

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

79237

**ISITMA-SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
HİDROLİK DENGELENMESİ**

Mak. Müh. Vedat KILIÇ

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

: Prof. Dr. İsmail TEKE

Doç. Dr. İbrahim GENTEZ

[Handwritten signature of İbrahim GENTEZ]

[Handwritten signature of Prof. Dr. İsmail TEKE]

79237

Doç. Dr. Ahmet. D. ALKAN

İSTANBUL, 1998

[Handwritten signature of Ahmet. D. ALKAN]

**YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
EĞİTİM VE ARAŞTIRMA MERKEZİ**

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
1. GİRİŞ	1
2. GENEL SİSTEM DİZAYNI	2
2.1. Isı Transfer Ortamı Olarak Su	2
2.2. Sistemde Glikol Su Karışımı Kullanımı	2
2.3. Boru Çapı Belirlenmesi ve Ülkelere Göre Uygulanan Değişik Kriterler ...	3
2.3.1. Borulamada Bazı Faktörlerin İrdelenmesi	4
2.3.2. Bazı Öneriler	5
2.3.3. Diğer Basınç Kayıpları	7
2.4. Terminal Üniteleri Karakteristik Eğrileri	8
2.5. Değişken Debili Sistem	9
2.6. ΔT Sıcaklık Farkının Seçim Kriterleri	11
3. KONTROL VANALARI UYGULAMALARI VE BALANSLANMARI	12
3.1. Kontrol Vanası Karakteristiği	13
3.2. Kontrol Vanası Otaritesi	15
3.3. Kontrol Vanası İle Balans Vanası Seri Olarak Bağlanabilir mi?	18
3.4. Kontrol Vanası Rangebilitesi	19
3.5. Geniş Rangebiliteye Sahip Kontrol Vanaları	20
3.5.1. Debi-Isıl Güç Eğrisi Lineer Olan Sistemler.....	20
3.5.2. Lineer Olmayan Debi-Isıl Güç Eğrisine Sahip Sistemler.....	20
3.5.3. Değişken Debili Sistemler	21
3.6. Kontrol Vanasının Büyük Seçilmesi	22
3.7. Kontrol Vanasının Küçük Seçilmesi	25
3.8. Redüksiyonların Kvs Değerine Etkisi	25
3.9. Örnek Kvs Seçimi	26
3.10. Üç Yollu Kontrol Vanaları	27
3.10.1. Karıştırma Fonksiyonunda Üç Yollu Vana Kullanımı	28
3.10.1.1. Üç Yollu Vana Otaritesi	29
3.10.1.2. E Kontrol Yolu Karakteristiği	30
3.10.1.3. L Kontrol Yolu Karakteristiği	31
3.10.1.4. By-Pass Hattında Balans Vanası Kullanımının İrdelenmesi	32
3.10.1.5. Pozitif Primer Devre Basıncının Üç Yollu Vana Üzerine Etkisi	33
3.10.1.6. Aktif Primer Dağıtım Sistemi	36
3.10.1.7. Pasif Dağıtım Sistemi	40
3.10.2. Ayırma Fonksiyonunda Üç Yollu Vana Kullanımı	41

4.	BALANSLAMA PRENSİBİ VE SEÇİMİ	42
5.	DİNAMİK BALANSLAMA	49
6.	DAĞITIM SİSTEMLERİNDE BALANSLAMA YÖNTEMLERİ	52
6.1.	Ön Ayar Metodu	53
6.2.	İtarativ Metodu	54
6.3.	Oransal Metod	54
6.3.1.	Branşmanların Balanslanması	55
6.3.2.	Kolonların Balanslanması	56
6.4.	Kompanze Metodu	58
6.4.1.	Branşmanların Balanslanması	59
7.	RADYATÖR VE FAN-COİL DEVRELERİNDE HİDROLİK BALANSLAMA	61
7.1.	Termostatik Vanalar	61
7.2.	Balansın Sağlanması	67
8.	BALANSLAMA VE ENERJİ EKONOMİSİ	68
9.	SONUÇLAR	71
	KAYNAKLAR	72
	EKLER	73
	Ek 1 Tipik Bir Balans Vanası Şekli.....	73
	Ek 2 T&A Firmasına Ait TAV 354 Tipli Kontrol Vanası.....	74
	ÖZGEÇMİŞ	75

ÖZET

Yaşadığımız enerji krizleri bize göstermektedir ki; enerji kullanımını minimize etmek günümüzde mutlaka her alanda olması gereken bir zorunluluktur. Bu aynı zamanda ekolojik çevre de göz önne alındığından giderek önem kazanmıştır.

Balansı yapılmamış bir Isıtma - Soğutma sistemi gerekli konforu sağlayamayacağı gibi sistem optimum noktada çalışmayacaktır.

Bu sebeplerden dolayı, Hidrolik balanslama dizayn şartlarında sistemde gerekli debinin elde edilmesinde (her zon ve bölgede) bir zaruriyettir. Bu amaçla sistemin uygun noktalarında balans vanaları kullanılmalıdır. Değişken debili bir sistemde, hidrolik balanslama her bir terminal ünitesinin tüm çalışma şartlarında dizayn edilmiş akış değerini sağlamaya yarar. Bu tip balanslama çok açık olarak gereklidir, zira hesaplarda yapılan ufak hataları sistem tamamlandığında kompanze edecektir.

Dolayısıyla;balanslama sistemin her bir bölümüne uygulanmalıdır :

- Gerekli debi tüm üretim ünitelerinde (chiller, kazan vs.) sabit olmalıdır.Zira bu olay bu ünitelerin verimini etkilemektedir. Hatta bu ünitelerin ömürleri ve iyi bir şekilde kontrolü buna bağlıdır.
- Sistemde dolaşan toplam debinin, üretim üniteleri toplam debisi ile eşit olması gerekmektedir.
- Kontrol devreleri optimum şartlarda çalışmaları için balanslanmalıdır.

Diğer bir deyişle, toplam hidrolik balanslama minimum enerjide gerçek konfor şartlarının sağlanmasıdır.

Balanslanmamış bir ısıtma veya soğutma sisteminde ;

- Özellikle büyük yük değişimlerinden sonra tüm odalarda istenen oda sıcaklıklarının elde edilememesi.
- Oda sıcaklığına ulaşılabildiğinde, özellikle orta ve düşük yüklerde sistemin osilasyona girmesi
- Yeterli büyüklükte üretim ünitesi kullanılmasına rağmen özellikle devreye almalarda ve kritik devrede dizayn debisinin elde edilememesi görülmektedir.

Bu tür problemlerin çözümü, balanslama yöntemleri ve sistem dizaynı tezimin esasını oluşturmaktadır.

ABSTRACT

Experienced energy crises show us that we have to cut down on using the energy in every part of our lives .This has even become essential from an ecological point of view.An unbalanced installation not only give the required comfort, but also it will not work on it's optimum point.

For these reasons, hydronic balancing is a fundamental operation for obtaining the required water flows throughout the plant , under design condition.This can be achieved by the use of balancing valve suitably distributed throughout the plant.

In a plant operating at a variable flow rate, hydrolic balancing can guarantee that each terminal units receives at least it's design flow under all operating conditions.This type of balancing is obviously necessary, as it justifies the calculations carried out when the plant was designed.

So that, balancing applies to all parts of the plant :

- **The required flow rate must be obtained practically constant in all production units(chillers, boilers, etc.).This condition is even essential, as it effects the production efficiency.**
- **The total distribution flow must be compatible with the production flow.**
- **Control loops must be balanced in order to work under optimum conditions.**

In other words, Total Hydronic Balancing means that Maintaining genuine comfort conditions at minimum energy costs.

Unbalanced plants encounters following problems :

- **The required room temperature is not achieved in all rooms, especially after a high load variations.**
- **When the required room temperature can be obtained, systems continuously oscillates especially low and medium loads.**
- **Despite having production units with sufficient capacity, especially in start-up and in unfavoured circuits design flow rates cannot be reached.**

Solving such problems, balancing methods and designing systems are corner stone of my thesis.

1. GİRİŞ

Bu tezi hazırlanmasındaki asıl amaç, yaygın (tek kazan veya chiller ile birden çok binanın ısıtılması veya soğutulması) veya yüksek binalarda karşılaşılan ve hidrolik dengesizlikten kaynaklanan mekanların ısınmama veya soğumaması problemlerinin pratik çözümler sunmaktır.

Tezin hazırlanmasında kullanılan tüm şekiller Total Hydronic Balancing kitabından alıntı olup kitap referans listesinde sunulmuştur. Ayrıca tez içeriğinde sunulan tüm * işaretli formüller ilk defa yine bu kitapta yayınlanmıştır.

Isıtma ve soğutma devrelerinde kullanılan iki ve üç yönlü vanalar ile termostatik vanalar sistemin önemli bir parçası olması ve balanslama ile direkt olarak alakalı olduklarından önce bu elemanlar teknik olarak tanıtılmış daha sonra nasıl dengelenmeleri gerektiği anlatılmıştır. Bunun yanında otomatik kontrol ile olay bağdaştırılmıştır.

Tezimin son kısmında ise olayın ekonomik boyutu ortaya konulmuştur.

Dengelemede yaygın olarak balans vanaları kullanılmakla birlikte, orifis plaka ve reglaj vanası kombinasyonunda kullanılmaktadır. Burada reglaj vanası olarak yine balans vanası özelliğinde ancak giriş ve çıkışında fark basıncın ölçülemeyen ve İngilizce double regulating valve olarak isimlendirilen bir vana kullanılmaktadır.

Bu tezi hazırlamadaki karşılaştığım en büyük zorluk yeterli teknik döküman bulamamak oldu. Örneğin balans vanası yerine kosva vana kullanılabilir mi diye bir sorunun peşine düştüğümde yerli üretim kosva vanalarının Kvs vana debi faktörlerinin dahi bilinmediğini öğrendim. Bu kadar basit bir bilgiye dahi ulaşamadım. Gerçekte sadece bu bilgiye değil ayrıca vana açıklığına göre vana kayıp katsayısı boyutsuz k değerlerinede ihtiyacım vardı. Ayrıca tezimin bu konuda hazırlanmış iyi bir Türkçe kaynak olduğu inancındayım.

2. GENEL SİSTEM DİZAYNI

2.1 Isı Transfer Akışkanı Olarak Su

Su 20 °C, - 60 °C arasında özgül ısısı 4.185 kJ/kg°K veya 1 kcal/kg°C olan bir ısı transfer akışkanıdır. Bir terminal ünitesinde üretilen güç P ve sıcaklık düşümü ΔT ise geçmesi gereken veya geçen debi :

$$q = \frac{3600 \times P}{4.18 \times \Delta T \times 1000} = \frac{k \times P}{\Delta T} \approx \frac{0.86 \times P}{\Delta T} \quad (2.1)$$

P (W), q (l/h)

k katsayısının 0.857 ile 0.882 arasında 5 ile 80 °C arasındaki su için değişir. Dolayısıyla ortalamam olarak k = 0.86 alınabilir. K katsayısının böyle bir kullanımı hesaplarda % 0.35 ile - % 2.5 arasında hata oluşturur.

2.2 Sistemde Glikol Su Karışımı Kullanımı

Eğer sistemde donma tehlikesi varsa, glikol suya katılmaktadır. Aşağıdaki tabloda glikol oranına göre donma sıcaklığı verilmiştir. Saf su ile karşılaştırıldığında; glikol miktarı arttıkça ısı kapasite azalmaktadır. Örneğin % 20 glikol oranında % 15, % 40 glikol arasında % 27 zalma görülmektedir.

Bilgisayar hesapları için - 30 ve 80 °C sıcaklık ve % 0 - 60 glikol oranları için kinematik vizkozite ve relatif yoğunluk aşağıdaki ampirik formüller ile bulunabilir .

$$\gamma = 1 - (t/580)^{1.8} + (C/636) * (1 - t/235) \quad * (2.2)$$

$$v = \{ 309(1 - e^{(-0.111(37+t)/(37+t)})} \} * e^{(1.1C(256-t) * 10^{-6})} \quad * (2.3)$$

°C		5°			20°			40°			80°		
%C	tf	γ	v	k	γ	v	k	γ	v	k	γ	v	k
0	0	1.00	1.53	0.86	1.00	1.00	0.86	1.00	0.65	0.87	0.97	0.36	0.89
10	-4	1.01	2.02	0.88	1.01	1.29	0.89	1.00	0.82	0.88	0.98	0.43	0.90
20	-9	1.02	2.66	0.90	1.02	1.67	0.91	1.02	1.04	0.90	1.00	0.53	0.91
30	-16	1.04	3.5	0.94	1.04	2.16	0.95	1.03	1.32	0.95	1.01	0.64	0.94
40	-24	1.05	4.62	0.98	1.05	2.80	0.99	1.04	1.67	0.97	1.03	0.78	0.95
50	-35	1.06	6.09	1.02	1.06	3.63	1.03	1.05	2.12	1.01	1.04	0.94	0.97

Çizelge 2.1 Sıcaklık ve Glikol Karışımına Göre Karakteristik Değerler

Normal su 0 °C'nin altında sistemin en soğuk bölgesinde donar ve buz kristalleri oluşturur. Bu kristaller normal sudan daha fazla hacim kaplayacağından sistemin diğer kısmında kalan suya basınç uygular ve nazik bir noktadan patlama ve çatlama görülür.

2.3 Boru Çapı Belirlenmesi ve Ülkelere Göre Uygulanan Değişik Kriterler

Boru çapının belirlenmesi esas olarak akışkan miktarı ve tipine, basınç ve sıcaklığına, kabul edilebilir max gürültü seviyesine ve ekonomik kritere bağlıdır.

Lineer basınç kayıpları :

Basınç kayıpları aşağıda sunulacak olan formüllerle hesaplanabilir. ancak bu formüller belirli akış koşulları için geçerlidir. Akış koşullarını boyutsuz Re sayısı belirler.

$$Re = \frac{V \times d_i}{\nu} \quad \begin{array}{l} V : \text{hız (m/sn)} \\ d_i : \text{karakteristik çap (m)} \\ \nu : \text{kinematik viskozite (m}^2/\text{s)} \end{array} \quad (2.4)$$

$$\Delta P = \frac{58 \times V^2}{d_i^2} \times 10^5 \quad \begin{array}{l} \Delta P : (\text{Pa/m}) \\ V : (\text{m/sn}) \\ d_i : (\text{mm}) \end{array} \quad (2.5)$$

Türbülanslı akışta basınç kaybı :

Aşağıda bulunmuş λ_t (t türbülanslı akış için); moody diyagramından çıkarılmış olup; $Re > 3500$ için geçerlidir. $3500 > Re > 2320$ için akış ara rejimdedir.

$$\lambda_t = \frac{1}{\left\{ 2 \log \frac{3.715}{\epsilon_r} \right\}^2} + (0.938 / \log Re^{2.393}) * e^{-0.44(Re \epsilon_r)^{0.33}} \quad (2.6)$$

Burada bu formülasyonun nasıl çıkarıldığı verilmeyecektir. Ancak sanayide kullanılmak üzere çıkarılmıştır.

ϵ_r : Borunun bağıl pürüzlülüğü (boyutsuz)

ϵ : Borunun mutlak pürüzlülüğü (mm)

λt yine Colebrook formülasyonundan da çıkarılabilir. Bilgisayar programları için ve $Re > 3500$ için basınç kayıpları F 2.5 ve Colebrook formülüyle kombine halde çözülebilir.

Colebrook Formülü:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{er}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (2.7)$$

2.3.1 Borulamada bazı faktörlerin irdelenmesi

Boru çapının bir çok kriter gere seçildiğini daha önce belirtmişim. Küçük boru çaplarından (Örneğin DN 10, 15, 20, 25) ara ve laminar akış resimlerinden kaçınmak için almak gereken minimum hızlar aşağıdaki gibidir : ($Re < 3500$)

DN	di (mm)	Su (80 °C) (m/sn)	Su (20 °C) (m/sn)	Su (5 °C) (m/sn)	Su (5°C) + % 30 glikol (m/sn)
10	12.5	0.101	0.280	0.428	0.98
15	16	0.079	0.219	0.335	0.766
20	21.6	0.059	0.162	0.248	0.567
25	27.2	0.046	0.129	0.197	0.450

Isıtma soğutma sistemlerinde donmayı önlemek amacıyla glikol kullanımı oldukça yaygındır. Bu nedenle glikol oranlarına göre değerler verilmiştir. Fransa'da; boru çapına göre maksimum hız değerleri aşağıdaki gibi verilmektedir.

Normal Hız Değerleri						Flashing için minimum Hızlar Değerleri			
DN	di	m/s	l/s	l/h	Pa/m	m/s	l/s	l/h	Pa/m
15	16	0,55	0,11	398	398	0,96			925
20	21,6	0,7	0,256	923	923	1			682
25	27,2	0,8	0,434	1672	1672	1,03			539
32	35,9	0,9	0,91	3277	3277	1,06			401
40	41,8	0,95	1,302	4689	4689	1,08			344
50	53	1,1	2,425	8729	8729	1,11			270
65	70,3	1,3	5,041	18150	18150	1,15			203
80	82,5	1,4	7,477	26917	26917	1,17			173
100	107,1	1,5	13,501	48603	48603	1,21			134
125	131,7	1,5	20,405	73495	73495	1,24			109
150	159,3	1,5	29,869	107528	107528	1,26			89
200	207,3	1,5	50,581	182090	182090				
250	260,4	1,5	79,812	287323	287323				
300	309,7	1,5	112,893	406416	406416				

Çizelge 2.2 Dizayn hız değerleri ve basınç kayıpları ($t_s=20\text{ °C}$ ve $\epsilon=0.05$)

Bununla birlikte; yaşam bölgelerine yakın geçen borulardan hız 1.5 m/sn den 1.2 m/sn'ye ye indirilmiştir. Ancak verilen bu hızlar; sistemin temizlenmesisirasında 5 mm çapındaki demir partiküllerinin sürüklenmesi için gerekli min. hızlarla karşılaştırılmalıdır.

Düşük sirkülasyon hızı; ses oluşumunu, pompa enerjisini ve yüke göre fark basınç dalgalanmasını azaltırken ilk yatırım maliyetlerini yükseltecektir. Aynı zamanda düşük hızlar ağır partiküllerin toplanarak sistemde tıkanmalara yol açacaktır. Ancak partikül transportununda değişik sakıncaları vardır.

Amerika'da 400 Pa/m değerine ulaşıldığında boru çapını değiştirmek bir gelenek haline gelmiştir. Ortalama olarakta sisteme 250 Pa/m basınç kaybı verilmektedir. Son söylenenden aşağıdaki bağıntı çıkarılabilir (Hızdan bağımsız olarak)

$$d_i > 1.66 q^{0.374} \quad d_i \text{ (mm) , } q \text{ (l/h)} \quad *(2.8)$$

$$d_i > 35.41 q^{0.374} \quad d_i \text{ (mm) , } q \text{ (l/sn)} \quad *(2.9)$$

Daha genel olarak; Δp_{max} , V_{max} ve q (l/h) için aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir.

$$d_i > 5.47 q^{0.374} \Delta p_{max}^{-0.2}$$

$$d_i > 0.6 \sqrt{q / V_{max}} \quad *(2.10)$$

Yine Amerika'da 2" (50 mm) ve aşğıdaki boru çaplarında minimum 0.6 m/sn önerilmektedi. Daha büyük boru çaplarında min. 75 Pa/m önerilmektedir. (Bunun nedenide havanın sürüklenmesini sağlamak ve sistemden çıkmasını kolaylaştırmaktır.)

İngiltere'de ise 0.75 - 1.5 m/sn 2" ve aşağı çaplardaki borularda önerilmekte 1.25 - 3 m/sn 2" ten büyük bazı çaplarında önerilmektedir.

İskandinavya ülkelerinde maksimum 100 Pa/m öngörülmektedir. Görüldüğü üzere boru çapı seçimi ülkeden ülkeye değişmektedir. Bundan dolayı öneriler kısmındaki referans tablolar önerilmektedir.

2.3.2 Bazı Öneriler

Boru çapını büyük tutmak ilk yatırım maliyetlerini yükseltirken, pompa enerji girdisini düşürecektir. Basınç kayıpları pompa max. basma yüksekliğinin % 75 ini geçtiğinde, bazı bölgelerde fark basınç düşük yüklerde 4 katına çıkmakta ve kontrol vanasının otoriteside aynı derecede düşmektedir. Bundan dolayı en azından ana hatlarda basınç kayıplarını düşük tutmak veya ikincil zon pompalarıyla çalışılmalıdır.

Boru çapının belirlenmesinde aşağıdaki referans tablolar sunulmuştur. (Zira seçim ülkeden ülkeye değişmektedir.)

Boru Çapı		Debi		Hız		$\Delta P(\text{Pa/m})$					
DN	di	l/s		m/s		5C		20C		80C	
mm	mm	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
10	12,5	0,014	0,03	0,11	0,25	35	78	23	100	22	89
15	16	0,03	0,06	0,15	0,28	29	89	22	100	18	80
20	21,6	0,06	0,13	0,15	0,34	16	110	22	100	18	80
25	27,2	0,13	0,24	0,22	0,41	36	109	33	100	25	81
32	35,9	0,24	0,5	0,23	0,49	29	109	26	100	21	83
40	41,8	0,5	0,75	0,36	0,55	52	108	48	100	39	83
50	53	0,75	1,43	0,34	0,65	34	108	31	100	25	85
65	70,3	1,58	3,05	0,41	0,79	33	107	30	100	25	86
80	82,5	3,05	4,68	0,57	0,88	49	107	46	100	38	87
100	107	4,68	9,4	0,52	1,04	30	107	28	100	23	88
125	132	9,4	16,14	0,69	1,18	39	105	36	100	31	88
150	159	16,14	26,83	0,81	1,35	41	106	39	100	34	89
200	207	26,83	53,61	0,79	1,59	29	105	27	100	24	90
250	260	53,61	97,45	1,01	1,83	34	104	32	100	28	90
300	310	97,45	155	1,29	2,06	44	105	42	100	37	91

Çizelge2.3 Düşük basınç kaybı. $\epsilon=0.05$ -(Kalın Fontla yazılan kısımda $Re<3500$)

Boru Çapı		Debi		Hız		$\Delta P(\text{Pa/m})$					
DN	di	l/s		m/s		5C		20C		80C	
mm	mm	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
10	12,5	0,014	0,04	0,11	0,34	36	165	23	200	22	159
15	16	0,04	0,08	0,21	0,41	40	221	57	200	47	162
20	21,6	0,08	0,19	0,22	0,51	46	220	47	200	37	166
25	27,2	0,19	0,35	0,32	0,59	72	215	65	200	52	166
32	35,9	0,35	0,73	0,34	0,72	56	216	51	200	41	170
40	41,8	0,73	1,1	0,53	0,8	103	214	95	200	79	171
50	53	0,1	2,08	0,5	0,94	67	214	62	200	52	174
65	70,3	2,3	4,4	0,59	1,14	64	212	59	200	50	176
80	82,5	4,4	6,77	0,83	1,27	96	212	90	200	78	178
100	107	6,77	13,52	0,75	1,5	59	211	55	200	47	179
125	132	13,52	23,36	1	1,71	76	210	72	200	63	180
150	159	23,36	38,38	1,17	1,93	82	207	77	200	68	180
200	207	38,38	77,13	1,14	2,29	56	208	53	200	47	182
250	260	77,13	133,14	1,45	2,5	67	188	64	181	57	164
300	310	133,14	188,33	1,59	2,5	66	153	62	147	55	133

Çizelge 2.4 Orta basınç kaybı. $\epsilon=0.05$ -(Kalın Fontla yazılan kısımda $Re<3500$)

Boru Çapı		Debi		Hız		ΔP(Pa/m)					
DN	d _i	l/s		m/s		5C		20C		80C	
mm	mm	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
10	12,5	-	0,06	-	0,5	-	442	-	400	-	330
15	16	0,06	0,12	0,31	0,6	121	437	121	400	96	335
20	21,6	0,12	0,27	0,33	0,74	102	436	93	400	74	342
25	27,2	0,27	0,5	0,47	0,87	141	429	130	400	107	343
32	35,9	0,5	1,06	0,5	1,05	111	424	102	400	84	346
40	41,8	1,06	1,6	0,77	1,16	200	421	186	400	160	348
50	53	1,6	3,02	0,73	1,37	132	425	123	400	105	357
65	70,3	3,32	6,4	0,85	1,65	125	422	117	400	101	359
80	82,5	6,4	9,8	1,2	1,83	191	423	180	400	159	363
100	107	9,8	19,45	1,09	2,16	116	417	109	400	96	364
125	132	19,45	33,41	1,43	2,45	149	412	142	400	126	363
150	159	33,41	55,55	1,68	2,79	159	417	152	400	137	370
200	207	55,55	101,25	1,65	3	112	350	107	337	96	309
250	260	101,25	160	1,87	3	112	266	107	256	96	235
300	310	160	226	2,12	3	112	216	107	208	97	191

Çizelge2.5 Yüksek basınç kaybı.ε=0.05

2.3.3 Diğer basınç kayıpları

Diğer basınç kayıplarını yerel kayıplar olarakta adlandırabiliriz. Bu kayıplar aşağıdaki formülasyonlarla hesaplanabilir.

$$\Delta P = 500 \zeta \gamma V^2 \quad (2.11)$$

$$V = (0.354 q / d_i^2) \quad q(l/h), \Delta P(Pa/m), V(m/s) \quad (2.12)$$

K(veya ζ) katsayısı tamamen fittings'e bağlı bir katsayıdır. Ama gerçekte $k = f(\text{fittings}; Re)$ olup pratikte Re sayısına göre değişim ihmal edilmektedir. Burada; bir vanaya ait Kv ve k değerlerinin çok farklı şeyleri ifade ettiğini hatırlatmak isterim. Ancak bu iki değer arasında F(2.14) te verilen bir bağıntı mevcut.Kv vana debi faktörü olup; bir vananın 1 atm. fark basınçta geçirebileceği max. debi miktarıdır ve debi boyutundadır. K katsayısı ise vanaya ait kayıp katsayısı olup boyutsuzdur.Kvs ise vana tam açık iken 1 atm. fark basınçta elde edilen maksimum debidir.

$$\Delta P = 0.1 \gamma (q/Kv)^2 \quad \Delta P (Pa/m) , q(l/h) \quad (2.13)$$

$$\zeta = d_i^4 / (625 Kv^2) \quad (2.14)$$

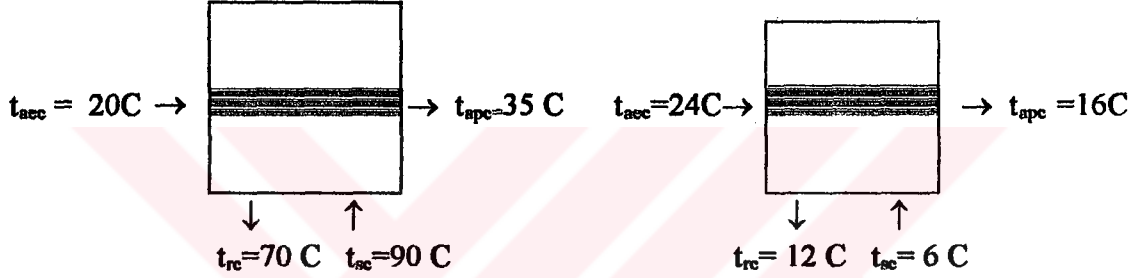
2.4 Terminal Üniteleri(Isı Değiştiriciler) ve Karakteristik Eğrileri

Hava şartlandırma; terminal üniteleri su ile hava arasında bir ısı değiştirici görevini görmektedir. Terminal ünitesinin vermiş olduğu güç aşağıdaki formülle bulunabilir.

$$P = k \cdot \Delta t_m \quad (2.14) \quad \Delta t_m : \text{Logaritmatik Sıcaklık Farkı}$$

$$\% P = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m_c}} \times 100 \quad (2.15) \quad \Delta t_{m_c} : \text{Dizayn değerindeki Log. Sıc. Farkı}$$

k katsayısı esas olarak ısı değiştirici tipine; hava hızına, suyun akış resmine, yüzeye bağlıdır.



