

CAM TAKVİYELİ PLASTİK (CTP) BORULARIN HİDROLİK ÖZELLİKLERİ

1. HİDROLİK KARAKTERİSTİKLER.

Cam takviyeli plastik boruların belirgin özellikleri şunlardır:

- Boru içyüzeylerinin cilalı oluşu sürtünmeye harcanan enerji kayıplarının düşmesine ve bunun sonucu olarak da pompajlı sistemlerin güç gereksinimlerinin azalmasına sebep olur. Tesisin ömrü göz önünde tutulduğunda bunun sonucu olarak önemli bir işletme ekonomisi sağlanabilir.
- Sıvıların çoğunluğunda, boruların içyüzeyleri cilalı olma özelliklerini zaman içinde koruduğu için, yaşlanma nedeniyle sürtünme kayıplarında bir artış meydana gelmez.
- Boru içyüzeylerinin cilalı olması nedeniyle, aynı bir debi, diğer malzemelerden imal edilmiş borulara göre daha küçük bir çapla akıtılabilir.
- Cam takviyeli plastik boruların (ID) iç çapı, başka malzemelerden imal edilmiş ve aynı anma çaplı (nominal çaplı) borudan daha büyük olduğu için, efektif akış alanı artar ve akım rahatlar.

Bu kitapçıkta, cam takviyeli plastik borulardaki akım koşulları, ekonomik olarak boyutlandırılmaları ve zamana bağlı akımlardaki davranışları (geçiş rejimi karakteristikleri) hakkında temel bilgiler ele alınmıştır.

2. BAŞLANGIÇ ÇAPLARININ BELİRLENMESİ.

Bir boru sisteminin boyutlandırılması sırasında ilk yapılacak iş, belirli miktardaki bir akışkanı taşıyacak olan boruların çaplarının belirlenmesidir. Proje mühendislerinin birçoğu bu amaçla ya boruda oluşabilecek maksimum hızdan hareket etmekte veya 100m lik boru boyunda meydana gelebilecek sürtünme kayıplarını bağlayıcı bir kriter olarak ele almakta ve boru boyunu göz önünde bulundurmamaktadır. Borudaki akım hızı veya hidrolik eğim belirlendikten sonra, belirli bir debiyi, istenen basınçla basabilecek pompa kolaylıkla boyutlandırılabilir. Aşağıdaki bağıntılar boyutlandırma sırasında ilk seçilecek çapın belirlenmesi sırasında bir fikir verebilmek veya merteye oluşturabilmek içindir.

2.1. Uygulanabilecek maksimum akım hızı: (AWWA Manual M45, 1997)

Amerikan birim sisteminde:

$$V_{\max} = 48 / \gamma^{0,33} ; \quad (V_{\max}, \text{ft/sec}; \gamma = \text{Özgül ağırlık} = \text{Birim hacmin ağırlığı; libre/ft}^3 \text{ cinsinden}; \\ \text{(Su için } \gamma = 62,4 \text{ libre/ft}^3 \text{)})$$

$$\text{Borudan akmakta olan suyun korozif veya aşındırıcı etkisinin olması halinde:} \quad V_{\max} = 24 / \gamma^{0,33} .$$

Metrik sistemde:

$$V_{\max} = 36,5 / \gamma^{0,33} ; \quad (V_{\max}, \text{m/s}; \gamma, \text{kgf/m}^3 \text{ cinsinden}; \text{Su için } \gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3).$$

$$\text{Borudan akmakta olan suyun korozif veya aşındırıcı etkisinin olması halinde:} \quad V_{\max} = 18,25 / \gamma^{0,33}$$

2.2. Kullanılması uygun olan minimum boru çapları:

Amerikan birim sisteminde:

$$D_{\min} = 0,73 \cdot (Q/d)^{0,5} / \gamma^{0,33}; \quad (D_{\min}, \text{ inç; } Q, \text{ U.S. galon/dakika cinsinden debi; } d, \text{ borudan akmakta olan sıvının suya göre yoğunluğu, boyutsuz, } d_{su}=1; \gamma, \text{ borudan akmakta olan sıvının libre/ft}^3 \text{ cinsinden özgül ağırlığı, } \gamma_{su}=62,4 \text{ libre/ft}^3).$$

Borudan akan sıvının korozif veya aşındırıcı etkisinin olması halinde: $D_{\min} = 1,03 \cdot (Q/d)^{0,5} / \gamma^{0,33}.$

Metrik sistemde:

$$D_{\min} = 5,32 \cdot (Q/d)^{0,5} / \gamma^{0,33} \quad (D_{\min}, \text{ m; } Q, \text{ m}^3/\text{s; } \gamma, \text{ kgf/m}^3 \text{ cinsinden; } \gamma_{su}=1000 \text{ kgf/m}^3).$$

Borudan akan sıvının korozif veya aşındırıcı etkisinin olması halinde: $D_{\min} = 7,51 \cdot (Q/d)^{0,5} / \gamma^{0,33}.$

