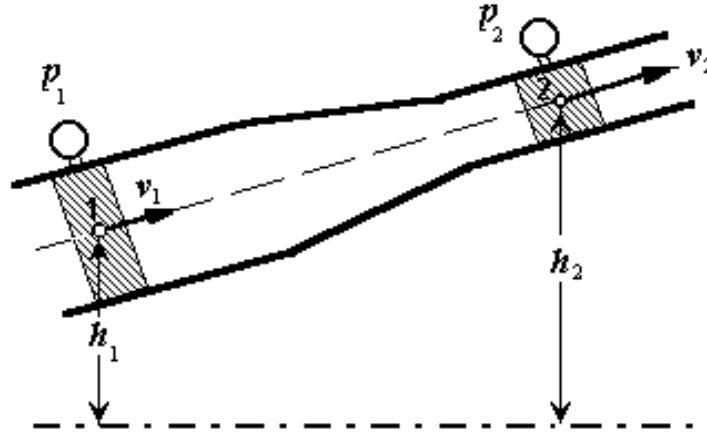


-BASINÇLI HAVA ŞEBEKELERİ-

1- Bernoulli Denklemi

Bir akışkanın boru içindeki hareketini inceleyelim. Önce akışkanın sıvı olduğunu yani, basınç değiştikçe akışkan yoğunluğunun değişmediğini ve akışkanın boruyu tamamen doldurduğunu kabul edelim. Kütle " m " olan akışkan boru



içinde hareket ederek 1 No' lu konumundan 2 No' lu konumuna gelmiş olsun. Akışkan ile dış ortam arasında enerji alışverişi yok ise sürtünmesiz ortamda hareket için enerjinin sakımı kanununa göre aşağıdaki bağıntıyı yazabiliriz.

$$p_1 \cdot V + \frac{m \cdot v_1^2}{2} + G \cdot h_1 = p_2 \cdot V + \frac{m \cdot v_2^2}{2} + G \cdot h_2$$

BENOULLI denklemi olarak bilinen bu bağıntıyı pratik mühendislik çalışmalarında kullanabilmek için akışkan ile boru iç yüzeyi arasındaki sürtünmenin de göz önünde bulundurulması gerekir. Boru ile gaz arasındaki mekanik sürtünme, bir kısım enerjinin ısı enerjisine dönüşüp dış ortama kaçmasına neden olmaktadır. Akışkan tarafından tekrar kullanılamayan bu enerji, kaybolmuş enerji olarak değerlendirilecek ve BENOULLI denkleminin sağ tarafına ilave edilecektir. Sürtünme nedeniyle oluşan bu enerji kaybının büyüklüğü; boru uzunluğu ve akışkanın kinetik enerjisi ile doğru orantılı, boru çapı ile ters orantılı olacaktır. Orantı katsayısı "λ " ise boru sürtünme katsayısı olarak isimlendirilecektir. Bu açıklamalardan sonra BENOULLI denklemini şu şekilde genişletmek mümkündür.

$$p_1 \cdot V + \frac{m \cdot v_1^2}{2} + G \cdot h_1 = p_2 \cdot V + \frac{m \cdot v_2^2}{2} + G \cdot h_2 + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{m \cdot v^2}{2}_{\text{ort}}$$

Bu bağıntıda kütle, ağırlık üzerinden gösterilecek olur ise bağıntı;

$$p_1 \cdot V + \frac{G \cdot v_1^2}{2 \cdot g} + G \cdot h_1 = p_2 \cdot V + \frac{G \cdot v_2^2}{2 \cdot g} + G \cdot h_2 + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{G \cdot v_{\text{ort}}^2}{2 \cdot g}$$

şeklini alır. Eşitliğin her iki tarafı G ile bölünürken, $\gamma = \frac{G}{V}$ olduğu göz önünde bulundurulur ise;

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + h_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + h_2 + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{ort}}^2}{2 \cdot g}$$

denklemini elde edilir. Bu denklem yardımı ile 1 ve 2 noktaları arasındaki basınç farkı;

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \right) \cdot \gamma + (h_2 - h_1) \cdot \gamma + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{ort}}^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

olur. Eğer boru çapı değişmiyor ise; $v_1 = v_2$ ve $v_{\text{ort}} = v$ olur. Bu durumda bağıntı;

$$\Delta p = (h_2 - h_1) \cdot \gamma + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

şeklini alır. Bunlara ilave olarak bir de boru yatay vaziyette ise; $h_2 = h_1$ olacağından

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

olur.

