

46479

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZ BORU TESİSATLARININ TASARIMINDA KULLANILAN YÖNTEMLERİN GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Pet. Müh. Levent DURAK

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Haziran 1995

Tezin Savunulduğu Tarih : 4 Temmuz 1995

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Murat ZEYBEK

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Argun GÜRKAN

Prof. Dr. Abdurrahman SATMAN

**F.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

TEMMUZ 1995

ÖNSÖZ

Ludwig Prandtl, Hannover Polyteknik Enstitüsünde çalıştığı zamanlarda geliştirdiği sınır tabakası teoremini Üçüncü Uluslararası Matematik Kongresinde sundu. Ancak makalesi pek iyi karşılanmadı. Bu teori bugünkü akışkanlar mekaniğinin temeliydi. Belki de teorisi oracıkta ölecekti, ancak Kongreye Göttingen 'den katılan Felix Klein konunun önemini kavradı ve onu Göttingen Polyteknik Enstitüsüne davet etti. Bu olay belki de bir kaç yüzyıldır süren İngiliz, Fransız ve de Alman bilimsel rekabetinin dönüm noktası oldu. 1913 'de Prandtl aerodinamik çalıştığı Göttingen 'de ilk kapalı devre rüzgar tüneline işletti. Bu an akışkanlar mekaniğindeki keşiflerin altın çağının başlangıcıydı. İngiliz Frederick William Lanchester 'ın kitabı "Havada Uçuş" yeni yayınlanmıştı. Lanchester 'ın teoride varsaydığı bir çok olay Prandtl 'ın rüzgar tüneline gösterildi. Blasius, Nikuradse, von Kármán, Schiller vd. tüm çalışmaları burada yapıldı. Bunlar artık keşiflerin zamanıydı ve Prandtl doğru yerdeki doğru kişiydi. Prandtl 'ın kişisel bilimsel çalışmalarından belki de daha önemlisi yetiştirdiği öğrencileriydi. 1944 'lere kadar Göttingen akışkanlar mekaniğinde dünyanın merkezi durumundaydı.

Prandtl ve onun öğrencilerinin yaptıkları çalışmalar ikinci dünya savaşından sonra özellikle Amerika ve de İngiltere 'de İngilizce 'ye çevrilip yayınlandı. Bu sayede gerek Amerika 'da Rouse, Moody vd. ve İngiltere 'de Colebrook gibi İkinci dünya savaşı sonrası akışkanlar mekaniğinin yeni ustaları ortaya çıkabildi.

Dünya çapında savaşların da arkasında ticari olduğu kadar büyük bir bilimsel rekabetin olduğu açıktır. Endüstride çalışan mühendislerimizin bilgiden ve araştırmadan ne kadar uzak oldukları da bilinen bir gerçektir. Piyasadaki "okuldaki bilgiler okulda kalır, piyasada herşey başkadır, farklıdır" kanısı bu çalışma ile çürütülmeye çalışılırken, belki de en çok eksikliği duyulan konulardan okul-sanayi işbirliğine bir halka eklenmeye çalışılmıştır.

Levent DURAK
8 Haziran 1995

İÇİNDEKİLER

SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ	x
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. KONUT TESİSATLARINDA BASINÇ KAYBI HESABI	3
2.1. Yoğunluğun Etkisi	5
2.2. Pürüzlülüğün Etkisi.....	7
2.3. Pürüzlülüğün Tanımı	10
2.4. Pürüzlülük ve Yoğunluğun Birlikte Düzeltilmesi	14
2.5. Belirsiz Bölge Çözümleri	14
2.6. Uygulama	20
2.7. Değişik Kalite Boru Kullanmanın Etkileri.....	22
2.8. Bilgisayar Programı	30
BÖLÜM 3. ENDÜSTRİ TESİSATLARINDA BASINÇ KAYBI HESABI.....	36
3.1. Alçak Basınç Hatlarının Hesabı	37
3.2. Alçak Basınçlı Hat Hesabında Düzeltmeler	41
3.3. Yüksek Basınç Hatlarının Hesabı	47
3.4. Yüksek Basınçlı Hat Hesabında Düzeltmeler	50
BÖLÜM 4. BASINÇ KAYBI BAĞINTILARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....	52
4.1. Renouard Bağintıları.....	52
4.1.1. Renouard1 Bağıntısı	52

4.1.2. Renouard2 Bağıntısı	57
4.1.3. Renouard3 Bağıntısı	58
4.1.4. Renouard4 Bağıntısı	61
4.1.5. Renouard Bağıntılarının Değerlendirilmesi	63
4.2. Weymouth Bağıntısı	64
4.3. Panhandle Bağıntıları	65
4.3.1. Panhandle A Denklemleri	65
4.3.2. Panhandle B Denklemleri	68
4.3.3. Panhandle Denklemlerinin Hatalarının Nedenleri	72
4.4. Darcy Bağıntısının Quadratic İfadesi	76
4.5. Değişik Bağıntılar ile Uygulama	76
SONUÇLAR	81
KAYNAKLAR	83
EK. A BORU BOYUTLARI	85
ÖZGEÇMİŞ	90

SEMBOL LİSTESİ

f	: Sürtünme etkeni (-).
d, d_i	: Boru iç çapı (m), (mm), (inch).
d_{ANMA}	: Anma çapı, nominal diameter (mm).
$d_{GERÇEK}$	: Gerçek boru iç çapı (mm).
d_{inch}	: Boru iç çapı (inch).
d_{metre}	: Boru iç çapı (m).
ΔP_R	: Boru hattı basınç kaybı (mbar).
E	: Verim faktörü (-).
γ	: Bağıl yoğunluk (hava = 1.0).
γ	: Kinematik akmaazlık (m²/s).
g	: Yerçekim ivmesi (m/s²).
H	: Deniz seviyesinden yükseklik, rakım (m).
h	: Yükseklik kaybı cinsinden basınç kaybı (m).
κ	: Boru mutlak pürüzlülüğü (mm).
L	: Boru uzunluğu (m).
l	: Boru uzunluğu (mil).
λ	: Sürtünme etkeni (-).
P	: Boru hattı giriş veya çıkış basıncı (mbar).
P_a	: Standart koşullardaki basınç (14.7 psia).
ρ	: Gaz yoğunluğu (kg/m³).
R_D	: Rouse tamamen pürüzlü rejim akış sınırı (-).

- Re : Reynolds Sayısı (-).
- $\rho_{GERÇEK}$: Gaz yoğunluğu (kg/m^3).
- R_{HD} : Yüksek basınç direnç değeri $\left(\frac{\text{bar h}^2}{\text{km m}^6} \right)$.
- R_{ND} : Düşük basınç direnç değeri $\left(\frac{\text{mbar h}^2}{\text{m m}^6} \right)$.
- T : Akan akışkanın ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{R}$), ($^{\circ}\text{K}$).
- T_a : Standart koşullardaki sıcaklık (460°F).
- $T_{GERÇEK}$: Boru hattının çalıştığı ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$).
- v : Gaz debisi (m^3/h), ($\text{ft}^3/\text{gün}$).
- w : Gaz akış hızı (m/s).
- ζ : Bağlantı elemanı direnci (-).

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 TS 7363 'deki Grafik 1 'in compüter ile tekrar oluşturulması.	6
Şekil 2.2 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluğun etkisinin gösterilmesi.	8
Şekil 2.3 TS 7363 Grafik 1 üzerinde pürüzlülüğün etkisinin gösterilmesi.	9
Şekil 2.4 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük değerlerinin etkisinin birlikte gösterilmesi.	13
Şekil 2.5 Laminer ve türbülans akım bölgeleri arasındaki belirsiz bölgenin çözümlenmesi.	16
Şekil 2.6 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük etkisi ile belirsiz bölgenin birlikte gösterilmesi.	17
Şekil 2.7 Blasius 'un koordinatlarında pürüzlü ve pürüzsüz borular arasındaki geçiş rejiminde sürtünme etkenleri.	18
Şekil 2.8 Colebrook ve White denklemi ile Churchill denkleminin karşılaştırılması.	19
Şekil 2.9 TS 7363 'deki Grafik 2 'nin compüter ile tekrar oluşturulması.	23
Şekil 2.10 TS 7363 Grafik 2 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük etkisi ile belirsiz bölgenin birlikte gösterilmesi.	24
Şekil 2.11 TS 301/3 ile TS 301/4 serisi boruların standartın yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması.	25
Şekil 2.12 TS 301/3 ile 301/4 serisi boruların gerçek yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması.	26

Şekil 2.13 TS 7363 Grafik 1 'in 301/4 serisi boru için kullanılması durumunda oluşacak hatanın gösterilmesi.	27
Şekil 2.14 TS 301/3 ile 6047 serisi boruların gerçek yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması.	28
Şekil 2.15 TS 7363 Grafik 1 'in 6047 standart serisi boru için kullanılması durumunda oluşacak hatanın gösterilmesi.	29
Şekil 2.16 Program Logosu.	31
Şekil 2.17 Açılış Menüsü.	31
Şekil 2.18 Konutsal Tesisat Hesaplama Menüsü.	32
Şekil 2.19 Boru Çapı Hesaplama Çizelgesi.	32
Şekil 2.20 Parametre Değiştirme Tablosu.	35
Şekil 3.1 R_{ND} fonksiyonunun Darcy-Weisbach denklemi ile karşılaştırılması.	39
Şekil 3.2 Çapa göre düzeltilmiş R_{ND} fonksiyonunun gerçek çaplar için Darcy-Weisbach denklem değerleri ile karşılaştırılması.	43
Şekil 3.3 Çapa göre düzeltilmiş R_{ND} fonksiyonunun gerçek çaplar için Darcy-Weisbach denklem değerleri ile karşılaştırılması.	44
Şekil 3.4 R_{HD} fonksiyonunun gerçek çaplar için Darcy-Weisbach denklemi ile karşılaştırılması.	51
Şekil 4.1 Churchill denkleminin çeşitli sürtünme etkeni denklemleriyle 2" (DN 50) boru için karşılaştırılması.	53
Şekil 4.2 Renouard1 denkleminin 0.60 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	55
Şekil 4.3 Renouard1 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	56

Şekil 4.4 Renouard2 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	59
Şekil 4.5 Renouard3 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	60
Şekil 4.6 Renouard4 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	62
Şekil 4.7 Weymouth denkleminin Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	66
Şekil 4.8 Panhandle A denkleminin verim faktörü 1.00 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	69
Şekil 4.9 Panhandle A denkleminin verim faktörü 0.92 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	70
Şekil 4.10 Panhandle A denkleminin verim faktörü 0.88 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	71
Şekil 4.11 Panhandle B denkleminin verim faktörü 1.00 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	73
Şekil 4.12 Panhandle B denkleminin verim faktörü 0.92 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	74
Şekil 4.13 Panhandle B denkleminin verim faktörü 0.88 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.	75

TABLO LİSTESİ

Tablo: 2.1 Doğal Gazın Özellikleri.	5
Tablo: 2.2 Ticari Boruların Pürüzlülük Değerleri.	7
Tablo 2.3 Basınç Kaybı Hesaplarının Kıyaslanması.	20
Tablo 2.4 Basınç Kaybı değerleri hesabının ayrıntıları.	21
Tablo 3.1 Anma Çaplarına göre hız değerleri.	40
Tablo 3.2 R_{ND} Hesabı Yapılırken Kullanılan Doğal Gazın Özellikleri.	41
Tablo 3.3 R_{ND} değerleri ($\kappa = 0.1$ mm).	45
Tablo 3.4 R_{ND} değerleri ($\kappa = 0.5$ mm).	45
Tablo 3.5 R_{ND} değerleri ($\kappa = 1.0$ mm).	46
Tablo 3.6 R_{ND} değerleri ($\kappa = 3.0$ mm).	46
Tablo 3.7 R_{HD} değerleri ($\kappa = 0.1$ mm).	48
Tablo 3.8 R_{HD} değerleri ($\kappa = 0.5$ mm).	49
Tablo 3.9 R_{HD} değerleri ($\kappa = 1.0$ mm).	49
Tablo 4.1 Çeşitli basınç kaybı denklemlerinin karşılaştırılması.	80
Tablo A.1 TS 301/3 Serisi Orta Ağırlıklı Çelik Boruların Boyutları.	85

Tablo A.2 TS 301/4 Serisi Ağır Çelik Boruların Boyutları.	86
Tablo A.3 TS346 Serisi Çelik Boruların Boyutları.	87
Tablo A.4 TS416 Serisi Çelik Boruların Boyutları.	87
Tablo A.5 TS6047 Serisi Çelik Boruların Boyutları.	88
Tablo A.6 Farklı Kalite Çelik Boruların Ortalama İç Çapları.	89



ÖZET

Bilindiği gibi konutlarda doğal gaz şebekesinin tasarımında basınç kaybını hesap etmek için 7363 sayılı Türk Standardındaki Grafik 1 ve 2 kullanılmaktadır. Bu grafiklerin hazırlanmasında kullanılan doğal gaz yoğunluğu Türkiye'de kullanılan doğal gaz yoğunluğundan daha fazladır, ayrıca hesaplamalarda oldukça yüksek bir pürüzlülük değeri alınmaktadır.