2.3. Tipik boru çapları:

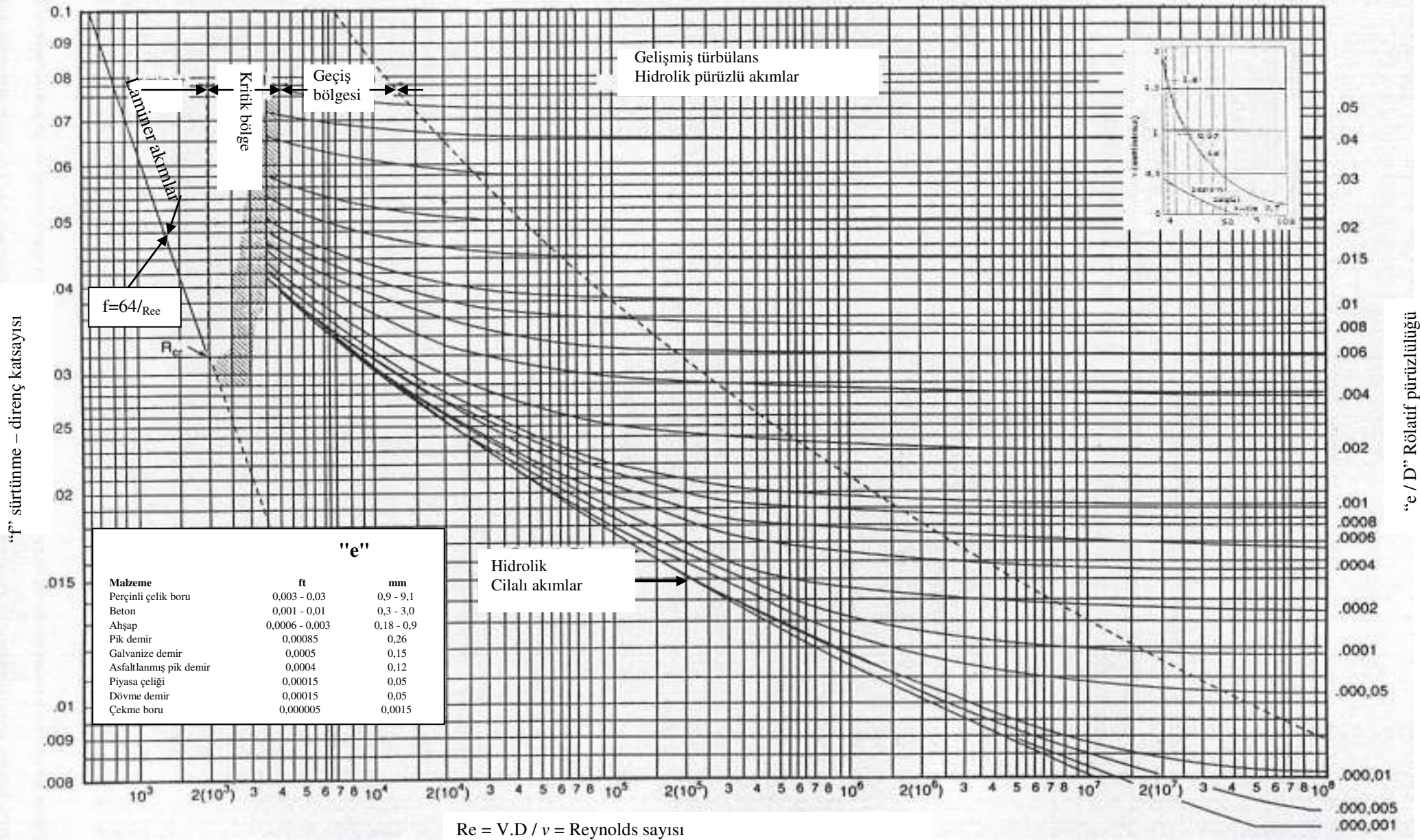
	<u>Amerikan birim sisteminde:</u>	<u>Metrik sistemde:</u>
Terfi hatlarında:	$D = 0,321 \cdot (Q/d^2)^{0,434}$	$D = 0,501 \cdot (Q/d^2)^{0,434}$
Emme hatlarında:	$D = 0,434 \cdot (Q/d^2)^{0,434}$	$D = 0,677 \cdot (Q/d^2)^{0,434}$
	[D] = inch [Q] = U.S. galon/dakika d , boyutsuz	[D] = m [Q] = m ³ /s d , boyutsuz.

3. ENERJİ KAYBI HESAPLARI.

Bütün boru sistemlerinde kot değişimleri, ani yön değişimleri sonunda doğan çevriler, akımın türbülansı ve ek yerleri ile boru cidarlarındaki sürtünmeler nedeniyle bir enerji kaybı veya basınç düşmesi meydana gelir. Cam takviyeli plastik borularda oluşacak enerji kayıplarının belirlenmesi için değişik hesap yöntemlerinden yararlanılabilir. Bunların içinde en yaygın olarak kullanılanlar Hazen-Williams, Manning ve Darcy-Weisbach denklemleridir. Akımın tipine (basıncı veya serbest yüzeyli=cazibeli) ve arzulanan hassasiyete göre kullanılacak yönteme karar verilir. Yöntemlerin kullanılışı sırasında pürüzlülük katsayısı veya sürtünme (direnç) faktörü seçilirken fiberglas boruların nispeten cilalı olan içyüzeyleri ayrı bir önem kazanır.

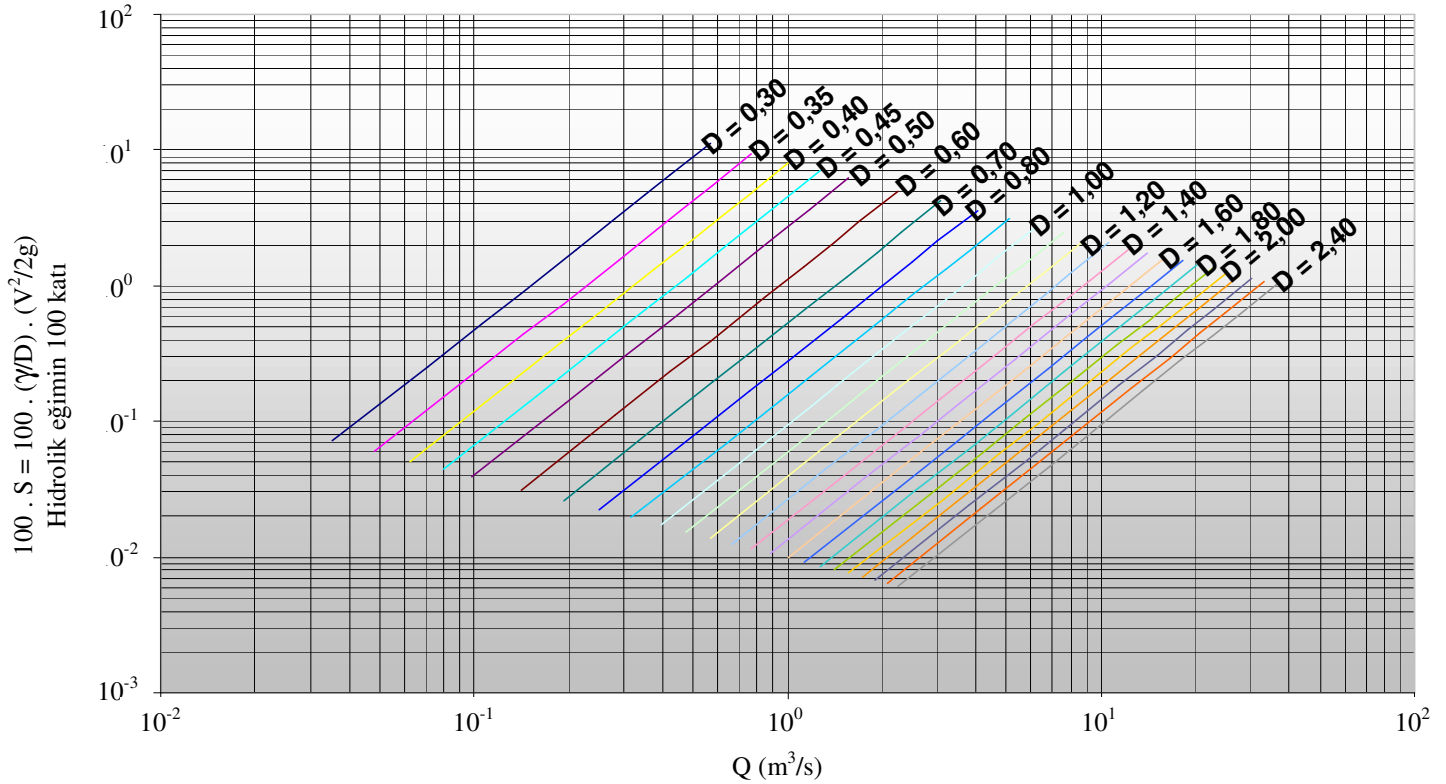
3.1. HAZEN – WILLIAMS BAĞINTISI.