2- Reynold Benzerlik Kuralı ve Akış Rejimleri;

Araştırmalar bize görüntüsü ve dayandığı mekanik esaslar açısından farklı iki akış rejiminin mevcut olduğunu göstermiştir. Laminer akım, akışkan moleküllerinin



birbirini kesmeyen düzenli yörüngeler üzerinde hareket ettiği akış rejimidir (şekil a). Türbülanslı akım ise; molekül yörüngelerinin birbirini kestiği, küçük türbülanslar olduğu düzensiz bir akış rejimidir

(şekil b). Bir akışkanın çok küçük çaplı boru içinde ve çok düşük hızla hareketi laminer akım olarak başlar. Akışkanın hızı artırılıp, belli bir v_{krt} hızı üzerine çıkıldığında akış düzeni bozulmaya, moleküller birbirine karışmaya ve türbülanslar oluşmaya başlar. Akış rejimi artık türbülanslı akımdır. Aynı sonucu çapı daha büyük olan borularda da elde etmek mümkündür. Ancak bu defa, türbülanslı akıma geçişi belirleyen v_{krt} hızı daha küçük olur. Akışkan türü değişmediği sürece, laminer

akımdan türbülanslı akıma geçildiğinde " $v \cdot d$ " çarpımının sabit kaldığı tespit edilmiştir. Aynı deneyler başka akışkanlarla tekrar edildiğinde; " $v \cdot d$ " çarpımının kinematik vizkozitesi (ν) yüksek olan akışkanlarda küçük, kinematik vizkozitesi düşük olan akışkanlar da ise büyük olduğu görülmüştür. Ama gene de ($\frac{v \cdot d}{\nu} = \text{Sabit}$) olduğu görülmüştür. Bu değere bulucusunun ismine atfen REYNOLD sayısı denmiştir.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Kinematik vizkosite yerine dinamik vizkosite kullanılacak olur ise;

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \quad \text{olduğundan,}$$

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \quad \text{olur. Diğer tarafta;}$$

$$Q_{\text{dak}} = 60 \cdot A \cdot v = 60 \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot v \quad \Rightarrow \quad d \cdot v = \frac{Q_{\text{dak}}}{15 \cdot \pi \cdot d}$$

ifadesi yukarıdaki formülde kullanılırsa;

$$Re = \frac{Q_{\text{dak}} \cdot \gamma}{\eta \cdot g \cdot 15 \cdot \pi \cdot d} \quad \Rightarrow \quad Re = \frac{G_{\text{dak}}}{462 \cdot \eta \cdot d}$$

bağıntısı elde edilir.

Çok sık kullanacağımız su ve havanın çeşitli sıcaklıklardaki dinamik vizkozitesi aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

	Dinamik Vizkozite							
	$10^6 \cdot \eta$							
Sıcaklık °C	0	10	20	40	50	60	80	100
Su	182	133	102	66.5	57	47.9	36.3	28.8
Hava	1.75	1.79	1.85	1.95	2.0	2.04	2.13	2.22

3- Boru Sürtünme Katsayısı

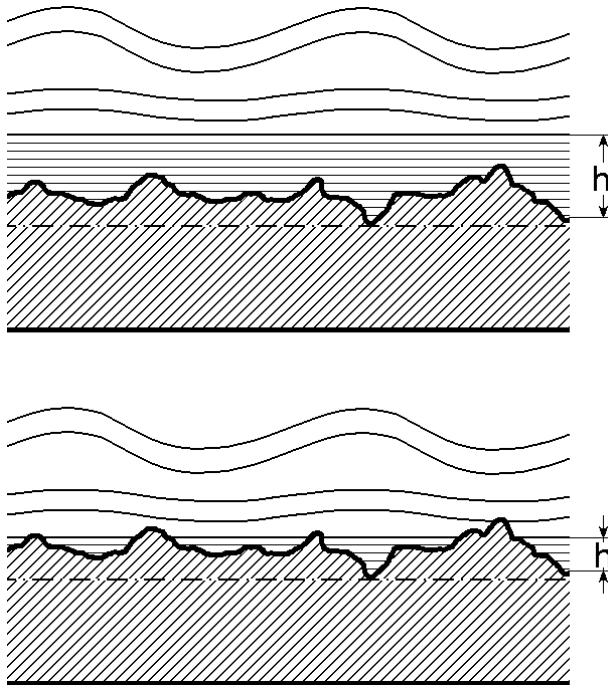
Sürtünmeler nedeniyle oluşan basınç düşüşünü hesaplayabilmek için boru sürtünme katsayısı (λ) nın belirlenmiş olması gerekir. Boru sürtünme katsayısını belirlemek amacıyla bir çok araştırma yapılmış ve çok sayıda formül ortaya atılmıştır. Ancak; bu formüllerin bir kısmı ya çok dar kapsamlı ve özel konuları ele alan araştırmalara dayanmaktadır veya formülleri temel bilimlerin koydukları esaslar içinde değerlendirmek mümkün değildir yahut ta formüller daha yeni araştırmalarla sık sık değiştirilmek durumunda kalmışlardır. Biz burada boru sürtünme katsayısını REYNOLD sayısına bağlı olarak veren ve temel bilimlere ait formülleri bozmadan kullanma imkanı sağlayan araştırma sonuçlarını kullanacağız.