Bu çalışmada doğal gaz yoğunluğunun ve boruların mutlak pürüzlülüğünün duyarlılığı araştırılmakta ve TS 7363, menü ile kolay kullanılabilir bir yazılım programına dönüştürülmektedir. Gerçek yoğunluk ve mutlak pürüzlülük değerleri kullanıldığında basınç kaybında önemli azalmaların olduğu gözlemlenmiştir. Bu değişiklikler sonucunda boru çaplarında azaltmaların yapılabileceği gösterilmiştir. Sonuç olarak konutlarda doğal gaz şebekesinin maliyeti bir ölçüde azaltılabilir. Bunlara ilaveten laminar ve türbülans rejimleri arasındaki kritik bölge de hesaplamalar için grafiklerde tanımlı hale getirilmekte ve gereğinden büyük boru çapı seçimini önlemektedir.

TS 6565, kapsamı gereği yanıcı gazların taşınması ve dağıtımı sırasında hatlardaki basınç kayıplarının hesaplanmasında kullanılmalıdır. Ancak piyasada konutsal gaz şebekeleri için TS 7363 ve endüstriyel gaz şebekeleri için de Renouard denklemleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Piyasada TS 7363 ve TS 6565'in farklı hesaplama yöntemleri içerdiği ve bu yüzden hangisinin kullanılması gerektiği yolunda bir soru işareti bulunmakta ve Türk Standartları Enstitüsü'nün aynı konuda birden fazla standart yayınladığı için kargaşaya sebebiyet verdiği iddia edilmektedir. Çalışmanın ikinci kısmında TS 6565 tam bir çözüme kavuşturulmaya çalışılmış ve alçak basınçlı hatlar hesap tekniğinin birkaç varsayım dışında TS 7363 ile tam bir uyum içinde olduğu gösterilmiştir. Yüksek basınçlı hatlar hesap tekniği de tekrar çözülerek eksiklikleri tartışılmıştır.

Üçüncü kısımda boru hatları tasarımında çok kullanılan ve neredeyse temel denklem varsayılan analitik denklemler; Weymouth denklemi ve onun daha çağdaş bir uyarlaması olan Panhandle 'ın iki denklemi TS 6565 ve TS 7363 'de kullanılan Darcy-Weisbach teorik denklemi ile karşılaştırılmışlardır. Ayrıca İGDAŞ tarafından bütün endüstriyel gaz tesislerin basınç kaybı hesaplarında kullanılan Renouard denklemleri de aynı karşılaştırılmaya tabi tutulmuşlardır. Bunlara ilaveten yukarıda adı geçen ve literatürde bu konuda verilmiş bazı denklemlerin türetilmesinde esas alınan sürtünme etkeni denklemleri Moody çizgesinde (diyagramında) çizilerek gösterilmiştir.

SUMMARY

MODIFICATIONS OF THE METHODS USED IN THE DESIGN OF NATURAL GAS INSTALLATIONS IN RESIDENTIAL BUILDINGS.

This thesis consist of three parts which basically focused on the methods used in the design of the natural gas installation in industrial and residential buildings.

In the first part of this thesis, pressure loses and the pipe size selection are investigated in residential buildings. When calculations of TS 7363 is investigated, it is understood that the density of natural gas is taken to be 0.7936 kg/m³. As stated TS 7363 the density of natural gas varies between 0.65 ~ 0.70 kg/m³ in Turkey. For residential buildings, pressure loss equation in terms of mbar is given by

$$\Delta P = 6.25\lambda \frac{v^2 \rho L}{(100d_i)^5}$$

λ is known to be friction factor and is given by the following equation if the flow is laminar;

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

and if the flow is turbulent;

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\kappa}{3.71 * 10^3 d_i} \right]$$

Pressure losses for pipe fittings are given;

$$\Delta P_F = \frac{w^2 \rho}{200} \sum \zeta$$

A typical application showed that on the average 15% of less pressure loss is calculated using 0.675 kg/m³ density value instead of 0.7936 kg/m³.

Second, the effect of absolute roughness is studied. As stated in TS 7363, the absolute roughness is taken to be 0.5 mm for commercial steel pipes. As known, absolute roughness value for steel pipes is not more than 0.05 mm [10]. Typical calculation showed that approximately 30% of less pressure loss is obtained for 0.05 mm absolute roughness instead of 0.5 mm.

Third, the critical region in Moody 's chart is studied. When the Moody 's chart is investigated carefully, it can easily be seen that a region between turbulent and laminar regimes is undefined . However, turbulent regime equations are extended to critical region for the pressure loss calculations. In the thesis, appropriate equation that defines critical regions is used and the Moody 's chart is completed for this region. It appears to be the modification of this region quite significant when the rates are in that region.

By considering all the modifications that described above, an application similar to real one is selected including oven and furnace of a unit of an apartment compared with TS 7363 calculations. Modified solution yielded reduction in pipe sizes for three sections maintaining less pressure loss compared to TS 7363 calculations.

As a result of first part, the cost of natural gas installation in residential buildings may considerably be reduced and calculations can be carried out easily turning into menu driven user friendly software.

In the second part of this thesis; pressure losses and the pipe size selection are investigated in industrial installations. Although, TS 6565 should be used in the calculation of pressure losses in residential installations, Renouard equations are often used for its simplicity. A constant friction factor is used for all region in TS 6565.

TS 6565 is used in two different pressure stages, *the first stage* of TS 6565 is for the low pressure installation and the second stage is for high pressure installation. In order to yield simple solution, the first stage is reduced to first order equation which is derived from energy balance equation that is,

$$\Delta P = R_{ND} L v^2$$

where R_{ND} is resistance coefficient which includes friction and fitting losses. Actually R_{ND} can be given as follows;

$$R_{ND} = 6.25 * 10^{-10} \lambda \frac{\rho}{d_i^5}$$

This equation is equal to Darcy-Weisbach equation in TS 7363. R_{ND} values are given in Chapter 3. These R_{ND} values are calculated by using nominal diameters. Consequently R_{ND} values need to be corrected to real diameters. This provides simplicity to user. However there is an error occurring due to the difference in nominal and real diameters. This error is also for determination of friction factors.

Second, when Reynolds numbers are calculated, velocity is taken to be 3 m/s. In fact, the flow velocity changes in a wide range between 0.2 ~ 15.7 m/s. Whole range of this velocity is given in Table 3.1.

Third, von Kármán's fully rough turbulent regime equation is used to obtain friction factor. As known, von Kármán equation does not work properly in transition region which yields between fully rough regime and smooth regime. Flow regime is mostly in transition region where Colebrook equation has to be used. In contrast, TS 6565 assumed that friction values are constant for all regimes.

Fourth, pipe roughness is taken between 0.1 ~ 3.0 mm depending on the age of the transmission line and the number of fittings in the line and precipitation is in the pipe. It means that if a pipe line has many fittings the roughness is around 3.0 mm and 0.1 mm if it has no any fittings. This is qualitative scale that should not to be included in a national standard. It is advised to use a value of 0.5 mm as an average. If we have a pipe line without any fittings we should use 0.1 mm which is greater than commercial steel pipe roughness value of 0.05 mm. Therefore it gives higher friction factor value and higher resistance coefficient R_{ND} and it produces higher pressure loss.

In higher pressure stage pressure loss equation is given in the quadratic form of energy balance equation instead of first order equation. That equation is given by;

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2$$

R_{HD} values are also given in chapter 3. The equation of high pressure stage also has same problem of first order equation. Here assumption of flow velocity that still deviates from real values is 10 m/s.

First order equation needs some correction for diameter, density, pipe line working temperature, altitude and pipe line working pressure if necessary. This correction equation can be given by;

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L v^2 \left(\frac{d_{NOMINAL}}{d_{ACTUAL}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{ACTUAL}}{0.84} \right) \left(\frac{T_{ACTUAL}}{283} \right) \left(\frac{1013}{1013 - 0.1013 \cdot H} \right) \left(\frac{1013 + 50}{1013 + P_1} \right)$$

The second order equation also needs correction for diameter, density, pipe line working temperature and fluid compressibility. This correction equation can be given by;

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2 \left(\frac{d_{NOMINAL}}{d_{ACTUAL}} \right)^5 \left(\frac{P_{ACTUAL}}{0.84} \right) \left(\frac{T_{ACTUAL}}{283} \right) \left(1 - \frac{P}{450} \right)$$

In the third part of this thesis the equations that introduced in the literature are compared to Darcy-Weisbach equation which is based on TS 7363 and TS 6565. In the literature there are many pressure loss equations which based on some simplicity for obtaining friction factors. Some of them (e.g. Weymouth, Spitzglass) introduced a constant friction factors for all Reynolds number. Therefore they do not work in laminar regime, hydraulically smooth regime and transition regime. They are similar to von Kármán 's fully rough turbulent flow and as we know that they are not valid behind Rouse limit. Some others introduced a linearly decreasing friction factors line on the log-log paper. This gives better results compared to other equations for all Reynolds numbers. Although they deviate from real friction factors, they were commonly used when computer were not available.

Some of these equations were introduced by Renouard. These equations are advised by İGDAŞ and the origin of the equation probably comes from French literature. The reason of this advice may be due to the co-operative of French SofreGas and İGDAŞ.

Renouard has introduced four different equations. These equations are used for four different states. We denote these equations as Renouard1, Renouard2, Renouard3 and Renouard4. Renouard1 equation is;

$$\Delta P = 23300 \gamma L \frac{v^{1.8}}{d^{4.8}}$$

advised to be used for low pressure and low flow rate. Renouard calculates friction effects by decreasing power of diameter and flow rate. Renouard offers a second equation as follows;

$$\Delta P = 23200 \gamma L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}}$$

This one is for medium flow rate and low pressure which actually has a different friction factor. Renouard3 equation has same friction factor with Renouard2;

$$P_1^2 - P_2^2 = 48.6 * 10^6 \gamma L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}}$$

So that both of them have same power values which is shown in chapter 4. This equation should be used for medium flow rate and medium pressure. Renouard4 is for high flow rate and high pressure and is given by;

$$P_1^2 - P_2^2 = 22.1 * 10^6 \gamma L \frac{v^{1.96}}{d^{4.96}}$$

Renouard4 has also a different friction factor equation. These three friction factors give decreasing linear behaviour on the log-log paper. After evaluations it can be concluded that Renouard equations give better performance for low flow rates. In other words, Renouard equations give much better results for Reynolds number around 4000. They show higher deviation with increasing flow rate and Reynolds number.