Hazen-Williams denklemi tam türbülanslı (gelişmiş türbülans hali; hidrolik pürüzlü akımlar) akımlar halinde kullanılabilir (MOODY diyagramına bakınız, Şekil 1). Teknik olarak bütün akım koşullarında diğer yöntemler kadar hassas sonuçlar vermese de, basitliği nedeniyle su ve atıksu borularının projelendirilmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürde Hazen-Williams bağıntısı kullanılarak hazırlanmış Şekil2 'ye benzer nomogramlar da çok kullanılmaktadır. Bununla beraber bu grafiklerin genellikle su için hazırlanmış olduğuna



Şekil 1. MOODY Diyagramı.

Debi ve boru (metre cinsinden) iç çapına bağlı olarak
15°C sıcaklıktaki su akımları için Hidrolik eğim



Şekil 2. Standart boru çapları için, Darcy-Weisbach bağıntısı ile belirlenmiş hidrolik eğimler.

dikkat edilmelidir ve suyun dışında kalan sıvı akımları söz konusu olduğunda Darcy-Weisbach bağıntısı gibi evrensel bağıntılar kullanılmalıdır. Yukarıda da vurgulanmış olduğu üzere Hazen-Williams bağıntısı sadece gelişmiş türbülanslı akımlarda (tam türbülans hali; hidrolik pürüzlü akım hali) geçerlidir (*gerçekte Darcy-Weisbach bağıntısı dışında kalan bağıntıların hiçbiri evrensel değildir ve kullanılan birim sistemine bağlı oldukları gibi, sadece belirli akım koşullarında geçerlidirler*) ve fiberglas borularda meydana gelen sürekli yük kayıplarının (sürtünme kayıplarının) belirlenmesi halinde emniyetli değerler (gerçekten daha büyük değerler) verir:

Amerikan birim sisteminde (feet-pound-second) S.I. sisteminde (metrik sistem: metre-kilogram-saniye)

$$V = 1,318 \cdot C \cdot R_H^{0,63} \cdot S^{0,54}$$

$$V = 0,849 \cdot C \cdot R_H^{0,63} \cdot S^{0,54}$$

$$S = (1,376/D)^{4,87} \cdot (Q/C)^{1,852}$$

$$S = (1,626/D)^{4,87} \cdot (Q/C)^{1,852}$$

Bağıntılarda D , boru iç çapını;

R_H, hidrolik yarıçapı (daireSEL enkesitli basınçlı akımlarda R_H=D/4);

V , enkesitteki ortalama akım hızını;

Q , enkesitlerden geçmekte olan debiyi;

S , hidrolik eğimi =enerji çizgisi eğimini (metre su sütunu cinsinden, 1 metre uzunluklu boruda sürtünmeye harcanan enerjiyi);

C , bir katsayıyı (Cam takviyeli plastik borular için tipik değer 150 dir ve borunun yaşlanması ile değişmemektedir; buna karşılık çelik yeni borularda başlangıçta C=150 olan değer, 25 sene kullanımdan sonra 125'e; 50 sene kullanımdan sonra 100 'e düşmektedir; yaşlanma etkisi. (STEPHENSON D. (1976), Elsevier Publ., Adv. editor: V.T.CHOW, "Developments in water science: Pipeline design for Water Engineers").

Yeni cam elyafı takviyeli plastik borularda C katsayısı 165 – 150 mertebelerindedir; bununla beraber proje hazırlanırken genellikle 150 değeri kullanılmaktadır. Boru imalatında kullanılan diğer malzemelerin başlangıç C katsayıları daha küçük olduğu gibi, içyüzeylerinde ortaya çıkan korozyon ve pürüzlenme etkileri nedeniyle, zaman içinde C katsayıları daha da azalır ve bu durum cam elyafı takviyeli plastik boruların çok önemli bir kalite üstünlüğünü oluşturmaktadır. İcyüzeylerdeki korozyon etkileri ve pürüzlenmeler akan suyun kalitesine ve kaynağına bağlı olduğu gibi, nerede bu etkilerin daha fazla olacağı başlangıçta bilinemez.

ENERJİ KAYIPLARININ PİEZOMETRİK BASINÇ DÜŞMESİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ.

Uzunluğu L olan bir boru hattında sürtünmelerden kaynaklanan enerji kaybı, su sütunu cinsinden

$$h_f = S \cdot L \quad (\text{su sütunu cinsinden})$$

dir. Buna karşı gelen piyezometrik basınç düşmesi ise

- Amerikan birim sisteminde: $\Delta p^* = h_f \cdot \gamma / 2,31$ (psi)
- Metrik sistemde: $\Delta p^* = h_f \cdot \gamma$ (ton/m²) olur.