3.1- Laminer Akımda Boru Sürtünme Katsayısı

REYNOLD sayısının 2320 veya bu değerden küçük olması durumunda akış rejimi laminer akımdır. Bu akış rejiminde, moleküller aks istikametinde ve birbirine paralel silindirik tabakalar üzerinde hareket ederler. Tabakalar arasındaki sürtünme kuvveti yani, akışkanın vizkositesi basınç düşüne neden olan tek etkidir. Boru iç yüzeyinin durumu hiç önemli değildir. HAGEN ve POİSEÜİLLE birbirlerinden bağımsız olarak yaptıkları araştırmalar sonucunda, bu akış rejiminde boru sürtünme katsayısının ;

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{olduğunu bulmuşlardır.}$$

3.2- Türbülanslı Akımda Boru Sürtünme Katsayısı



Türbülanslı akımda moleküller sadece boru aksı yönünde değil, boru aksına dik yönde de hareket ederler. Dolayısıyla moleküller birbirinin yolunu keser veya küçük türbülanslar oluştururlar. PRANDTL tarafından ortaya atılan bir teoriye göre; türbülanslı akıma geçildikten sonra boru iç yüzeyine temas eden ince bir tabaka içinde akış rejimi hala laminer akımdır. Türbülanslı akımdan etkilenmeyen bu tabakanın kalınlığı REYNOLD sayısı arttıkça azalır. Bu durumda laminer akım tabakasının boru iç yüzeyindeki pürüzleri örtüp örtmemesi sürtünme kayıpları açısından çok önemli bir olgudur. Bu nedenle türbülanslı akımda sürtünme katsayısı; hidrolik açıdan pürüzlü, hidrolik açıdan pürüzsüz ve geçiş

ortamları için ayrı ayrı ele alınıp incelenecektir.

3.2.1- Pürüzsüz Ortamda Türbülanslı Akım

Boru iç yüzeyindeki pürüzler laminer akım tabakası ile tamamen örtülüyorsa bu tür akış rejimi pürüzsüz ortamda türbülanslı akım olarak tanımlanır. Bu durumda sürtünme katsayısı boru iç yüzeyindeki pürüzlerden etkilenmez. Ancak, sürtünme katsayısı yine de laminer akımdaki değerden büyüktür. Çünkü; sürtünme kayıpları sadece akışkanın iç sürtünmesi nedeniyle ortaya çıkmaz ayrıca, türbülanslarda molekülleri hızlandıracak enerjiye de ihtiyaç vardır. PRANDTL ve Von KARMEN pürüzsüz ortamdaki türbülanslı akımda sürtünme katsayısı λ 'nın hesabı için aşağıdaki formülü vermişlerdir.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8$$

3.2.2- Pürüzlü Ortamda Türbülanslı Akım

REYNOLD sayısı arttıkça laminer akım tabakasının kalınlığı azalır ve nihayet boru iç yüzeyindeki pürüzler tamamen ortaya çıkar. Ortaya çıkan pürüzler sürtünme kayıplarını daha da artırır. PRANDTL, COLEBROOK ve NİKURADSE 'nin araştırmalarına göre, pürüzlü ortamda λ katsayısı REYNOLD sayısından bağımsız olup, " k/d " ile gösterilen rölafif pürüzlülük oranı ile değişmektedir.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1,14$$

$$d = \text{Boru Çapı} \quad [\text{m}]$$

$$k = \text{Pürüz Boyutu} \quad [\text{m}]$$

Boruların pürüzlülük oranı üretildikleri zamanki değerlerinde kalmaz. Boru iç yüzeyinde meydana gelen paslanma veya akışkan madde içindeki katı maddelerin çökeltileri pürüzlülük katsayısının zamanla artmasına neden olurlar. Maden işletmelerinde kullanılan basınçlı hava boruları üzerinde yapılan araştırmalar, kullanım süresi 11 yılı geçtikten sonra pürüzlülük artışının durduğunu ve pürüz boyutunun $k = 0.16$ mm ile maksimum değerine ulaştığını göstermiştir. Yapılan hesaplamalarda gene de güvenli bölgede kalabilmek için $k = 0.20$ mm olarak alınması tavsiye edilmektedir. Basınçlı hava şebekelerinde rastlanan akış rejimi çoğunlukla pürüzlü ortamda türbülanslı akımdır.

3.2.3- Geçiş Ortamında Türbülanslı Akım

Türbülanslı akımda, REYNOLD sayısı arttıkça boru iç yüzeyine temas eden laminer akım tabakası kalınlığının azaldığı daha önce belirtilmişti Pürüz tepeliklerinin laminer akım tabakasını delip ortaya çıktığı dönemler pürüzsüz ortamdan pürüzlü ortama geçiş ortamı olarak tanımlanmıştır. Bu ortamda sürtünme kayıpları sadece rölafif pürüzlülük oranına bağlı değil ayrıca; akışkanın vizkositesine, pürüz tepelerinin geometrik şekline ve pürüz tepeleri arası mesafeye bağlı olarak değişmektedir.