Şekil 2.1 Isıtma ısı değiştiricii

Şekil 2.2 Soğutma ısı

değiştiricii

Logaritmatik sıcaklık farkı :

$$\Delta T_m = (H-B) / \ln(H-B) \approx \sqrt{H \cdot B} \quad (2.15)$$

H : En büyük sıcaklık farkı , B : En küçük sıcaklık farkı

Karşı akışlı ısı değiştirici kullanıldığında ;

Şekil 1 için $\Delta t_m = 52.5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Şekil 2 için $\Delta t_m = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$

Eğer tr ve ts yön değiştirilirse, paralel akış elde edilmiştir, bu durumda :

$$\Delta t_m = 50.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\Delta t_m = 0.3 \text{ } ^\circ\text{C}$ elde edilir.

Radyatörler için : $P = k \cdot \Delta t_m^n \sim (H \times B)^{n/2}$

$$\% P \sim 100 \left(\frac{(t_s - t_i) \cdot (t_r - t_i)}{(t_{sc} - t_{ic}) \cdot (t_{rc} - t_{ic})} \right)^{n/2} \quad (2.16)$$

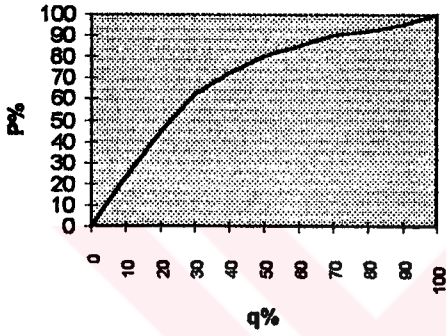
n değeri genelde 1.3 olarak alınabilir ve (n = 1.1 1.4) arasında bir değerdir.

Soğutucu Isı Değiştiricide ;

Şekil 2'ye göre $\Delta T = 12 - 6 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ çok düşük yüklerde $t_{ap} = t_{ae} = t_{rc} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$; bu nedenle $\Delta T_0 = 24 - 6 = 18 \text{ }^\circ\text{K}$ ve $\phi = 6/18 = 1/3$.

Yine çok düşük yüklerde 1 lt debi su $P = 18 \times 1.16 = 20.9 \text{ watt/lt}$ güç verecektir, ve her % 1 debi artışında güç % 3 artacaktır. Yüksek yüklerde $P = 6 \times 1.6 = 7 \text{ wat/lt}$ ve her % 1 debi artışı ancak % 0.18 güç artışına neden olacaktır.

Dolayısıyla aşağıdaki eğri elde edilir.



Şekil 2.4 Soğutucu ısı değiştirici karakteristiği
(Su Giriş Çıkış Sıc. =6 °C/12-24 °C)
(Hava Giriş- Çıkış =24°C/16-24°C)

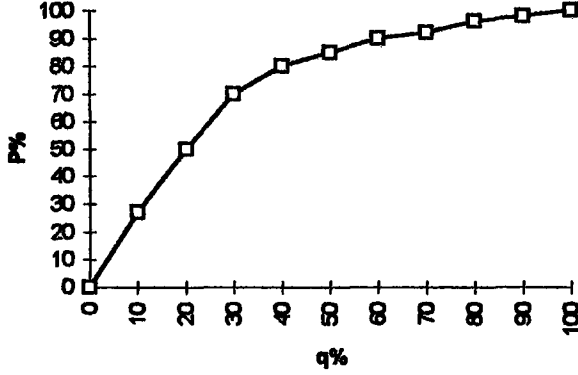
Isıtıcı Isı Değiştiricide ;

Şekil 2'ye göre $\Delta t_c = 90 - 70 = 20 \text{ }^\circ\text{K}$

Düşük yüklerde $t_{ap} = t_{ae} = t_{rc} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\Delta T_0 = 90 - 20 = 70 \text{ }^\circ\text{K}$

Bu nedenle $\phi = 20-70 = 1/3.5$ ve soğutucu ısı değiştiriciye ait eğriye benzer bir eğri elde edilecektir.

Aşağıdaki gibi bir eğri elde edilecektir.



Şekil 2.5 $\Delta T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ İçin ($T_{sc}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$) ısıtıcı ısı değiştiricide karakteristik

Radyatörlerde :

Radyatörlerde elde edilecek eğri, ısıtıcı ısı değiştiriciye benzer olacaktır.

1.6 ΔT Sıcaklık Farkının Seçim Kriterleri

Düşük, akışkan giriş çıkış sıcaklık farkına sahip (Δt_c) ısı değiştiriciler oldukça doymuş bir eğriye sahiptir ($P\% = f(q\%)$). Dolayısıyla, dizayn debisi civarında debi değişimi ısı değiştiriciden elde edilen gücü fazla etkilemez. Bunun daha önceki karakteristik eğriden gözlemek mümkündür. Eğer bir ısı değiştirici oransal bir kontroler ile kontrol edilecek ise, ϕ değerinin 0.25'ten büyük olmasına dikkat edilmelidir.

$$\text{Dolayısıyla : } \phi = \frac{\Delta T_c}{(t_s - 20)} = 0.25 \quad \Delta t_c > 0.25 (t_s - 20)$$

$$t_s = 90\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ için } \Delta t_c > 18\text{K} \text{ olmalı. } t_s = 60\text{ }^{\circ}\text{C} \quad \Delta t_c > 10\text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$t_s = 6\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ için } \phi = \frac{\Delta T_c}{(24 - t_s)} \quad \Delta t_c > 4.5\text{ }^{\circ}\text{K} \text{ olmalıdır.}$$

Büyük Δt_c 'nin kullanımı debiyi, pompa gücünü, boru çapını ve kayıpları azaltacaktır. Ayrıca ısı değiştiricinin kontrolü daha kolay olacaktır. Ancak elde edilebilecek max. güç ısı değiştiriciden geçen debiye göre daha hassas olacak, ayrıca ısı değiştirici yüzeyide büyütülmesi gerekecektir.

Unutulmaması gereken diğer bir husus ise sistem daha hassas bir hidrolik balanslamaya ihtiyaç duyacaktır.

Önemli olan diğer bir nokta ise büyük ΔT 'lerde çalışırken geçmesi gereken akışkan debisinin azalması gerektiğinden; Re sayısı düşebilir yani laminar rejime geçiş riski vardır. Laminar ve ara rejimde ısı değiştiriciden elde edilen güç ve hava çıkış sıcaklığını kontrol altında (stabil halde) tutmak zorlaşacaktır.

Örnek olarak $d_i=10$ mm iç çapındaki borularla yapılmış bir ısı değiştirici dizayn debisinde 1.6 m/sn'de akışkan geçirdiğini düşünelim. Ve bu hız değeri $\Delta T = 6$ °C için elde edildiğini kabul edelim. (Isıtma $\Delta T = 20$ alınır). Aşağıdaki tablo orta rejime ulaşmamak için olması gereken minimum şartlardır. Diğer bir deyişle aşağıdaki hız değerlerinin altında artık ısı değiştirici içinde türbülans akış karakteri mevcut değildir.

Vc=1,6m/s, di=10mm ,qmax=0,126 l/s									
tsc=6 °C					tsc=90 °C				
ΔT	V(m/s)	q %	q(l/s)	P%	ΔT	V(m/s)	q %	q(l/s)	P%
6	0,61	38	0,048	70	20	0,13	8	0,01	27
9	0,61	57	0,072	78	30	0,13	12	0,015	30

Çizelge 2.6 Türbülanslı rejimde çalışmak için gereken minimum debi değerleri

Soğutma ısı değiştiriciinde; dizayn yükünün % 70 elde edildiğinden orta rejime ulaşılmaktadır. Eğer glikollü su kullanılmış ise durum daha kötüdür. Zira glikol Re katsayısını düşürmektedir. Büyük ısı değiştiricilerde (d_i gözönüne alındığında); durum irdelendiğinde; stabil bir hava sıcaklığı elde etmek için soğutma ısı değiştiriciinde; 0.32 m/sn, ısıtma serp. 0.08 m/sn değerinin altına düşülmemelidir.

Sonuç Olarak;

Optimum ΔT sistemden sisteme değişmektedir. Her sistem için ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

Buraya kadar hidrolik balanslama ile ilgili temel ön bilgiler ortaya konuldu. Verilen bilgilerin tamamı teorik tabanlı ve pratikte kolaylıkla kullanılabilirlerdir. Bundan sonra sırasıyla kontrol vanası seçimi ve balanslamanın gereği ,balanslama yöntemleri,karşılaşılan problemler ele alınacaktır.

3. KONTROL VANALARI UYGULAMALARI VE BALANSLANMALARI

Bu bölümde kontrol vanalarının değişik kullanımları ve seçimi anlatılacak, ayrıca olayın balanslama ile ilişkisine girilecektir. Açıkça ifade etmek gerekirse; eğer sistemdeki kontrol vanaları ve diğer vanalar uygun seçilmemiş ise balans vanasının kullanımı yanlış seçimden

doğacak dezavantajlar ortadan kaldıramayabilir. Örneğin, kontrol vanası çok büyük seçilmişse balans vanasını çok kısmak gerecektir. Bu durumda balans vanasında ses oluşması ve zamanla kavite olabilir. Bu nedenle vana seçimi büyük bir öneme sahiptir.

Kontrol vanası; hidrolik sistemde sürekli basınç kaybı oluşturarak su debisini gerekli miktara ayarlar. Devreden geçen debi vana giriş çıkışı arasındaki fark basınca bağlıdır.

$$q = K_v \cdot \sqrt{(\Delta p / \rho) / 1000} \quad (3.1)$$

K_v : Vana Akış Faktörü (m³/h)

ρ : Akışkan Yoğunluğu ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \dots 4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\rho = 970 \text{ kg/m}^3 \dots 80 \text{ }^\circ\text{C}$)

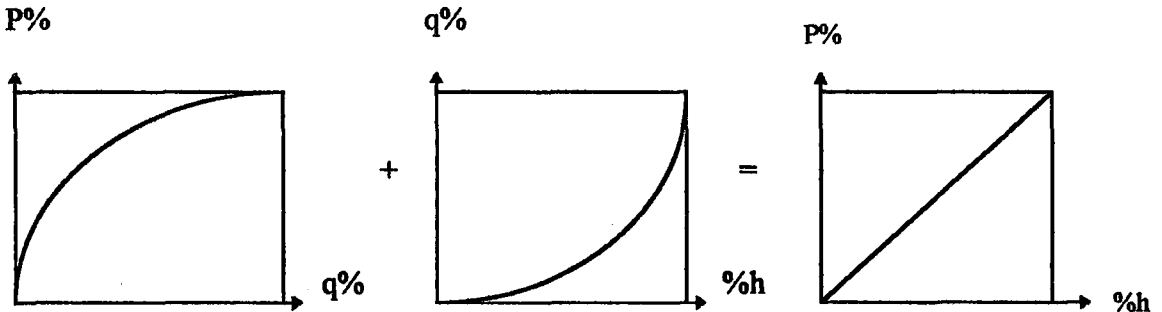
q : Debi (m³/h)

ΔP : Fark Basınç (bar)

K_v s vana tam açıkken 1 atm. fark basınçta vanadan geçen max. debi miktarıdır.

3.1 Kontrol Vanası Karakteristiği

Kontrol vanasının karakteristiği şöyle tanımlanabilir. Sabit fark basınçta vana açıklık oranı (veya vana mili) ile geçen debi arasındaki orandır. Lineer karakteristikteki bir vana için; vananın % açıklığına göre geçen debi oransaldır. Daha önce anlatıldığı gibi terminal üniteleri lineer karakteristikte değildir. Bu durumda eğer lineer karakteristikli bir vana kullanılırsa vananın çok az açılması, terminalin (ısı değiştiricinin) vermiş olduğu enerjiyi büyük oranda artıracaktır. Dolayısıyla sistem stabil çalışmayacaktır. Bu tür bir problem öyle bir vanayla çözülmelidir ki; vana açıklığına göre terminal ünitesinden elde edilen güç oransal olmalıdır. (veya lineer olmalıdır)



Şekil 3.1 Terminal ünitelerinin nonlineer karakteristiğinin yine karakteristiği lineer olmayan kontrol vanası karakteristiği ile konpanze edilmesi.

Şekilden görülebileceği gibi eğer terminal ünitesi (ısı değiştirici) dizayn debi değerinin % 20'si ile beslendiğinde vermesi gereken ısı gücünün % 50'sini veriyorsa, seçilen vananın karakteristiği öyle olmalıdır ki vana % 50 açıkken, max. açık pozisyona göre geçirdiği debinin % 20'sini geçirmelidir. Dolayısıyla vana % 50 açıkken; % 50 ısı gücü elde edilecek, yani sistem lineer hale getirilecektir.

Piyasada (dünya pazarında) çok değişik karakteristiğe sahip vana bulmak mümkün değildir.

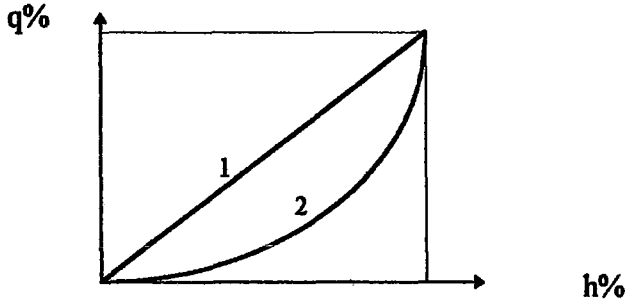
Aşağıda değişik karakteristikli vanalar için geçen debiye göre vana açıklık oranı verilmiştir.

a,b, ϕ katsayıları öyle seçilmiştir ki % 20 debi, % 50 vana açıklığında elde edilmiştir. Fakat bu katsayılar üreticiden üreticiye değişmektedir.

		EQ%	EQM(TA)	Cysseau
dq/dh		$q\%=100e^{a(h/100-1)}$	$q\% = \frac{100\phi}{100/h-1+\phi}$	$q = \frac{100(e^{bh/100}-1)}{e^b-1}$
h%		a=3,22	$\phi = 0,25$	b=2,77
dq/dh	0	0,13	0,25	0,19
dq/dh	50	0,64	0,64	0,74
dq/dh	100	3,22	4	4,1
q	50	20	20	20
qth-min	0	4	0	0
RF		25		

Çizelge 3.1 Üç değişik non-lineer vana karakteristiği

Logaritmatik karakteristikli vana bilinen iyi bir standarttır ve en büyük dezavantajı vana tam kapalı iken teorik olarak % 4'lük bir teorik sızıntı değerini vermektedir. % 4 küçümsenmeyecek bir miktar olduğundan üreticiler vana yaklaşık kapalı pozisyonda Logoritmatik karakteristiği bırakmakta ve vana kapandığında vana sızdırmamaktadır. Bundan dolayı teorik minimum debinin altında akış kontrol edilemez durumdadır. RF oranı; vananın kontrol edebileceği max ve min. debi değerinin oranıdır; ve İngilizce valve rangeability olarak adlandırılır. Diğer bir karakteristik ise EQM (Modified Equal Percentage - Modifiye edilmiş Logoritmik karakteristik). Ayarlanabilir minimum debi vananın teorik karakteristiğinden bağımsız duruma getirilmiştir. Ayarlanabilecek minimum debi üretici firmanın vereceği limit değerler veya toleranslar içindedir.



Sekil 3.2

1-Lineer

2-Equal Percentage(EQ)(Logaritmik Karakteristiğe sahip vana)

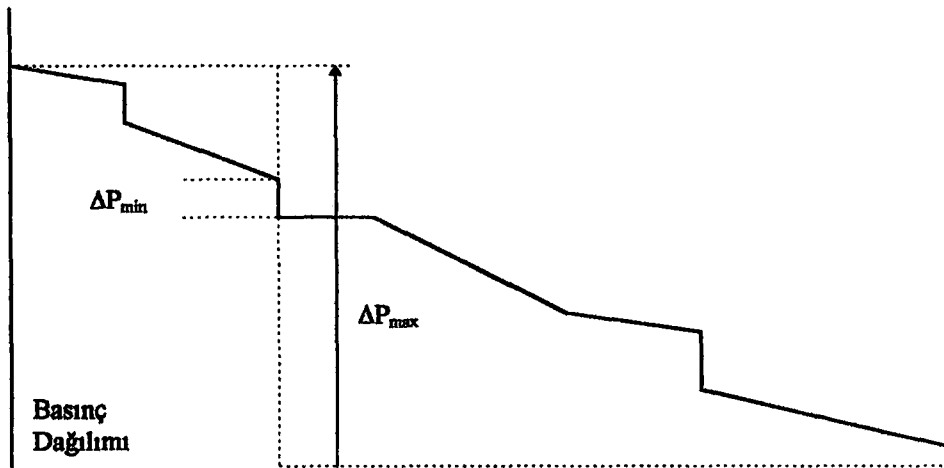
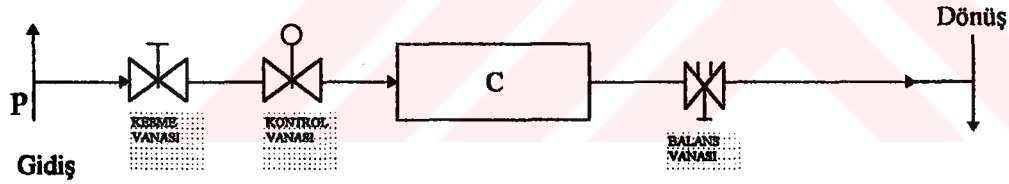
3.2 Kontrol Vanası Otaritesi

Kontrol Vanasının statik karakteristiği sabit fark basınç için tanımlanmıştır. Pratikte bu fark basınç sabit değildir. Vana tam açık pozisyonda iken vanaya uygulanan Δp değeri giriş ve dönüş arasındaki fark basınçtan düz boru, fittings ve ısı değiştiricideki basınç kaybının çıkarılmasıyla bulunabilir. Vana tam kapandığında geçen debi sıfır olduğundan uygulanan ΔP vana için fark basınç sayılır. Kontrol Vanası ΔP_{\min} baz alınarak ve geçmesi gereken debi göz önüne alınarak seçilir. Vana kapalı pozisyona çok yakinken geçen akışkan debisi teorik değerinden daha fazladır zira fark basınç ΔP_{\min} değerinden daha büyüktür. Dolayısıyla vana karakteristiği bozulmakta. Karakteristeki bozulma $\Delta P_{\min}/\Delta P_{\max}$ oranına bağlıdır.

$$\beta = \Delta P_{\min}/\Delta P_{\max}$$

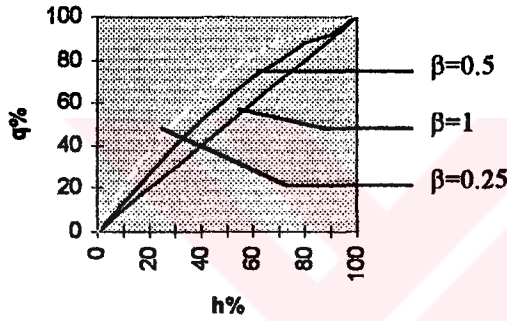
 β : Kontrol Vanası Otaritesi

(3.2)



Şekil 3.3 Basınç Dağılımı

Eğer kontrol vanası gereğinden büyük seçilmiş ise, ΔP_{\min} değeri küçültülmüş olacak ancak ΔP_{\max} değeri sabit kalacağından kontrol vanası otaritesi düşecektir ve özellikle düşük yüklerde kontrol stabil olmayacaktır. Yalnız bunun tersi doğru değildir. Gereğinden büyük seçilmiş bir vana iyi bir kontrol otaritesine sahip olabilir. Eğer devreden geçen debi iki katına çıkarılırsa ΔP_{\min} ve ΔP_{\max} aynı anda büyüyeceğinden otarite değişmeyecektir. Dolayısıyla kontrol vanasının büyük veya küçük seçilmesini vana otaritesinden bağımsız düşünmek gerekir. Ancak kontrol vanası seçiminde Kv katsayısı ile Vana Otaritesini beraber değerlendirmek gerekir. Aşağıdaki şekilde değişik değerlerdeki vana otaritesine göre devreden geçen debi irdelenmiştir.



Şekil 3.4 Vana otaritesine bağlı olarak vananın lineer karakteristiğinin bozulması

Örneğin $\Delta T=10$ °C farkla çalışan bir ısıtma ısı değiştiricisi düşünelim; böyle bir ısı değiştiricide dizayn debisinin %20 geçtiğinde yine ısı çıkışının dizayn değerinin %75'i elde edilmektedir. (Daha önce grafiksel olarak verildi)

$\beta=0.25$ için; vana sadece %10 açıkken; dizayn değerinin %20 sini geçirebilmekte. Bu durumda stabil bir kontrol sağlamak mümkün değildir. Eğer vana gereğinden büyük seçilmişse durum dahada kötüdür. Düşük yüklerde fark basınç dizayn değerinden deha büyük olduğundan geçen debi vana açıklığı ile orantılıdır ve kontrol güçleşmektedir.