Notlar:

(1). Su için $\gamma = 62,4 \text{ libre/ft}^3 = 1 \text{ ton/m}^3 = 1000 \text{ kgf/m}^3$ olduğu ve;

(2). Önemli fiziksel oluşumun Δp^* piyezometrik basınç düşmesi olduğu; Δp^* piyezometrik basınç düşmesinin, Δp basınç düşmesine eşit olabilmesi için ise borunun yatay olması gerektiği hatırlatılır.

Örnek 3.1. Hazen-Williams bağıntısının kullanılması. D=800mm iççaplı ve L=1000m uzunluğundaki CTP borudan 250 litre/s debi akması sırasında meydana gelecek piyezometrik basınç düşmesini belirleyiniz.

İlk olarak hidrolik eğim ve sürtünmeye harcanan toplam enerji belirlensin (C=150 alınacaktır):

$$S = (1,626/D)^{4,87} \cdot (Q/C)^{1,852} = (1,626/0,80)^{4,87} \cdot (0,25/150)^{1,852} = 0,0002265 \text{ m/m};$$

$$h_f = 0,0002265 \cdot 1000\text{m} = 0,2265\text{m}.$$

Buna göre 1000m sonunda oluşacak piyezometrik basınç düşmesi

$$\Delta p^* = 0,2265 \text{ ton/m}^2 = 0,023 \text{ kgf/cm}^2 \quad \text{olacaktır.}$$

3.2. MANNING BAĞINTISI.

Hazen-Williams bağıntısı gibi Manning bağıntısı da tam gelişmiş türbülans (=hidrolik pürüzlü akım) halinde geçerlidir (Bo PEDERSEN FL., (1988), "Hydraulik for bygningsingeniører" veya SINTEF report. STF'22 A96309, "Pipe roughness in a 700mm glassfiber plastic reinforced plastic (GRP) pipe"). Bağıntı genel olarak akımın sadece kot farkının kontrolunda olduğu serbest yüzeyli akımlar için geçerli olduğu gibi (borudaki akışkanın boruyu kısmen doldurması haline karşı gelen durum) basınçlı akımlar halinde de basitliği nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır:

$$Q = (K/n) \cdot S^{0,5} \cdot R_H^{2/3} \cdot A.$$

Bağintıda Q , debiyi (kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak m^3/s veya ft^3/s);
 R_H , hidrolik yarıçapı = A/U (m veya ft);
 A , akış alanını (m^2 veya ft^2);
 U , ıslak çevreyi (m veya ft)
 S , hidrolik eğimi = $(H_1 - H_2)/L$ (m/m);
 H_1 , menba enkesitindeki enerji seviyesini (m);
 H_2 , mansap enkesitindeki enerji seviyesini (m);
 L , enkesitler arasındaki uzaklığı (m);
 n , cidar cinsinin pürüzlülüğüne bağlı boyutsuz bir katsayıyı (boyutsuz olduğu için n katsayısının değeri metrik sistemde ve Amerikan sisteminde aynıdır);
 K , kullanılan birim sistemine bağlı boyutlu bir katsayıyı göstermektedir (Boyutlu K katsayısının değeri Metrik sistemde $K=1,0$; Amerikan birim sisteminde $K=1,48$ dir).

3.3. DARCY – WEISBACH BAĞINTISI.

Darcy – Weisbach bağintısına göre boru boyunca oluşacak piyezometrik basınç düşmesi boru boyu ile doğru, boru çapı ile ters ve gelişmiş türbülanslı (türbülanslı-hidrolik pürüzlü akım) akım halinde akım hızının karesi ile doğru orantılıdır. Bağıntının en önemli üstünlükleri

- Bütün akışkanlar için
- Ve her türlü akım koşulunda (laminer, türbülanslı-hidrolik cilalı, türbülanslı-hidrolik pürüzlü vs..) geçerli olmasıdır (Halbuki Hazen-Williams ve Manning bağıntılarının sadece türbülanslı-hidrolik pürüzlü akım halinde geçerli oldukları yukarıda vurgulanmıştır).

Bağıntının zayıf tarafı "f" Darcy – Weisbach sürtünme (=direnc) katsayısının değişken olmasıdır. Bu nedenle boru çapına karar verildikten sonra hesaplarda kullanılması uygun olan "f" katsayısının seçilebilmesi için akımın rejiminin (laminer, türbülanslı-hidrolik cilalı, türbülanslı-hidrolik pürüzlü vs..) belirlenmesi gerekir. Akım tipine ise Reynolds sayısı ile karar verilir:

$$Re = (V.D) / \nu.$$

Bağintıda Re , boyutsuz bir büyüklük olan Reynolds sayısını,
 V , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m/s" veya "ft/sec" cinsinden akım hızını;
 D , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m" veya "ft" cinsinden boru iç çapını;
 ν , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m²/s" veya "ft²/sec" cinsinden akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir (Suyun kinematik viskozitesinin sıcaklıkla değişimi Şekil 1 de verilmiştir).

Aşağıdaki tabloda Reynolds sayısının değerine bağlı olarak akım tipleri verilmiştir:

Reynolds sayısı	Akım tipi
$Re \leq 2000$	Laminer
$2000 \leq Re \leq 4000$	Geçiş bölgesi
$Re \geq 4000$	Türbülanslı

$$h_f = (f/D) \cdot (V^2/2g) \cdot L$$

şeklindeki Darcy – Weisbach evrensel bağintısında

- h_f , "m" veya "ft" cinsinden L uzunluğundaki boruda sürtünmelerden kaynaklanan enerji kaybını;
- f , Darcy – Weisbach evrensel sürtünme (=direnç) katsayısını (boyutsuz):
Laminer akım halinde " f_l " ile, türbülanslı akım halinde " f_t " ile gösterilecektir.
- D , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m" veya "ft" cinsinden boru iç çapını;
- V , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m/s" veya "ft/sec" cinsinden akım hızını;
- g , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m/s²" veya "ft/sec²" cinsinden yerçekimi ivmesini;
- L , kullanılmakta olan birim sistemine bağlı olarak "m" veya "ft" cinsinden boru uzunluğunu göstermektedir.