Boru	Durumu	Pürüz Boyutu [mm]	
*Bakır,Alüminyum,Cam çekme borular	Teknik açıdan pürüzsüz	0.0015 'e kadar	
* Dikişsiz çekme çelik boru	-Yeni	0.02.....0.05	
	-Kullanımdan sonra temizlenmiş	0.15..... 0.20	
	-Kısmen paslı ve kavlamış	0.40 'a kadar	
	-Oldukça kavlamış	3 ' e kadar	
* Galvanize çelik boru	kaliteli	Yeni (Basınçlı hava borusu gibi)	
	vasat	Yeni (Basınçlı hava borusu gibi)	
* Çelik borular	Basınçlı hava borusu	Kullanılmış	
	Dikişli çelik boru	-Bitümlü, yeni	0.15.....0.20
		-Kullanılmış, hafif paslı	0.02 0.05
		Su atımı boruları (Oldukça paslı ve kavlamış)	0.15.....0.5
* Pik Borular	Yeni, bitümlü	1.0 3.0	
	Yeni, bitümsüz	0.1 0.15	
	Kullanılmış, paslı	0.25.....0.5	
	Kullanılmış, kavlaklı	1.0.....1.5	
		1.5.....3.0	

3.2.4- Türbülanslı Akım için Ortak Formül

Geçiş döneminde sürtünme kayıpları üzerinde etkili olan faktörlerin çoğalması ve bunlardan bazılarının (tepeciklerin geometrik şekli ve tepecikler arası mesafe gibi) tanımlanmasının zor olması nedeniyle araştırmalar gittikçe zorlaşmış, mühendislik çalışmaları hassasiyeti içinde bu konudaki araştırmalara devam etmenin de yararlı olmayacağı sonucuna varılmıştır. COLOBROOK ve WHITE pürüzlü ve pürüzsüz ortamlar için verilen formülleri birleştirmiş ve bu yeni formülün geçiş dönemini de yeterli hassasiyetle temsil edebileceğini göstermiştir. Türbülanslı akış rejiminde boru sürtünme katsayısını veren ortak formül;

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 \cdot d} \right]$$

3.2.5- Basınçlı Hava Boruları için Özel Formül

Basınçlı hava boruları olarak çelik borular kullanılmaktadır. Şebekedeki basınç değerleri ise, bazı özel haller hariç, 7-8 at civarındadır. BİEL; FRITZSCHE ' nin maden ocaklarında kullanılan basınçlı hava boruları üzerinde yaptığı araştırma sonuçlarını değerlendirmiş ve $Re \geq 150000 \cdot d$ olması halinde boru sürtünme katsayısının aşağıdaki özel formülle hesaplanabileceğini göstermiştir.

$$\lambda = 0,0539 \cdot Q_{hN}^{-0,148} \quad \text{veya} \quad \lambda = 0,0561 \cdot G_h^{-0,0561}$$

4- Basıncılı Hava Borularında Sürtünme Kaybının Hesabı

Çapı değişmeyen borularda sürtünmeler nedeniyle oluşan basınç düşüşünün,

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

v [m/s]
 γ [kp/m³]
 Δp [kp/m²]

bağıntısı ile hesaplanabileceği daha önce belirtilmişti. Bu bağıntının, basınçlı hava mühendislik hesaplarında daha rahat bir şekilde kullanılabilmesi için bazı dönüşümlerin yapılması gerekir. Pratik uygulamada kullanılan borular dairesel kesitlidir. Borudan geçen havanın hızından çok, bir saatte borudan geçecek hava miktarı Q_{hN} değeri bilinir. Borudan geçen havanın hızı ile saatteki debisi arasındaki ilişki;

$$Q_h [\text{m}^3/\text{h}] = 3600 [\text{s}/\text{h}] \cdot A [\text{m}^2] \cdot v [\text{m}/\text{s}]$$

şeklinde yazılabilir. Kullanılan boruların çapları [mm] birimi ile belirtilmektedir. Bu durumda borunun kesit alanı:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6}$$

d [mm]
 A [m²]

olur. Bu değer yukarıdaki formülde yerine konup, v çekilirse;

$$v = \frac{4 \cdot 10^6}{3600 \cdot \pi} \cdot \frac{Q_h}{d^2} \quad [\text{m}/\text{s}]$$

olur. Δp 'yi veren formülde boru çapı " d " ile boru uzunluğu " l " nin birimlerinin aynı olması gerekir. Pratik uygulamada boru çapı [mm] ve boru uzunluğu [m] birimleri ile verildiğinden birimleri eşitlemek için formülde 1000 çarpanı kullanmak gerekir. Ayrıca, bu formülle hesaplanan basınç farkının birimi [kp/m²] dir. Pratik uygulamada ise daha çok [at] = [kp/cm²] birimi kullanılmaktadır. Bu dönüşümün yapılabilmesi için de formülün 10000 'e bölünmesi gerekir. Bu açıklamalardan sonra;

$$\Delta p = \frac{1000}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{1}{10000} \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^6}{3600 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q^2 \cdot \gamma$$

$$\Delta p = 637,55 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q^2 \cdot \gamma$$

formülü elde edilir. Bu formülün pay ve paydası özgül ağırlık γ ile çarpılırsa " $Q_h^2 \cdot \gamma^2 = G_h^2$ " olur ve formül;

$$\Delta p = 637,55 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \frac{G_h^2}{\gamma}$$

l	[m]
d	[mm]
γ	[kp/m ³]
G_h	[kp/h]
Δp	[at]

şeklini alır.