Second, Weymouth equation is studied. This equation is assumed to be appropriate for medium and high pressure as stated in the literature. This equation can be converted into TS 7363 units as follows;

$$(P_1^2 - P_2^2) = 1.12 * 10^{-8} \rho L \frac{v^2}{d^{16/3}}$$

For this equation Weymouth assumed a constant friction factor value in fully rough turbulent flow regime. In this regime, von Kármán and Colebrook equations have lower friction factors value. In the other regimes, Weymouth friction equation has less friction value. When compared to Darcy - Weisbach, Weymouth equation gives fairly consistent results. Actually Weymouth equation is derived from energy balance and it contains some small errors due to the simplification of friction effects.

The third equation that is investigated and compared to Darcy - Weisbach equation is Panhandle equation. Panhandle introduced two different equations. Panhandle A equation which is in TS 7363 units,

$$(P_1^2 - P_2^2) = 6.1 * 10^{-8} \frac{\rho^{0.8541} L v^{1.8539}}{E d^{4.8541}}$$

This equation is for low pressure and relatively short pipes. As it can be seen that this relation is similar to Renouard3 equation and gives close results to it. But like Renouard 3, Panhandle A equation generally produces less pressure loss compare to Darcy - Weisbach equation.

Panhandle B equation which is for high pressure and long pipe, as follows,

$$(P_1^2 - P_2^2) = 1.54 * 10^{-8} \frac{\rho^{0.961} L v^{1.961}}{E d^{4.961}}$$

This equations gives similar results of Renouard 4. Panhandle defined an efficiency index that should be obtained experimentally for correction.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde kullanımı hızla artan doğal gaz gerek ekonomik gerekse temiz bir enerji kaynağı olarak gelecekte önemini daha da arttıracaktır. Ülkemizde de doğal gaz kullanımı yaygınlaşmaktadır. Doğal gaz kullanımının yaygınlaşmasında doğal gazın yakıt olarak ekonomik olmasının yanı sıra bunun için gerekli bina içi ve dışı boru sistemlerinin de başlangıç yatırım olarak ekonomik olması gereklidir. Bütün bu unsurlar göz önünde bulundurulduğunda boru şebekesinin tasarımında hesapların dikkatli ve hassas yapılma zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. Bina içi tesisat tasarımında TS 7363 'deki grafik 1 ve 2 esas alınmaktadır. Bu grafikler incelendiği ve hesaplar yeniden yapıldığı zaman gaz yoğunluğunun 0.7936 kg/m^3 [1] olduğu; bunun yine standartta verilen $0,65 \sim 0,70 \text{ kg/m}^3$ değerinden oldukça yüksek bir değer olduğu görülmektedir. Literatürde [2] çelik boruların pürüzlülük değerinin hangi sınırlar içinde olabileceği bilinmesini karşın standartta oldukça yüksek bir pürüzlülük değeri varsayılmıştır. Bu değer neden bu kadar yüksek alındığı açıklanmamıştır. Ayrıca grafik 1 ve 2 'de laminar ve türbülans akış bölgeleri arası türbülans rejim denklemleri ile tanımlanmıştır. TS 7363 'deki grafik 1 ve 2 'nin gerçek yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için yeniden düzenlenmesi, kritik bölgedeki basınç kaybı hesaplarının bu bölge için geçerli denklemler ile hesaplanması ve hesaplamalar için grafikten okuma yerine menü yardımıyla kolay kullanılabilir bir yazılım haline getirilmesi bu tez ile sunulmaktadır. Bunlara ek olarak farklı kalite boru kullanılırken aynı basınç kaybı grafiklerinin kullanılmasının etkileri de grafikler üzerinde gösterilmiştir.

Endüstriyel tesislerin gaz tesisatlarının tasarımında kullanılan TS 6565 ayrı bir bölüm olarak incelemeye alınmış ve burada kullanılan basınç kaybı bağıntıları yeniden çözülmüştür. Bu standartta iki adet bağıntı sunulmuştur; bunlardan biri alçak basınçlı tesisatlarda kullanılmaktadır. Bunun çözülmesi ile de aslında bağıntının TS 7363 ile verilen Darcy bağıntısına eşlenik olduğu gösterilmiştir. Yüksek basınçlı hatlar için kullanılan bağıntı da enerji denkleminde türetilmiş olup Darcy bağıntısının ikinci dereceden (quadratic) farklar şeklinde ifadesini oluşturmaktadır. Her iki bağıntıda gerçekte ticari boruların pürüzlülüğünden daha büyük pürüzlülük değerleri ile çözümler grafik haline getirilmişlerdir. Bunun sebebi boru hattına konacak bağlantı parçalarından dolayı oluşacak basınç kayıplarını karşılamak içindir. Oysa bu eklenti parçalarının sebep olduğu kayıplar gerek literatürde sunulduğu gerekse 7363 standardı

ile verildiği şekilde de çözülebilir. Bu da kullanıcıların her türlü boru hattı için sabit bir eklenti kaybı varsaymasını değil daha doğru sonuçlar bularak optimum boru çapı seçmesini sağlar.

Üçüncü aşamada ise literatürde sunulmuş bazı basınç kaybı bağıntıları ile İGDAŞ 'ın kullandığı Renouard denklemlerinin Türk Standartlarında da verilen Darcy denklemleriyle kıyaslanması yapılmıştır. Bu amaçla denklemler öncelikle piyasada geçerli birimlere dönüştürülmüş ve daha sonra da grafikler üzerinde çizilmişlerdir. Ayrıca bu denklemlerin türetilmesinde kullanılan sürtünme etkeni denklemleri Moody diyagramında gösterilmiştir.

Son kısımda ise çözümleri sunulan ikinci dereceden (quadratic) bağıntıların hepsini içeren örnek çözümler sunulmuştur. Birinci dereceden bağıntıların örneklerle karşılaştırılması yapılmamıştır. Çünkü endüstride bu konuda sadece TS 7363 kullanılmaktadır.

Gaz şebekelerinin tasarım hesaplamalarında bazı varsayımlar yapılmaktadır. Doğaldır ki bu varsayımlar bir miktar hatalara neden olacaktır. Pürüzlülük heterojen dağılımından dolayı gerek varlığı ve gerekse hesaplanması zor bir konudur. Pürüzlülüğün bir de bağlantı kayıplarından dolayı oluşacak basınç kayıplarını karşılayacak şekilde büyütülerek basınç kayıplarının hesaplanması oldukça kaba bir yaklaşım olup gereğinden büyük boru çaplarının seçimine neden olabilmektedir. TS 6565 'de belki de temel varsayım hatası budur. Bu varsayımın ne kadar hatalı olduğu da tezde gösterilmiştir.

Ekte doğal gaz endüstrisinde kullanılan çeşitli boruların anma çapları, et kalınlıkları ve hesaplamalara esas olacak iç çapları sistematik bir şekilde düzenlenerek sunulmuştur.

BÖLÜM 2. KONUT TESİSATLARINDA BASINÇ KAYBI HESABI

Doğal gaz şebeke tasarımlarında basınç kaybı çok büyük önem taşımaktadır. Ülkemizde tasarım için TS 7363 kullanım kolaylığı nedeni ile oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Borularda gaz akışında basınç kaybı hesabı, borunun giriş ve çıkış uçları arasındaki basınç farkı 1.5 psi (100 mbar) 'dan fazla olduğunda basıncın ikinci dereceden (quadratic) farkları ile hesap edilirken 100 mbar 'dan küçük olduğunda ise birinci dereceden farklar ile yani sıvı akışını tanımlayan denklemler ile hesaplanması yeterli olmaktadır. Doğal gaz bina içi boru şebekesinin tasarımının esasını boru içinde akış ve basınç kayıplarının hesaplanması oluşturmaktadır. Hem laminar hem de türbülans akış için boru içi akışta yükseklik cinsinden (piezometric head loss) basınç kaybı Darcy - Weisbach denklemi ile verilir [3].

$$h = \frac{f L w^2}{2 g d} \quad (2.1)$$

Burada,

- h = Yükseklik cinsinden basınç kaybı (m)
- f = Sürtünme etkeni (-)
- L = Boru uzunluğu (m)
- w = Gaz hızı (m/s)
- g = Yerçekim ivmesi (m/s²)
- d = Boru iç çapı (m)

Konut tesisatlarında basınçların düşük olması gazlar için de bu denklemin kullanılmasını mümkün kılmaktadır. (2.1) nolu denklemde hız debi cinsinden ve yükseklik cinsinden verilen basınç kaybı da mbar cinsinden ifade edilirse TS 7363 ile verilen denklem elde edilir[4].

$$\Delta P_R = 6.25 \lambda \frac{v^2 \rho L}{(100 d_i)^5} \quad (2.2)$$

Burada,

- ΔP_R = Boru hatları için basınç kaybı (mbar)
- λ = Sürtünme etkeni (-)

- v = Gaz debisi (m^3/h)
 ρ = Gaz yoğunluğu (kg/m^3)
 L = Boru uzunluğu (m)
 d_i = Boru iç çapı (m).

Literatürde *friction factor* f , *Darcy-Weisbach sürtünme etkeni* λ , *Direnç Katsayısı* (*resistance coefficient*) veya diğer yaygın ve de yanlış adıyla *Moody Sürtünme Etkeni* f_{MOODY} olarak adlandırılan sürtünme etkeni laminar akış için ($Re < 2300$);

$$\lambda = f = f_{\text{moody}} = \frac{64}{Re} \quad (2.3)$$

ve türbülans akış ($Re > 3500$) için ise Colebrook ve White 'ın denklemi ile verilir[5].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\kappa}{3.71 * 10^3 d_i} \right] \quad (2.4)$$

Akış rejimini belirleyen Reynolds sayısı ise aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$Re = \frac{w d_i}{\gamma} \quad (2.5)$$

Burada,

- κ = Boru mutlak pürüzlülüğü (mm)
 Re = Reynolds Sayısı (-)
 w = Gaz akış hızı (m/s)
 γ = Kinematik akma viskozitesi (m^2/s).

Boru ekleme parçaları ile donatılarda (teçhizatta) meydana gelen basınç kaybı ΔP_F , aşağıdaki formülle hesaplanır [4].

$$\Delta P_F = \frac{w^2 \rho}{200} \sum \zeta \quad (2.6)$$

Burada,

- ζ = Bağlantı parçası karşı direnci (-)

Bu denklem standartta doğal gaz için aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\Delta P_F = 3.97 * 10^{-3} w^2 \sum \zeta \quad (2.7)$$

Buradaki 0.00397 katsayısı yoğunluk için çözülürse doğal gaz yoğunluğu için yaklaşık 0.7940 kg/m³ değeri bulunur. Aynı şekilde [1] nolu kaynakta da doğal gaz yoğunluğu 0.7936 kg/m³ olarak verilmektedir. 7363 sayılı T. Standardında verilen doğal gaz özellikleri Tablo 2.1 'de sunulmuştur.

Tablo: 2.1 Doğal Gazın Özellikleri

DOĞAL GAZIN ÖZELLİKLERİ		
ADI	SEMBOLÜ	DEĞERİ
Kinematik Akmazlık (m ² /s)	γ	0,000014
Gaz Sıcaklığı (°K)	T	285
Gaz Basıncı (mbar)	P	22,4
Barometre Basıncı (mbar)	B	Yörenin hava basıncı
Görelî Yoğunluk (-)	∂	0,64
Gaz Yoğunluğu (kg/m ³)	ρ	0,65 ~ 0,70

Standartta verilen koşullara uygun olarak, (2.3) numaralı denklem Re sayısının 2320 değerine kadar kullanılmış, (2.4) numaralı denklem ise Re sayısının 2330 dan büyük olduğu durumlar için kullanılmıştır. Bu şartlar altında üretilen sonuçlar şekil 2.1 'de gösterilmiştir.