Borudaki akımın laminer rejimde ($Re \leq 2000$) olması halinde " f_l " direnç (=sürtünme) katsayısı

$$f_l = 64 / Re$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Borudaki akımın türbülanslı rejimde ($Re \geq 4000$) olması halinde ise " f_t " sürtünme (=direnç) katsayısı Colebrook – White denklemi kullanılarak belirlenmelidir:

$$\frac{1}{\sqrt{f_t}} = 1,14 - 2 \cdot \text{Log} \left(\frac{e}{D} + \frac{9,35}{Re \cdot \sqrt{f_t}} \right)$$

"e" nin boru içyüzeylerinin üniform eşdeğer kum pürüzlülüğünü gösterdiği bağıntı " f_t " ye göre emplisittir ve dolayısıyla yukarıdaki bağıntı kullanılarak " f_t " doğrudan hesaplanamaz ve deneme-yanılma yöntemi ile belirlenmesi gerekir. Deneme-yanılma yönteminden kurtulmak için Moody diyagramından yararlanır (Şekil 1). Cam elyafı takviyeli plastik boruların "e" iç yüzey pürüzlülükleri çok küçüktür: $e=1,7 \times 10^{-5} \text{ft}=5,2 \times 10^{-3} \text{mm}$ ve dolayısıyla hemen hemen daima türbülanslı-hidrolik cilalı akım koşulları gözlenir ve "e/D" rölatif pürüzlülüğü " f_t " direnç katsayısını etkilemez ve yukarıdaki bağıntı

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

şekline dönüşürse de (STEPHENSON D. (1976), daha önce belirtilmiş eser) bu bağıntı da " f_t " ye göre emplisittir ve " f_t " nin doğrudan hesabı mümkün değildir. Bununla beraber bu defa yukarıdaki bağıntı yerine

* Yüzde 1 hata ile $f_t = [1,8 \times \text{Log} (Re/7)]^{-2}$ bağıntısı (AWWA Manual, 1997);

* Binde 1 hata ile $f_t = \left(2 \cdot \text{Log} \frac{Re}{4,522 \cdot \text{Log} Re - 3,8215} \right)^{-2}$

bağıntıları kullanılabilir. Bu son bağıntı yardımıyla bir örnek nomogram hazırlanmış (Şekil 2) ve muhtelif su sıcaklıkları için belirlenmiş olan "S" hidrolik eğimlerini veren tablolar Ek 'te verilmiştir.

Not: Türbülanslı hareketlerin akım rejiminin belirlenmesi sırasında " $e \cdot u^/\nu$ " boyutsuz parametresinin değeri göz önünde tutulur. Bağıntıda u^* cidar kayma gerilmesi hızını göstermektedir ve Darcy - Weisbach bağıntısı kullanılırsa*

$$e \cdot u^*/\nu = (e \cdot V/\nu) \cdot \sqrt{f_t}/8$$

elde edilir. $e \cdot u^/\nu < 11,6$ olan hareketler hidrolik cilalı; $e \cdot u^*/\nu > 70$ olan akımlar hidrolik pürüzlü rejimdedir. Fiberglas borulardan su akması halinde e/ν oranı 0,5; V, akım hızları birkaç metre/s ve f_t , 0,01-0,02 mertebelerinde olacağından, yukarıdaki oranın pratikte daima 11,6 nin çok altında kalacağı, dolayısıyla pratikte hemen hemen daima türbülanslı-hidrolik cilalı akım gözleneceği anlaşılır.*

4. YERSEL ENERJİ KAYIPLARI.

Boruların ek yerlerinde, dirseklerde vs.. oluşan çevriler nedeniyle de enerji kayıpları doğar: Yersel enerji kayıpları. Bunların belirlenmesi sırasında genellikle eşdeğer boru uzunluğundan yararlanılır ve bu uzunluk borunun doğrusal kısmının uzunluğuna eklenir. Bu yaklaşımın sonuçları birçok uygulama için yeterlidir ve daha ziyade Manning ve Hazen – Williams bağıntıları ile çalışıldığında kullanılır; bu yaklaşım ortaya çıkan çevrileri ve ilave türbülans etkilerini hesaba katmamaktadır. Tablolaştırılmış verilerin bulunmadığı veya daha hassas hesap yapılması arzulanan hallerde, herbir parça (vana, dirsek, T vs..) için yersel yük kaybı, o parçaya ait "K" yersel yük kaybı katsayısı kullanılarak belirlenmelidir:

$$h_k = K \cdot (V^2/2g).$$

Tablo. Cam elyafı takviyeli bazı boru parçalarının "K" yersel yük kaybı katsayıları.

Parça cinsi	K değerleri
11,25° lik tek gönyeli dirsek	0.09
15° lik tek gönyeli dirsek	0.20
22.50° lik tek gönyeli dirsek	0.12
30° lik tek gönyeli dirsek	0.29
45° lik tek gönyeli dirsek	0.5
90° lik standart dirsek	0.5
90° lik tek gönyeli dirsek	1.4
90° lik çift gönyeli dirsek	0.8
90° lik üç gönyeli dirsek	0.6
180° lik U parçası	1.3
T , akım doğrultusunda	0.4
T , ana borudan branşmana	1.4
T , branşmandan ana boruya	1.7
Tek kademeli redüksiyon	0.7
Çift kademeli redüksiyon	3.3

Yukarıdaki tabloda sınırlı sayıda organ tarafından yaratılan yersel yük kayıplarına ait tipik katsayılar verilmiştir. Bunların dışındaki organlara ait kayıp katsayıları Hidrolik el kitaplarından alınabilir.

Örnek 2. Boru çapının, işletme basıncının ve boru sınıfının belirlenmesi. 350 litre/s 'lik bir debi 1800m uzunluğundaki bir boru hattı ile alındığı hazneden 10m yüksekte bulunan bir depoya basılacaktır. Suyun kinematik viskozitesini $10^{-6}m^2/s$ kabul ederek boru çapını, sistemin işletme basıncını ve kullanılması uygun olan boru sınıfını belirleyiniz. Boru hattında 4 adet çift gönyeli 90° lik dirsek, 3 adet tek gönyeli 45° lik dirsek mevcuttur.