Yukarıdaki bağıntı akışkan türü ne olursa olsun belirtilen birimlerle tüm akışkanlar için kullanılabilir. Bundan sonra akışkan türü "hava" olarak saptanıp formül biraz daha değiştirilecektir. Basıncı hava mühendislik hesaplarında hava debisi; havanın normal şartlardaki (760 mmHg basınç ve 0 °C sıcaklık) hacmi cinsinden belirtilir. Buna göre;

$$G_h^2 = Q_{hN}^2 \cdot \gamma_N^2 = Q_{hN}^2 \cdot 1,293^2$$

dir. Basıncı hava şebekelerinde basınç farklarının çok küçük olduğu ve hava sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilir. Yani; sürtünme nedeniyle basınç değişirken hava hacmi izotermik olarak ($p \cdot v = \text{sabit}$) değişir. Bu durumda;

$$\gamma_{\text{ort}} = \frac{1000 \cdot p_{\text{ort}}}{29,27 \cdot T}$$

yazılabilir. Yukarıdaki iki formül,

$$\Delta p = 637,55 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \frac{G_h^2}{\gamma}$$

formülünde yerine konursa;

$$\Delta p = 637,55 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \frac{Q_{hN}^2 \cdot 1,293^2 \cdot 29,27 \cdot T}{p_{\text{ort}} \cdot 10000}$$

$$\Delta p = 3,12 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot \frac{Q_{hN}^2}{p_{\text{ort}}} \cdot T$$

formülü elde edilir. Basınç, borunun iki ucu arasında sadece sürtünmeler nedeniyle doğrusal oranla değişeceği için,

$$p_{\text{ort}} = \frac{p_1 + p_2}{2}$$

yazılabilir. Bu ifade ile yukarıdaki formül;

$$p_1^2 - p_2^2 = 6,23 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q_{hN}^2 \cdot T$$

l	[m]
d	[mm]
Q_{hN}	[Nm ³ /h]
p	[at]
T	[°K]

şeklinde ifade edilebilir.

5- Basıncılı Hava Şebekeleri için Pratik Formüller

Daha önceki konularda boru sürtünme katsayısı λ için iki ayrı formül verilmişti. COLEBROOK ve WHITE tarafından geliştirilen formül ile λ 'nın hesaplanıp yukarıdaki formülde kullanılması oldukça külfetli bir iştir. BİEL tarafından sadece basınçlı hava şebekeleri için geliştirilmiş λ formülünü kullanarak çözüme daha kolay ulaşmak mümkündür. Boru içindeki basınçlı hava sıcaklığı yaklaşık 18 °C = 291 °K olarak alınır, BİEL 'in

$$\lambda = 0,0539 \cdot Q_{hN}^{-0,148}$$

formülü ile yukarıdaki formül,

$$p_1^2 - p_2^2 = 6,23 \cdot 0,0539 \cdot Q_{hN}^{-0,148} \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q_{hN}^2 \cdot 291$$

$$p_1^2 - p_2^2 = 97,7 \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q_{hN}^{1,852}$$

şekline dönüştürülebilir. Bu formülden de yararlanarak,

$$Q_{hN} = 0,084 \cdot \left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{l} \cdot d^5 \right)^{0,54}$$

ve

$$d = 2,5 \cdot Q_{hN}^{0,37} \cdot \left(\frac{l}{p_1^2 - p_2^2} \right)^{0,2}$$

formülleri yazılır.

6- Armatürlerin Sürtünme Dirençleri

Bir basınçlı hava şebekesi düz borular ve bu boruları birbirine bağlamaya yarayan dirsek, T dirsek gibi bağlantı elemanlarından oluşur. Ayrıca vana, sürgü gibi elemanlar şebekenin düzenli bir şekilde çalıştırılmasına yardımcı olurlar. Genel olarak armatür olarak isimlendireceğimiz bu elemanlar havanın akış yönünü değiştirir ve türbülansa neden olurlar. Armatürlerde oluşan enerji kaybı akışkanın kinetik enerjisi ile orantılıdır. Orantı katsayısı ζ direnç katsayısı olarak isimlendirilecektir. Armatürlerdeki enerji kaybının neden olduğu basınç düşüşü:

$$\Delta p \cdot V = \zeta \cdot \frac{m \cdot v^2}{2}$$

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

formülü ile hesaplanır.