TS 7363 'e göre bina içi boru tesisatının tasarımında göz önüne alınan ekleme parçalarının ve yükseklik farkından dolayı oluşan basınç kayıplarını da hesaba katarak boru çap hesaplama çizelgesi menüler yardımı ile kolay kullanılabilir bir yazılım şeklinde oluşturulmuştur. Ayrıca TS 7363 'deki grafik 1 ve 2, yazılan program ile yeniden oluşturularak kıyaslanmış ve tam uyumlu olduğu gözlenmiştir. Ancak grafik 1 'de laminar ve türbülans akış bölgelerinde çizilen 0,9 m/s ve bundan daha küçük hız eğrilerinin hatalı olduğu görülmüş ve düzeltilmiştir. Standarttaki 1 nolu grafik Şekil 2.1 'de gösterildiği gibi yeniden elde edilmiştir. Grafik-1 elde edilirken boru iç çapı için TS 301/3 'e uygun olan orta ağırlıklı seriye ait çelik boruların *ortalama* iç çapları kullanılmıştır. (EK A.1)

2.1 YOĞUNLUĞUN ETKİSİ

Bilindiği gibi TS 7363 bina içi boru tesisatı tasarımının esası, her hatta basınç kayıplarının belirlenen sınırlar civarında olması, bunu sağlayacak en uygun boru



çapının belirlenmesi ve sonuçta da izin verilenden daha fazla bir basınç kaybına uğramadan gazın cihaza ulaştırılmasıdır. Bunun için basınç kayıplarının mümkün olduğunca doğru ve hassas hesaplanması çok önemlidir. Yoğunluk denklem (2.2) 'den de görülebileceği gibi basınç kayıplarını doğrudan etkileyen bir parametredir. Kullanılan doğal gaz yoğunluğu $0,65 \sim 0,70 \text{ kg/m}^3$ 'dür. Ortalama olarak $0,675 \text{ kg/m}^3$ değeri kullanıldığında basınç kaybında yaklaşık %15 kadar azalma hesaplanmakta ve daha küçük çaplı boruların seçilmesini sağlayabilmektedir. Bu sebeple, ortalama gaz yoğunluğu $0,675 \text{ kg/m}^3$ değeri için hesaplanan eğriler Şekil 2.2 'de orjinal eğriler ile birlikte çizilmiştir.

Örnek olarak 10 m uzunluğunda bir dağıtım hattında $3 \text{ m}^3/\text{h}$ 'lik bir debi ve 3 m/s hız için yoğunluğun 0.7936 kg/m^3 olması durumunda basınç kaybı yaklaşık 1.17 mbar 'dır. Yoğunluğun 0.675 kg/m^3 olması halinde ise 0.99 mbar 'dır. Yaklaşık %15 oranında daha az bir basınç kaybı hesaplanmıştır.

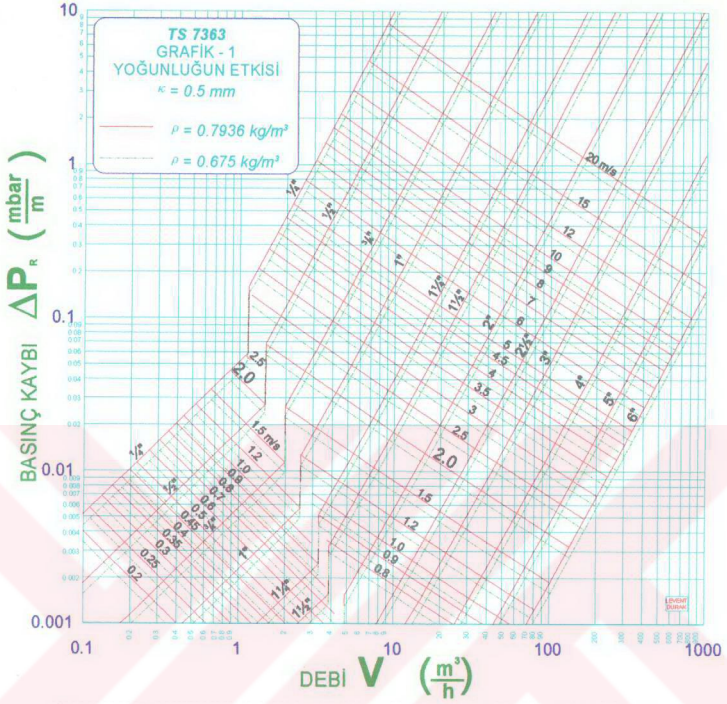
2.2 PÜRÜZLÜLÜĞÜN ETKİSİ

Pürüzlülük bilindiği gibi boru akışında etkili olan bir özelliktir. Literatürde [2] yaygın bir şekilde kullanılan ticari boruların pürüzlülük değerleri Tablo 2.2 'de verilmektedir.

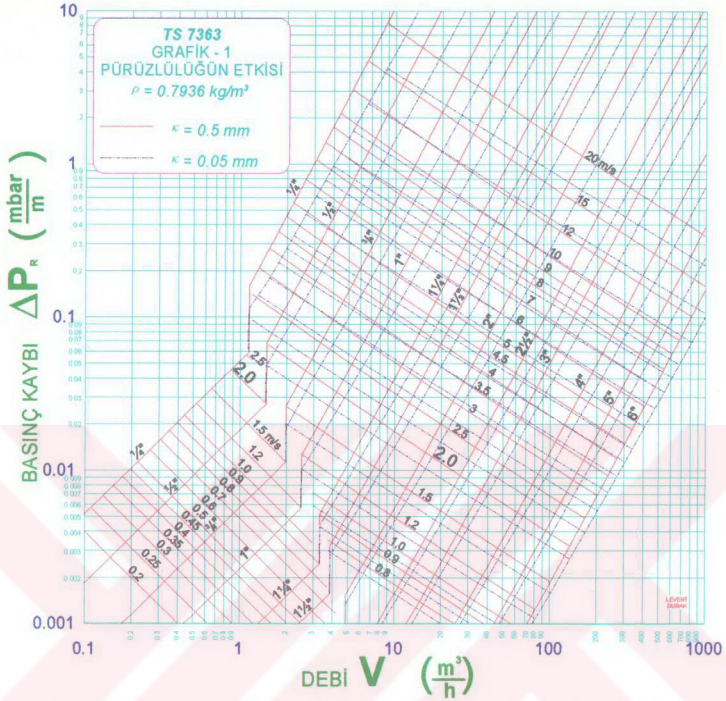
Tablo: 2.2 Ticari Boruların Pürüzlülük Değerleri.

ÇEPER MALZEMESİ (YENİ)	PÜRÜZLÜLÜK	
	κ (feet)	κ (milimetre)
Cam, Pirinç, Bakır, Kurşun	PÜRÜZSÜZ	PÜRÜZSÜZ
Dövme Demir, Ticari Çelik	0,00015	0,046
Asfaltlanmış Dökme Demir	0,00040	0,122
Galvanize Demir	0,00050	0,152
Dökme Demir	0,00085	0,259
Tahta	0,00060 ~ 0,00300	0,183 ~ 0,914
Beton	0,00100 ~ 0,01000	0,305 ~ 3,048
Perçinli Çelik	0,00300 ~ 0,03000	0,914 ~ 9,144

Tablo 2.2 'den de görüldüğü gibi Ticari Çelik Borular (Commercial Steell Pipes) için mutlak pürüzlülük değeri 0.046 mm 'dir. TS 7363 standardında kullanılan boruların da pürüzlülüğünün bu değer civarında olması gerekir. Ancak standartta bu çelik



Şekil 2.2 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluğun etkisinin gösterilmesi.



Şekil 2.3 TS 7363 Grafik 1 üzerinde pürüzlülüğün etkisinin gösterilmesi.

borular için 0.5 mm gibi oldukça yüksek bir pürüzlülük değeri alınmıştır. Yaklaşık 0,05 mm mutlak pürüzlülük değeri kullanılarak grafik 1 yeniden oluşturulmuş ve orijinal eğrileriyle kıyaslanması Şekil 2.3 de verilmektedir. Doğal olarak pürüzlülük sadece türbülans akış bölgesinde etki etmektedir. Görüldüğü gibi TS 7363 ile kıyaslandığında önemli farklılıklar gözlenmektedir.

Yine basit bir uygulama ile 10 m uzunluğunda bir dağıtım hattında 3 m³/h 'lık bir debi ve 3 m/s hız için pürüzlülüğün 0.5 mm olması durumundaki basınç kaybı yaklaşık 1.17 mbar olduğu görülür. Pürüzlülüğün 0.05 mm olması halinde ise basınç kaybı 0.81 mbar 'dır. Yaklaşık %30 daha az bir basınç kaybı hesaplanmaktadır.

2.3 PÜRÜZLÜLÜĞÜN TANIMI

Akışkanlar mekaniği içinde pürüzlülük kavramı çok eskilerden beri bilinmektedir [6], [3], [7]. Ancak pürüzlülüğün yanlış anlaşılmasını önlemek için pürüzlülük kavramı incelenir.

Bu konudaki ayrıntılı çalışmaların birini yapan Darcy, 1858 'de 22 boruda yaptığı geniş kapsamlı testlerin sonuçlarını yayınladı. 1930 'larda Nikuradse, Darcy 'nin verilerini o günkü terimler cinsinden inceledi ve pürüzlü borularda türbülanslı akım için sürtünme etkeninin Reynolds sayısı ile çok az değiştiğini buldu. Sürtünme etkeni, Reynolds sayısı ile azalmakta ve belli bir Reynolds sayısının üzerinde de Reynolds sayısından bağımsız olmaktadır.

1932 'de Nikuradse, Darcy 'nin çalışmasına büyük bir ilave yaparak yapay olarak pürüzlendirilmiş borulardaki ünlü deneyini gerçekleştirdi. Dikkatlice elenip derecelendirilmiş Göttingen kum taneleri ile boruların iç kısımlarını kapladı ve yerinde tutkalladı. Kendi görelî pürüzlülük ölçeğini (scale) oluşturmak için derecelendirilmiş eleklerin mesh ölçülerini kullandı [3].

$$\frac{e_s}{R} = \frac{\text{Kaplanmamış (tutkallanmamış) Göttingen kumunun çapı}}{\text{Kaplanmamış (pürüzlendirilmemiş) boru yarıçapı}}$$

1911 'de Blasius analitik olarak $\lambda_{\text{pürüzsüz}} = f(\text{Re})$ olduğunu gösterdi ve λ 'ya karşılık Re 'yi ilk çizen oldu. Ayrıca 10⁵ 'e kadar boru Reynolds sayılarında pürüzsüz borular için deneysel bir bağıntı buldu.

1914 'de Stanton ve Pannel hava ve su ile yapılmış test sonuçlarını yayınlarak λ - Re ilişkisinin akışkandan bağımsız olduğunu gösterdiler.

1933 'de Prandtl, kendi sınır tabakası teoremini (boundry layer theory) kendi karışık uzunluk hipotezini (mixing length hypothesis) ve cidar kuralını (the law of the wall) kullanarak türbülanslı akımda pürüzsüz borular için teorik bir sürtünme kuralı geliştirdi. 1934 'de Theodor von Kármán pürüzlü borular için sürtünme kuralını sundu.

1939 'da Colebrook ve White pürüzsüz rejim ve tamamen pürüzlü rejim arasında kalan geçiş bölgesi (transition rejim) için bir bağıntı geliştirdi. Bu bağıntı kısaca Prandtl 'ın pürüzsüz rejim akış bağıntısı ile von Kármán 'ın tamamen pürüzlü rejimdeki akış bağıntılarının birleştirilmesi esasına dayanır. Bu bağıntı (2.4) nolu denklem ile verilmiştir.