İlk olarak kullanılabilen minimum boru çapı belirlensin: $D_{min} = 5,32 \cdot (0,35/1)^{0,5} / 1000^{0,33} = 0,315m.$ (bkz. Sayfa 2)

Buna göre seçilecek nominal çap $D=350mm$ dir. Bu takdirde borudaki akım hızı:

$$V = (4 \times 0,5) / (\pi \times 0,4^2) = 3,64 \text{ m/s}$$

olur. Bundan sonra Reynolds sayısı belirlensin: $Re = 3,64 \times 0,4 / 10^{-6} = 1.273.000,$

Reynolds sayısı 4000 den büyük olduğu için akım türbülanslıdır; buna göre türbülanslı-hidrolik cilalı cidar için f katsayısı tablodan bulunur.
 $D = 350 \text{ m}; Q = 0.350 \text{ m}^3/s = 350 \text{ l/s}$

» $f = 0.0114 , J = 0.02203$

Buna göre sistemde meydana gelecek yersel ve sürekli enerji kayıplarının toplamı

$$h_k = (V^2/2g) \times [\Sigma K_i + (f_t \cdot L / D)] = (3,64^2/19,62) \times [4 \times 0,8 + 3 \times 0,5 + 0,0114 \times 1800/0,4] = 37,82m.$$

olacaktır ve dolayısıyla sistemin toplam manometrik yüksekliği (terfi yüksekliği) $37,82 + 10 = 47,82m$

ve dolayısıyla sistemin işletme basıncı $47,82 \text{ ton/m}^2 = 4,78 \text{ kgf/cm}^2$ olur. Buna göre İşletme koşulları bakımından PN 6 basınç sınıfı yeterli oluyorsa da, su darbesinin etkisi % 40'lar mertebesinde kabul edilmesi halinde $4.78 \times 1.4 = 6.69 \text{ kgf/cm}^2$ olduğundan PN 10 sınıfı boru kullanılması daha uygundur. Örnek 4 te bu konu irdelenecektir.

5. ENERJİ TÜKETİMİ HESAPLARI.

Akışkan direnci ve işletme ekonomisi birçok proje müellifi tarafından bir bütün olarak düşünülmemektedir. Halbuki boru hatlarının işletme harcamalarının büyük bir kısmını genellikle sürtünme kayıplarının karşılanması için gereksinilen enerji tüketimi oluşturur. Madeni borularda ayrıca suyun kalitesine (pH değeri, Langelier karbonat-kalsiyum endeksi, vs..) bağlı olarak gözlenebilecek korozyon ve yaşlanma sorunları konuyu daha da karmaşılaştırır. Diğer bir deyişle boru malzemesinin korozyon etkisinde olması, zamanla sürtünme kayıplarının artmasına sebep olabilir. Bu nedenlerle boru projelendirmelerinde işletme ekonomileri de göz önünde tutulmalıdır. Aşağıda değişik boru malzemelerinin kullanılması halinde gözlenecek enerji kayıpları ve bunun işletme ekonomisi üzerindeki etkilerine kısaca değinilecektir.

Ekonomik analiz için en basit irdelemeler sırasında aşağıdaki yol izlenir (çok daha ayrıntılı irdelemelerin yapılması da mümkündür):

- Belirli bir çap için sistemde meydana gelecek toplam yük kayıpları belirlenir;
- Bu kayıplar pompa gücüne dönüştürülür: $N = \gamma \cdot Q \cdot h_f / \eta$.
Bağıntıda γ , suyun özgül ağırlığını (1000 kgf/m^3); Q , sistemin debisini (m^3/s); h_f , sistemdeki toplam enerji kayıplarını ve η pompa randımanını göstermektedir ve genellikle %75 ile %85 arasında değişmektedir.
- Pompaların yıllık çalışma süresi T saat ise yıllık enerji tüketimi " $W = N \cdot T$ (kw-h)" olacaktır.
- Bu değer kw-h enerjinin bedeli ile çarpılarak yıllık pompaj harcaması belirlenir.

Örnek 3. Enerji tüketimlerinin karşılaştırılması. 3000m uzunluğunda ve 400mm çapında olan bir boru hattı ile 250litre/s debi iletilecektir. Boru hattının 30 yıl hizmet vereceği öngörülmüştür. CTP boru ile ($C=150$) 30 sene içindeki ortalama Hazen-Williams katsayısı 120 kabul edilebilecek başka bir malzemeden imal edilmiş borunun gereksinimleri pompa güçlerinin oranını belirleyiniz. Sistemde sürekli yük kayıplarının %10 'u kadar da yersel yük kaybı meydana geleceğini kabul ediniz.

CTP boru: Hidrolik eğim : $S = (1,626/0,40)^{4,87} \times (0,25/150)^{1,852} = 0,006622$;
Sürekli kayıp: $h_k = 0,006622 \times 3000 = 19,87m.s.s.$
Toplam kayıp: $= 1,1 \times 19,87 = 21,85 m.s.s.$
Gerekli pompa gücü ($\eta=0,8$ için) $N = 1000 \times 0,25 \times 21,85 / (0,8 \times 75) = 91 \text{ HP (67kw)}$.

Diğer Malzeme: Hidrolik eğim : $S = (1,626/0,4)^{4,87} \times (0,25/120)^{1,852} = 0,010011$;
Sürekli kayıp : $h_f = 0,010011 \times 3000 = 30,03 m.s.s.$
Toplam kayıp : $= 1,1 \times 30,03 = 33,03 m.s.s.$
Gerekli pompa gücü ($\eta=0,8$ için) $N = 1000 \times 0,25 \times 33,03 / (0,8 \times 75) = 138 \text{ HP (101kw)}$.

Gereksinilen güçlerin oranı: $= 30,03 / 21,85 = 138 / 91 = 1,51$.

6. AŞIRI BAŞINÇLAR.

Su darbesi olarak adlandırılan basınç şokları sistemdeki akışkanın hızında meydana getirilen ani değişikliklerden kaynaklanır. Bazı hallerde bu şok basınçları, boru malzemesi ne olursa olsun borunun kırılmasına veya tersine ezilmesine neden olabilecek kadar büyük olabilir. Bu şok basınçları büyük bir hızla yayılan (Dalga yayılma hızının akım hızı ile hiçbir ilişkisi olmadığı hatırlatılır) *Su darbesi* dalgalarından

kaynaklanır ve; basıncın oluşum kaynağına ve dalgaların yayılma yönüne bağlı olarak sistemdeki basıncın artmasına veya azalmasına sebep olur.