$\beta=0.5$ değeri vana karakteristiğini aşırı derecede deforme etmediğinden pratik olarak kullanılabilir bir değerdir. Bunun daha açık anlamı; vana tam açıkken basınç kaybı vana için mümkün ΔP_{\max} değerinin yarısı kadar olmalıdır. Zira toplam basıncın diğer yarısı fittings, boru, terminal ünitesine uygulandığından $\beta=0.5$ değeri elde edilmektedir. Dikkat edilirse vana otaritesi kavramında dizayn debi değeri görülmemektedir. Dolayısıyla bu yaklaşım tamamen teorik kalmaktadır. Herhangibir hidrolik devrede kontrol vanası

normalden büyük seçilmişse vana otaritesi azalmakta ve kaçınılmaksızın dizayn değerinden sapmalara(overflow) neden olmaktadır.

Pratikte ΔP_{\min} ve ΔP_{\max} değerleri her an değişmektedir ve teorik β değeri sabit kalmakta. Ancak gerçekte vana karakteristiği bozulmaktadır.

Sonuç Olarak; β değeri karakteristeki bozulma hakkında bilgi vermemektedir.

Gerçek kontrol vanası otaritesi β'

Gerçek Kontrol Vanası Otaritesi; dizayn debisinde kontrol vanasındaki basınç düşüşünün vana tam kapalı iken vana basınç kaybının, vana girişindeki basınca oranı olarak tarif edilir.

$$\beta' = \frac{\Delta P(Q_{\text{dizayn}})}{\Delta P (\text{vana tam kapalı iken})} \quad (3.2)$$

β' nün pratik anlamı vana karakteristiğindeki bozulma olarak yorumlanabilir. β ve β' arasında vana tam açıkken aşağıdaki gibi bir bağıntı vardır.

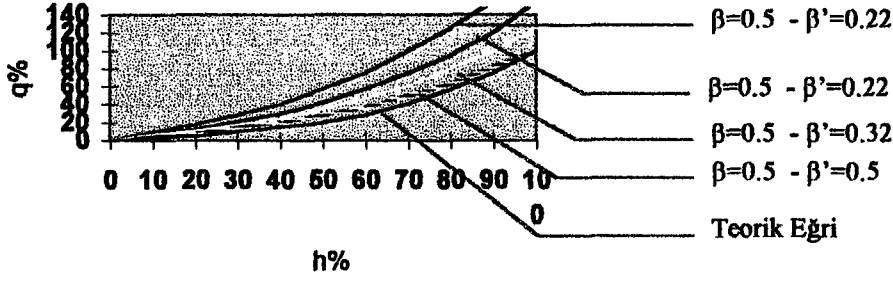
$$\beta = \beta' * S_q^2 \quad *(3.3)$$

S_q —————> Aşırı Debi Faktörü(Over flow Factor)

Max. Debi, Dizayn Debisine eşitlendiğinde $\beta = \beta'$ olmaktadır. Bununla birlikte kontrol vanası otaritesi sabit değildir. Bir çok iki yollu vanada vana pratik olarak tam kapalı iken ısı değiştirici , borulama ve diğer basınç kayıpları ihmal edilebilecek seviyededir. Dolayısıyla vana basınç kaybı pompa basma yüksekliğine eşittir. Kontrol Vanası vana neredeyse kapalı pozisyonda dahi stabil bir kontrol sağlayabilmelidir. Minimum Vana Otaritesi aşağıdaki tamamlanabilir.

$$\beta'_{\min} = \frac{\Delta P(\text{Vana Tam açıkken ve dizayn debisindeki})}{\text{Pompa Basma Yüksekliği}} \quad (3.4)$$

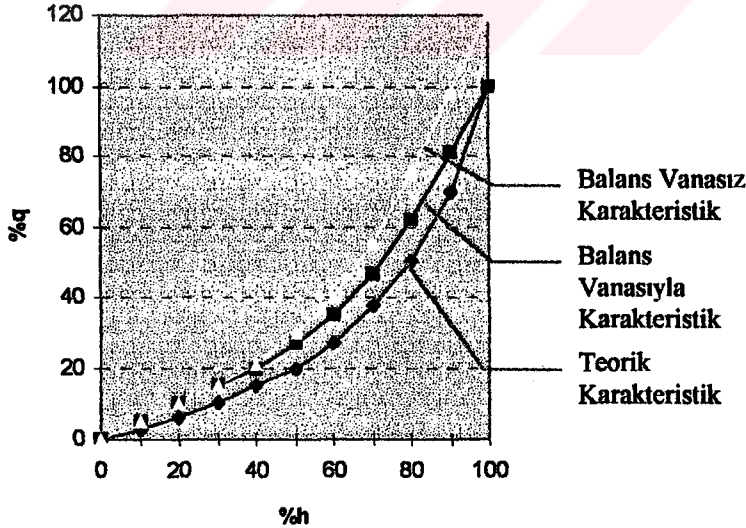
$\beta'_{\min} > 0.25$ olmalıdır. Tüm bu söylediklerimiz pompa direkt olarak iki yollu vanaya uygulanıyorsa geçerlidir.



Şekil 3.5 EQM karakteristiğe sahip bir vanada; $\beta, P_{giriş}=sbt$ iken vana açıklığına göre debi değişimi. Teorik eğriden ayrılmış β' değerinin değişimi ile ifade edilmiştir.

3.3 Kontrol Vanası ile Balans Vanası Seri Olarak Bağlanabilir mi ?

Piyasada hesaplar sonucu bulduğumuz K_v değeriyle çıkan vana bulmamız mümkün değildir. Dolayısıyla en yakın veya veya bir büyük K_v değerine sahip vanayı seçmek durumundayız. Bu durumda vana daima gereğinden büyük seçilmiş olacaktır. Özellikle sistem ilk devreye alınırken pompaya daha yakın üniteler ; pompaya daha uzaktaki ünitelerde dizayn debisine ulaşamamasına neden olacaktır. Zira pompaya yakın ünitelerdeki kontrol vanaları tam açık pozisyonda olacaktır. Kontrol Vanasından geçen debi balans vanası ile sınırlandırılmalıdır.



Şekil 3.6 Max. debinin balans vanasıyla kısıtlanmasıyla kontrol vanası karakteristiğindeki değişim

Şekildende(Şekil 10-11) görülebileceği gibi balans vanası kullanılmadığı takdirde vana tam açıkken vanadan %20 aşırı akış oluşmaktadır($\beta=0.5$). β değerinin tavsiye edilen min değerde olmasının pek anlamı kalmıyor, zira geçen debi miktarı dizayn değerinden büyük.Bu durumda $\beta'=0.34$ değeri gerçek vana karakteristiğindeki bozulmayı gösteriyor.Kontrol Vanası neredeyse kapalı pozisyonda iken ;

$$\%h \approx 0 \longrightarrow \frac{\% dq}{\% dh} = \frac{dKv\%}{\sqrt{\beta'} * dh\%} \quad *(3.5)$$

Kontrol devresinde balans vanası kullanılsın veya kullanılsın β' değeri aynıdır ve sadece kontrol vanasının seçimine bağlıdır.Balans vanası kullanıldığında vanadan geçmesi gereken dizayn değeri yakalanabilir.Büyük yüklerde kontrol vanası karakteristiği ; teorik vana karakteristiğine yaklaştan balans vanası kontrol vanası karakteristiğini geliştirmektedir.

2.4 Kontrol Vanası Rangebilitesi

Vana tam açıkken elde edilen max. debinin aynı fark basınçta kontrol edilebilen min. debiye oranadır.

$$RF = \frac{\text{Max Debi(Vana Tam Açıkken)}}{\text{Min Kontrol edilebilen Debi}} \quad (3.6)$$

RF değeri tamamen vana karakteristiğine ve üretici firma toleranslarına bağlıdır.Vana kapalıya yakın pozisyonda iken ; vana karakteristiği teorik eğriden sapmaktadır.Belli bir açıklığın altında geçen debi kontrol edilemez ve kontrol devresi(control loop/akçüatör-sensör-kontrolör grubu) on-off çalışır.Logaritmik karakteristiğe sahip bir kontrol vanası yaklaşık $RF=25$ değerine sahiptir.Bu değer pratik anlamı min. kontrol edilebilecek debi max. debinin %4 üdür.Şekil 4'tende görülebileceği gibi $RF=25$ için min. kontrol edilebilen yük değeri %10 değerindedir.Ancak gerçek vana rangebilitesi vana otaritesine bağlıdır.Eğer $\beta=0.5$ ise yaklaşık kapalı bir vananın girişindeki basınç dizayn değerinin 2 katıdır ve bu durumda min. kontrol edilebilir debi $4*\sqrt{2} = \%5.7$ değerinde olacaktır.

Genel Olarak;

$$q_{\min} = \frac{q_{\min \text{ teorik}}}{\sqrt{\beta}} \quad (3.7)$$

Dolayısıyla gerçek min. kontrol edilebilecek debi: %15.4 tür.Eğer sistem balansı yapılmamış ise vanadan geçen debi dizayn değerinden daha fazla olacaktır.Örneğin Aşırı debi faktörü $S_q = 3$ olduğunu düşünelim , min. kontrol edilebilir debi de aynı oranda büyüyecektir.

$$\Rightarrow 5.7 * 3 = \%17.1$$

$\Rightarrow \%17.1$ debi oranı için min kontrol edilebilecek yük %40 tır.Eğer sistem $\Delta T = 10$ °K için dizayn edilmiş ise min kontrol edilebilecek güç %60 olacaktır.Örnektende görülebileceği gibi çok düşük yüklerde kontrol vanası onn-off pozisyonda çalışacaktır.Bu durumda kontrolörünüzün PID olmasında daha iyi sonuç vermez.

3.5 Geniş Rangebiliteye Sahip Kontrol Vanaları

Isıtma Soğutma sistemlerinde kullanılan yüksek güçlü ısıtıcı veya soğutucu ısı değiştiriciler (Klima Sant. ısı değiştiricileri Gibi)genelde düşük yükte çalışmazlar ve dolayısıyla çalışma şartları fan-coil gibi küçük kapasitedekilere göre daha iyidir.30-50 arasındaki RF değeri genelde kabul görür.Diğer taraftan ısı transferi açısından yük değişimi oldukça dalgalı üniteler yüksek RF değerine ihtiyaç duyarlar.Bu tip bir vanaya T&A firmasının TA V354 tipli vanası örnek gösterilebilir.TavV354, EQ(Equal Percentage) karakteristiğe ve RF=300 değerine sahiptir.Ayrıca vananın pozisyonlanma kabiliyetini yükseltmek için vana mili ; $\frac{3}{4}$ " bir vanada $\frac{5}{16}$ "(8mm) tutulmuştur.

Herzaman yüksek rangebilite değerine ihtiyaç duyulurmu?

Düşük yüklerde kontrol hassasiyetini düşürmemek için büyük RF değerine sahip olması yeterli değildir.Bunu değişik uygulamalarda irdeleyelim.

3.5.1 Debi-ısıl güç eğrisi lineer olan sistemler

Lineer Karakteristiğe sahip sistemlerde $\beta = 0.5$ değerine sahip bir vana kullanmak uygundur.Sistem Lineer olduğundan ısı değiştiriciden geçen debi ile yayılan enerji oransaldır.RF=50 değeri genel kabul görür ve %3 güç kontrolü sağlanabilir.Bu tip sistemlerde geniş bir rangebiliteye ihtiyaç yoktur.Aslında olayın asıl can alıcı noktası geniş rangebilitenin kullanılabilmesi için ; kontrolör-servomotor-sensör-vana zincirinden oluşan kontrol devresinin de geniş bir rangebiliteye sahip olması gerekir.Örnak olarak RF =300 değerine sahip bir kontrol vanası ele alalım.Bu vananın max. debinin %0.33'ünü(RF =300;

100/300) hassas bir şekilde kontrol edebilmesi için vana milinin %0.33 hassasiyetinde skalaya sahip olması gerekir.(Zira sistem lineer olduğundan vanada lineer karakteristikte düşünülmüştür).Halbuki kontrol vanalarının milleri sadece bir kaç mm hareket eder.Örneğin 3mm mil açma kapama aralığı olan bir vananın mili 0.01mm aralıkla skalaya sahip olmalı ve bu hassiyette hareket edebilmelidir.Aynı şekilde kontrolörde 300 ayrı değerde farklı sinyal gönderebilmelidir.Görüldüğü üzere kontrol devresinin tamamı kendi içinde uyumlu olmalıdır.Eğer vanaservomotoru 20 ayrı noktada pozisyonunu sağlayabiliyorsa vananın RF=300 değerine sahip olmasının anlamı kalmıyor.Yani böyle bir sistemde %0.33 hassasiyet bir hayaldir.

3.5.2 Lineer olmayan debi-ısı gücü eğrisine sahip sistemler

Genelde konumuz olan sistemler bu gruba girer ve Logaritmik karakteristiğe sahip ve büyük RF değerindeki vana kullanılmalıdır.Debideki az bir değişim güç çıktısında önemli oranda artış gösterir.Servomotor ve kontrol sinyalinin resolüsyonu Logaritmik karakteristikli vanaların RF değerini etkilemez.Örneğin TAV354 tipli vananın dizayn debisinin %0.33 değerini %12 vana mili açıklığında yakalayabilmektedir.Motor ve kontrol sinyali hassasiyetinin %5 değerinde olması vana rangebilitesini değiştirmez.

3.5.2 Değişken Debili Sistemler

Terminal Üniteleri değişken debi ile beslendiğinde minimum kontrol edilebilecek güç vana rangebilitesinden çok ısı değiştiricideki akışın rejimine bağlıdır.Bu tip sistemlerde min. kontrol edilebilecek debi değeri aşağıdaki eşitlikle bulunabilir.

$$q_{\min} = \frac{100 S_q}{\sqrt{1+\beta(RF^2-1)}} \approx \frac{100}{RF \cdot \sqrt{\beta}} \quad * (3.8)$$

Eğer akış rejimi türbülanslı olarak kalıyorsa , min. kontrol edilebilecek güç aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$P_{\min} = \frac{100 S_p}{1-\phi(1-100/q_{\min})} \approx \frac{100 S_p}{1-\phi(1-RF\sqrt{\beta})} \quad * (3.9)$$

Ancak bu formüllerden bulunacak değerler dizayn değerlerinin % si olarak sonuç verirler.

S_q → Aşırı Debi Faktörü
S_p → Aşırı Isı Değiştirici Büyüklük Oranı

$$\phi = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_o} \quad (3.10)$$

Örnek Olarak :

$$RF = 25, \beta' = 0.1, Sp = 1.25 \text{ ve } \phi = 10/70 \Rightarrow P_{\min} = \%63$$

$$RF = 50, \beta' = 0.5, Sp = 1 \text{ ve } \phi = 25/70 \Rightarrow P_{\min} = \%7.5$$

Logaritmik Karakteristiğe Sahip bir vananın rangebilitesi gereğinden büyük seçilmişse sistem büyük yüklerde çalışırken kontrol devresinin osilasyona geçeceği görülecektir. Dolayısıyla her zaman büyük RF değerine sahip vana seçmek sistemin daha sağlıklı çalışacağı imajını uyandırmamalıdır.

3.6 Kontrol Vanasının Büyük Seçilmesi

Kontrol vanasının gerçek değerini bulmak aslında kolay bir iş değildir. Zorluğun ilk nedeni en ekonomik Kv değeri seçiminin her sistem için ayrı olacağıdır ve vana fark basıncının ; gerçek pompa basma yüksekliği , boru, fittings, ısı değiştirici basınç kayıplarından ve montaj esnasında oluşacak ekstra basınç kayıpları gibi bir çok faktöre bağlıdır. Ayrıca kontrol vanalarının Kvs değerleri geometrik seri halde büyür. (Reynolds Serisi)

Kvs : 1.0-1.6-2.5-4.0-6.3-10-16.....

Her bir değer bir öncekinin yaklaşık 1.6 katıdır. Bu serinin hepsini tek bir üreticide bulmak zordur. Yine hesaplarımızda Kvs değerini 11.3 bulmuş isek bir büyük Kvs değerini almak zorunda kalmaktayız. Aynı nedenlerden dolayı ısı değiştiricilerde büyük seçilir. Bunun pratik anlamı kontrol vanaları genelde kapalı pozisyonda çalışmak durumunda kalacaktır. Bu durumla karşılaşıldığında ne yapılmalıdır! Örnek Olarak 2000 W gücünde $\Delta T = 20 \text{ C}'$ de çalışan ısıtıcı bir ısı değiştirici düşünelim. ısı değiştiriciden geçen debi ; F(2.1) kullanılarak

$$Q = 2000 * 0.86 / 20$$

$$Q = 86 \text{ l/h}$$

Bulunan debi için firma kataloglarından ısı değiştirici basınç kaybı 6 kPa 'dır. Eğer ısıtma gidiş - dönüş kolonları arasındaki fark 32 kPa , borulma ve fittings kaybı için DIN 2440 'e uygun 25m boru ve hesapları kolaylaştırmak amacıyla fittings kayıplarını düz boru kaybının %20 seviyesinde düşünülecektir.

$Q=86 \text{ l/h} \Rightarrow \Phi D = 3/8'' \text{ ve } \Delta P=60 \text{ Pa/m}$

$\Sigma \text{ Boru ve fittings kaybı} = 60 \cdot 25 + (60 \cdot 25)/5 = 1875 \text{ Pa}$

Kontrol Vanasına Uygulanması Gereken Fark Basınç : $32 - 6 - 1.875 = 24.125 \text{ kPa}$

$Q=86 \text{ l/h}$ ve $\Delta P=24.125 \text{ kPa}$ için $K_{vs}= 0.175 \text{ m}^3/\text{h}$

Piyasada bulabileceğimiz min. $K_{vs}=0.25 \text{ m}^3/\text{h}$ tir.

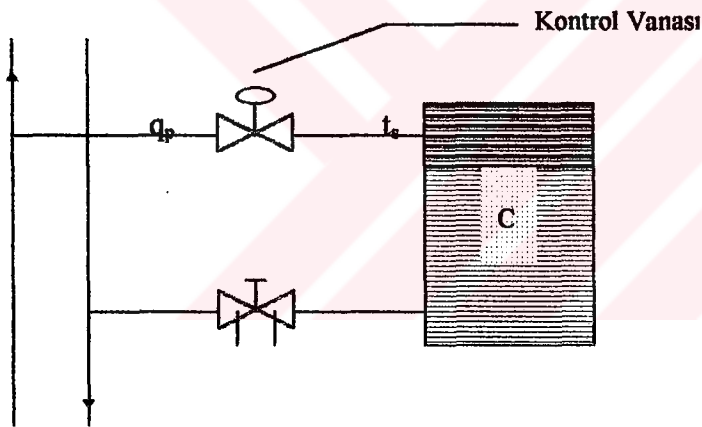
$K_{vs}=0.25 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q=86 \text{ l/h}$ için $\Delta P=12 \text{ kPa}$ olacaktır

ΔP değerleri arasındaki fark $=24.125 - 12 = 12.125 \text{ kPa}$

12.125 kPa'lık fark Basınç debinin 86 l/h ten yaklaşık olarak 106 l/h'e çıkmasına neden olacaktır. Değişken Debili Sistemlerde; basınç kayıpları debinin karesiyle orantılı olduğundan ve kontrol vanalarında dizayn değerlerine göre seçildiğinden düşük yüklerde dahi potansiyel max debi yükselmekte ve en kritik devrede dahi yetersiz debi olayı görülmemektedir. Dolayısıyla asıl problem dizayn şartlarında aşırı debi problemidir.

Bu problemin çözümü bir kaç yolla aşağıda irdelenmiştir.

a. Debinin kontrol vanasına seri halde bağlı balans vanasıyla sınırlandırılması



Şekil 3.7 Kontrol vanasının seri olarak balans vanasıyla kullanımı (β' değişmiyor)

Bu tür bir kullanımla gerçek kontrol vana otaritesi değişmez ve vana karakteristiği geliştirilir. Diğer bir avantaj zamanla kirlenme , kireçlenmeden dolayı debideki değişim gözlenip yeni ayarlama yapılabilir. Bizim örneğimizde $\beta' = 12/32 = 0.38$ değeri balans vanası kullanımıyla değişmeyecektir.

b. Debi kontrolörü ile sınırlandırma

Debi Kontrolörleri genelde kullanılan bir yöntem değildir.Zira daha pahalıdır, iyi bir filtre kullanılmalıdır ve ayrıca by-pass'a ihtiyaç duyarlar. ΔP aralığı çok hass seçilmelidir.

Ayrıca bazı tipleri sistemde flashing yapımına uygun değildir.

c. Max. vana milinin pozisyonunun değiştirilmesi

Bu çözüm, şekil 7 den de görülebileceği gibi özellikle logaritmik karakteristiğe sahip kontrol vanalarında doğrudur.Zira Kv değeri uygun max mil uzunluğunun değiştirilmesiyle önemli oranda değişmektedir.Eğer max. açılma oranı %20 düşürüldüğünde Kvs değeri %50 oranında düşmektedir.Aynı zamanda Vana Rangebilitesi' de aynı oranda düşmekte ancak kontrol edilebilecek min. debi miktarı değişmez.Pratikte hidrolik balanslama tüm kontrol vanalarının açık pozisyonda iken balans vanalarının ayarlanması ile sağlanır.Balans Vanası dizayn debisinde 3 kPa'lık basınç kaybı oluşturulacak şekilde ayarlanır.Zaten bu değer balanslama cihazının ölçüm yapabilmesi için min. değerdir.

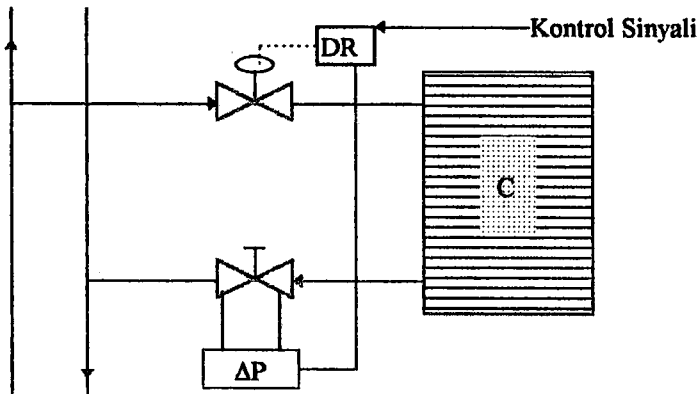
Dolayısı vana akış faktörüKv katsayısı daha basite indirgenmiş olur:

$$Kv = q / 173 \quad (q-l/h) \quad (3.11)$$

Daha sonrada kontrol vanası mili balans vanasında 3 kPa'lık basınç kaybı için set edilir.

Kontrol Vanası Otaritesi 0.38 den 0.59 değerine yükseltilmiş olur. $((32-6-4-3)/32=0.59)$

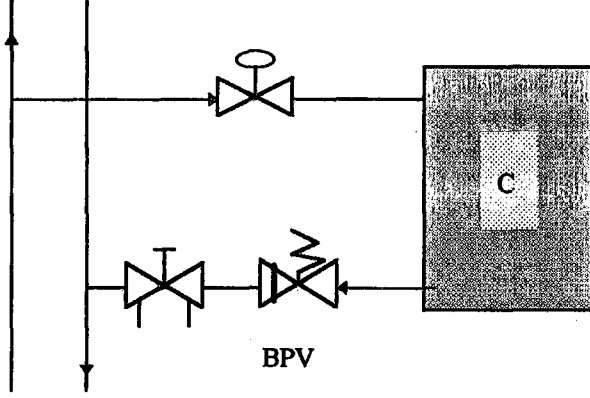
Diğer bir yöntemde balans vanası ile basınç kontrolörünün beraber çalışması durumudur:



Şekil 3.8 Fark basınç kontrolörünün vana açıklığını kontrol etmesi durumu

d.Bay-Pass vanası ile debinin ayarlanması

Asıl amacımız kontrollü basınç kaybı oluşturmak olduğundan oransal bir baypass vanasında aynı işi görecektir. Tabiki baypass vanasının ayarlanabilir tip olması gerekir bu özelliği ile emniyet ventilinden ayırılır. Bu durumda $\beta=\beta'$ olacaktır.