Düz borularda sürtünme nedeniyle oluşan enerji kaybı ve bu nedenle meydana gelen basınç düşüşünün kinetik enerji ile de orantılı olduğunu daha önce belirtmişti.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{ort}}^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

Bu benzerlikten yararlanıp armatürlerin neden olduğu basınç düşüşüne eşit basınç düşüşü oluşturan düz boru uzunluğu hesaplanabilir. Bu durumda:

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{d}$$

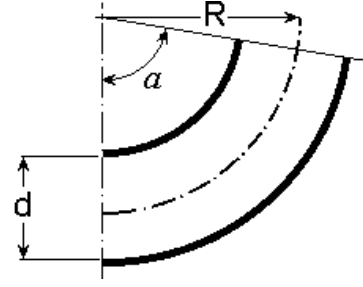
olmak zorundadır. Bu ifadedeki “ l ” armatür kadar basınç düşüşü oluşturan düz boru uzunluğudur. Biz bu uzunluğa ilgili armatürün eşdeğer uzunluğu diyeceğiz ve eşdeğer uzunluğu aşağıdaki formül ile hesaplayacağız.

$$l_e = \frac{\zeta}{\lambda} \cdot d$$

Çeşitli armatürlere ait ζ direnç katsayıları aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir: Bunlar yardımı ile ilgili armatürün eşdeğer uzunlukları hesaplanabilir. Bir şebeke kolundaki armatürlere ait eşdeğer uzunlukların şebeke geometrik uzunluğuna ilave edilmesi ile armatürlerin neden oldukları basınç düşüşü düz borunun neden olduğu basınç düşüşü ile birlikte hesaplanmış olur.

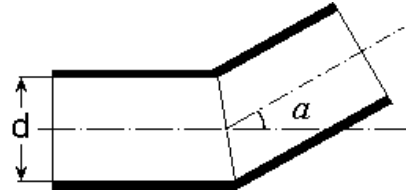
- Yuvarlak dirseklerin direnç katsayıları ζ :

R =	2d	4d	6d	10d
$\alpha = 90^\circ$ Pürüzsüz	0.14	0.11	0.09	0.08
Pürüzlü	0.30	0.23	0.18	0.15
$\alpha = 45^\circ$ Pürüzsüz	0.09	0.08	0.075	0.07
Pürüzlü	0.19	0.17	0.15	0.13



- Köşeli dirseklerin direnç katsayıları ζ

α	30°	45°	60°	90°
Pürüzlü	0.17	0.32	0.68	1.27
Pürüzsüz	0.11	0.24	0.47	1.13



- 90° lik körüklü dirsek

Boru Çapı	200	300	400	500
ζ	1.8	2.1	2.2	2.2

- Birleşik 90° lik dirsekler



$\zeta = 90^\circ$ lik dirseğin 2 katı

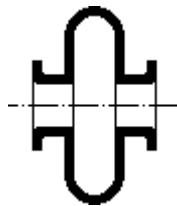


$\zeta = 90^\circ$ lik dirseğin 3 katı



$\zeta = 90^\circ$ lik dirseğin 4 katı

- Geçiş elemanları



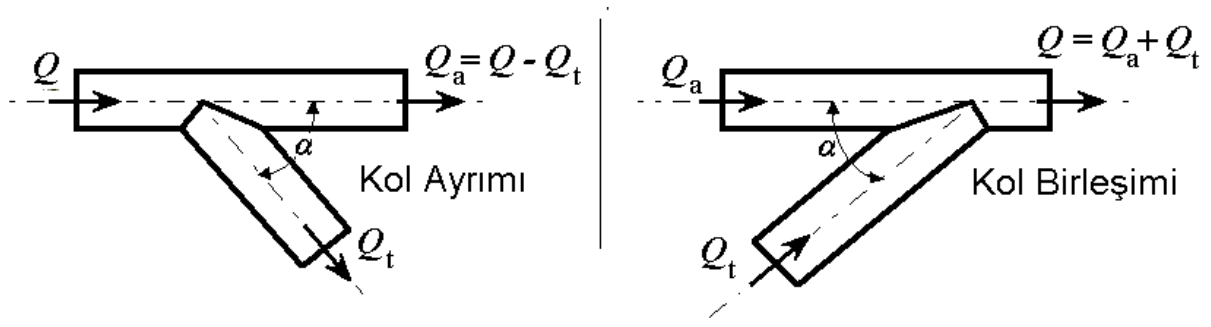
$\zeta = 2,0$



$\zeta = 0,7$ (Düz boru)

$\zeta = 1,4$ (Körüklü boru)

- Kavşak Bağlantıları (Ana kol boru çapı = Tali kol boru çapı)