Vanaların hızlı kapatılması, akışkanın kinetik enerjisinin potansiyel enerjiye dönüşmesine neden olur ve bu süreç sırasında şok dalgaları oluşabilir. Bu basınç dalgaları bütün boru hattında yayılır ve dalganın ortaya çıktığı enkesitten çok uzaktaki enkesitlerin de zarar görmesine sebep olabilir.

6.1. SU DARBESİ VE AŞIRI BASINÇ.

Su darbesinden kaynaklanacak olan aşırı basıncın değeri

- akışkanın fiziksel karakteristiklerine ve hızına,
- boru malzemesinin elastisite modülüne,
- borunun uzunluğuna ve et kalınlığına,
- ve akışkanın momentumunun değişim hızına

bağlıdır. Fiberglas boruların elastisite modüllerinin nisbeten düşük olması (dolayısıyla kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüşüm sürecine daha kolay uyum sağlayabilmeleri) boru sisteminde yayılma sırasında basınç dalgalarının belirli düzeyde kendi kendilerine sönmelerine neden olur. Madeni boruların elastisite modülleri çok daha büyük olduğundan, madeni borularda meydana gelecek su darbesi basınçları çok daha büyük değerlere ulaşır.

Vanaların hızlı kapanma veya açılması sırasında olduğu gibi, ani hava boşalmaları ve pompaların devreye giriş veya çıkışları da su darbesi doğurabilir. Su darbesinden kaynaklanan ani basınç değişimlerinin Bourdon tübü (=piyezometre tübü) gibi aletlerle gözlenebilmesi mümkün değildir, zira bu aletlerin ataletleri çok yüksektir ve dolayısıyla çok hızlı değişimleri izleyemezler. Su darbesi sonunda sistemde yüksek basınç (veya tersine kaviteasyona neden olacak düzeyde çok düşük basınçlar), boru titreşimleri veya hareketleri doğabilir ve bunların sonucu olarak ta boru veya ek yerlerinde kırılma meydana gelebilir.

Bazı hallerde boruların zemine tespiti suretiyle boru titreşimlerinin ve hareketlerinin önlenmesi olasıdır. Bazı hallerde ise su darbelerinin oluşturduğu aşırı basınçların etkilerinden korunmak veya su darbesi oluşumunu önleyebilmek için mekanik vana organlarına, volanlara, hava kazanlarına, denge bacalarına, su darbesi etkisini ortadan kaldıran vanalara, pompaların yakınında tertiplenecek geri besleme sistemlerine vs.. gereksinme duyulabilir.

Genelde iyi bir projelendirme ile birçok sistemde su darbesi önlenemez. Basit bir önlem, sistemde hızlı açılıp, kapanamayan vanaların kullanılmasıdır. Ayrıca yavaş açılmalar dışında, pompalar, hiçbir zaman ani olarak sıfırdan tam işletme konumuna geçirilmemelidir. Mekanik tahrikli vanalarla debinin yavaş yavaş (tedrici olarak) artırılması mümkündür.

6.2. SU DARBESİ VE AŞIRI BASINÇLARIN HESABI.

Hız değişimleri nedeniyle doğacak aşırı basınçlar Talbot denklemi ile belirlenebilir (Çok hassas hesapların gerektiği hallerde *Karakteristikler yöntemi* kullanılmalıdır):

$$p_s = (a/g) \cdot \Delta V.$$

Bağintıda p_s su darbesinden doğan aşırı basıncı (metre su sütunu cinsinden; kgf/cm^2 cinsinden aşırı basınç $0,1 \cdot p_s$ tir);
 g , yerçekimi ivmesini ($9,81 \text{ m/s}^2$);
 ΔV , hız değişimini (m/s);

a, dalga yayılma hızını (m/s)

göstermektedir ve

$$a = \frac{\sqrt{\varepsilon / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E e}}} \quad (\text{m/s}); \quad \text{veya metrik sistemde} \quad a = \frac{9900}{\sqrt{50 + \frac{H D}{e}}} \quad (\text{m/s})$$

bağıntıları ile belirlenebilir (İlk bağıntı homojen olduğu halde, ikinci bağıntı homojen değildir). Bağıntılarda

ε , boru içindeki sıvının hacimsel elastiklik modülünü (su için $\varepsilon_{su} = 2.10^8 \text{ kgf/m}^2$);
 ρ , boru içindeki sıvının özgül kütleini (=birim hacmin kütleini; su için, $\gamma_{su} = 1000 \text{ kgf/m}^3$ alındığı takdirde $\rho_{su} = 102 \text{ kgf/m}^4 \cdot \text{s}^2$ olur);
D, metre cinsinden boru iç çapını;
E, boru malzemesinin elastisite modülünü (kgf/m^2);
e, metre cinsinden boru cidarlarının et kalınlığını;
H, Boru malzemesine bağlı bir katsayıyı (Çelik borular için, H=0,5; Beton ve kurşun borular için, H=5,0; Ahşap borular için, H=10,0) göstermektedir.

Kullanılacak borunun p_c sınıfı işletme basıncını ve su darbesi basıncını karşılayabilecek düzeyde olmalıdır. Bu amaçla AWWA Manual M45 te

$$p_c \geq (p_I + p_s) / 1,4$$

istenmektedir. Yukarıdaki bağıntıda p_I , sistemin işletme basıncını; p_s , su darbelerinden doğacak aşırı basıncı göstermektedir. (Not: Hidrolik ve akışkanlar mekaniği kitaplarında bir vananın kapanması gibi basit su darbesi problemleri için önerilmiş değişik yöntemler bulunabilir (kullanılmış olan Talbot denklemi buna bir örnektir). Diğer taraftan çok dallı karmaşık sistemlerde değişik koşullarda doğacak su darbelerinin belirlenebilmesi amacıyla hazırlanmış bilgisayar programları da mevcuttur).

Örnek 4. Su darbesi hesabı: Örnek 2 deki problemde debinin ani olarak sıfıra düştüğünü kabul ederek su darbesi bakımından yukarıdaki koşulu sağlayıp sağlamadığını kontrol ediniz ve gerektiği takdirde boyutlandırmayı yineleyiniz. SN 2500 tipi boru kullanılacaktır. Fiberglas borunun elastisite modülünü $2,1 \times 10^9 \text{ kgf/m}^2$ ve suyun sıkışabilme modülünü (hacimsel elastiklik modülünü) $2,1 \times 10^8 \text{ kgf/m}^2$ kabul ediniz.