Şekil 3.9 Bay-Pass vanası ile debinin sınırlandırılması (BPV-Bypass Valve)

3.7 Kontrol Vanasının Küçük Seçilmesi

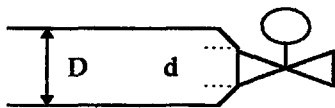
Çok İlginçtir ancak bazen dizayn değerinden daha küçük Kv değerine sahip vana seçmek gerekli olabilir. Örneğin gidiş ve dönüş arasındaki fark basıncın 35 kPa olduğunu düşünelim. Terminal Ünitelerindeki ve boru kayıplarında 15 kPa olsun. Aradaki fark basınç 20 kPa kontrol vanasına uygulanmalıdır. Ancak dizayn debisi için kontrol vanası 30 kPa basınç kaybına neden oluyor ise gerekli basınç $=30+15=45$ kPa dır. Dolayısıyla:

$$q = 100 \sqrt{(35/45)} = 88\%$$

Yani debi %12 oranında azalacaktır. Bu azalmada %4 oranında ısı çıkışını azaltacaktır (Şekil 4). Bu seviyedeki güç düşümleri kontrol vanasının büyük seçilmesinden daha çok tercih edilmelidir.

3.8 Redüksiyonların Kvs Değerine Etkisi

Eğer kontrol vanası çapı boru çapından daha küçük ise bağlantının yapılması için mutlaka redüksiyon kullanılmak zorundadır. Bu tür bir bağlantı ekstra basınç kaybına neden olarak indirekt olarak Kvs değerini azaltır. 40° açısındaki redüksiyon kullanımıyla gerçek Kvs değeri F_p faktörüyle çarpılarak bulunur.



Şekil 3.10 Redüksiyon etkisi

$$F_p = 1 - 0.14(1 - d/D) * \left(\frac{116 K_{vs}}{d^2} - 1 \right) \quad (3.12)$$

F_p değeri 1 den büyük çıktığında F_p=1 değeri kullanılır.

3.9 Örnek K_{vs} Seçimi (Kontrol Vanası ve Balans Vanası) :

Kontrol Vanasının kumanda ettiği devre kolon gidiş dönüşü arasındaki basınç farkının 100 kPa , soğutucu serpantin dizayn ısı yükü 21600 kcal/h, (üretici firma kataloglarından basınç kaybı 20 kPa)

$$m = Q/\Delta t$$

$$m = 21600 / 5$$

$$m = 4320 \text{ kg/h (1.2 kg/s)}$$

Balans Vanası dizayn basınç kaybı = 3 kPa

Dolayısıyla kontrol vanası dizayn basınç kaybı = 100-20-3 = 77 kPa

$$K_{vs_{th}} = 36 q / \sqrt{\Delta P}$$

$$K_{vs_{th}} = 36 * 1.2 / \sqrt{77}$$

$$K_{vs_{th}} = 4.92$$

Piyasada bu değere sahip kontrol vanasını bulamayız ancak K_{vs}=6.3 (Honeywell-3/4")

Bu değer için basınç kaybı :

$$\Delta P = (36q/K_{vs})^2$$

$$\Delta P = (36 * 1.2 / 6.3)^2$$

$$\Delta P_{\text{kont. van.}} = 47 \text{ kPa}$$

Ancak 1.2 l/s için boru çapı 2" veya 1 1/2" seçilebilir.

DIN 2440 Siyah Boru İçin;

$$2'' \quad V = 0.54 \text{ m/s} \quad \Delta P = 78 \text{ Pa/m}$$

$$1 1/2'' \quad V = 0.96 \text{ m/s} \quad \Delta P = 319 \text{ Pa/m}$$

V = 0.96 m/s değeri limit değeri (1.2 m/s) aşmadığından kabul edilebilir seviyededir.

Kontrol Vanası ile boru arasında redüksiyon yapmak zorunda olduğumuzdan gerçek basınç kaybı bulunmalıdır.

$$F_p = 1 - 0.14(1 - 20/40) * (116 * 6.3 / 20^2 - 1)$$

$$F_p=0.945$$

Dolayısıyla redüksiyonda ve kontrol vanasındaki basınç kaybı:

$$\Delta P = \left(\frac{36 q}{F_p \cdot K_{vs}} \right)^2$$

$$\Delta P = \left(\frac{36 \cdot 1.2}{0.945 \cdot 6.3} \right)^2$$

$$\Delta P = 53 \text{ kPa}$$

Balans Vanası Basınç Kaybı = 100-20-53 =27 kPa olmalıdır.

Tour&Anderson Firmasının STAD tipi vanası için Vana Açıklık oranına göre Kv katsayı değişimi aşağıdaki gibidir.

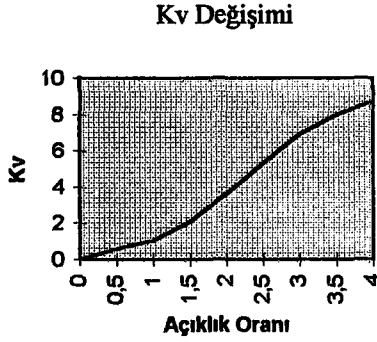
Tur Sayısı	DN					
	15	20	25	32	40	50
0.5	0.127	0.511	0.6	1.14	1.75	2.56
1	0.212	0.757	1.03	1.9	3.3	4.2
1.5	0.314	1.19	2.1	3.1	4.6	7.2
2	0.571	1.9	3.62	4.66	6.1	11.7
2.5	0.877	2.8	5.3	7.1	8.8	16.2
3	1.38	3.87	6.9	9.5	12.6	21.5
3.5	1.98	4.75	8	11.8	16	26.5
4	2.52	5.7	8.7	14.2	19.2	33

Çizelge 3.1 Açıklık oranına göre Kv değerleri(4 değeri tam açık değeri ifade ediyor.)

$$K_{v_{\text{balans vanası}}} = 36 q / \sqrt{\Delta P}$$

$$K_{v_{\text{balans vanası}}} = 8.31 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dolayısıyla STAD 25 tipinde 3.5-4 açıklık oranı arasında bu değer yakalanmaktadır. Gerçek değer 3.69 oranıdır. Açıklık oranına göre Kv değeri grafiğinden bu değer bulunabilir.



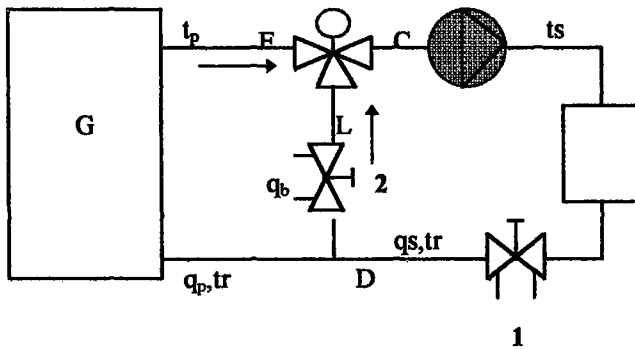
Şekil 3.11 T&A Firmasına ait STAD 25 tip balans vanasına ait karakteristik

Ancak kontrol vanası otaritesi sadece vanaya bağlı olduğundan $\beta'=47/100=0.47$ değeri sabit kalacaktır ve bu değer oldukça iyidir. Asıl zorluk dizayn değerlerinde devreye uygulanması gereken basınç farkını hesaplamakta oluşmaktadır. Bu yüzden çoğunlukla kontrol vanaları yanlış dizayn edilmektedir. Pratikte çoğu kez kontrol vanasını boru çapından bir veya iki boy küçüğünü veya serpantin kayıplarına eşdeğer basınç kaybını baz olarak almaktadır. Örneğin serpantin basınç kaybı 15 kPa ise kontrol vanası içinde 15 kPa basınç kaybı hesaplanmakta ancak kontrol devresine uygulanan basınç farkı 85 kPa ise $\beta'=15/85=0.17$ olacaktır. Bu değer fazla akışa (%67) neden olacaktır.

3.10 Üç Yollu Kontrol Vanaları

Üç Yollu Kontrol Vanaları endüstride a) Karıştırma b) Ayırma vanası olarak kullanılır. Amacımız Serpantinden elde edilecek gücü sınırlandırmak olduğundan bunu iki şekilde sağlayabiliriz. Birinci yöntem serpantinden geçen akışkan debisini sınırlandırmak ikincisi ise akışkan sıcaklığını ihtiyaca göre ayarlamaktır. Üç yollu vanalar her iki amaç içinde kullanılabilir.

3.10.1 Karıştırma fonksiyonunda üç yollu vana kullanımı

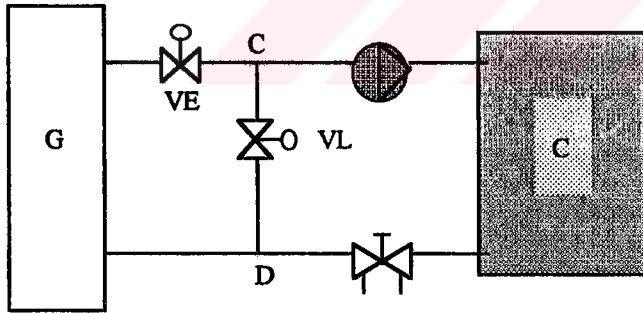


Şekil 3.12 Karışım fonksiyonunda üç yollu vana kullanımı

Primer devredeki su sıcaklığı t_p aynı oranda dönüş suyu sıcaklığı t_r ile karıştırılarak gerekli giriş sıcaklığı sağlanır. E yolu açıldığında , L yolu aynı oranda kapanır. Yine E yolu kapandığında üç yollu vana kapanmıştır ve primer devredeki su sekonder devreye aktarılamaz. Zamanla $t_r = t_s$ olacaktır. 1 Nolu Balans Vanası dizayn debisini elde etmekte kullanılır. 2. Balans Vanası ise üç yollu vananın balanslanmasında kullanılacaktır. Üç yollu vana ister açık ister kapalı olsun hidrolik prensip olarak üç yollu vana bypass hattı basınç kaybının G üretim ünitesi basınç kaybına eşit olması gerekir. Bu basınç kaybını elde etmek ve üç yollu vana balansı için 2. Balans vanası kullanımı gereklidir. Üç yollu vana kapatsa bile sekonder devrede sabit debi isteniyor ise bu sistem kullanılmalıdır. Ancak Şekil-18 deki kullanımda G üretim ünitesinin debisi değişken olduğundan uygulamada bu istenmeyen bir durumdur, ısı değiştirici ve küçük kazanlarda uygulanabilir. Bu zorluk Şekil-20 deki gibi kazan veya çillerden geçmesi gereken min. debiyi sağlayacak şönt pompa ve bypass hattı ile çözülebilir.

3.10.1.1 Üç yollu vana otaritesi

Üç yollu vana ters çalışan iki adet iki yollu vana ile yer değiştirilebilir ve aynı karıştırma fonksiyonu elde edilecektir. (Şekil 19)

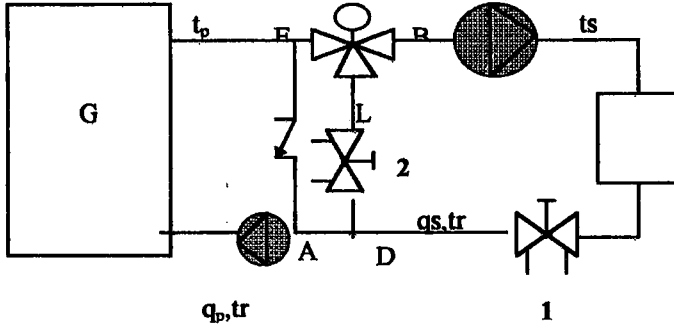


Şekil 3.13 Üç yollu vanaya teorik yaklaşım

Dizayn debisi için E portunun basınç kaybının ΔP_{cv} olduğunu düşünelim. Eğer q_s sabit ise Pompa basma yüksekliği H sabit kalacaktır zira devrenin basınç kaybı balans vanası sayesinde hep aynı kalacaktır. Dolayısıyla tanıma uygun olarak üç yollu vana otaritesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\beta'' = \Delta P_{cv} / \Delta P_{DC} = \Delta P_{cv} / (\Delta P_{cv} + \Delta P_{CG}) \quad (3.12)$$

Eğer $\beta' = 0.5$ ise $\Delta P_{cv} = \Delta P_{CG}$ olacaktır. Bunun anlamı Vana Dizayn Basıç kaybının enaz ısı üretim ünitesi basınç kaybına eşit olması gerekmektedir.



Şekil 3.14 Üç yollu vana balanslanması ve terminal ünitesinin korunması

Yukarıdaki sistemin en büyük avantajı vana otaritesi 1'e yakındır. Dez avantajı ise ikinci bir pompaya ihtiyaç duyulmaktadır. Yukarıdaki sistemde vana otaritesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\beta' = \Delta P_{cv} / (\Delta P_{cv} + \Delta P_{DBAE})$$

ΔP_{DBAE} çok küçük olduğundan $\beta' \approx 1$

Üç yollu vana seçimi yapılırken laminar ve türbülanslı rejimden kaçınılmalıdır. Zira böyle bir seçimde vana karakteristiği bozulmaktadır. Yine seçim yapılırken minimum 3 kPa basınç kaybı göz önüne alınmalıdır. Dolayısıyla ;

$$Kvs_{max} = q/173 \quad (q \dots l/h) \text{ bağıntısı elde edilir.}$$

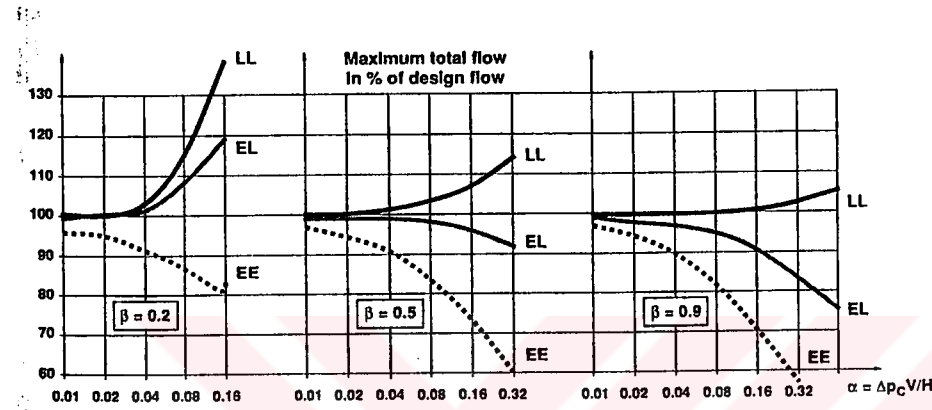
3.10.1.2 E kontrol yolu karakteristiği

E kontrol yolu karakteristiği seçimi iki yollu vana seçim kriterinde söylenenlerin hepsi burada da geçerlidir. Eğer üç yollu vana oda sıcaklığı değişimine göre kontrol edilecek ise Logaritmik karakteristiğe sahip vana seçilmelidir. Ancak karışım sıcaklığı t_s kontrol edilecek ise $\beta = 0.5$ değeri için yine Logaritmik Karakteristiğe sahip vana ; $\beta=1$ değeri için Lineer Karakteristiğe sahip vana seçilmelidir. Kontrol vanası stabil hale gelmeden tr değeri değişiyor ise (konumuz olan ısıtma-soğutma devrelerinde olduğu gibi) Logaritmik Karakteristiğe sahip seçilmelidir.

3.10.1.3. L Kontrol yolu karakteristiği

L yolunun asıl fonksiyonu sekonder debinin sağlanmasıdır. Eğer $\beta = 1$ ise L ve E karakteristiği terstir. Yani ;

$$K_{VL} + K_{VE} = K_{vs} = sbt \quad (3.13)$$



Şekil 3.14 qs değeri α, β ve vana karakteristiğine göre verilmiştir. (Balanslanmış üç yollu vana için)

LL \Rightarrow E Lineer , L Lineer

EL \Rightarrow E Logaritmik, L Lineer

EE \Rightarrow E Logaritmik, L Logaritmik

Şekilde görülebileceği gibi K_{VE} ve K_{VL} birbirine benzer ise aşırı debi görülmektedir. Burada $\alpha = \Delta P_{cv} / H_{POMPA}$ olarak tarif edilmiştir. H_{POMPA} 2. pompanın basma yüksekliğidir. Hiçbir zaman $\alpha > \beta$ olamaz. Şekil 21 den çıkarılacak olan sonuçlar şunlardır. Eğer E yolu Logaritmik karakteristikte ve $\beta = 0.5$ ise L portu lineer seçilmelidir. Bazı sistemlerde değişken sekonder devre debisiqs kabul edilebilir, zira zira ikincil devrede termostatik veya iki yollu vana kullanıyor olabilir. Ancak yüksek sıcaklık farkı ile çalışan sistem kullanılacak ise orta yüklerde debideki en küçük değişim gerekli gücün verilememesine yani aşırı debiye neden olacaktır.

3.10.1.4 By-Pass Hattında Balans Vanası Kullanımının İrdelenmesi

By-pass da balans vanası her zaman kullanılmalıdır sorusunun en kısa cevabı q's sabit tutulmak gerekiyor ise kullanılmalıdır denebilir. Zira aşırı debinin primer devreye etkisi yoktur ve balans vanası kullanılmayabilir.

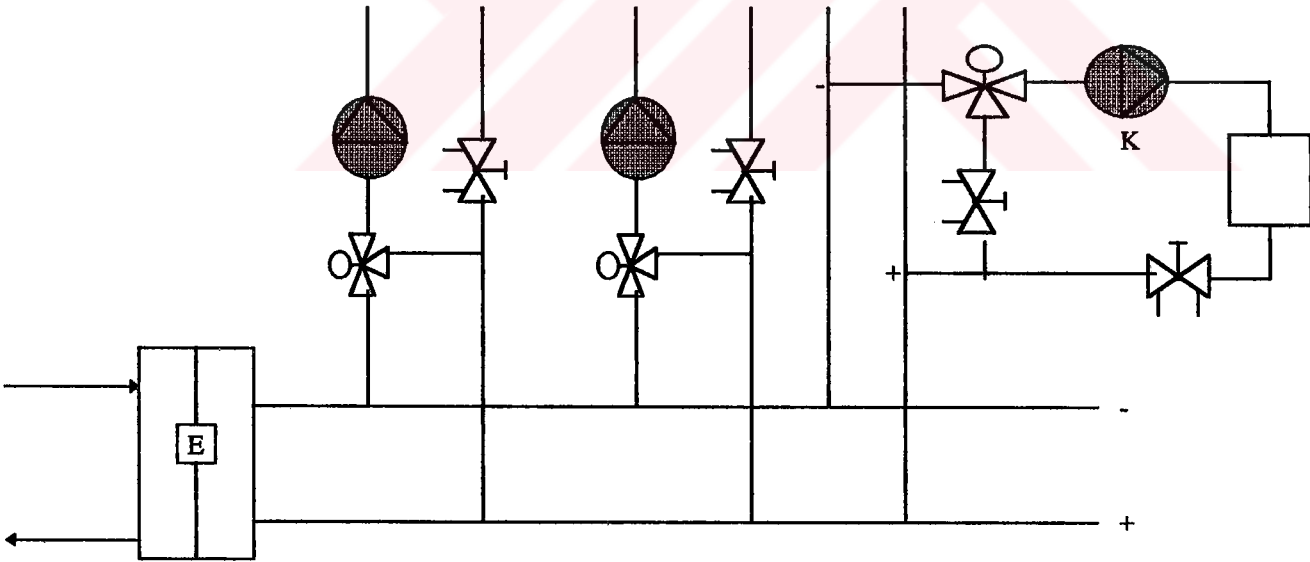
Yine yaptığımız bu genellemenin istinası aşağıdaki sistemde görmek mümkündür. Eğer sistem genelinde birden çok üç yollu vana kullanılacak ise hepsinin ortak dirençleri olduğundan vanaların çalışmaları birbirini etkileyecektir. (Şekil 22)

Eğer K pompası vana tam açıkken basınç kayıplarını karşılamak üzere seçilmiş ise belli bir açıklıkta akış tersine dönecektir.

$\Delta P_1 \Rightarrow$ Geri basınç ise

$$\Delta P_1 > \frac{\Delta P_{CV}}{1 - (\Delta P_{KAYIPLAR}/H_{POMPA})} \quad (\text{Balanssız}) \quad (3.14)$$

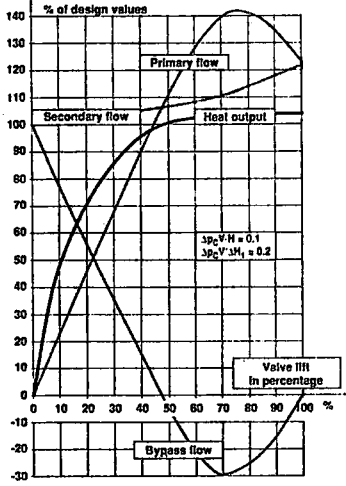
$$\Delta P_1 > \Delta P_{CV} + \Delta P_{KAYIPLAR} \quad (\text{Balanslı}) \quad (3.15)$$



Şekil 3.16 Birden çok üçyollu vana kullanımı, interaktif devre

Dolayısıyla birden çok üç yollu vana kullanılmış ise bypass hattına üç yollu vana kullanımı yararlı olabilir. Akışın tersine dönmesi istenmiyorsa 2. Pompanın basma yüksekliğine geri

$$\Delta H_1 > \frac{1}{\frac{1}{\Delta P_{c,v}} - \frac{1}{H}} = \alpha H / (1 - \alpha) \quad *(3.16)$$



Şekil 3.17 Pozitif basınca maruz üç yollu vanada vana açıklığına göre debideki değişim

Örneğin;

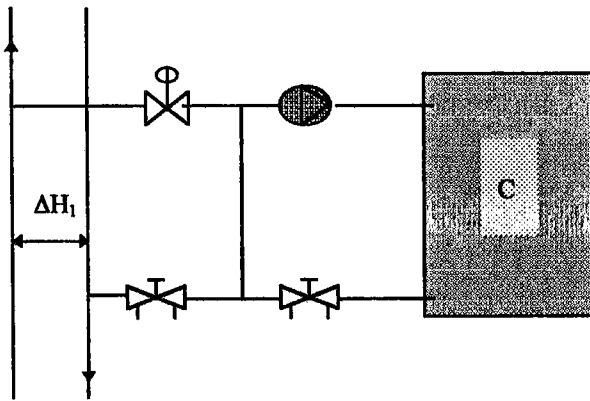
$$\Delta P_{c,v} = 5 \text{ kPa}$$

$$H = 30 \text{ kPa}$$

$$\alpha = 5/30 = 0.17$$

$\Delta H_1 > 6 \text{ kPa}$ değerinden daha büyük değerlerde geri akış olacaktır. Bu tür bir problem iki değişik şekilde çözülebilir.

1. İki yollu vana kullanımı



Şekil 3.18 İki yollu vana kullanımı ile problemin çözülmesi

2.KD arasında balans vanası kullanmak

Dizayn debisi için KD arasında kullanılan balans vanasının basınç kaybı en azından ΔH_1 'e eşit olmalıdır.Bu durumda herhangi bir q_p değeri için bypass hattında geri dönüş olmayacaktır.Ayrıca bu basınç kaybı 2. Pompanın basma yüksekliği seçiminde göz önüne alınmalı ve pompa basma yüksekliğine eklenmelidir.Eğer ΔH_1 çok yüksek ise pompa fiyatını ve elektrik enerjisi tüketimini artıracaktır.Aşağıda iki ve üç yollu vanaların değişik uygulamaları ile balanslanmaları tablo halinde verilmiştir.