Q = Ana kol toplam debisi

Q_t = Tali kol debisi

Q_a = Ana kol debisi

ζ_a = Ana kol direnç katsayısı

ζ_t = Tali kol direnç katsayısı

	Q_t/Q	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	α
Kol Ayrımı	ζ_a	----	0.68	0.50	0.38	0.35	0.48	45°
	ζ_t	0.04	-0.06	-0.04	0.07	0.20	0.33	
Kol Birleşimi	ζ_a	----	-0.38	0	0.22	0.37	0.37	90°
	ζ_t	0.04	0.17	0.19	0.09	-0.17	-0.054	
Kol Ayrımı	ζ_a	----	0.88	0.89	0.95	1.10	1.28	90°
	ζ_t	0.04	-0.08	-0.05	0.07	0.21	0.35	
Kol Birleşimi	ζ_a	----	-0.4	0.08	0.47	0.72	0.91	90°
	ζ_t	0.04	0.17	0.41	0.51	0.60		

" - " işareti basınç artışı demektir

- Vana ve sürgülerin direnç katsayıları ζ

	Boru Çapları [mm]				
	50	100	200	300	400
Normal Vana	5.0	5.4	6.3	7.0	7.7
Köşe Vana	3.3	4.1	5.3	6.2	6.6
Serbest akım vanası	1.0	0.6	0.6	0.6	0.6
Sürgü	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

- Ani Kesit Değişmesinde direnç katsayıları (A_1 = Büyük kesit ; A_2 =Küçük kesit)

A_2/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
ζ	0.46	0.42	0.37	0.33	0.23	0.13	0

BASINÇLI HAVA ŞEBEKE HESABI

Basınçlı hava şebeke hesaplarının amacı; basınçlı hava tüketicilerine, onların istediği basınç ve miktardaki havayı iletecek şebekeyi boyutlandırmaktır. Basınçlı hava maliyeti yüksek olan bir enerji türüdür. Bu nedenle, basınçlı hava şebekeleri boyutlandırılırken hem teknik, hemde ekonomik açıdan detaylı çalışmaların yapılması gerekir.

İstenilen miktar ve basınçtaki havayı iletecek şebekenin boru çapını, keyfi olarak belirlenen ekonomik kriterlere dayanarak seçmek teknik açıdan mümkündür. Kompresör enerji maliyetinin düşük olması istenirse kompresörü mümkün olan en düşük basınç ve kapasite ile çalıştırmak gerekir. Bunun şebeke açısından anlamı, şebekedeki basınç düşüşünü en küçük seviyede tutmak, yani büyük çaplı borular kullanmaktır. Çok büyük çaplı borular kullanıldığında galeri ve kuyularda boruları döşeyecek yer bulmakta sorunlar ortaya çıkar. Ayrıca, malzeme ve söküp-takma işçilik maliyetlerindeki artışın kompresörün tasarruf ettiği enerji maliyetinden çok fazla olduğu tespit edilir. Bu sorunların önlenmesi, küçük çaplı boru kullanmakla mümkündür. Çok küçük çaplı borular kullanılır ise bu defa basınç düşüşleri çok artar, şebekenin ortalama basınç yükseldiği için hava kaçaqları da çok fazla olur. Tüketilen hava miktarı ve basınç değişmediği halde kompresör daha fazla havayı daha fazla basınçta sıkıştırırken enerji maliyetleri aşırı derecede artar. Ekonomik açıdan biribiri ile çelişen bu maliyetlerin dengelenmesi ve teknik hesaplamalar için esas olacak temel kriterin ortaya konması gerekir.

Basınçlı hava şebekelerinin ekonomik açıdan doğru bir şekilde boyutlandırılmasına imkan veren iki yöntem mevcuttur. Her iki yöntem de işletme tecrübelerine dayanmaktadır. İlk yöntem daha çok maden işletmelerine yönelik olup, şebekedeki basınç düşüşü miktarının mertebesini belirlemektedir. Buna göre basınç düşüşü;

$$\text{Kuyu ve ana galerilerde} \quad \Delta p = 0.1 \text{ at} / 1000 \text{ m}$$

$$\text{Pano yollarında} \quad \Delta p = 0.2 \dots 0.3 \text{ at} / 1000 \text{ m}$$

olmalıdır. Genel kullanıma yönelik olan ikinci yöntemde ise, boru içindeki hava hızının mertebesi belirlenmiştir. Buna göre, normal şartlardaki hava miktarına bağlı olarak boru içindeki hava hızı,

$$v_N = 10 \text{ -- } 15 \text{ m/s}$$

olmalıdır. Bu değer gerekir ise,

$$v_N = 20 \text{ -- } 40 \text{ m/s}$$

değerine çıkarılabilir.