Rouse; doğal pürüzlü ticari borulardan çıkarılan çok sayıdaki deneysel noktaların, geçiş rejiminde, Colebrook bağıntısıyla Nikuradse 'nin yapay pürüzlü boru verilerinden daha uyumlu olduğunu gösterdi. Daha sonra da 1943 'de sürtünmenin $f(Re, \kappa/D)$ olduğu geçiş rejimi ve sadece $f(\kappa/D)$ olduğu tamamen pürüzlü rejim arasında tanımlayan bir sınırlama eşitliği sundu:

$$R_D = \frac{200}{(\kappa/D)\sqrt{f}} \quad (2.8)$$

Şekil 2.7 'de de görüldüğü gibi Nikuradse 'nin verileri, geçiş rejiminde Colebrook 'un formülünün değerinin altına düşer. Ancak az önce de işaret edildiği gibi gerçek ticari borulardan alınan veriler Colebrook formülü değeri ile daha uyumludur. Bunun nedenleri kısaca şöyle özetlenebilir [3]:

- Nikuradse tarafından şekillendirilmiş çıkıntılar için kullanılan kum taneciklerinin boyutları, ticari borularda bulunan düzensiz çıkıntılardan daha düzenlidir (Çıkıntı büyüklükleri birinde homojen diğerinde heterojendir).
- Ticari borularda rastgele dağılmış çıkıntılara oranla sıkıca paketlenmiş kum tanecikli çıkıntılar daha düzgünce dağılmışlardır. (Çıkıntılarının dağılımı birinde heterojen iken diğerinde homojendir.)
- İrili ufaklı (heterojen) ticari boru çıkıntıları laminar alt tabakanın ötesine taşacak ve akışı bozacaklardır. Oysa ki daha düzgün (homojen) kum tanecikleri uzun zaman için laminar alt tabaka ile gizli kalacaktır. Bu Nikuradse borusunun hidrolik olarak pürüzsüz görünmesine neden olacaktır. Böylece Nikuradse 'nin deneysel noktaları pürüzsüz boru davranışını izleyecektir, daha yüksek Reynolds sayılarına doğru da ticari boru noktalarına yöneleceklerdir.

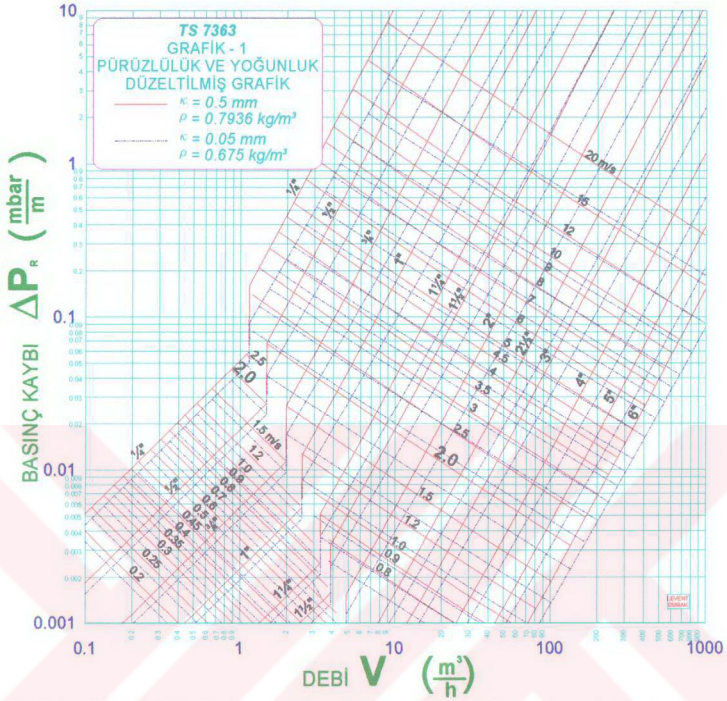
- Artan pürüzlülükle azalan R_0 değeri (2.8) nolu denklemi ile verilmektedir. Yaklaşık olarak verilen belirli bir Reynolds sayısının üzerinde de laminar alt tabaka çok fazla incelmeye başlar ki kumlu boru tamamen pürüzlü görünür. Daha açıkçası pürüzlerinin tamamı akışa etki etmeye başlar.

Görelî pürüzlülük ölçeği, kum tanelerinin kaplanmamış (tutkallanmamış) ölçüsünü esas almıştır. Nikuradse kumlu borularını oluşturmak için 0.1 mm den 1.6 mm 'ye kadar çaplarda kum tanelerini kullandı ve borulara kumu yapıştırmak için aynı vernik ve tekniği kullandı. Oysa her ne kadar aynı görelî pürüzlülük alınsa da oldukça farklı tane boyutları ile yapılmış borulardan çıkarılan verilerde farklılıklar bekleniyordu. Ancak bu gibi farklar Nikuradse 'nin verilerinde görünmemektedir. Buna ilaveten tutkallamanın görelî pürüzlülüğe önemli bir etki yapmadığı varsayılmıştır. Bunların ışığında Colebrook denkleminin geçiş bölgesinde daha sağlıklı sonuçlar ürettiği ortaya çıkmaktadır.

Moody Grafiği olarak bilinen çizim 1944 'de Louis F. Moody tarafından sunulmuştur. Von Kármán ve Colebrook denklemleri Nikuradse 'nin kum pürüzlülüğü ölçeğini esas aldığından dolayı, pürüzlü borular için bu iki eşitlikten herhangi birisi kullanılmaya devam edildiği sürece pürüzlülük Nikuradse ölçeğinde belirtilmek zorundadır. Moody, Nikuradse ölçeğine uygun şekilde ticari boruların etkili pürüzlülüğünü ilk olarak sunan kişidir. Yeni ticari boruların pürüzlülükleri Tablo (2.2) 'de sunulmuştur.

Nikuradse 'nin kum ölçeği ile bağlantılı olarak boru sürtünme etkenini açığa çıkarmak için bir çok araştırmacılar da kumla pürüzlendirilmiş boruları kullandıysalar da Nikuradse 'nin aldığı aynı kaynaktan gelen kumu kullanan Herman Schlichting (1955) hariç hiç kimse aynı sonuçları tekrar elde edemedi. Bu, yapay pürüzlendirmede kullanılan kumun uzunlamasına ve yanlamasına boşluklarının, boyut dağılımının ve tanelerin köşelerinin keskinliğinin hepsinin geçiş bölgesi davranışına etki ettiğini gösterdi. Bu konuyu açıklayacak belki de en güzel sözün sahibi Pennsylvania Üniversitesinden Profesör Pardoe 'nin dediği gibi " Danimarka 'daki peynir fiyatlarının sürtünmeye ne kadar etki ettiğini bilmiyorum" (*the writer is not certain "what the price of cheese in Denmark does to effect friction"*) [8].

Bu görüşlerin ışığında sürtünme etkenini kullanırken pürüzlülük açısından neden Nikuradse pürüzlülük ölçeğine sadık kalınması gerektiği ortaya çıkmış oldu.



Şekil 2.4 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük değerlerinin etkisinin birlikte gösterilmesi.

2.4 PÜRÜZLÜLÜK VE YOĞUNLUĞUN BİRLİKTE DÜZELTİLMESİ

Pürüzlülüğün 0,5 mm 'den 0,05 mm 'ye ve yoğunluğun da 0,7936 kg/m³ 'den 0,675 kg/m³ 'e azaltılması ile elde edilen bir çizim Şekil 2.4 'de verilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi laminar akış bölgesinde sadece yoğunluğun etkisi ile bir sapma görülürken türbülans akış bölgesinde ise hem yoğunluğun hem de pürüzlülüğün birlikte etkisi ile oldukça büyük farklar oluşmuştur. Bazı çap eğrileri hemen hemen orjinal üst çap eğrisinin yerini alacak kadar kaymıştır. Buna paralel olarak hız eğrilerinin bazıları bir alt basamaktaki orjinal hız eğrilerinin de altına inmiştir.

Oluşan farkların büyüklüğü gene aynı örnekten incelendiğinde 10 m uzunluğunda bir dağıtım hattında 3 m³/h 'lik bir debi ve 3 m/s hız için yoğunluğun 0.7936 kg/m³ ve pürüzlülüğün 0.5 mm olması durumundaki basınç kaybı yaklaşık 1.17 mbar 'dır. Yoğunluğun 0.675 kg/m³ ve pürüzlülüğünde 0.05 mm olması halinde ise 0.69 mbar 'dır. Yaklaşık %40 oranında daha az bir basınç düşümü hesaplanmaktadır.

2.5 BELİRSİZ BÖLGE ÇÖZÜMLERİ

Basınç kayıplarını hesaplamada kullanılan sürtünme faktörü Moody Grafiğinden bulunmaktadır. Moody grafiğinde laminar ve türbülans akış bölgeleri arasında kritik bölge olarak adlandırılan belirsiz bir bölge olduğu gözlenmektedir. Churchill [9] laminar, kritik ve türbülans akış bölgelerini birbirine bağlayan ve tüm Reynolds sayıları ve pürüzlülük değerleri için geçerli tek bir denklem türetmiştir. Bu denklem hem belirsiz bölgeyi tanımlaması hem de iterasyon gerektirmemesi açısından oldukça kullanışlı olup aşağıdaki gibi verilmektedir.

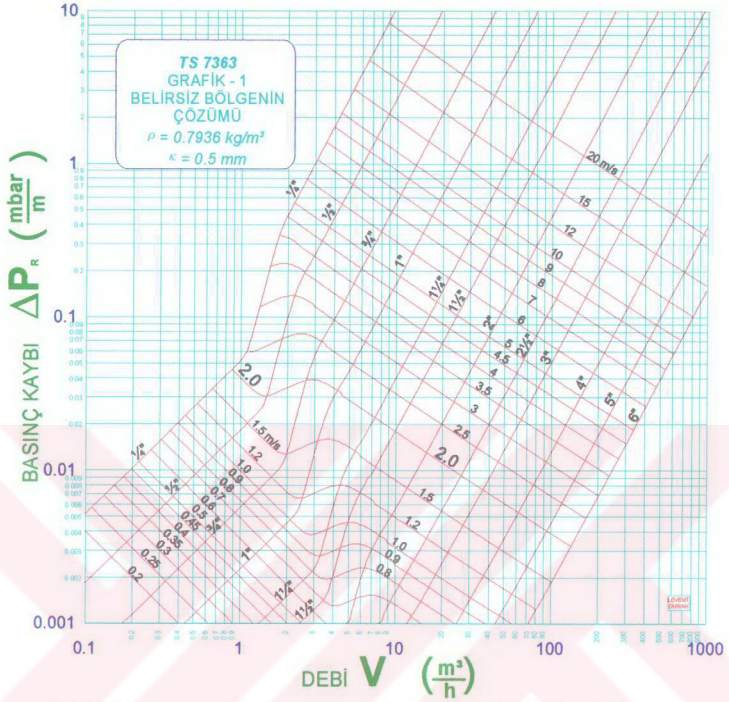
$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\left[\left(2.457 \ln \left\{ \frac{7}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + \left(\frac{0.27 \kappa}{d_i} \right)} \right\} \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right]^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

Her bir bölge için geliştirilen denklemlerle kıyaslandığında (2.9) numaralı denklem ihmal edilebilecek kadar bir farkla aynı değerleri vermektedir. Böylece $2000 < Re < 4000$ aralığında denklem (2.9) kullanılarak TS 7363 grafiği düzeltilmiş ve sonuçlar çizilerek Şekil 2.5 'de sunulmuştur. Pürüzlülük ve yoğunluk ile birlikte tüm düzeltmelerin TS 7363 Grafik 1 ile kıyaslanması Şekil 2.6 da gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi TS 7363 kritik bölgede çok daha yüksek sürtünme etkeni değerlerinin okunmasına ve dolayısıyla yüksek basınç kayıplarının hesaplanmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak daha yüksek çaplı boru seçimine neden olabilmektedir.