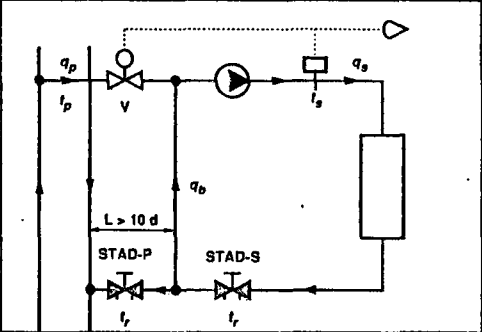
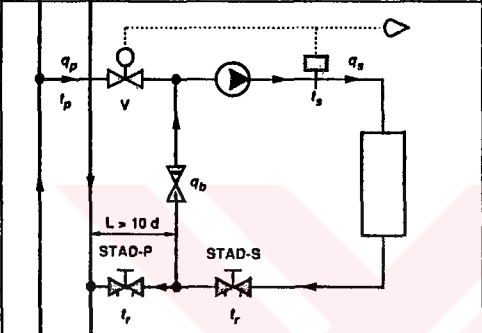
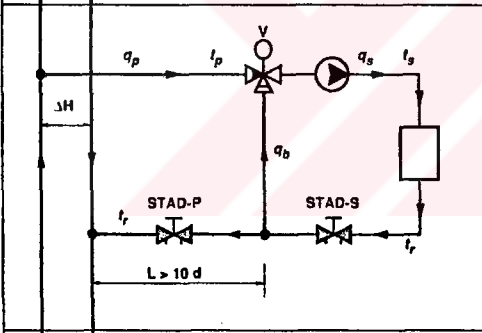
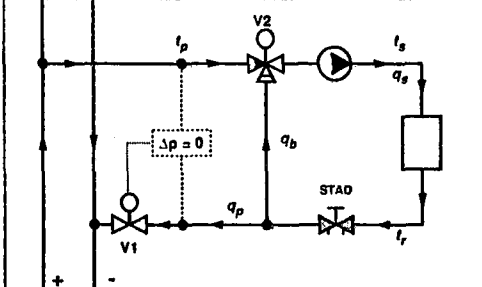


2.10.1.6. AKTİF PRİMER DAĞITIM SİSTEMİ

	3.28	$\Delta pV > \Delta H/2^*$ $\Delta pSTAD = \Delta H \cdot \Delta pV \cdot \Delta pC$ $\beta = \Delta pV/\Delta H$
	3.29 (3.30)	$\Delta pV > (\Delta H - \Delta pBPV)/2^*$ $\Delta pSTAD = 3 \text{ kPa}$ $\Delta pBPV = \Delta H \cdot \Delta pV \cdot \Delta pC \cdot \Delta pSTAD$ $\beta = \Delta pV (\Delta H - \Delta pBPV)$
	3.31	$\Delta pV > \Delta H/2^*$ $\Delta pSTAD = \Delta H \cdot \Delta pV \cdot \Delta p$ $\beta = \Delta pV/\Delta H$
	3.32	$l_s = l_p$ $q_s > q_p$ $\Delta pV > \Delta H/2^*$ $\Delta pSTAD-P = \Delta H \cdot \Delta pV$ $\beta = \Delta pV/\Delta H$ $q_s(l_s - l_p) = q_p(l_p - l_s)$
	3.33	$l_s = l_p$ $q_s < q_p$ $\Delta pV > \Delta H/2^*$ $\Delta pSTAD-P = \Delta H \cdot \Delta pV$ $\beta = \Delta pV/\Delta H$
	3.34	$l_s = l_p$ $\Delta pV > \Delta H/2^*$ $\beta = \Delta pV/\Delta H$

Değişken debili primer ve sekonder devre

Active primary network.

	<p>3.35 (3.37)</p>	$q_s = q_p$ $\Delta pV > \Delta H/2$ $\Delta p_{STAD-P} = \Delta H - \Delta p_s$ $\beta' = \Delta pV / \Delta H$ $q_p(t_s - t_r) = q_s(t_p - t_r)$
	<p>3.36</p>	$q_s = q_p$ $\Delta pV > \Delta H/2$ $\Delta p_{STAD-P} = \Delta H - \Delta p_s$ $\beta' = \Delta pV / \Delta H$ $q_p(t_s - t_r) = q_s(t_p - t_r)$
	<p>3.65</p>	$\Delta pV > \Delta H$ $\Delta p_{STAD-P} = \Delta H$ $\beta' = \Delta pV / (\Delta p - \Delta H)$
	<p>3.66</p>	$\Delta pV_2 > 3 \Delta Pa$ $\beta'_{V_2} = 1$ $\beta'_{V_1} = \Delta pV_1 / (\Delta H - \Delta p)$

Değişken debili primer devre ve sabit debili sekonder devre

Active primary network.

	3.39	$t_s = t_p$ $\Delta p_{STAD} = \Delta H \cdot \Delta p_{BPV}$ $q_p = 1.05 q_{sc}$
	3.40	$t_s = t_p$ $\Delta p_{STAD-P} = \Delta H$ $q_p = 1.05 q_{sc}$
	3.71 (3.72)	$t_s = t_p$ $\Delta p_V > \Delta p_C$ $\Delta p_{STAD-B} = \Delta p_C$ $\Delta p_{STAD-P} = \Delta H \cdot \Delta p_V \cdot \Delta p_C$ $\beta' = \Delta p_V \cdot \Delta p_V + \Delta p_C$

Sabit debili primer devre ve değişken debili sekonder devre

Active primary network.

	<p>3.41</p>	$q_s > q_p$ $\Delta p_V > 8 \text{ kPa}$ $\Delta p_{\text{STAD-P}} = \Delta H - \Delta p_{\text{BPV}}$ $\beta' = \Delta p_V / \Delta p_{\text{BPV}} - 1$ $q_s(t_s - t_r) = q_p(t_p - t_r)$
	<p>3.68</p>	$\Delta p_V > 3 \text{ kPa}$ $\Delta p_{\text{STAD-P}} = \Delta H$ $\beta' = 1$ $q_g > q_s$
	<p>3.69</p>	$\Delta p_V > 3 \text{ kPa}$ $\Delta p_{\text{STAD-P}} = \Delta H - \Delta p_V$ $\beta' = 1$ $q_s(t_s - t_r) = q_p(t_p - t_r)$

Sabit debili primer ve sekonder devre

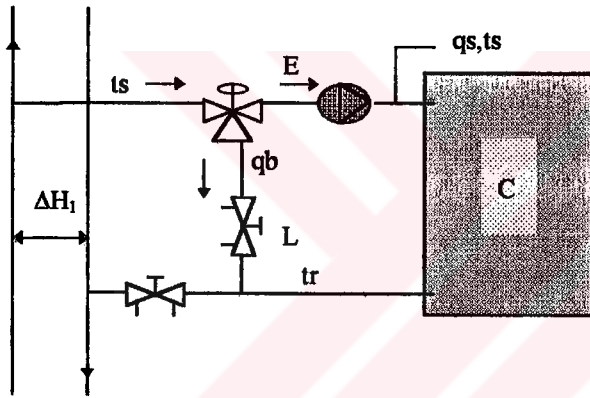
2.10.1.7. PASİF DAĞITIM SİSTEMİ

	(3.38a)	$q_p < q_s$ $\Delta p_{STAD-B} = \Delta p_1 + \Delta p_V + \Delta p_{STAD-P}$ $\Delta p_V > \Delta p_{STAD-B}/2 \cdot$ $\Delta p_{STAD-P} = 3 \text{ kPa}$ $\beta' = \Delta p_V / \Delta p_{STAD-B_{max}}$
	(3.38b)	$q_p < q_s$ $\Delta p_{BPV} = \Delta p_1 + \Delta p_V + \Delta p_{STAD-P}$ $\Delta p_V > \Delta p_{BPV}/2 \cdot$ $\Delta p_{STAD-P} = 3 \text{ kPa}$ $\beta' = \Delta p_V / \Delta p_{BPV}$ $q_s(t_s - t_r) = q_p(t_p - t_r)$
	(3.63)	$\Delta p_V > \Delta p_1 \cdot$ $\beta' = \Delta p_V / (\Delta p_V + \Delta p_1)$
	(3.64a)	$q_p < q_s$ $\Delta p_V > \Delta p_1 \cdot$ $\Delta p_{STAD-B} = \Delta p_1 + \Delta p_V$ $q_s(t_s - t_r) = q_p(t_p - t_r)$

Değişken debili primer devre ve sabit debili sekonder devre

3.10.2 Ayırma Fonksiyonunda Üç Yollu Vana Kullanımı

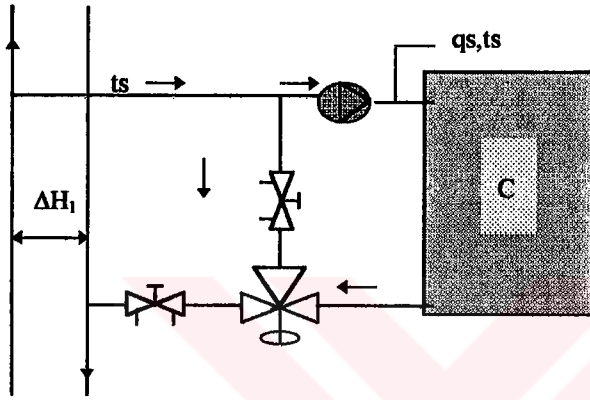
Ayırma fonksiyonunda üç yollu vana kullanımı ile sabit sıcaklıkta değişken debili ve ancak primer devre debisi sabit tutulmuş bir sistem elde edilir. Özellikle üç yollu vanaların bu tür kullanımları, iki yollu vana kullanımının dezavantajlarını elemine etme amacı taşır. Sistemde iki yollu vana kullanıldığında akış önemli ölçüde bozulmakta ve iki yollu vananın konum değişimlerinde tüm dağıtım sistemindeki fark basınçlar değişmekte ve dolayısı ile tüm kontrol devreleri birbirlerinin çalışmasını etkilemektedir. Ve özellikle primer devre fark basıncı yüksek, küçük kapasiteli terminal üniteleri kullanılmış ise Kv değeri yeteri derecede düşük kontrol vanası bulmak oldukça zordur. Bu durumda lokal olarak fark basınç kontrolörleri kullanmak zorunlu hale gelmektedir. Diğer bir çözüm ise ayırma fonksiyonunda üç yollu vana kullanmaktır. Şematik olarak kullanım aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.19 Ayırma fonksiyonunda üç yollu vana kullanımı

Primer devredeki debi E yoluyla transfer edilirken L yoluyla da bypass edilir. Teorik olarak primer devre debisi sabittir ve primer devre balans vanasının üç yollu vana oranına herhangi bir etkisi yoktur. Amaç primer devre fark basıncını sabit tutmak olduğundan bypass portunda balans vanası kullanılması hem üç yollu vana balansında ve hemde gerekli amacı ifade gereklidir. Yine bu vananın basınç kaybı C terminal ünitesinininkine eşit olmalıdır. Böylelikle üç yollu vana ister açık ister kapalı olsun hidrolik olarak dirençler eşit olacağından primer devre debisi değişmeyecektir. Ancak unutulmamalıdır ki üç yollu

vanalar genel olarak karıştırma vanası olarak dizayn edilirler Ayırma fonksiyonunda kullanımları vana içinde parazit debilerin oluşumuna ve bazende beklenenden ters yönde akışa neden olmaktadır.Ayrıca bu ters akış vanadaki ses seviyesinin artmasına neden olur.Yukarıda sayılan nedenlerden dolayı ayırma fonksiyonunda kullanımları yaygın değildir.Ayrıca aynı amaç karıştırma vanası kullanarak aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi elde edilebilir.



Şekil 3.20 Ayırma fonksiyonunun karıştırma vanası ile eldesi

Daha önce ayırma fonksiyonunda üç yollu vana kullanımında söylenenlerin hepsi karıştırma vanası içinde geçerlidir.Yine aynı şekilde E yolu karakteristiği iki yollu vanalarda kullanılan kontrol karakteristiğinin adapte edilmiş şeklidir ve genellikle Logaritmik karakteristik uygun olur.L yolunun asıl fonksiyonu sabit primer devresi debisi olduğundan $b=1$ için E portu karakteristiğinin aynı kullanılır ve bu durumda $K_{vL}+K_{vE}=K_{vs}=\text{sabit}$ olmaktadır. $b=0.5$ için E portunun Logaritmik karakteristikte olmasına karşın , primer devre debisini daha hassas sabit debide tutulması için L yolu lineer karakteristikte seçilir.

4. BALANSLAMA PRENSBİ VE BALANS VANASI SEÇİMİ

Gereğinden büyük seçilmiş bir balans vanası ilk yatırım maliyetini artıcağı gibi kapalıya yakın pozisyonda çalışmak durumunda kalacaktır bu durumda vana teorik karakteristiğinden daha fazla sapacak ve ayrıca %5'lik hassasiyetteki debi ayarlama oranı artacaktır.Eğer elimizde hiç bir olmadık ekonomik balans vanası %50-100 açıklıkta çalışıyor olmalıdır.Dolayısıyla seçim

yapılırken istenen dizayn debisinin en azından bu aralıkta elde edilmesi gerekir. Ancak bir çok durumda sadece dizayn debisi bellidir. Balans vanası basınç kaybı 3 kPa'ın altında seçildiğinde debi ölçüm cihazının hassasiyeti düşmekte ve ölçüm akışın türbülansına daha bağımlı hale gelmektedir. Dolayısıyla vana tam açık pozisyonda açıkken dizayn debisinde 3 kPa'lık basınç kaybının altında seçim yapmanın bir anlamı kalmamaktadır. Öyle ise 3 kPa değeri seçim için bir kriter oluşturmaktadır. Ancak optimum seçim için basınç kayıpları ve harcanan pompa enerjisi arasında her bir sistem için ayrı ayrı hesap yapmak gerekir ki bu tez konum dışına çıktığından bu konuya girmeyeceğim. Seçim yapılırken akılda tutulması gereken diğer bir husus eğer boru çapı uygun seçilmiş ise balans vanası hiç bir zaman bu çapın üzerinde seçilemez ve hatta bir çap düşüğü seçilebilir.

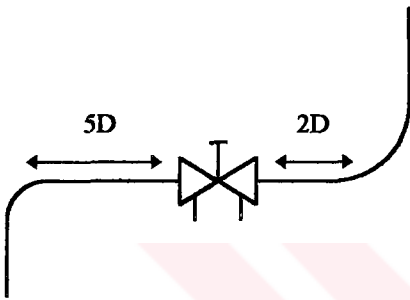
Artık bazı şeyler pratikte alışkanlık haline gelmekte ve örneğin 25 m³/h debi için DN 80'lik vana seçilmekte. Bu seçimde vana full açık iken 4.3 kPa'lık basınç kaybı doğurmakta ve %50 vana açıklığında ve dizayn debisinde 74 kPa'lık basınç kaybı olmaktadır.

Aşağıda balans vanası seçimine ait referans tablosu verilmiştir.

DN	Kvs	$\Delta P=3$ kPa	$\Delta P=5$ kPa	$\Delta P=10$ kPa	$\Delta P=15$ kPa	$\Delta P=20$ kPa	$\Delta P=25$ kPa
mm	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h
10	1,47	0,26	0,33	0,47	0,57	0,66	0,74
15	2,52	0,44	0,56	0,80	0,98	1,13	1,26
20	5,70	0,99	1,28	1,80	2,21	2,55	2,85
25	8,70	1,51	1,95	2,75	3,37	3,90	4,35
32	14,20	2,46	3,18	4,49	5,50	6,35	7,10
40	19,20	3,33	4,29	6,07	7,44	8,59	9,60
50	33,00	5,72	7,38	10,44	12,78	14,76	16,50
65	95,10	16,47	21,27	30,07	36,83	42,53	47,55
80	120,00	20,79	26,83	37,95	46,48	53,67	60,00
100	190,00	32,91	42,49	60,08	73,59	84,97	95,00
125	300,00	51,97	67,08	94,87	116,19	134,16	150,00
150	420,00	72,75	93,91	132,82	162,67	187,83	210,00
200	765,00	132,50	171,06	241,91	296,28	342,12	382,25
250	1185,00	205,25	264,97	374,73	458,95	530,00	592,00
300	1450,00	251,15	324,23	458,53	561,58	648,46	725,00

Çizelge 4.1 Tam açık pozisyonda ki balans vanasında belli basınç kayıpları için geçirdiği debiler

Teorik olarak herhangi bir vananın gidiş mi yoksa dönüş hattına mı monte edilmesinde bir fark yoktur. Ancak dönüş hattına montajı alışkanlık haline gelmiştir ve bunun nedeni genelde balans vanalarının drenaj özelliğinin esahip olmasından dolayı bağlı bulunduğu terminal ünitesinin akışkanını boşaltma olasılığı sağlamaktadır. Vana ters yerleştirilmemeli ve akışın vana diski altından geçmesi sağlanmalıdır. Ters akışta ses oranı artmaktadır. Vanadan önce ve sonra türbülans oluşmasını önlemek amacıyla aşağıdaki bağlantı şekli önerilir. Ancak balans vanası çok güçlü bir türbülans kaynağından sonra kullanılmış ise (pompa , motorlu kontrol vanası gibi) en az baru çapının 10 katı kadar mesafe sağlanmalıdır.



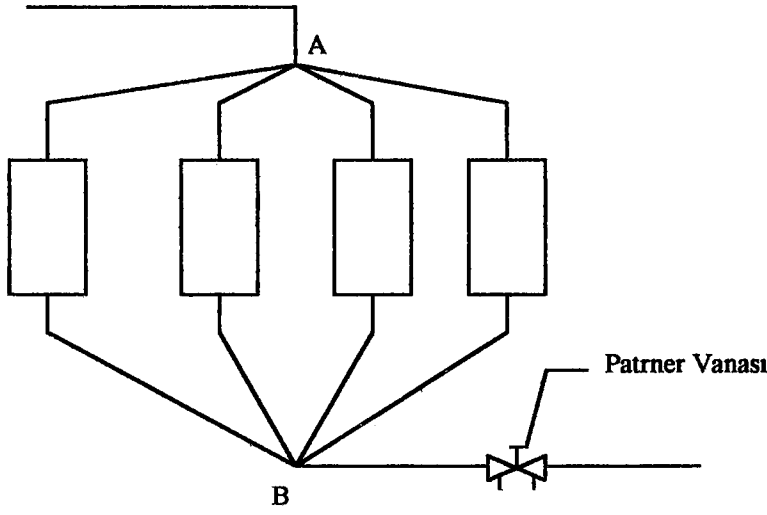
Şekil 4.1 Balans vanası montajı

Eğer debi ölçümünde balans vanası yerine orifis plate kullanılmış ise %3'lük hassasiyeti yakalayabilmek için orifis platenin önce 10 D ve sonra 3-5 D mesafe bırakmak gerekir. Debi ölçümünde prensip olarak dinamik basınç etkisinin fark basınç ölçümü etkisini mümkün olduğunca azaltmak gerekir.

Her bir terminal ünitesi için bir balans vanası kullanılması gerekirmi !

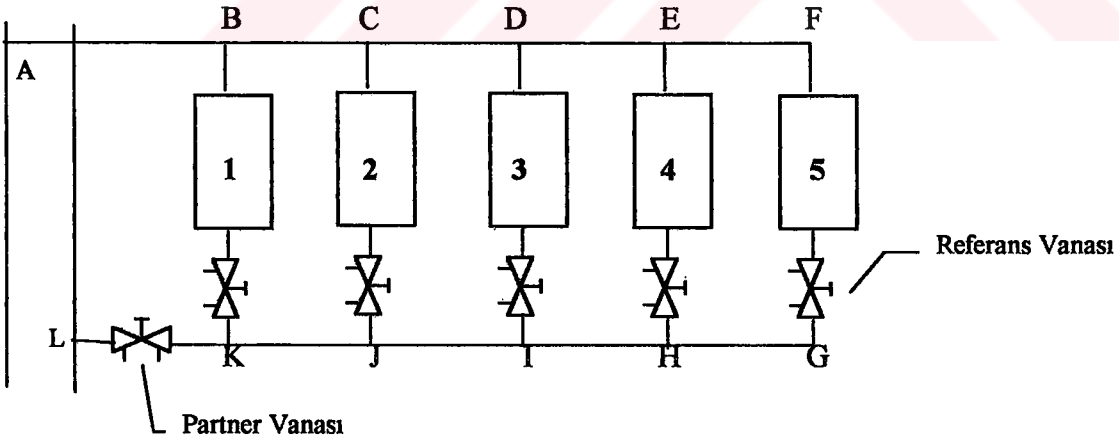
Teoride her bir terminal ünitesi için bir balans vanası kullanılması yeterlidir. Ancak balanslama esnasında vana ve borulamadaki basınç kayıpları değiştiğinden bir balans vanası ayarı yapılırken diğer set edilmiş vanaların ayarı bozulduğundan sistemin modüllere ayrılması zorunludur.

Modül oluşturmanın asıl amacı dışarıdan oluşacak herhangi bir distosiyonun partner vanası dediğimiz tüm modüle hitap eden bir balans vanası ile kompanze edilmesidir. Yine partner vanası ile ayrılan modül diğer modüllerden bağımsız olarak balası sağlanabilir.



Şekil 4.2 Balanslamada modül oluşturulması

Her bir dış etki modül içindeki üniteleri aynı oranda etkileyecektir. Partner vanası bu etkiyi kompanse etmekte kullanılır. Ancak her bir devredeki direncin sabit, terminal ünitelerindeki karakteristiklerin aynı diğer bir deyişle basınç kaybı ile debi arasındaki bağıntının aynı olması gerekir. Bu iki şartın sağlanması ile oransal etkilenme geçerlidir. Gerçekte pratikte aynı noktaya değil Şekil 31 deki gibi bağlanmalıdır.



Şekil 4.3 Pratikte modül oluşturulması

Branşmandan geçecek debi A-L arasına uygulanacak basınç farkına bağlıdır. Dolayısıyla AL arasındaki herhangi bir basınç değişimi (dış distorsiyon) toplam debiyi değiştirecektir. Tüm üniteler aynı oranda bu distorsiyondan etkilenir. Ancak distorsiyonun kaynağı modül içerisinden olması durumunda yani (iç distorsiyon) örneğin 3 nolu vananın kapatılması gibi .Bu durumda CD ile IJ arasındaki basınç farkı hissedilir oranda değişecektir. Ancak AB ile KL arasındaki toplam debideki değişim çok az olacaktır. Zira B ile K arasındaki fark basınç çok az değişecektir. Sonuçta 1 ünitesi 4 ve 5 ünitesi ile aynı reaksiyonu göstermeyecektir. Dolayısı ile modül içerisinde oransallık söz konusu değildir.

Şimdi Balans Vanası Seçimine ait bir örnekle pratikte balanslamanın ne kadar gerekli olduğunu ortaya koymak istiyorum. Şekil 31 deki aynı ünitelerin kullanıldığını ve aşağıdaki donelerin elimizde olduğunu kabul edelim.

Dizayn Değerleri;

Her bir ünitenin soğutmada çalıştığı ($DT=5\text{ }^{\circ}\text{C}-6/11$) ve yükünün 10.000 kcal/h kabul edersek aşağıda verilen boru uzunlukları için kullanılacak vanaların açıklık oranları ne olur?

Her bir üniteden geçmesi gereken kütleli akışkan miktarı :

$$m = Q / \Delta T \quad m = 10.000 / 5 = 2.000 \text{ lt/h olmalıdır.}$$

Su Karakteristiği : $8\text{ }^{\circ}\text{C}-100 \text{ kPa}$

Boru Uzunlukları:

(Kullanılacak Olan Boru : DIN 2440)

$$AB = KL = 10 \text{ m}$$

$$BC = JK = 8 \text{ m}$$

$$CD = IJ = 12 \text{ m}$$

$$DE = HI = 20 \text{ m}$$

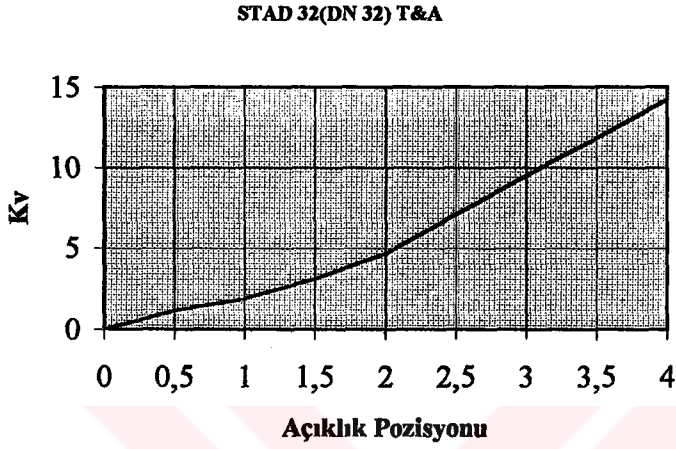
$$EF = GH = 15 \text{ m}$$

Ayrıca her bir ünitenin dizayn debisi için basınç kaybı 30 kPa'dır. Balanslamanın Optimum Olabilmesi için 5 Nolu Üniteye ait balans vanasının basınç kaybı min. değerde tutulmalıdır. Dolayısıyla

5 Nolu Ünite İçin

$\Delta P = 3 \text{ Kpa}$ $Q = 10.000 \text{ lt/h}$

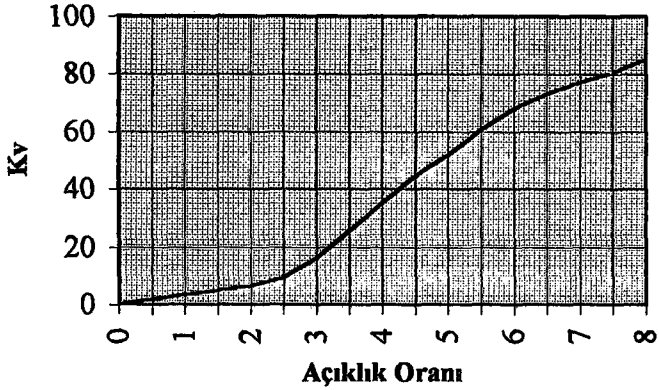
Seçilen Vana T&A Firmasına ait STAD 32 tipidir .Vanaya ait karakteristik aşağıda çıkarılmıştır.