Birinci yöntemde verilen değerler incelendiğinde; uzun ömürlü, geniş hacimli ana galeri ve kuyularda basınç düşüşünün küçük, dolayısıyla boru çaplarının büyük tutulduğu, buna karşın şebeke ömrünün kısa olduğu dar hacimli pano yollarında ise basınç düşüşünün büyük tutulup küçük çaplı borular kullanma imkanının sağlandığı

tesbit edilir. Birinci yöntemde benzer sonuçlara ulaşmak için, ikinci yöntemde de kuyu ve ana galerilerde düşük hızları, pano yollarında ise yüksek hızları seçerek şebekeyi boyutlandırmak gerekir.

Basıncılı hava şebeke hesabının dayandığı önemli verilerden biri de hava tüketim miktarıdır. Aşağıda bazı basınçlı hava makinalarına ait hava tüketim miktarları verilecektir. Mutlak hava tüketim miktarı [Nm³/h] veya spesifik hava tüketim miktarı [Nm³/BGh] büyüklükleri ile verilen bu değerler 4 atü çalışma basıncı ve 20 °C sıcaklık için geçerlidir. Makinanın yüküne, çalışma hızına, yaşına ve bakımına bağlı olarak tabii ki bu değerlerden sapmalar olacaktır, ancak proje safhasında yapılan hesaplar için genelde kullanılabilir ortalama değerlerdir.

Şebekeye verilecek hava miktarı belirlenirken, şebekeden hava çeken makinaların sayısını ve bunların hava tüketim miktarlarını bilmek yeterli değildir. Bunların dışında ayrıca eş zaman faktörü (η_E) denilen bir oranı da bilmek gerekir. Eş zaman faktörü; bir makinanın net çalışma süresinin, ocakta hava tüketiminin en yoğun olduğu süreye oranıdır. Bu oran örneğin vantilatör için 1 'dir. Eş zaman faktörünün işletmede yapılacak etüdümler ile tesbit edilmesi gerekir. Aşağıda verilen değerler ise ancak proje safhasındaki hesaplarda kullanılmalıdır.

Motorlar:	$\eta_E = 0.25 - 0.35$	
Lamelli Motor < 10 BG		50 - 55 Nm ³ /BGh
Düz veya Eğik Dişli Motor		45 - 55 Nm ³ /BGh
Ok Dişli Motor		35 - 45 Nm ³ /BGh
İkiz Pistonlu Vinç Motoru		45 - 55 Nm ³ /BGh

Motor türleri için verilen tüketim aralığında, o türün büyük güçteki motorları için küçük, küçük güçteki motorlar için büyük tüketim değerleri seçilmelidir.

Kazı Makinaları:	$\eta_E = 0.20 - 0.30$	
Martopikör		35 - 60 Nm ³ /h
Martoperfaratör (20 kg)		110 - 240 Nm ³ /h
Martoperfaratör (50 kg)		360 Nm ³ /h
Darbeli Sondaj Makinası		600 - 700 Nm ³ /h
El matkabi		100 - 200 Nm ³ /h

Pnömatik Dolgu Makinaları:	$\eta_E = 0.50$	
Dolgu Kapasitesi 120 m ³ /h		7200 Nm ³ /h
Dolgu Kapasitesi 80 m ³ /h		6000 Nm ³ /h
Dolgu Kapasitesi 40 m ³ /h		4000 Nm ³ /h
Dolgu Kapasitesi 30 m ³ /h		3500 Nm ³
Dolgu Kapasitesi 7 m ³ /h		1000 Nm ³ /h

Havalandırma Makinaları:	$\eta_E = 1.00$	
Vantilatör 300 mm Ø		120 Nm ³ /h
Vantilatör 400 mm Ø		165 Nm ³ /h
Vantilatör 500 mm Ø		190 Nm ³ /h
Vantilatör 600 mm Ø		260 Nm ³ /h

Değişik Tür Makinalar:

Tulumba	350 Nm ³ /h
Vagon İtici	60 Nm ³ /h
Bum	400 Nm ³ /h
Sinyal Kornası	10 Nm ³ /h
Basınçlı Hava Jeneratörü (2 kW)	350 Nm ³ /h
Basınçlı Hava Lambası (80 W)	12 Nm ³ /h
Basınçlı Hava Lambası (40 W)	7 Nm ³ /h

Büyük ve dallanmış şebekelerde hava kaçaklarının ocağa verilen hava miktarına oranı ortalama olarak %30-40 seviyesindedir. Bu nedenle, şebekeye verilecek hava miktarı belirlenirken hava kaçaklarını da gözardı etmemek gerekir. Basınçlı hava şebekeleri üzerinde yapılan araştırmalarda hava kaçağı miktarının, şebeke basıncı, şebeke uzunluğu ve boru çapı ile yakın ilişki içinde olduğu tesbit edilmiştir. Flanş bağlantılı şebekelerde hava kaçağı miktarı aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanabilir.

$$Q_k = l \cdot d \cdot (0.36 \cdot p_m - 0.4)$$

Bu bağıntıda:

Q_k	= Hava Kaçağı [Nm ³ /h]
l	= Şebeke Uzunluğu [m]
d	= Boru Çapı [m]
p_m	= Şebeke Basıncı [Atü]