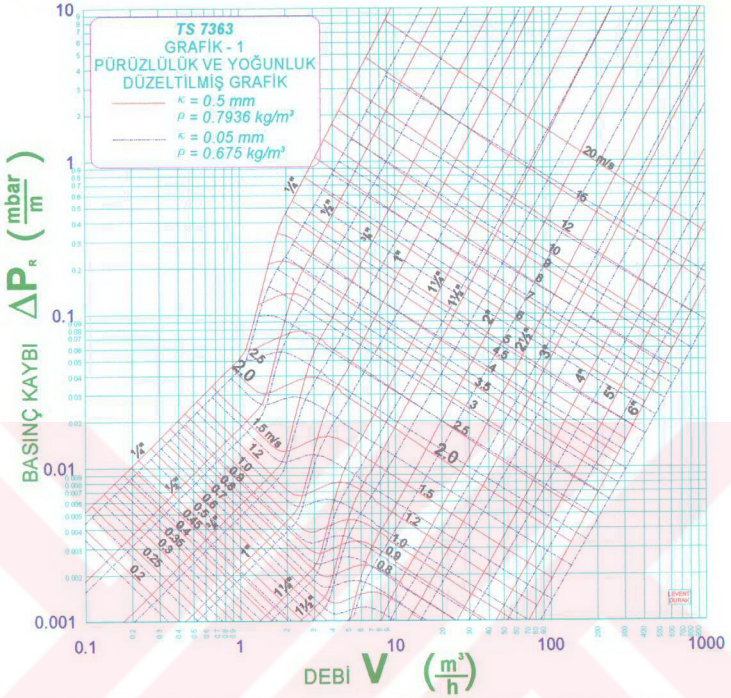
Bu görüşlerden ayrı olmak üzere Churchill 'in sunduğu bu denklemin ne kadar gerçekçi sonuçlar verdiğini göstermek açısından Moody diyagramı Şekil 2.8 'de görüldüğü gibi çizilsin. Şekil 2.8 'den de görülebileceği gibi Colebrook denklemi Rouse sınırının ötesinde von Kármán doğrusuna asimptot olarak yaklaşmaktadır. Ancak çok büyük Reynolds sayılarında bu farklar görülemeyecek kadar küçülmektedir. Halbuki Rouse sınırına yakın noktalarda fark belirgindir.

Şekil 2.8 'de görüldüğü gibi Churchill denkleminin eğrileri Reynolds sayısının 2320 'ye yakın olduğu yerlerde mükemmel şekilde birleşmekte ve bu değerden küçük durumlarda ise Hagen 'in laminar akış eğrisini tamamen yansıtmaktadır. 2320 'den sonra denklemdaki pürüzlülük sayıları etken olmaya başlamakta ve görelî pürüzlülük değerlerine göre gittikçe saçılmaya başlayarak Colebrook denklemi gibi davranmaktadır. Böylece 2000 ila 4000 Reynolds sayıları arasında belirsiz kalan akış davranışı da formüle edilmiş ve beklenildiği gibi grafiğe çizilmiştir. Ancak bu bölgenin kendi doğasında var olan kararsızlıktan dolayı sonuçların gerçek durum ile farklılıklar gösterebileceği de dikkatlerden kaçmamalıdır. Aslında bu kararsız ve belirsiz bölgenin çizimi ilk kez 1944 'de Rouse tarafından sunulmuş ancak herhangi bir bağlantı verilememiştir.

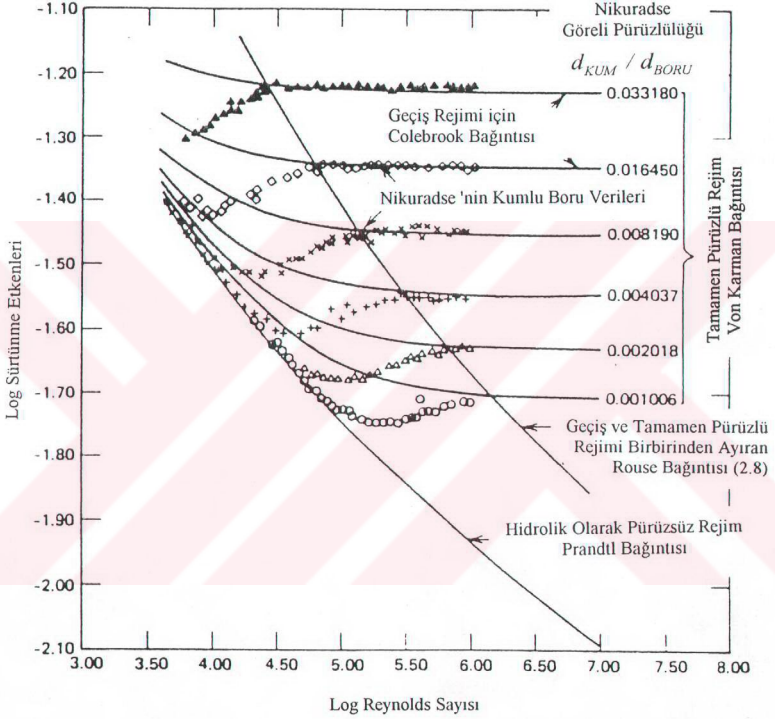
Reynolds sayısının 4000 değerinden sonra Churchill eğrileri Colebrook eğrilerinden biraz daha yüksek sonuçlar vermektedir. Rouse sınırından sonra da gene von Kármán doğrularına asimptot olmakta ve büyük Reynolds sayılarında da fark tamamen gözden kaybolmaktadır. Bundan çıkacak sonuç; Churchill eğrileri geçiş rejiminde Colebrook eğrilerinden bir miktar fazla sonuç vermekte ancak bu fazlalık büyüyen Reynolds sayıları ile küçülmekte ve Rouse sınırından sonra da tamamen önemsizleşmektedir.



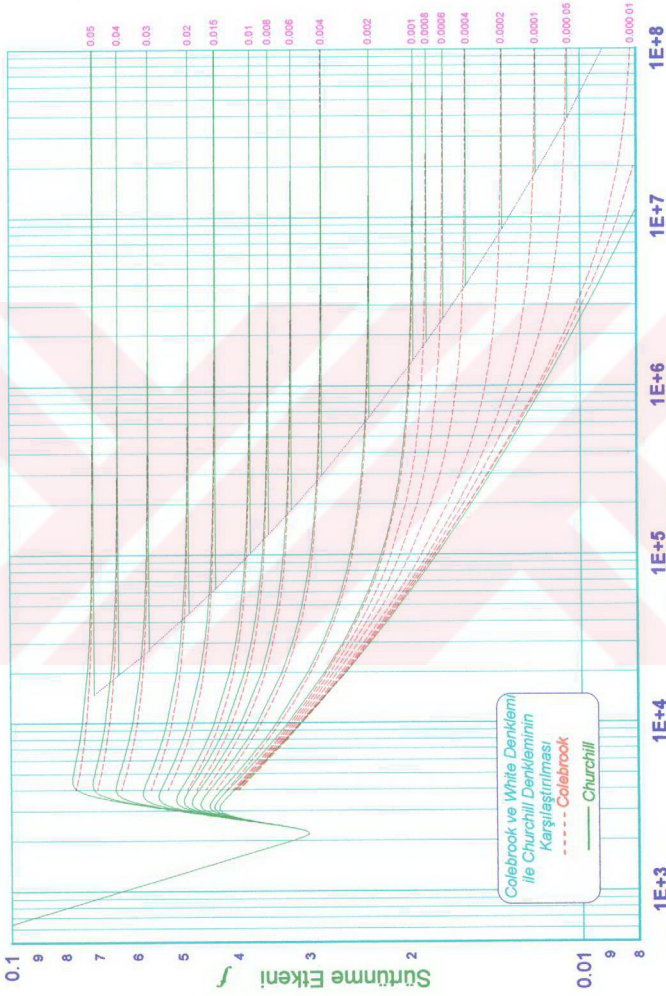
Şekil 2.5 Laminer ve türbülans akım bölgeleri arasındaki belirsiz bölgenin çözülmesi.



Şekil 2.6 TS 7363 Grafik 1 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük etkisi ile belirsiz bölgenin birlikte gösterilmesi.



Şekil 2.7 Blasius 'un koordinatlarında pürüzlü ve pürüzsüz borular arasındaki geçiş rejiminde sürtünme etkenleri.



Şekil 2.8 Colebrook ve White denklemi ile Churchill denkleminin karşılaştırılması.

2.6 UYGULAMA

Düzeltilmiş grafiklerin kullanımı ile bina içi tesisat tasarımında kullanılacak boru çaplarının düşürülebileceğini göstermek için TS 7363 'den Örnek 1 uygulama için alınmıştır. Uygulamanın sonucu Tablo 2.3 'de özetlenmiştir. Tablodan görüldüğü gibi fırınlı ocaktaki basınç kaybı standart çözüm ile 1.42 mbar hesaplanmıştır. Düzeltilmiş grafikler kullanılarak üç boy borunun çapı bir alt çapa azaltılmasına rağmen basınç kaybı 1.38 mbar olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde kat kaloriferindeki basınç kaybı 1.56 mbar iken gene üç boy boruda bir alt çap seçilmesine rağmen düzeltilmiş değerler ile 1.52 mbar değeri hesaplanmıştır.

Tablo 2.3 Basınç Kaybı Hesaplarının Kıyaslanması.

BASINÇ KAYBI DEĞERLERİ ÖZETİ						
Tesisat Bölümü	STANDART ÇÖZÜM			DÜZELTİLMİŞ ÇÖZÜM		
	Anma Çapı	Fırınlı Ocak	Kat Kaloriferi	Anma Çapı	Fırınlı Ocak	Kat Kaloriferi
1	DN 40	0.175	0.175	DN 32	0.268	0.268
2	DN 32	0.047	0.047	DN 25	0.161	0.161
3	DN 25	-0.028	-0.028	DN 25	0.044	0.044
4	DN 25	-0.038	-0.038	DN 20	-0.006	-0.006
5	DN 20	0.868	0.868	DN 20	0.644	0.644
6 / 7	DN 15	0.398	0.540	DN 15	0.277	0.404
TOPLAM KAYIP		1.422	1.564		1.388	1.515

Tablo 2.4 de basınç kaybı hesaplamaları TS 7363 ile ayrıntılı olarak kıyaslanarak standart çalışma kağıdında sunulmuştur.

Tablo 2.4 Basınç Kaybı değerleri hesabının ayrıntıları.