Şekil 4.4 STAD 32 vana karakteristiği (20 °C-100 kPa)

Görüldüğü üzere vana yaklaşık olarak lineer karakteristiğe sahiptir. Yine 5 Nolu Ünite İçin Açıklık Oranı 3.45 olarak bulunmuştur. Yine tam açık pozisyonda dizayn debisi için basınç kaybı 1.99 kPa bulunmuştur. (Hesaplamaların ayrıntıları verilmemiştir. Zira hesaplamalarda su sıcaklığı ile gerekli düzeltmeler yapılmış ve tezinin başında verdiğim formüller kullanılmıştır.)

STAF 65 (T&A)



Şekil 4.6 STAF-65 Karakteristiği (20°-100 Pa)

Partner Vanası için ön görülen dizayn debisindeki basınç kaybı 5 kPa dır. $Q=10.000$ lt/h için seçilen vana STAF 65(T&A)(Açıklık Oranı 4.52)Yine katalog değerlerine göre aşağıdaki diyagram çıkarılmıştır.Şimdi Her Bir noktadaki basıncın tayini için borulamadan kaynaklanan basınç kayıplarını bulalım.

AB arasında $Q=10.000$ l/h $V=0.54$ m/s (3" Boru) için $\Delta P =42.4$ Pa/m $S = 4.24$ kPa

BC arasında $Q=8.000$ l/h $V=0.598$ m/s(21/2" Boru) için $\Delta P =62$ Pa/m $S = 4.96$ kPa

CD arasında $Q=6.000$ l/h $V=0.755$ m/s(2" Boru) için $\Delta P =132$ Pa/m $S = 15.84$ kPa

DE arasında $Q=4.000$ l/h $V=0.898$ m/s(11/2" Boru) $\Delta P =258$ Pa/m $S = 51.6$ kPa

EF arasında $Q=2.000$ l/h $V=0.549$ m/s(11/4" Boru) $DP =120$ Pa/m $S = 18$ kPa

(Fitings Kayıpları Boru Boyuna Eklenmiştir.)

Yukarıdaki sonuçlar ışığında her bir noktanın basıncı aşağıdaki gibidir.

A = 227.28 kPa

G = 99.64 kPa

B = 223.04 kPa

H = 81.64 kPa

C = 218.08 kPa

I = 30.04 kPa

D = 202.21 kPa

J = 4.2 kPa

E = 150.64 kPa

K = 9.24 kPa

F = 132.64 kPa

L = 0 kPa

Şimdi 4 Nolu Ünitenin Dizayn debisini Geçirebilmesi İçin:

$\Delta P_{E-H} = 150.64 - 81.64 = 69$ kPa

$\Delta P_{STAD-32} = 69 - 30 = 39$ kPa 'lık basınç kaybı oluşturması gerekir

$Q=2.000$ lt/h ve $\Delta P_{STAD-32} = 39$ kPa için açıklık Pozisyonu 1.54 olmalıdır.

Aynı İşlem diğer terminal üniteleri içinde uygulanır ise, sırası ile

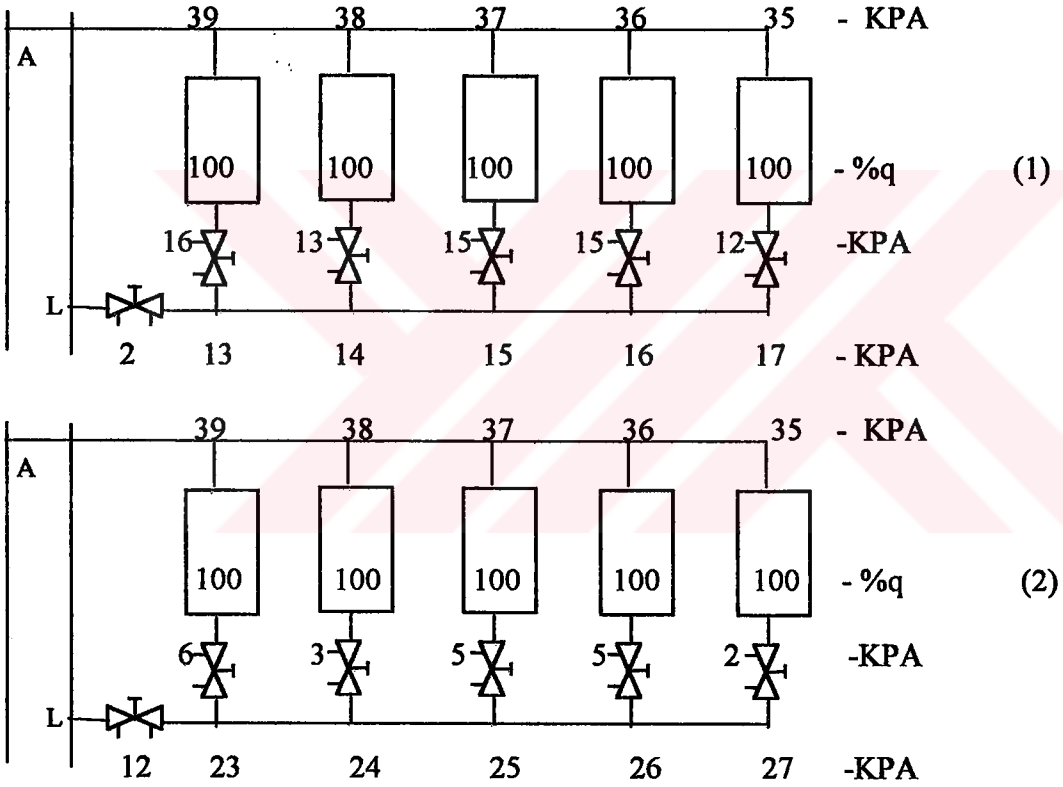
Terminal Ünitesi 3 Açıklık Pozisyonu 0.858

Terminal Ünitesi 2 Açıklık Pozisyonu 0.738

Terminal Ünitesi 3 Açıklık Pozisyonu 0.707

Görüldüğü üzere balans vanası kullanımı sonucu ancak dizayn debileri elde edilebilir.Vurgulamak istediğim diğer nokta ise DE hattında bilerek hız büyük

seçilmiştir. Yine balans vanası kullanımı proje oluşturmadaki bu tip hataları elemine edebilir. Ancak verimli bir sonuç eldesi hız değerleri tezinin başında belirttiğim sınırlarda kalmalıdır. Hızın yüksek seçilmesi sonucu oluşacak ses konusu tezinin ilerleyen kısımlarında incelenecektir. Yine pratik çalışmalarında gözlediğim bir olaydır ki balans vanası $\frac{1}{4}$ açıklık oranının altında ses oranı rahatsız edici hale gelmektedir. Örneğimizde 1,2 ve 3 terminal ünitelerine ait balans vanaları bu olaya maruz durumda. Bu durumda yapılacak şey partner vanasını daha fazla kısarak modül içindeki balans vanalarına ait basınç kayıplarını düşürmemiz gerekir. Zira balanslama sonsuz noktada gerçekleştirilebilir. Bahsedilen olayı aşağıdaki gibi şematize etmek mümkündür.



Şekil 4.7 Modül kendi içinde sonsuz noktada balanslanabilir.

Ancak bu sonsuz noktada ancak bir noktada optimum balanslama sağlanabilir. Optimum balanslama 1-Kontrol vanalarının otaritesi maksimize edilerek stabil bir kontrol sağlanması 2- Sirkülasyon pompasının gereğinden büyük seçilmesini önlemekle sağlanabilir. Bundan dolayı referans vanasına 3kPa değeri balanslama esnasında atanır.

5. DİNAMİK BALANSLAMA

Balans vanaları ile yapılan balanslama statik balanslamadır. Sistem balansı bir defa yapılır ve öylece bırakılır. Aslında dinamik balanslama ile statik balanslamanın getirdiği avantajların yanında yatayda ve kapasite farkı büyük terminal ünitelerde kullanımı daha avantajlıdır. Ancak sistem maliyeti artmaktadır ve dinamik balanslamanın kendine göre dezavantajları vardır. Dinamik balanslamanın asıl kullanma alanı **değişken debili sistemlerde fark basıncın büyük dalgalanma gösterdiği uygulamalardır**. Dalgalanma oranı ne olduğunda dinamik balanslama uygulanmalıdır!

Burada asıl kriter C oranıdır ve aşağıdaki gibi tarif edilmiştir.

$$C = \frac{\Delta P \text{ devre}}{\Delta P \text{ pompa}} \quad (5.1)$$

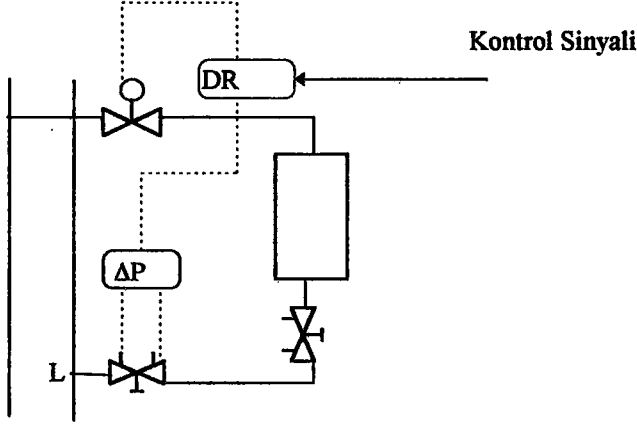
Örneğin C=0.1 için pompa basma yüksekliğinin %90'nı basınç kayıplarını yenmek için kullanılmıştır. Maksimum ve minimum yük arasında devreye uygulanan fark basınçtaki değişme kontrol vanaları otaritesinde düşmeye ve kontrol edilemez yani unstabil hale gelmektedir. Pratik olarak C > 0.25 olmalıdır.

Ancak değişken debili pompa kullanılıyor ise C > 0.4 olmalıdır. Örneğin sistem için pompa max. basma yüksekliği 120 kPa olsun. Devrenin normal basınç kaybı 10 kPa olsun ve bunun 3 kPa değeri kontrol vanasında harcansın. Dolayısıyla kontrol vanası otaritesi $3/10 = 0.3$ ile $3/100 = 0.03$ arasında değişecektir ki olması gereken aralığın çok çok altına düşmektedir.

Dinamik balanslamadan kaçınmak sistemi daha esnek ve basit tutmak için C > 0.25 sağlanmalıdır. Eğer bu değer sağlanamıyor ise dinamik balanslama kaçınılmazdır. Dinamik balanslama bir kaç şekilde sağlanabilir.

a) ΔP Kontrolörü Kullanmak

Fark basınç kontrolörü kontrol vanası milini balans vanasında set edilen fark basınca göre ayarlayarak balanslama gerçekleştirilir. Yine balans vanası için 3 kPa değeri dizayn debisi için kullanılır.



Şekil 5.1 Dinamik balanslamada ΔP kontrolör kullanımı

b) Debi kontrolörü kullanımı

Diğer bir çözüm her bir devre için set değerinin dizayn debisine tekabül eden debi kontrolörlerinin kullanılmasıdır. En büyük kolaylığı balanslama prosedürüne sistem ihtiyaç duymaz. Ancak bu çözüm bir çok problemi beraberinde getirir.

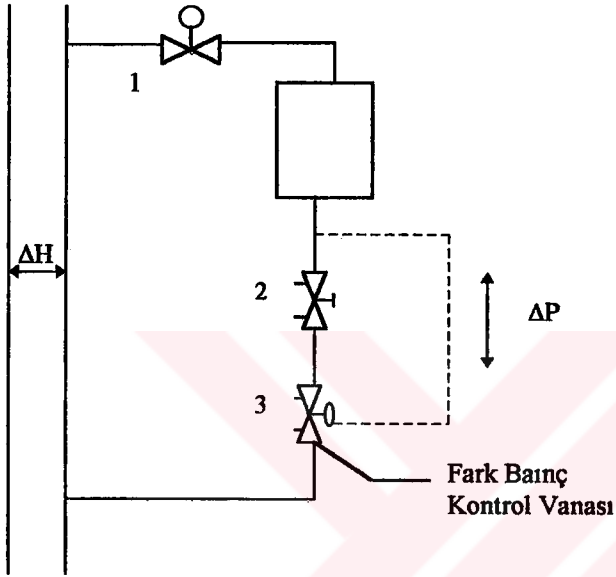
- Pompaya yakın devrelerde kontrol vana otaritesini gereğince koruyamamakta
- Debi kontrolörü oynar parçalara sahip olduğundan uzun vadede daha az güvenilirdir.
- Debi dizayn değerinin altına düştüğünde devreye uygulanan fark basınç tamamen kontrol vanası üzerine uygulanmakta ve vana otaritesi düşmektedir.
- Hasssiyet çok düşüktür. Zira iki set değeri arasındaki oran %20'dir.
- Flaşing esnasında demonte edilmelidir. Kendisinden önce filtre kullanılmalıdır.

c) Fark basıncı koruyan kontrol vanası kullanımı

Fark basınç, fark basınç kontrol vanaları sayesinde stabilize edilebilir. Ancak fark basınç kontrol vanalarının kullanımı her türlü problemi çözmez zira bu vanalarında belli bir otariteye sahip olmaları gerekir. Yine aynı şekilde primer devre basıncının artması ile fark basınç kontrol vanası otaritesinde azalma görülür. Yani problemin sadece yönü değişmiş olmaktadır.

Bu tip vanaların sadece fark basıncın çok yüksek olduğu yerlerde kullanılması doğru ve sağlıklı sonuç verir ki buda nadiren görülen bir durumdur. Yine bu tip vanalar balans vanası ile birlikte kullanılırlar. Böylelikle hem balanslama ve hemde iki veya üç yollu kontrol vanası üzerinde sabit fark basınç sağlanır.

ΔP kontrolünün set değeri bulunurken kontrol vanasının tam açık pozisyonda iken dizayn debisinin yakalanması ile elde edilir. Olayı bir uygulama ile pratik hale getirmekte fayda görüyorum:



Şekil 5.2 ΔP Kontrol Vanası motorlu iki yollu vana üzerindeki fark basıncı sabit tutar.

$\Delta H=40$ ile 80 kPa arasında değişsin, $\Delta P_c=15$ kPa ve $q_p=0.5$ l/s

Balans Vanası İçin Dizayn Basınç Kaybı : 3 kPa ve fark basınç kontrol vanasının kontrol vanası üzerinde 10 kPa basınç farkını sabit tuttuğunu düşünelim

Fark Basınç Kont. Van. İçin dizayn basınç kaybı= $40 - 15 - 10 - 3 = 12$ kPa

$$K_v = 39 q / \sqrt{\Delta P}$$

$$K_{v_3} = 36 * 0.5 / \sqrt{12}$$

$$K_{v_3} = 5.2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Yine T&A Firmasına ait STAD 25 tipi vana seçilebilir. Vanaya ait değerler aşağıdaki gibidir.

Vana Çapı	Kvs
DN 15	3.15
DN 20	5.15
DN 25	5.6
DN 32	9.3

Dolayısı ile Kvs=5.6 m³/h seçilebilir. Ancak ayrıca hız kontrolüde yapılmalıdır.

$$V = 1273 \cdot q / d_i^2$$

$$V = 0.86 \text{ m/s}$$

Eğer hız deperi 1.5 m/s değerini geçerse bir büyük vana seçmek gerekir.

$$Kv_2 = 36 \cdot 0.5 / \sqrt{10}$$

$$Kv_2 = 5.7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Yine normlarda 6.3 m³/h değerine sahip kontrol vanası seçilmelidir.

$$\Delta P_{2 \text{ seçilen}} = (36 \cdot q / Kv_s)^2 = (36 \cdot 0.5 / 6.3)^2 = 8.2 \text{ kPa}$$

Dolayısı ile Basınç Kontrol Vanası bu değere set edilmelidir. Bu tür kullanımla kontrol vanası otaritesi yaklaşık 1'dir.

6. DAĞITIM SİSTEMLERİNDE BALANSLAMA YÖNTEMLERİ

Balanslamada bir çok yöntem kullanılabilir. Ancak en basit ve hızlı yöntem olarak kompanze metodu önerilir. Balanslama metodları arasındaki tek fark modül içinden veya dışından oluşan distorsiyonu kompanze etme yöntemidir. Yine kompanze metodunda oluşan distorsiyon modül içerisinde partner vanasında oluşturulan yeni bir distorsiyon ile kompanze edilmektedir. Dolayısı ile pratik olarak daha önceden ayarlanmış debiler sabit kalmaktadır. Balanslamadan beklenen verimin alınabilmesi ve daha az zaman kaybetmek için balanslamadan önce sistem prensip şeması dikkatlice incelenmeli ve modül oluşturulmalıdır

Sistemin havası mutlaka alınmalı ve bu yapılırken gidiş suyu sıcaklığı yükseltilmelidir. Kendimin bizzat tecrübelerimde gözlediğim diğer bir ön hazırlık pislik tutuculardır ki, tıkanmış bir pislik tutucu ile dizayn değerini yakalamak imkansızdır. Kontrol ve termostatik vanalar tam açık pozisyona getirilmeli ve çek valflerin

yönleri kontrol edilmelidir. Profesyonel anlamda balanslama kompüter programları ile gerçekleştirilmekte ve zaman kaybı minimize edilmektedir. Gerçekte balans vanası debi ölçümü+reglaj+debi kesme fonksiyonlarını yerine getiren bir çeşit armatürdür. Aynı fonksiyonu orifis plate+kontrol karakteristiğine sahip vana+kesme vanası ilede sağlanabilir.

6.1 Ön Ayar Yöntemi

Gerçekte bu metod teorik olarak reglaj yapma kabiliyeti olan her türlü scalalı vana ile gerçekleştirilebilir. Dizayncının yapması gereken tek şey vananın açıklık oranına göre Kv katsayısını belirlemesi ve her vana için açıklık oranını belirlemesidir. Aslında tezimin 46'cı sayfasında vermiş olduğum örnek bu tipe örnektir.

Yalnız dikkat edilmesi gereken en önemli nokta pompa seçimidir. Normal bir seçimde pompa ile kritik devre arasındaki basınç kayıpları toplanmakta ve pompa basma yüksekliği tayin edilmektedir. Kritik devre dışında kalan devrelerde oluşacak ek fark basınç belli bir oranın üzerinde mutlaka elemine edilmelidir. Bu durumda özellikle sistem değişken debili ise kontrol vanaları yeniden boyutlandırılmalı ve bu fark basınç elemine edilmelidir. Ancak yine Kvs değerleri sıtandart olduğundan bu ekstradan oluşan fark basıncın tamamı kontrol vanalarının yeniden boyutlandırarak elemine edilemez. Geriye kalan kısım kullanılacak reglaj vanasında elemine dilmelidir

Eğer tüm ünitelere ait kolonda örneğin 30 kPa'lık aşırı basınç var ise bu basınç kolon vanasındanda elemine edilir. Bu aslında diversite faktöründen yararlanmaktan başka birşey değildir. Ancak pompaya yakın ünitelere ait kontrol vanalarında, bazı kritik anlarda yani sistemdeki diğer kontrol vanaları kapalı iken stabil kontrol sağlanamayabilir. Görüldüğü üzere bu ayar yöntemi oldukça basit olup hassasiyet ve uygulanabilirlik oldukça zor. Özellikle ülkemiz şartlarında avam proje ile uygulanan proje arasında büyük farklılıklar olmakta bu yöntem neredeyse uygulanamaz hale gelmektedir. Ancak küçük boyutlu apartman uygulamalarında kullanılamaması için hiç bir neden yoktur. Zira dizayn değerlerini yaklaşı $\pm\%10$ değerinde yakalyarak balanslamayı sağlayabiliriz. Zira bu orandaki debi değiş,mi terminal ünitesinden elde edilecek gücü teziminde başlangıcında sunduğum diyagramlardan görülebilir.

6.2. İtarativ Metod

Bu metod diğer hiç bir yöntem kullanılmamış, modüller oluşturulamamış veya sistem tikelman(ters dönüş-teverse return) yöntemine göre dizayn edilmiş ise kullanılmalıdır.Prensip basitçe bazı ünitelerdeki aşırı debiyi elemine ederek pompaya uzak ünitelerdeki debiyi artırmaya dayanır.Tabiki bu borulamadaki basınç kayıplarını azaltacak ve ünite kolonleri arasındaki fark basıncı artıracaktır.Yine bu yöntem tüm ünite ve ayarlanmış balans vanalarındaki debiyi artıracaktır.Bundan dolayı bu yöntem ait bazı balanslama prosedürlerinde ön ayar dizayn debisinin %90'ı için yapılır.Bu prosedürlerden bir tanesi aşağıda açıklamıştır.

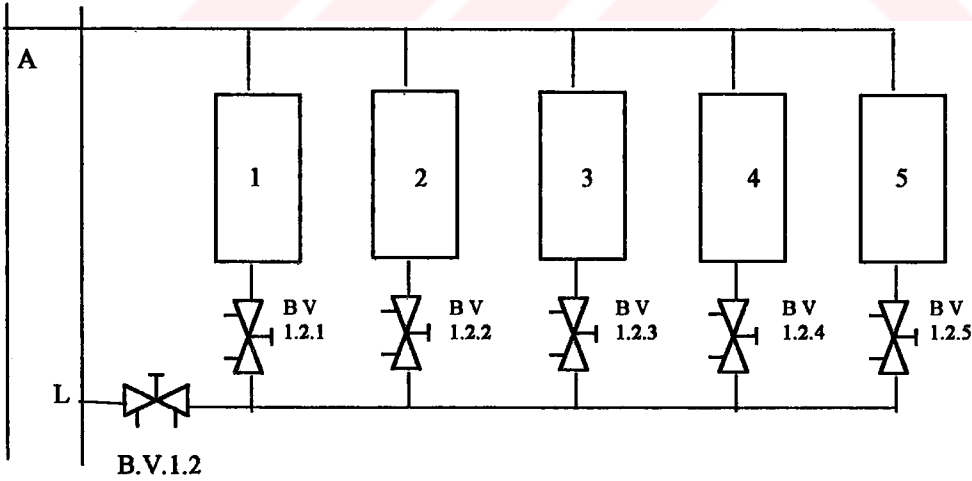
- Sistemdeki tüm balans vanaları %100 açık pozisyona getirilir ve pompanın toplam debisini kontrol eden balans vanası sayesinde pompanın aşırı yüklenmesini önlemek amacıyla dizayn debisinin %110 geçirecek şekilde bu balans vanası ayarlanır.
- Pompaya yakın veya aşırı debiye maruz en yakın üniteden başlanır ve her bir terminal ünitesi dizayn debisinin %90'nına ayarlanır.
- Hemen pompa önündeki balans vanası bu defa %100-105 değerine ayarlanır.
- Her bir üniteye ait balans vanasındaki debi kontrol edilerek dizayn değerine ayarlanır.
- Üç ve dördüncü maddeler dizayn debisi %5 hassasiyette yakalana kadar devam edilir.
- Eğer sonuçta pompa önündeki balans vanası aşırı kısılmış ise bu bize pompanın büyük seçildiğini gösterirki, kademeli pompa kullanılmış ise bir alt kademedede pompa kullanılmalı , kademesiz pompa kullanılması durumunda pompa bir küçüğü ile değiştirilmeli veya pompa çarkı değiştirilmelidir.Dolayısıyla pompa önündeki balans vanasının yaklaşık tam açık pozisyonda iken toplam dizayn debisi elde edilmelidir.

6.3. Oransal Metod

Bu yöntem prensibi daha önceki bölümlerde açıkladığım bir kurala dayanır.Bir branşmana ait partner vanasındaki açma veya kısma branşmana ait tüm terminal ünitelerindeki debiyi aynı oranda etkiler.ancak ünitelerin aynı karakterde olup olmadıkları önemlidir ve genellikle tüm kayıplar $k \cdot V^2/2$ cinsinden ifade edilebildiğinden hidrolik direnç hepsinde aynı oranda artacak veya azalacaktır.Uygulanan prosedür aşağıdaki gibidir.