Örnek 2 de $D=0,40\text{m}$; $V=3,98\text{m/s}$; toplam kayıp= 53,12m.s.s. bulunmuş idi. Su darbesi hesapları için ilk olarak dalga yayılma hızı belirlensin. Dalga yayılma hızını veren bağıntının payının değeri kullanılan boru çapından bağımsızdır ve hemen belirlenebilir: $\sqrt{\varepsilon / \rho} = \sqrt{2,1 \times 10^8 \text{ kgf/m}^2 / 102 \text{ kgf/m}^4 \cdot \text{s}^2} = 1435 \text{ m/s}$. Benzer şekilde boru içindeki sıvı ve boru malzemesi belli olduğundan paydadaki ε/E oranı da sabit bir değerdedir: $\varepsilon/E = 1/10$. Bunlara göre dalga yayılma hızı bağıntısı şu şekilde yazılabilir:

$$a = 1435 / \sqrt{1 + 0,1 \times (D / e)} \quad (\text{m/s}).$$

Flowtite 'ın tablolarına göre (Eklere bakınız) SN2500 sınıfı 400mm nominal çaplı boruların et kalınlıkları 4,9mm ve ortalama dışçapları 426,8mm dir. Bu değerler yukarıdaki bağıntıda yerleştirildikleri takdirde $a = 460,5\text{m/s}$ elde edilmektedir. Bu değerler kullanılarak aşırı basınç ve su darbesi kriteri hesaplanırsa

$$p_s = 460,5 \times 3,98 / 9,81 = 187 \text{ m.s.s.}$$

ve $p_s + p_I = 187 + 63 = 250 \gg 1,4 \times 100 = 140 \text{ m.s.s.}$

olduğu görülür. Buna göre PN10 sınıfı borular su darbesi bakımından yeterli olmamaktadır (PN16 sınıfı boru halinde bile $250 > 224$ olmaktadır). Bu durumda şu çözümler düşünülebilir:

- Boru çapını değiştirmeyerek, boru sınıfını PN10 dan PN20 ye çıkartmak; bu takdirde $1,4 \times 200 = 280 > 200$ olacağından su darbesi güvenilirliği sağlanmış olacaktır;
- Boru sınıfını değiştirmeyerek, boru çapını arttırmak; bu durumda hız düşeceğinden aşırı basınç azalacağı gibi, enerji kayıpları da düşeceğinden, işletme basıncı da azalacaktır;

- Hem boru çapını arttırmak, hem de boru sınıfını değiştirmek; bu durumda hız düşeceğinden aşırı basınç azalacağı gibi, enerji kayıpları da düşer; ayrıca su darbesi kriterinin değeri de azalır.

Aşağıdaki irdelemeler sırasında didaktik olması bakımından 2nci çözüm düşünülecektir; buna göre PN10 ve DN=450mm için hesaplar tekrarlanacaktır. Bu durumda

$$V=3,144\text{m/s}; Re=1415000; f=0,01096; \text{Sürekli kayıp}= 22,10\text{m.s.s.}; \text{Toplam kayıp}=24,47\text{m.s.s.}$$

$$\text{ve İşletme basıncı} = 34,47\text{m.s.s.}$$

olmaktadır. Diğer taraftan DN450mm ve PN10 için Ekteki tablolara göre ortalama boru dış çapı 477,7mm ve SN2500 için et kalınlığı 5,4mm olduğundan, dalga yayılma hızı $a = 1435 / \sqrt{1 + 0,1 \times (477,7 / 5,4)} = 457\text{m/s}$ ve dolayısıyla aşırı basınç

$$457 \times 3,144 / 9,81 = 147 \text{ m.s.s.}$$

$$\text{ve su darbesi kriteri} \quad (147 + 34,47) / 1,4 = 129 > 100; \quad (\text{ fakat} \quad < 160)$$

olmaktadır. Bu durumda su darbesi kriteri $147+34,47 = 181,47 > 140$ olduğundan gerekli emniyetin sağlanamadığı görülmektedir. Bu sonuca göre DN450mm kullanıldığı takdirde, standart değerler göz önünde tutulursa PN20 sınıfı boru kullanılmalı veya boru çapı bir miktar daha artırılmalıdır. Aşağıdaki irdelemeler sırasında basınç sınıfı değiştirilmeyecek, çap biraz daha arttırılacaktır: DN500mm ve PN=10. Bu takdirde

$$V= 2,546\text{m/s}; Re=1273000; f=0,01116; \text{Sürekli kayıp}= 13,27\text{m.s.s.}; \text{Toplam kayıp}=14,82\text{m.s.s.}$$

$$\text{ve İşletme basıncı} = 24,82 \text{ m.s.s.}$$

olmaktadır. Diğer taraftan DN500mm ve PN10 için Ekteki tablolara göre ortalama boru dış çapı 529,6mm ve SN2500 için et kalınlığı 5,9mm olduğundan, dalga yayılma hızı $a = 1435 / \sqrt{1 + 0,1 \times (529,6 / 5,9)} = 454\text{m/s}$ ve dolayısıyla aşırı basınç

$$454 \times 2,546 / 9,81 = 118 \text{ m.s.s.}$$

olur. Bu halde aşırı basınç kriteri $118 + 14,82 = 132,82 < 1,4 \times 100 = 140\text{m.s.s.}$ olduğundan su darbesi kriteri gerçekleşmiştir ve neticede boru hattının

$$\text{DN500mm}; \quad \text{PN10}; \quad \text{SN2500}$$

karakteristikli borulardan oluşturulması teknik nedenlerle zorunludur.

Not: Teknik nedenlerle yapılmış olan bu çap artışı, işletme ekonomisi bakımından da caziptir; zira yukarıdaki hesaplardan görüldüğü üzere manometrik yükseklik 63m den 15 metreye düştüğünden, şebekenin güç gereksinimi de çok kaba dahi olsa $63/15=4,2$ misli azalacaktır (Örnek3 ile karşılaştırınız).

YÜK – KAYIP TABLOLARI

- $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\nu = 1.141 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} = 1.141 \text{ santistokes}$
- $D = 300 \text{ mm} - 2.400 \text{ mm}$