BORU ÇAP HESAPLAMA ÇİZELGESİ BELİRLEME FORMU												
Hesap Şekli	TB	V	L	DN	W	$\Delta P_R/L$	ΔP_R	$\Sigma \zeta$	ΔP_F	h	ΔP_A	$\Sigma \Delta P$
	-	m ³ /h	m	mm	m/s	mbar/m	mbar	-	mbar	m	mbar	mbar
BİNA BAĞLANTI HATTI BORUSU, TS 416'ya GÖRE												
Orjinal	1	7	12	40	1,5	0,011	0,132	4,8	0,043			0,175
Orj. Computer		7	12	40	1,5	0,0114	0,1371	4,8	0,04			0,181
Düzeltilmiş		7	12	40	1,5	0,0078	0,0931	4,8	0,04			0,131
Düzel+Azaltılmış		7	12	32	2,1	0,0165	0,1979	4,8	0,07			0,268
DAĞITIM HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE												
Orjinal	2	7	3	32	1,9	0,021	0,063	1,7	0,024	-1	-0,04	0,047
Orj. Computer		7	3	32	1,9	0,0202	0,0607	1,7	0,02	-1	-0,04	0,045
Düzeltilmiş		7	3	32	1,9	0,0133	0,0398	1,7	0,02	-1	-0,05	0,009
Düzel+Azaltılmış		7	3	25	3,3	0,05	0,1499	1,7	0,06	-1	-0,05	0,161
KOLON HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE												
Orjinal	3	7	2,5	32	1,9	0,021	0,053	1,3	0,019	-2,5	-0,1	-0,028
Orj+Azalt+Comp		7	2,5	25	3,3	0,0836	0,209	1,3	0,06	-2,5	-0,12	0,143
Orj. Computer		7	2,5	32	1,9	0,0202	0,0506	1,3	0,02	-2,5	-0,1	-0,03
Düzeltilmiş		7	2,5	32	1,9	0,0133	0,0332	1,3	0,02	-2,5	-0,13	-0,08
Düzel+Azaltılmış		7	2,5	25	3,3	0,05	0,1249	1,3	0,05	-2,5	-0,13	0,044
Orjinal	4	3,5	2,75	25	1,7	0,024	0,066	0,5	0,006	-2,75	-0,11	-0,038
Orj. Computer		3,5	2,75	25	1,7	0,0228	0,0626	0,5	0,01	-2,75	-0,11	-0,042
Düzeltilmiş		3,5	2,75	25	1,7	0,0151	0,0415	0,5	0	-2,75	-0,14	-0,096
Düzel+Azaltılmış		3,5	2,75	20	2,6	0,0451	0,124	0,5	0,01	-2,75	-0,14	-0,006
TÜKETİM HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE												
Orjinal	5a	3,5	6	25	1,7	0,024	0,144	15,5	0,18			0,324
Orj. Computer		3,5	6	25	1,7	0,0228	0,1366	15,5	0,17			0,305
Düzeltilmiş		3,5	6	25	1,7	0,0151	0,0906	15,5	0,14			0,234
Düzel+Azaltılmış		3,5	6	20	2,6	0,0451	0,2705	15,5	0,36			0,632
Orjinal	5b	3,5	6	20	2,6	0,073	0,438	16	0,43			0,868
Orj. Computer		3,5	6	20	2,6	0,0745	0,4471	16	0,44			0,886
Düzeltilmiş		3,5	6	20	2,6	0,0451	0,2705	16	0,37			0,644
Düzel+Azaltılmış		3,5	6	15	4,7	0,1847	1,1083	16	1,2			2,31
AYRIM HATTI ve BAĞLANTI HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE												
Orjinal	6	1,6	2	15	2,2	0,084	0,168	10	0,19	-1	0,04	0,398
Orj. Computer		1,6	2	15	2,2	0,0776	0,1552	10	0,18	-1	0,04	0,38
Düzeltilmiş		1,6	2	15	2,2	0,034	0,0681	10	0,16	-1	0,05	0,277
Düzel+Azaltılmış		1,6	2	10	3,6	0,1648	0,3296	10	0,44	-1	0,05	0,824
Orjinal	7a	2,5	0,5	20	1,8	0,04	0,02	8,5	0,1	-0,5	0,02	0,14
Orj. Computer		2,5	0,5	20	1,9	0,0397	0,0199	8,5	0,12	-0,5	0,02	0,159
Düzeltilmiş		2,5	0,5	20	1,9	0,024	0,012	8,5	0,1	-0,5	0,03	0,139
Düzel+Azaltılmış		2,5	0,5	15	3,4	0,1046	0,0523	8,5	0,33	-0,5	0,03	0,404
Orjinal	7b	2,5	0,5	15	3,5	0,2	0,1	8,5	0,42	0,5	0,02	0,54
Orj. Computer		2,5	0,5	15	3,4	0,18	0,09	8,5	0,42	0,5	0,02	0,493
Düzeltilmiş		2,5	0,5	15	3,4	0,1046	0,012	8,5	0,33	0,5	0,03	0,404
Düzel+Azaltılmış		2,5	0,5	10	5,7	0,3587	0,1794	8,5	0,92	-0,5	0,03	1,124

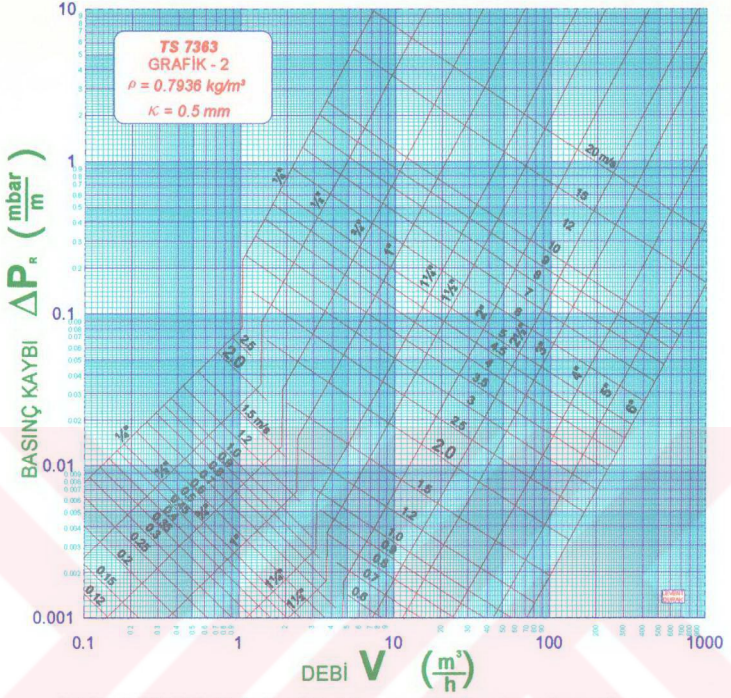
2.7 DEĞİŞİK KALİTE BORU KULLANMANIN ETKİLERİ

TS 7363 'de verilen Grafik 1 ve 2 aslında iki ayrı kalite boru için hazırlanmışlardır. TS 7363 bina bağlantı hattında TS 416 kalite boru kullanılması gerektiğini söylemektedir. Bu gerekçe ile de bina bağlantı hattı için grafik 1 'den farklı olarak grafik 2 'yi sunmuştur. Bu grafiğin bilgisayar ile tekrar oluşturulmuş biçimde şekil 2.9 'de görülmektedir. Bu grafik de tıpkı grafik 1 gibi farklı yoğunluk ve pürüzlülük değerleri ile hazırlanmış olup gene bir belirsiz bölge içermektedir. Daha açıkçası bu grafik, grafik 1 ile aynı koşullarda çözülmüş olup sadece farklı boru çapları kullanılmıştır. Bu grafik için de pürüzlülük ve yoğunluk düzeltilip belirsiz bölgesi çözüldüğünde oluşan durum şekil 2.10 'da gösterilmiştir. Hatırlanacağı gibi grafik 1 TS 301/3 serisi borular için çözülmüştü. Grafik 2 de TS 301/4 serisi borular için çözülmüştür ve bu tip boru boyutları EK A.2 de sunulmuştur. Buradan da görülebileceği gibi TS 301/4 serisi boruların et kalınlıkları daha fazladır. Böylece bu seri boruların iç çapları TS 301/3 serisi borulardan daha küçüktür. Dolayısıyla sabit debide bu boruların akışa karşı gösterecekleri sürtünme direnci daha fazla olacaktır. Bu durum şekil 2.11 'da daha açıkça görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi TS 301/4 serisi borular TS 301/3 serisi borulardan daha fazla basınç kaybı değeri vermektedirler. Burada gösterildiği üzere boru serilerine ve çaplarına dikkat etmeden yapılan tasarımların basınç kaybı hesaplamalarında ne kadar yanlışlıklara neden olabileceği ortaya çıkmaktadır.

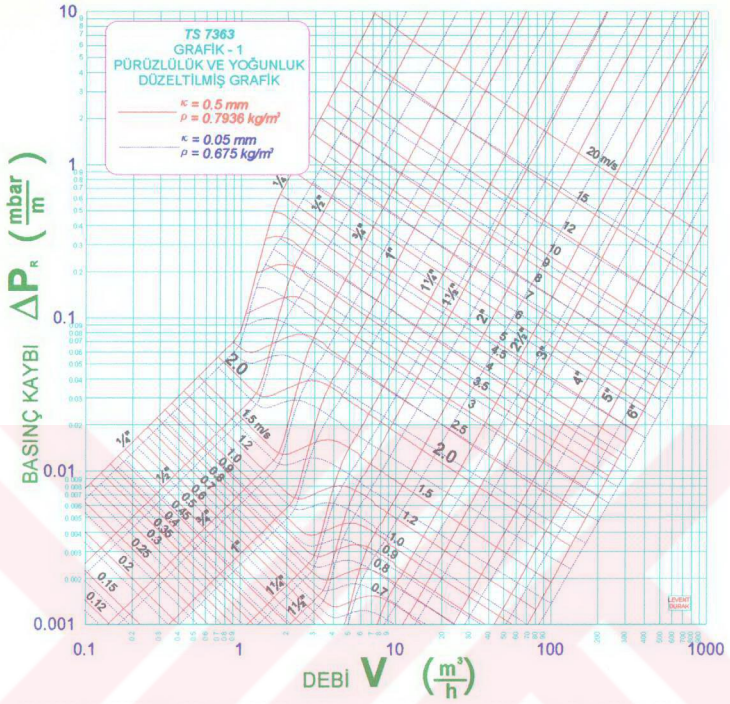
Aynı grafik için yoğunluk ve pürüzlülük değerlerinin düzeltilmesi ile elde edilen sonuçlar şekil 2.12 'de sunulmuştur. Gene doğal olarak aynı farklar vardır. Ancak halen TS 7363 'de var olan grafik 1 eğer gerçek yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için TS 301/4 serisi borular için kullanılırsa bu sefer de normalde olması gerekenden daha fazla bir basınç düşüşü gözükmemekte ve doğal olarak daha büyük çaplı boru seçilmesi durumunda kalınmaktadır (şekil 2.13).

Bunun dışında piyasada en çok kullanılan boru belki de TS 6047 doğal gaz hat borusudur. Bu borunun boyutları da EK A.5 de sunulmuştur. Eğer TS 6047 serisi borular için düzeltilmiş grafik 1 kullanılırsaydı çok fazla bir fark oluşmayacaktı (şekil 2.14). Gene de çap farklarından dolayı hızlarda belirgin bir değişiklik vardır. Bununla birlikte standartta sunulan grafik 1 kullanıldığında da fark oldukça büyükmektedir (şekil 2.15).

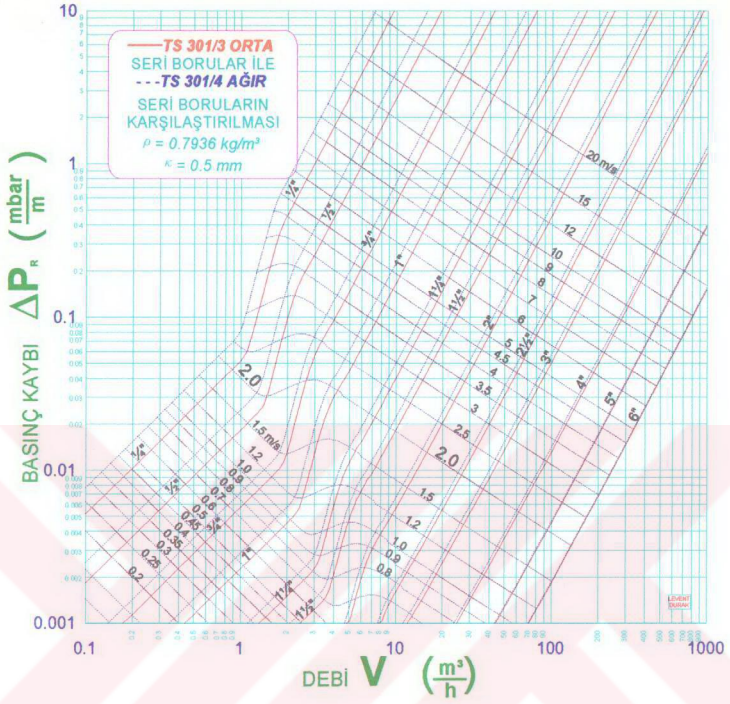
Bu iki örnek bizlere farklı kalite borular için ayrı ayrı grafikler hazırlanması gerektiğini göstermektedir. Belirli bazı çelik boruların boyutları (EK A.3, EK A.4) ile bu boruların ortalama iç çaplarının karşılaştırılması EK A.6 'da sunulmuştur.