- Tüm vanalar (balans vanaları, termostatik vanalar, kontrol vanaları ve diğerleri) tam açık pozisyona getirilir.
- Pompa önündeki balans vanası dizayn debisinin %100-110 'nuna getirilir.
- Tüm kolonlardan geçen debi bulunarak λ değeri kontrol edilir. λ ölçülen debinin dizayn debi değerine oranıdır. λ_{max} tayin edilerek bu kolona ait branşmanlardan balanslama işlemine başlanır. Ancak balanslama prosedürünün bu aşamasında bazı problemler ortaya çıkabilir. Örneğin pompaya yakın ünitelerde dizayn debi değerinin %150 oranında debi elde edilirken uzak ünitelerde fark basıncın 3 kPa'ın altında olmasından dolayı geçen debi değeri okunamayabilir. Bu durumda tüm kolonlar balanslandıktan sonra 2 nolu prosedürden yeniden başlanarak kolonlar yeniden balanslanır.
- λ_{max} 'a sahip kolondaki tüm branşmanların debiliri partner venasından ölçülerek yine max. debiye sahip (displayıyla λ_{max} 'a) branşman seçilir. Aynı şekilde bazı branşmanların debisi dizayn değerinin çok üstünde olabilir. Bu branşmanlardaki debi %110 değerine ayarlanır.
- Pompa önündeki balans vanası sayesinde toplam debi yeniden ayarlanır. Dolayısıyla her bir branşmanı kendi içinde balansılayabiliriz.

6.3.1. Branşmanların Balanslanması



Şekil 6.1 Branşman balanslanması ve balans vanalarının kodlanması

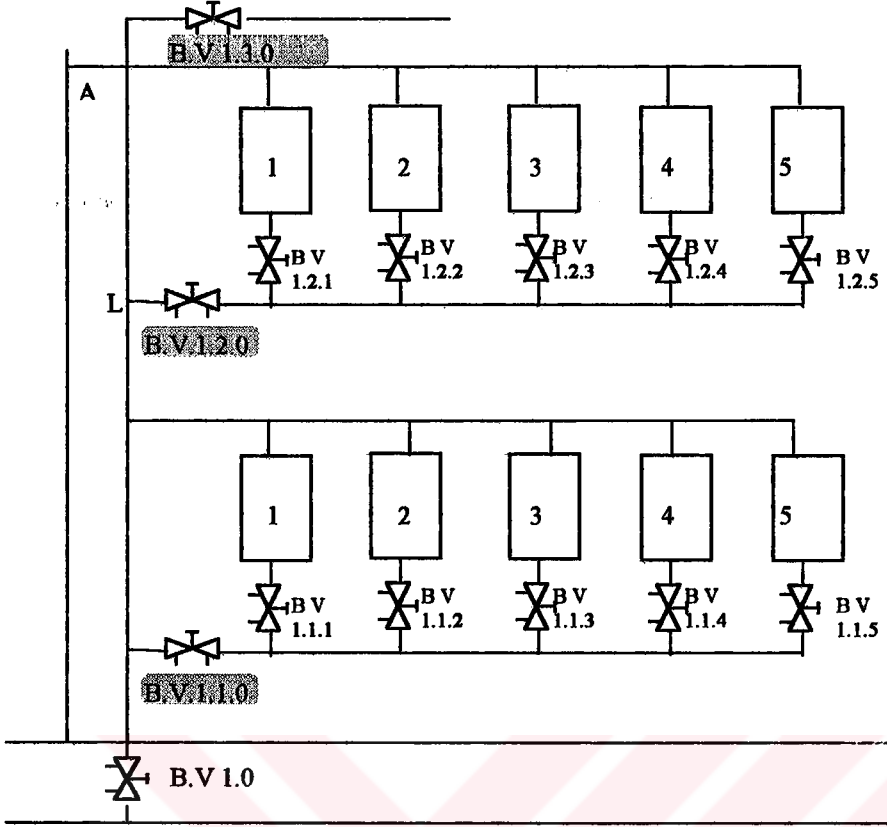
olacak şekilde ayarlanabilir. Dolayısıyla diğer tüm λ değerleri de 1 olacaktır. Ancak bu işlem balanslama -prosedürünün sonunda yapılacaktır.

- Aynı prosedür kolondaki diğer branşmanlar içinde uygulanır.

5.3.2 Kolonların Balanslanması

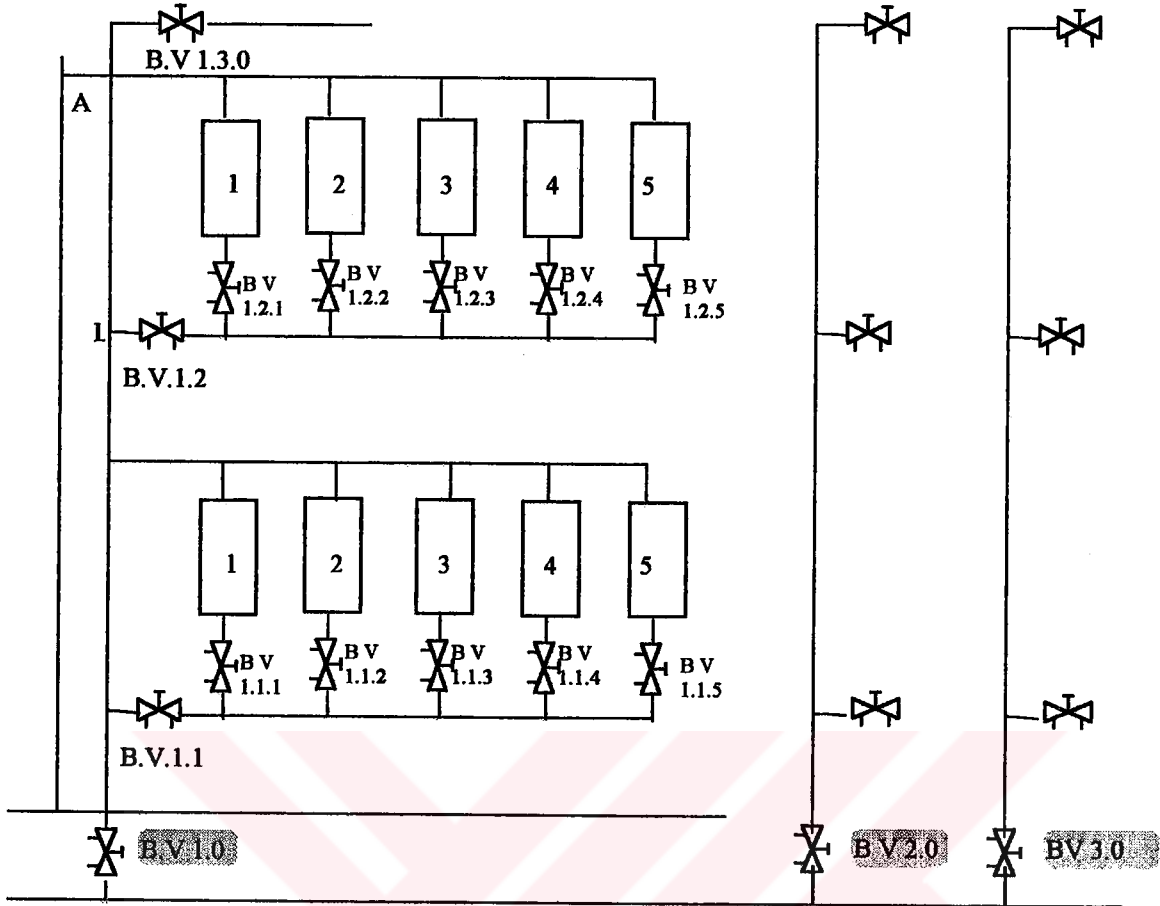
- Tüm branşmanlar balanslandıktan sonra , branşmanlara ait partner vanaları kendi içinde balanslanır.





Şekil 6.2 Kolon Balanslanması ve kodlanması

- Balanslama prosedürü branşman balanslamasına benzerdir.
- Kolon dahilindeki tüm partner vanalarından geçen debi ölçülür.
- Branşmanlara ait λ değerleri hesaplanarak λ_{\min} tayin edilir.
- B V 1.3.0 öyle ayarlanır ki $\lambda_{1.3.0} = \lambda_{\min}$ değerine sahip olur. Zira BV 1.3.0 referans ünitedir ve bu değere kilitlenir.
- BV 1.2.0 $\lambda_{1.2.0} = \lambda_{1.3.0}$ olacak şekilde ayarlanır. Bu ayar $\lambda_{1.3.0}$ değerini bir miktar etkileyecektir. BV 1.2.0 öyle ayarlanır ki $\lambda_{1.2.0} = \lambda_{1.3.0}$ sağlanır ve BV 1.2.0 bu değerde kilitlenir.
- Aynı işlem diğer kolonlar içinde uygulanır.
- Dağıtım Sistemlerinin Balanslanması
- Balanslamada üçüncü adım ana dağıtım sisteminin balanslanmasıdır ki balanslama prosedürü aynen uygulanır.



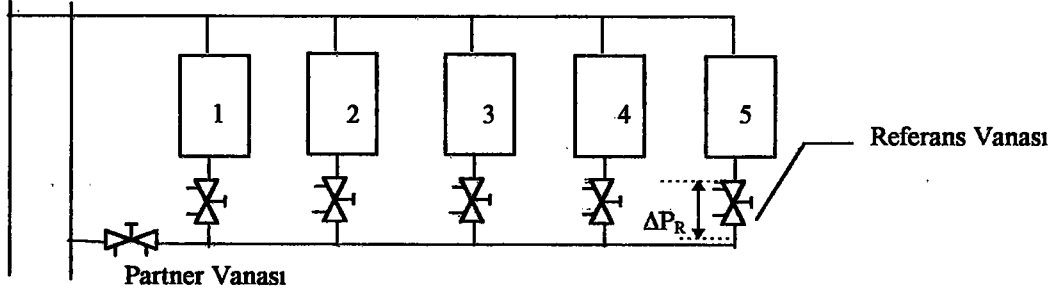
Şekil 6.3 Ana dağıtımın balanslanması ve kodlanması

Görüldüğü üzere Oransal Metod oldukça uzun zaman almakta. Diğer bir zorluk balanslamaya hangi üniteden başlanması gerektiğini anlamak ve karar vermek oldukça zor. Zira her zaman pompadan en uzak nokta kritik devre olmayabilir. Ayrıca balanslama optimum noktada sağlanamamıştır. Dolayısıyla balanslama aşağıda açıklanacağı üzere Kompanze metodu ile yapılmalıdır.

6.4 Kompanze Metodu

Kompanze metodu temelde oransal metodun aynı olmakla beraber daha gelişmiş bir yöntem olarak adlandırılabilir. En büyük avantajı balanslama esnasında otomatik olarak λ değerinin 1'de sabit tutulmasıdır. Oransal yöntem oldukça zaman alıcıdır, kompanze metodu ise her bir balans vanasındaki debiyi ölçmeye gerek yoktur. Kompanze metodunda her bir vananın yalnızca bir defa ölçülmesi yeterlidir. Diğer bir avantajı ise daha sistem tamamen kurulmadan aşama aşama balanslama gerçekleştirilebilir.

Bu yöntemde ölçümün sadece bir defa yapılarak balanslamanın sağlanabilmesi için balans vanasında ölçüm yapılırken modül içerisindeki diğer balans vanaları üzerinde oluşturduğu distorsiyonun ölçülmesi sonucu sağlanır.

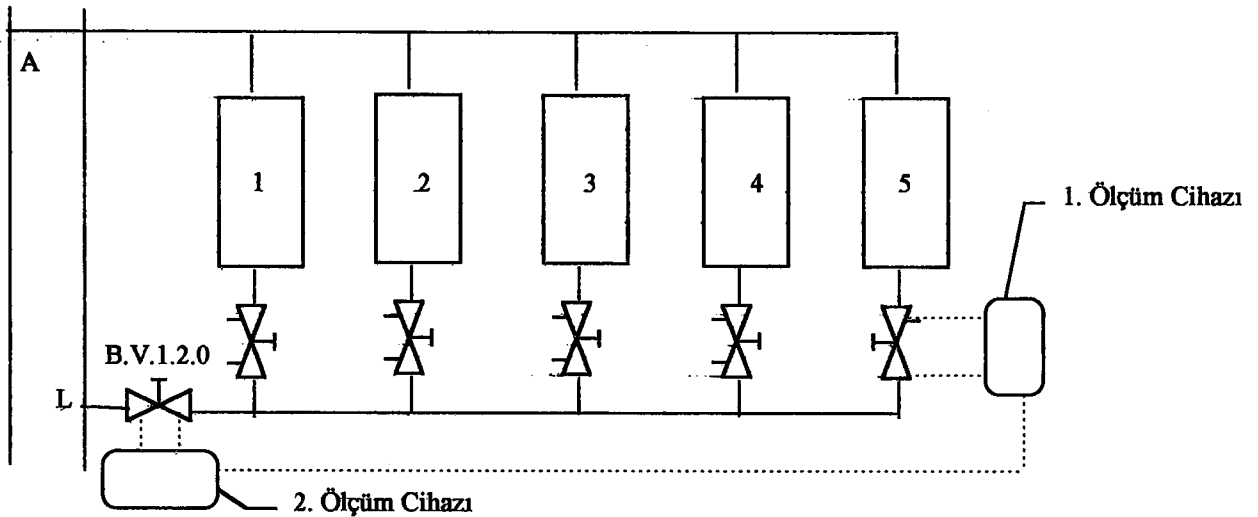


Şekil 6.4 Referans Vanası daima modülün en uzak noktasındaki ünitedir. Partner vanası toplam debiyi ayarlama için kullanılır.

Kompanze metodunda bu distorsiyon Referans Vanasında fark basınçtaki (ΔP_R) değişim olarak gözlenir ve toplam debiyi ayarlamakta partner vanası kullanılır. Partner vanasının set değerinin değiştirilmesi tüm üniteleri aynı oranda etkileyecektir.

4 Nolu Balans vanası ayarı yapılırken referans vanasındaki ΔP_R değeri değişecektir. Kompanze metodunda Referans vanasındaki ΔP_R devamlı ölçülmektedir. Bu değişim partner vanası kullanılarak elemine edilir ve başlangıç değerine ayarlanır. Aynı prosedür kolon balans vanası ve tüm sistem balansında kullanılır. Optimum balanslama için referans ünitenin dizayn debisinde min. basınç kaybı oluşturması gerekir. Daha öncede belirttiğim gibi bu değer 3 kPa olmalıdır. Ancak vana tam açık pozisyonda ve dizayn debisinde basınç kaybı 5 kPa ise vanayı 3 kPa değerine ayarlamak imkansızdır.

6.4.1 Branşmanların Balanslanması



- Sistemde herhangi bir kolon seçilir, mesela pompaya en yakın kolon ve diğer kolonlar tamamen kapatılır. Böylelikle seçilen kolon için yeterli fark basınç oluşturulmuş olur ve ayrıca pompa üzerinden aşırı debi geçmesi önlenir. Kompanze metodunun gerçekleştirilebilmesi için en az 2 ölçüm cihazına ve iki adet personele ihtiyaç vardır. Personel telsiz aracılığı ile haberleşir.
- Balanslama Prosedürü aşağıdaki gibidir.
- 5 Nolu balans vanasında 3 kPa basınç kaybı ve dizayn debisi için vana açıklık pozisyonu ölçüm cihazı veya nomogramlardan bulunarak kilitlenir.
- 1. Şahıs Partner vanasında ayarlama yaparak referans vanasında ΔPr değeri yakalanır. Dolayısıyla bu 5. Terminal ünitesinde min. basınç kaybını sağlar. Eğer bu konumda dizayn debisi sağlanamıyor ise ayarlama yapılmamış diğer branşmanlarda aşırı debi söz konusudur. Bu branşmanlar ΔPr değeri yakalanana kadar kısılır.
- 2 Nolu Şahıs 4 nolu balans vanasının dizayn debisi için hangi pozisyonda olması gerektiğini yine nomogramlardan veya ölçüm cihazının Computer fonksiyonundan (T&A firmasına ait ölçüm cihazının bir fonksiyonudur.) balans vanasının hangi pozisyonda olması gerektiğini bularak bu değere kilitler.
- 2 Nolu Şahıs 4 nolu balans vanasını set ettikten sonra birkaç saniye bekleyerek 1. Şahsın ΔPr deki değişimi partner vanasından kompanze etmesini beklemelidir.
- Aynı prosedür diğer balans vanaları ve modüller içinde uygulanır.
- Görüldüğü üzere bu metotta modül içinde oluşan distorsiyon partner vanasında oluşturulan diğer bir distorsiyonla kompanze edilmekte. Bu yöntem Kompanze metodu denilmesinin nedenidir.
- Not : Eğer sistemde değişken debili (frekans konvertörlü) kullanılıyor ise değişken debili pompa partner vanası olarak kullanılabilir ve bu durumda 1 kişi sistemi balanslamada yeterli olacaktır. Pompadan yeterli debinin geçmesini sağlamak amacıyla balansı yapılmış kolonlar hariç diğer kolonların tamamen kapatmayıp %50 açık pozisyonda tutulması tavsiye edilir. Ancak her durumda balanslamayı iki kişi ile yapmak yararlıdır.

- Kompanze metodunda kolon ve ana dağıtım hatlarının balanslanması branşman balanslamasının benzeri olduğundan tekrar zikretme ihtiyacı duyulmamıştır. Görüldüğü üzere kompanze metodu ile zamandan tasarrufun yanında balans vanalarındaki basınç kayıpları minimize edilerek enerjiden tasarruf sağlanmıştır. Ayrıca pompa seçimi daha hassas yapılabilir veya pompa basma yüksekliği yeniden tayin edilebilir.
- Balanslam yöntemleri sadece bu yöntemle kısıtlı değildir. İndirekt ölçüm yöntemleri de mevcut olup bunlar sırasıyla Sıcaklık Metodu, Serpantin fark basınç ölçümü, kontrol vanası fark basıncı tayini, pompa fark basıncının tesbiti ile debi indirekt olarak ölçülebilir. Ancak bu yöntemler takdir edileceği gibi yanıltıcı sonuç verebileceği gibi gerçek bir balanslama oldukça uzun zaman alacaktır.

7. RADYATÖR VE FAN-COİL DEVRELERİNDE HİDROLİK BALANSLAMA

Radyatör ve fan-coil devrelerinde hidrolik balanslama prosedür itibariyle itibariyle farklılık gösterir. Tez konum her ne kadar balanslama olsada sistem elemanlarının özelliklerini anlamadan balanslamaya girmek doğru olmazdı. Bu nedenle tezin başında öncelikle boru çapı, iki ve üç yollu balans vanası seçimi ile genel balanslama üzerine değindim. Yine aynı prensiple radyatör ve fan coil devrelerinde kullanılan termostatik vana ve temel özelliklerine değinmeden özellikle radyatör devrelerinde balanslamayı teknik yönden ortaya koymak imkansızdır.

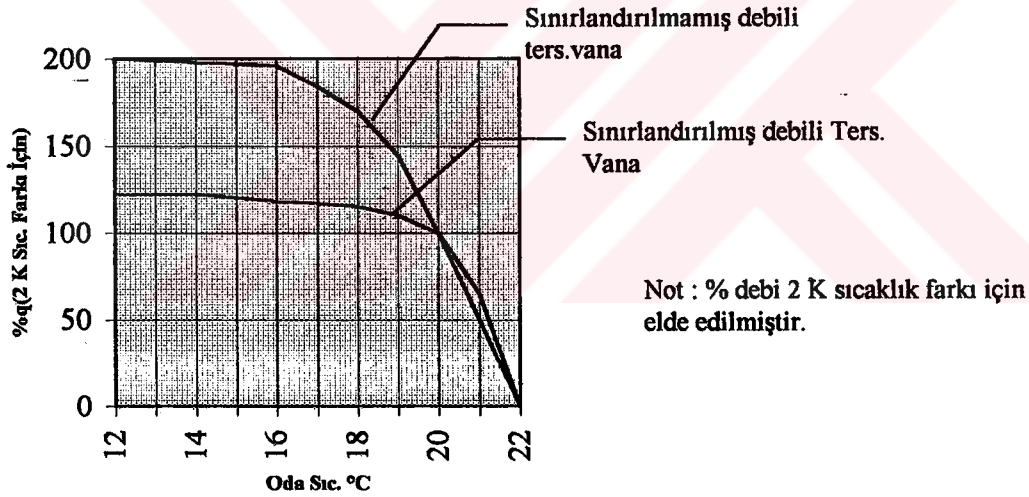
7.1. Termostatik Vanalar

Termostatik vanalar özellikle ısıtma sistemlerinde karşılaşırlar ve prensip olarak belli vana açıklığında oransal kontrol sağlayan ayarlandığı set değeri ve oda sıcaklığındaki farka göre açılıp kapanan kontrol vanasıdır. Aşağıda tipik bir termostatik vana karakteristiği görülmektedir. Karakteristik tamamen teoriktir.

Gerçekte termostatik vana milleri bir kaç mm olmasına rağmen kontrol vana milinin genellikle 0.5mm gibi kısa bir aralıkta gerçekleştirilir. Yine diyagramdanda görülebileceği gibi oda sıcaklığında 2 °C'lik bir değişim vana milinin sadece 0.5 mm yer değiştirmesini sağlamaktadır. Vana milinin bu kısmına yani kontrolün gerçekleştiği bu kısma nominal vana mili uzunluğu denir. Termostatik vana bir çeşit oransal kontrolör olduğuna göre, tüm oransal kontrolörlerde olduğu gibi belli bir histeriz aralığı vardır. Aksi taktirde sistem on-off çalışmak zorunda kalırdı. Termostatik vanalar 0.5 °C fark değerinde harekete

geçerler ve bu stabil bir kontrol için şarttır. Termostatik vana kullanmanın en önemli avantajı her bir mekanda bireysel sıcaklık ayarının yapılabilmesidir. Zira konfor bağılı bir kavramdır. Genç bir insan 20°C’de kendisini konforda hissederken yaşlılar için bu değer 22°C olabilir.

İlk bakışta termostatik vana kullanılmış bir sistemde balanslamaya ihtiyaç olmadığı ve bunun termostatik vana tarafından otomatikman sağlandığı düşünülebilir. Gerçekte normal çalışma şartlarında bu gerçekçi bir yaklaşımdır. Ancak ısıtma soğutma sistemleri dinamik sistemlerdir. Termostatik vananın biri açılırken diğeri kapanabilir. Özellikle bir ısıtma sisteminde her sabah sistemi devreye alırken tüm termostatik vanalar açık olacak ve pompaya uzak ünitelerin dizayn debilerine ulaşmaları uzun zaman alacak yakın ünitelerde ise aşırı debi sözü konusu olup tezim başında sunduğum radyatörlere ait eğrilerden bu aşırı debiden elde edilecek güç hissedilir seviyede değildir. Balanslanmış ve balanslanmamış ısıtma devresine ait örnek tezim ilerleyen kısmında açıklanmıştır.

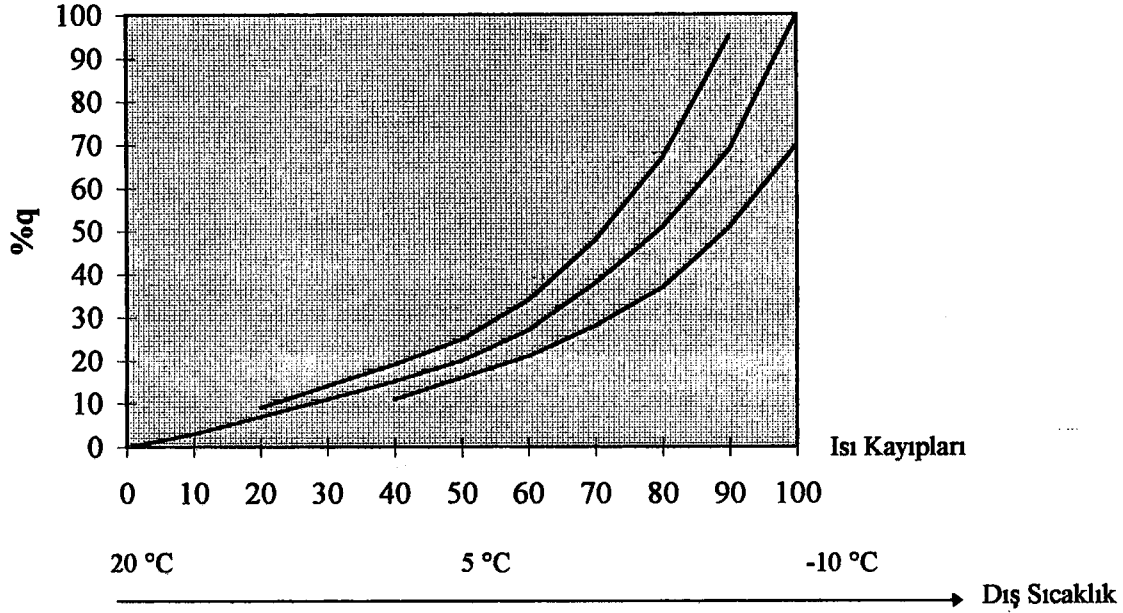


Şekil 7.1 Sabit fark basınçta bir termostatik vananın oda sıcaklığına göre debi karakteristiği

Termostatik vana kullanımının diğer avantajı ise projelendirme esnasında radyatörlerin büyük seçilmelerini kompanze edebilmeleridir. Ayrıca ısıtma hesaplarında dikkate almadığımız lamba, insan ve güneş radyasyonundan kaynaklanan kazançların enerji ekonomisi açısından daha verimli kullanılabilir hale gelmesidir.

dolayısıyla termostatik vana nominal açılma oranı olan 5mm'nin %20'si olan 1mm değerine max. açıklık oranı olarak ayarlanması gerekmektedir. Ancak dikkat edilirse ± 1 hasssiyet için vana nominal milinin ± 0.005 mm hasssiyetinde ayarlama yapılması gerekirdi buda imkansızdır. Zira bu durumda vana on-off pozisyonda çalışacak ve oda sıcaklığı osilasyona girecektir.





Şekil 7.2 Dış sıcaklığa göre oda sıcaklığını sabit tutmak için gerekli debi miktarı

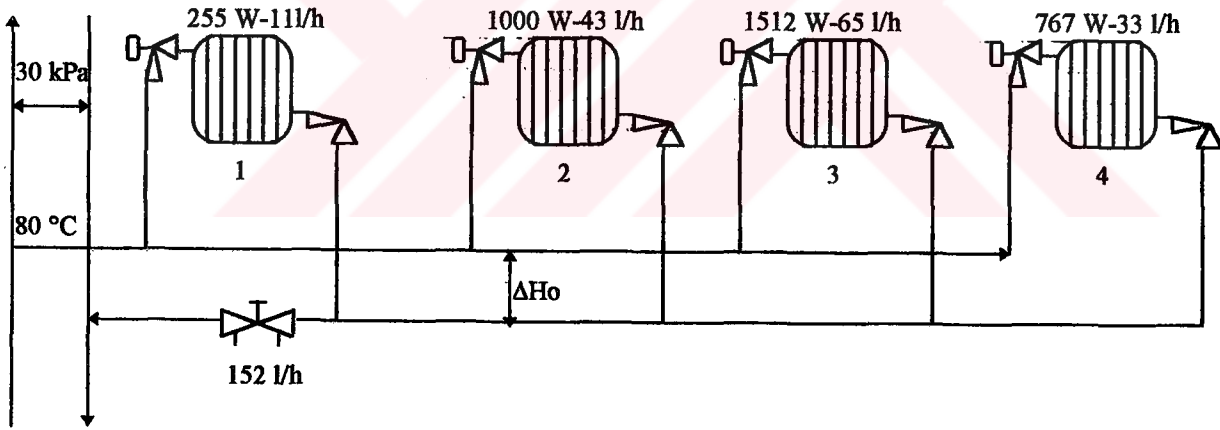
Görüldüğü üzere sistemde termostatik vana kullanılacak ise radyatör su giriş sıcaklığını dış havaya göre üç yollu vana ile kompanze etmek stabil bir kontrol ve konfor için şarttır. Diğer önemli bir nokta bir çok termostatik vana katalogunda ses oluşumunu engellemek için max 30 kPa basınç kaybı önerilir. Normade termostatik vanalar 10 kPa basınç kaybı için boyutlandırılırlar ancak termostatik vana yaklaşık kapalı pozisyonda vana üzerindeki fark basınç artmakta; borulama, fittings, radyatördeki basınç kayıpları düşmektedir. Fark basıncın 30 kPa'a yükseldiğini düşünürsek (gidiş-dönüş dizayn fark basıncı) geçen debi %100 değerinde $100 \cdot \sqrt{30/10} = 173.2$ değerine ulaşmaya çalışacaktır. Eğer termostatik vana oransal bandında çalışıyor ise %100 açıklık oranından $100 / 1.732 = 57.7$ açıklık oranına kapanarak kompanze etmeye çalışacaktır. Öyleyse yaklaşık yarım açık pozisyonda ve 30 kPa değerini geçmemek genel sonucuna varılabilir.

Max. ses seviyesi bazı normlarda , yaşam mahalleri ve gece şartlarında 30 dbA gündüz şartlarında 35 dbA olarak verilmektedir. Yine merkezi kontrolör sayesinde gece çalışması için giriş suyu sıcaklığı düşürülerek termostatik vananın tam açık çalışması sağlanarak ses problemi ortadan kaldırılabilir. İkinci bir alternatif ise pompa basma yüksekliğini azaltmak olabilir. Şekil 41'den de görüleceği üzere termostatik vanalar ön ayarı yapılabilen ve

yapılamayan olarak ikiye ayrılabilir. Ön ayarı yapılan termostatik vana kullanımının avantajı ön ayarla dizayn fark basıncı ve debisi yakalanabilir ve kontrol portu sadece gerekli oda sıcaklığı için ayarlanabilir. Gürültülü çalışmayan bir termostatik vana tamamen vana dizaynına ve ön ayar geometrisine bağlıdır. Ses artışında diğer bir faktör debi olup, debi artışıyla ses seviyesi artmaktadır. Dolayısıyla radyatör devrelerinde balanslama ile aşırı debi geçişini engellenecek ve ses oluşumunun önüne geçilecektir. Ancak, özellikle büyük sistemlerde debinin sadece termostatik vanalarda ayarlamak doğru olmaz, zira termostatik vana kapanırken borulamadaki basınç kayıpları azaldığından vana üzerindeki fark basınç artmakta ve ses oluşum riski artmaktadır.

Ses oluşumunu engellemede yine frekans konvertörlü pompa kullanımının avantajları büyüktür. Sonuç olarak termostatik vana kullanılsa dahi özellikle büyük veya yaygın sistemlerde balans vanası kullanımı yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı zaruridir.

Aşağıda balansı yapılmış ve yapılmamış bir branşmanda geçen debi ve elde edilen güçler verilerek olayın önemi vurgulanmaya çalışılmıştır.



Şekil 7.3 Yatayda radyatör kolon şeması ve balanslanması

Termostatik vanalar, branşman ve kolon balaslandığında aşağıdaki değerler elde edilmiştir.

	Radyatör 1	Radyatör 2	Radyatör 3	Radyatör 4	Topl. Debi (l/h)
$K_{V_{\text{termostatik vana}}}$	0.04	0.15	0.25	0.14	152
Debi (l/h)	11	43	65	33	
Güç (W)	255	1000	1512	765	
Oda Sic. (°C)	20	20	20	20	

Çizelge 7.1 Sistem tamamen balanslandığında elde edilen değerler.

Eğer termostatik vanaların balası yapılmısa idi yani ön ayarları yapılmadan bırakılsa idi ve ancak kolon ve bransmanlar balanslandığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

	Radyatör 1	Radyatör 2	Radyatör 3	Radyatör 4	Top. Debi(l/h)
$K_{V_{\text{ter. vana}}}$	0.8	0.8	0.8	0.8	152
Debi (l/h)	66	45	30	11	
Debi %	600	105	46	33	
Güç (l/h)	290	1006	1270	573	
Güç %	114	101	84	75	
Oda Sic°C	24.1	20.2	15.2	12.4	

Çizelge 7.2.Kolon ve bransmanlar balanslanmış, termostatik vanalar balanslanmamış durumda elde edilen sonuçlar

Görüldüğü üzere ilk radyatörden dizayn değerinin tam 6 katı debi geçerken çekilen güç sadece %14 artmış ve oda sıcaklığı sadece 4.1 °C artmıştır. Bu durumda zaten 3 ve 4 nolu radyatörlerin dizayn debilerini geçirmeyecekler ve özellikle 1 nolu radyatör odayı çok geç ısıtacaktır. Eğer sistemde balans vanası kullanılmısa idi ve yalnızca termostatik vana kullanılsa idi durum aşağıdaki gibi olurdu.

	Radyatör 1	Radyatör 2	Radyatör 3	Radyatör 4	Top. Debi(l/h)
$K_{V_{\text{ter. vana}}}$	0.8	0.8	0.8	0.8	642 l/h
Debi (l/h)	279	189	125	48	
Debi %	2536	440	192	145	

Çizelge 7.3 Sistem tamamen balanssız iken geçen debiler.

Son tablodan ortaya çıkan sonuç şudur; tüm radyatörlerin dizayn değerinden daha fazla debi geçireceği ve oda sıcaklıklarının sağlanabileceği ve ancak debiler dizayn debilerinin 4 katı oldupundan kolondaki basınç 30 kPa değerine ulaşamayacak ve pompadan uzak

noktadaki bransmana ait radyatörler dizayn debi değerine ulaşamayacaklar. Ve eğer balans vanası kullanmadan termostatik vanaların ön ayarı yapılmış halde sistem kendi haline bırakılmış olsa idi yakın ünitelerde ses oluşumu kaçınılmaz olacak idi. Termostatik vanalar fan-coil devrelerindedeki kullanılabildiğinden söylenenler fan-coil devreleri içinde geçerlidir.

7.2. Balansın Sağlanması

Özellikle ülkemizde termostatik vana kullanımı giderek artmasına rağmen yeterli seviyede değildir. Termostatik vana kullanılmamış sistemlerde en azından ön ayarı yapılabilen dönüş vanası kullanılması tavsiye olunur. Her bir radyatör için balans vanası kullanmak ekonomik olmamakla beraber, her türlü konforu sağlamaz ve teorik olarak böyle bir sistemin balanslanması daha önce belirtilen prosedürlere biri kullanarak sağlanabilir.

Avrupa ülkelerinde (özellikle İsveç'te) ön ayarı yapılabilen termostatik vana ve bransman partner vanası kullanılarak sistem balansı sağlanmaktadır. Şekil 43'te olay sembolize edilmiştir.

Asıl basınç kaybı termostatik vanada oluşur zira radyatör ve borulamanın basınç kaybı düşüktür. Tüm termostatik vanalar sanki aynı ΔH_o farkına maruzmuş gibi dizayn edilir.

Sistem böyle dizayn edilip balansıda bu değerlere göre yapıldığına göre ilk ve son radyatörden %100 dizayn debisinin elde edilememesi doğaldır. Toplam debiyi %5 hassasiyetinde sağlayabilmekteyiz. Acaba bu hassasiyette çok büyük bir güç sapması ile karşılaşılır mı!

Debideki aranması gereken hassasiyet tamamen dizayn şartlarına bağlıdır ve tsc, trc ve tec değerleri gerekli hassasiyeti belirler. Örneğin -10 C dış sıcaklık 90/70 C sistem için oda sıcaklığının ± 0.5 C hassasiyetinde tutulabilmesi için geçen debinin %-12 ile %15 hassasiyetinde tutulması gerekir. Unutulmaması gereken nokta radyatörde yüksek ΔT kullanımı gerekli debiyi azaltmakta ve fakat debinin daha hassas kontrolüne ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle pratik olarak debinin $\pm\%10$ hassasiyetinde ayarlanması yeterli olacaktır ve tüm termostatik vanaları aynı ΔH_o için boyutlandırmak belli bransman uzunluğu için (≈ 44 metre) problem oluşturmayacaktır.

%25 büyük seçilmiş bir radyatörde dizayn ısı çıktısını sağlamak için yaklaşık debinin %40 azaltılması gerekir.Eğer bu yapılmaz ise zaten debiyi %5 hassasiyetinde ayarlamaya çalışmanın bir anlamı yoktur.Pratikte ΔH_o değeri 8-10 kPa arasında alınır ve vanalar geçmesi gereken debiye göre diyagramlardan set değerleri bulunur.Seçilen ΔH_o branşmanın hidrolik olarak orta noktasıdır.Branşmana ait ilk ve son rad. Geçen debiler yaklaşık olarak:

Her bir radyatörün 50 l/h geçirmesi gerektiğini ve boru basınç kayıpları 2 kPa ve $\Delta H_o=8$ kPa ise:

İlk radyatördeki debi değişimi $\Rightarrow 50 \cdot \sqrt{(8+1)/8} = 53$ l/h

Son radyatördeki debi değişimi $\Rightarrow 50 \cdot \sqrt{(8-1)/8} = 47$ l/h

Dolayısıyla hassasiyet = $53/50 = \%6$ olacaktır.

Ancak $\Delta H_o=2$ kPa seçilmiş olsa idi

İlk radyatördeki debi değişimi $\Rightarrow 50 \cdot \sqrt{(2+1)/2} = 61$ l/h

Son radyatördeki debi değişimi $\Rightarrow 50 \cdot \sqrt{(2-1)/2} = 35$ l/h

Hassasiyet- $30 \div 22$ % arasında değişecek idi.Dolayısıyla ΔH_o en az 8 kPa seçilmelidir.

8. BALANSLAMA VE ENERJİ EKONOMİSİ

Tezimin bu son kısmında balanslama ile elde edilecek enerji kazanımını ve pompa enerji kullanımı ile karşılaştırılması ortaya konulacaktır.

Pompa güç sarfıyatı :

$$P_c = H \cdot q / (367 \cdot \eta_p \cdot \eta_m) \quad (8.1)$$

P_c : Pompanın harcadığı enerji (W)

H : Pompa Basma yüksekliği (mSS)

q : Debi -kg/h (\approx l/h)

η_p : Pompa verimi (0.75 alınabilir ancak küçük pompalarda 0.4'ten küçük olabilir)

η_m : Motor verimi (0.85 alınabilir)

Değişken debili pompalarda %50 yükte verim 0.67'ye ve %15 yükte 0.35'e düşebilir.

Pompa enerji maliyeti :

$$C_{pt} = P_c \cdot t \cdot C_w / 1000 \quad (8.2)$$

t : Çalışma süresi (saat)

C_w : Elektrik enerji maliyeti (\$ / kWh)

Gerçek Pompa Enerji Maliyeti (Sabit Debili Dağıtım Sistemi)

a. Isıtma sisteminde

$$\text{Pompa Tarafından Kaybedilen Enerji} = (1 - \eta_m) * P_c * t * C_w / 1000 \quad (1) \quad (8.3)$$

Geriye kalan enerji $\eta_m * P_c$ ısıya dönüştüğünden kayıp sayılamaz ve bu enerjinin maliyeti

$$= \eta_m * P_c * t * C_w / 1000 \quad (2) \quad (8.4)$$

Sistemde kazan kullanıldığını ve motorin kullanıldığını düşünür isek :

$$\text{Bu Enerjinin Maliyeti} = \eta_m * P_c * t * C_f / (1000 * 12 * \eta_b) \quad (3) \quad (8.5)$$

C_f : 1 lt motorin fiyatı ($C_f/C_w = 1.9$ kabul edildi)

12 : 12 kWh = 1 lt motorin enerjisi

η_b : Kazan verimi (%75)

Dolayısıyla Gerçek Pompalama Maliyeti = 1 +2 -3

$$C_{pr} = C_{pt} \left(1 - \frac{C_f * \eta_m}{12 * C_w * \eta_b} \right) \approx 0.82 * C_{pt} = H * q * t * C_w / 285366) \quad (8.6)$$

b. Soğutma sisteminde

Gerçek Pompalama Maliyeti = 1+2+3 olacaktır ancak 3 nolu maliyette soğutma sisteminin performansının 3 (COP) olduğu düşünülürse 3 nolu maliyet :

= $\eta_m * P_c * t * C_w / (1000 * COP)$ olacaktır.

Öyleyse gerçek maliyet aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$C_{pr} = C_{pt} * \left(1 + \frac{\eta_m}{COP} \right) \approx 1.3 C_{pt} = H * q * t * C_w \quad (8.7)$$

Senelik ortalama pompalama maliyeti :

$$\text{Max. Isı Çıkışı} = 1.16 * q * \Delta T_c \quad (W) \quad (8.8)$$

$$\text{Ortalama Isı Çıkışı} = 1.16 * q * S_c * \Delta T_c \quad (8.9)$$

S_c : Ortalama ve max. yük arasındaki oran (örnek olarak 0.4 alınabilir.)

Dolayısıyla Isıtmada :

$$\text{Isıtma maliyeti} = 1.16 * t * Sc * \Delta Tc * Cf / (12 * 10000 * \eta_m) \quad (8.10)$$

Pompalama maliyetinin senelik sistem enerji oranının yüzdesi olarak :

$$\%Cpr = (H * 0.235 / Sc * \Delta Tc * \eta_p) * \frac{(Cf * \eta_m}{12 Cw \eta_b} - 1) \approx 3.58 * H / \Delta Tc \quad (8.11)$$

Örneğin; H=10 mSS ve $\Delta Tc=20$ °C için Cpr = %1.8

Soğutmada ;

$$\text{Soğutma Maliyeti} = 1.16 * t * q * Sc * \Delta Tc * Cw / (COP * 1000) \quad (8.12)$$

$$\text{Yüzde olarak; } \%Cp \approx 3.58 * H / \Delta Tc \quad (8.13)$$

Soğutmada pompa basma yüksekliği ısıtmaya göre daha fazla ve ΔTc daha küçüktür.

Yine örnek olarak H =20 mSS ve $\Delta Tc=5$ °C için Cpr=%14.3

Olayı Balanslama İle ilişkilendirdiğimizde ısıtmada oda sıcaklığının tüm sistemde 1 °C dizayn değerinin üzerinde ve soğutmada 1 °C altında olması enerji maliyetini etkileyecektir ve bu artış aşağıdaki gibi yaklaşık olarak hesaplanabilir.

Isıtmada ;

$$\%S = 100 / (Sc * (tic - tec - ai)) \quad (8.14)$$

tic : Dizayn oda sıcaklığı (°C)

tec : Dizayn dış sıcaklık (°C)

ai : İç ısı kazançlarının ortam sıc. Etkisi (2 °C)

%S : 1 °C'lik artış için yüzde olarak enerji maliyetindeki artış

Örnek olarak Sc=0.4 ve verilen değerler için %S= %9 bulunacaktır.

Soğutmada;

$$\%S = 100 / (Sc * (tec - tic + ai)) \quad (8.15)$$

Yine örnek olarak Sc= 0.4 , tec=35 °C , tic=23°C ve ai=4°C için %S = %16 olacaktır.Buda yaklaşık olarak pompalama maliyetidir.

Balansı yapılmamış sistemlerde odalar arası sıcaklık farkı 6-8 °C kadar çıkabilir.Buda bize balanslamanın sistem büyüklüğüne göre değişmekle birlikte kendi maliyetini kısa sürede amorte edebileceğini gösterir.

9. SONUÇLAR

Görüldüğü üzere balanslama ile dizayn debi değerleri elde edilecek ve böylelikle hem enerji ekonomisi ve hemde gerekli konfor sağlanacaktır. Yine üretim ünitelerinin sağlıklı çalışması iyi bir balanslama ile sağlanabilir. Yine balanslamadan iyi bir sonuç eldesi için öncelikle sistem elemanları uygun dizayn edilmelidir.

Burada çıkarılan sonuçlar genel sonuçlardır ve her konunun sonunda konuyla ilgili yorum getirilmiştir.



KAYNAKLAR

CIBSE,Water Distribution Systems ,(1993),The Chartered Institution of Building Services Engineers

Coad W.,”Hydronic Designs”,Haziran 1995,ASHRAE Journal,American Society of Heating Vantilating Refrigerating Air Conditionng Enstitue

Palmertz H.,(1993),”Valves Handbook”,Sweedn

Robert, P., (1994), “Total Hydronic Balancing”, Sweden



EKLER

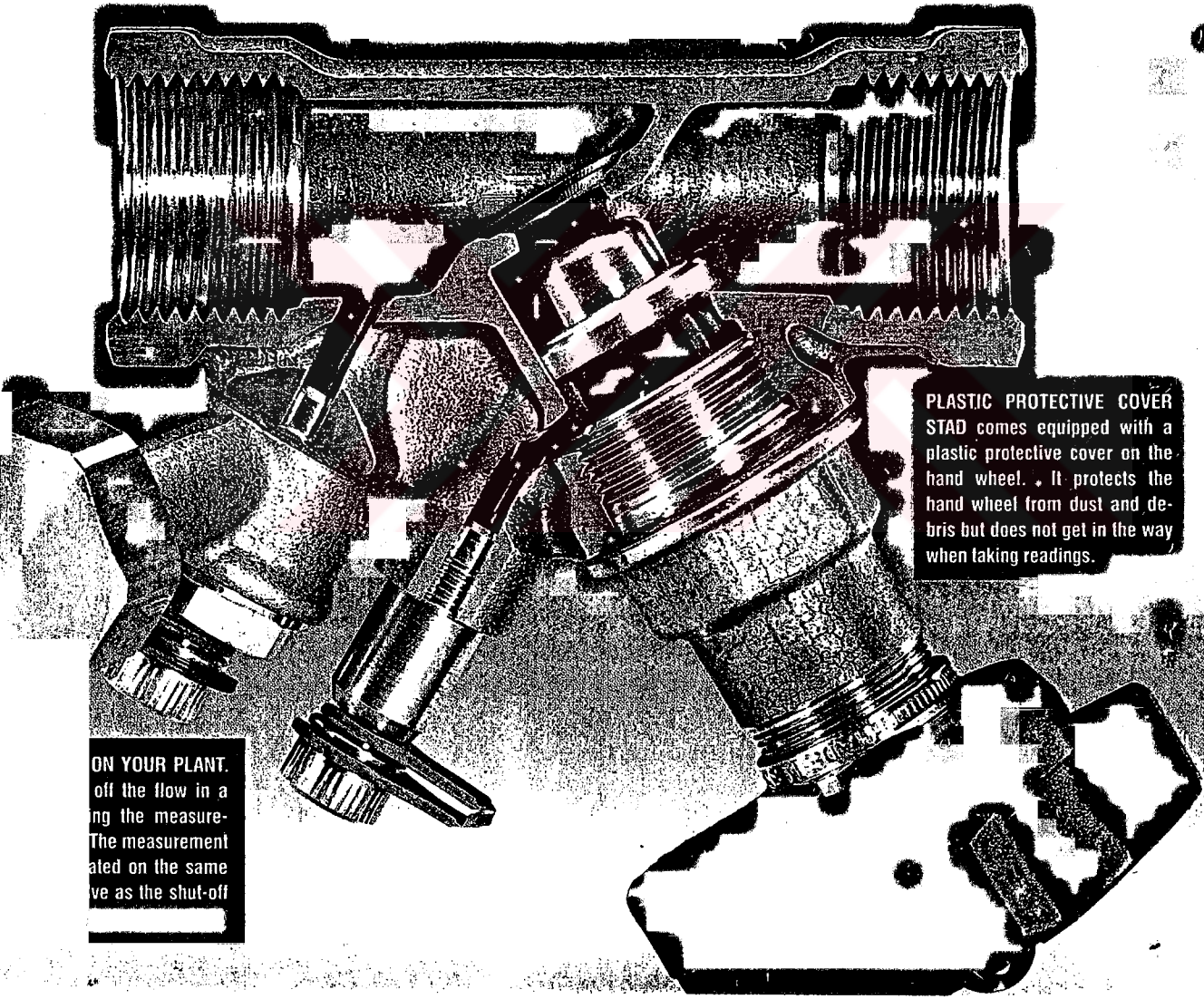
Ek-1 Tipik Bir Balans Vanası Şekli (Firma : T&A)

SIMPLE DRAINING Simply unscrew the protective cover and fit a hose and a hose coupling. STAD can be purchased with or without draining capabilities.

DRIP-PROOF SHUT-OFF. The valve cone is sealed off by means of a PTFE ring for drip-proof shut-off. When the valve is opened again, the original presetting value is automatically obtained.

PLASTIC PROTECTIVE COVER STAD comes equipped with a plastic protective cover on the hand wheel. It protects the hand wheel from dust and debris but does not get in the way when taking readings.

ON YOUR PLANT.
off the flow in a
ng the measure-
The measurement
aled on the same
ve as the shut-off



Ek-2 T&A Firmasına Ait TAV 354 Tipli Kontrol Vanası

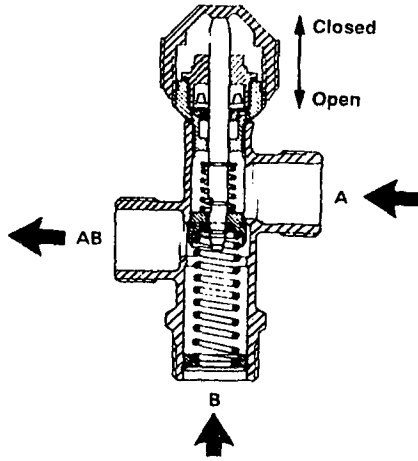


Fig. 3.13. TAV354 control valve.
Equal percentage characteristic and rangeability of 300.