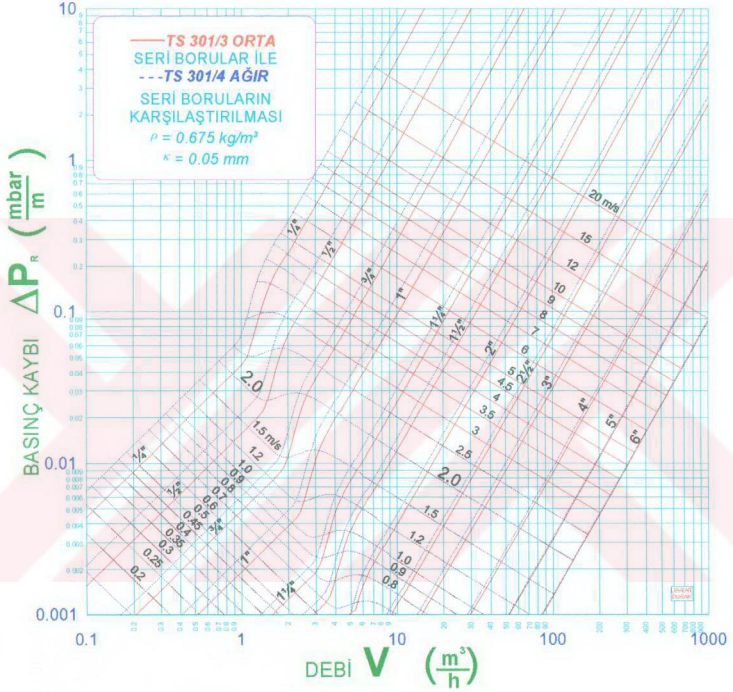
Şekil 2.9 TS 7363 'deki Grafik 2 'nin bilgisayar ile tekrar oluşturulması.



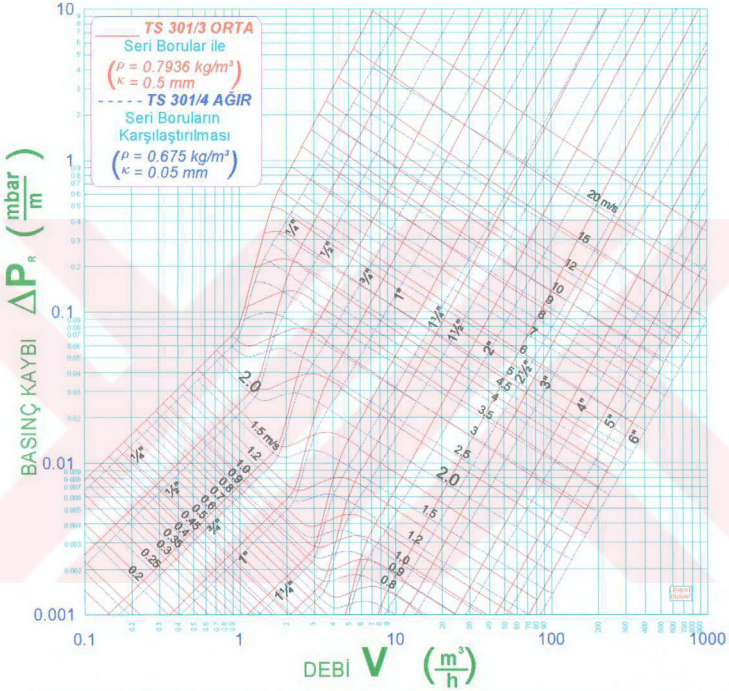
Şekil 2.10 TS 7363 Grafik 2 üzerinde yoğunluk ve pürüzlülük etkisi ile belirsiz bölgenin birlikte gösterilmesi.



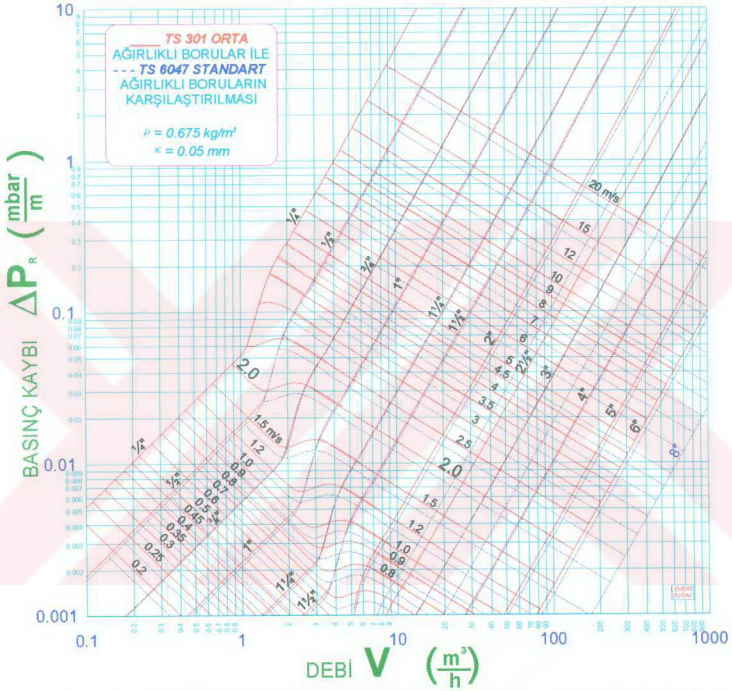
Şekil 2.11 TS 301/3 ile TS 301/4 serisi boruların *standartın* yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması



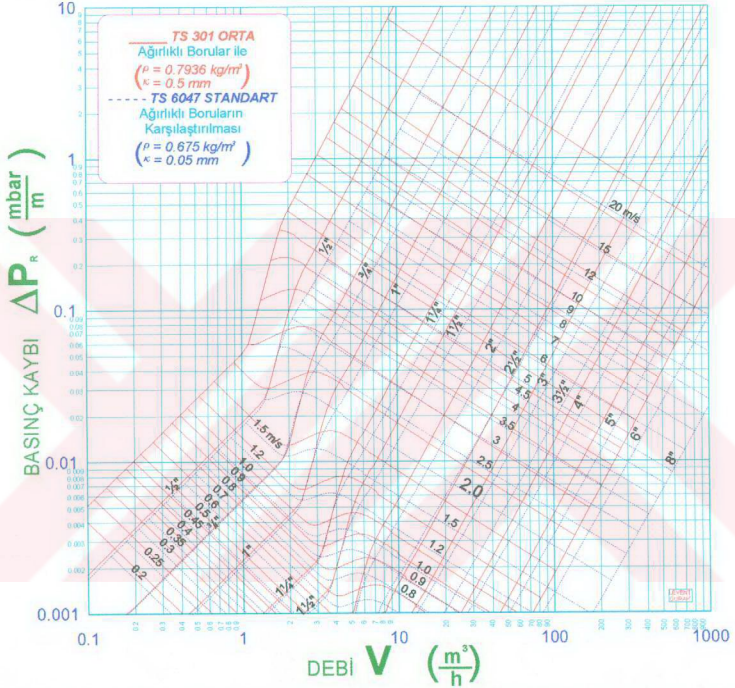
Şekil 2.12 TS 301/3 ile 301/4 serisi boruların *gerçek* yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması.



Şekil 2.13 TS 7363 Grafik 1 'in 301/4 serisi boru için kullanılması durumunda oluşacak hatanın gösterilmesi.



Şekil 2.14 TS 301/3 ile 6047 serisi boruların *gerçek* yoğunluk ve pürüzlülük değerleri için karşılaştırılması.



Şekil 2.15 TS 7363 Grafik 1 'in 6047 standart serisi boru için kullanılması durumunda oluşacak hatanın gösterilmesi.

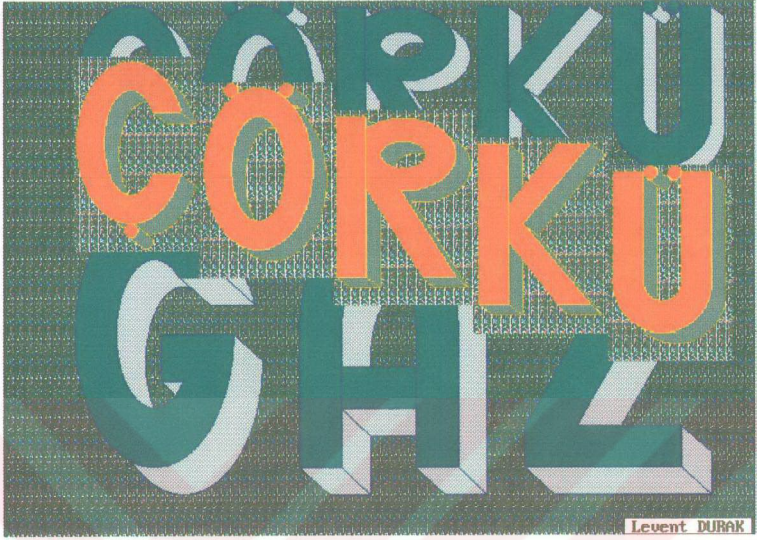
2.8 BİLGİSAYAR PROGRAMI

Bu tez çalışması ile birlikte menüler yardımıyla kolay kullanılabilir bir bilgisayar programı da yazılmıştır. Program paket şeklinde yazılmış ve çalıştırmak için derlenmeye ihtiyacı olmayıp programlama dili bilmeyen kişiler tarafından kolaylıkla kullanılabilir. Doğrudan kendi kendine (*executable*) çalışır durumdadır. Program üç ana parçadan oluşmaktadır ve çalışırken kendiliğinden bir adet geçici bir adet de kalıcı iki tane yardımcı alt program üretmektedir.

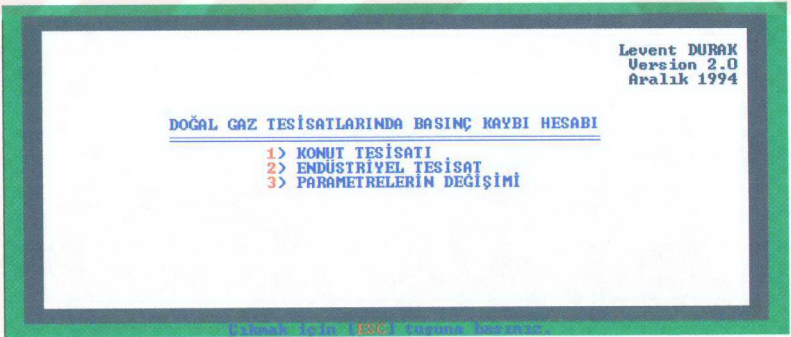
Program adının yazıldığı bir logo görüntüsü ile açılmakta (şekil 2.16) ve 2 saniye sonra da açılış menüsü görünmektedir (şekil 2.17). Burada kullanıcıya konutsal mı yoksa endüstriyel tesisat hesabı mı yapılacağı sorulmaktadır. Üçüncü bir seçenek olarak da kullanıcıya parametreleri değiştirmek isteyip istemediği sorulmaktadır. Burada 1 tuşuna basılmasıyla konutsal tesisat yapmak üzere program ikinci bir menüyü ekrana getirmektedir (şekil 2.18). Bu menüde kullanıcıya yeni tesisat hesabı mı yoksa havagazı tesisatı hesabı mı yapılacağı sorulmaktadır. Eğer yeni tesisat seçilirse program kendi parametre dosyasında kayıtlı bulunan belirli bir hız sınırına göre (2 m/s) çap hesabı yapacaktır. Eğer havagazı tesisatı seçilirse program kullanıcıya boru çapı değerlerini de girmesini isteyecektir.

İki seçenekten hangisi seçilirse seçilsin ekrana boş bir tane boru çap hesaplama çizelgesi gelecektir (şekil 2.19). Bu çizelge TS 7363 ile birlikte verilen standart çizelgenin aynısıdır. Burada kullanıcıya ilk olarak bina bağlantı hattı değeri için debi değerini girmesi istenmektedir. Eğer debi değeri doğru şekilde girilmezse program soruyu tekrar sormaktadır (sıfır değeri ile negatif değerler ve 1000 m³/h 'den büyük değerler kabul edilmemektedir). Debi değeri ile birlikte program yeni tesisat için hız sınırına göre uygun boru çapını belirleyip (bu boru çapı TS 301/4 serisi borudur) metre başına basınç kaybı değerini hesaplayıp çizelgedeki yerine yazacaktır. Ayrıca boru iç çapına göre gerçek boru akış hızıda hesaplanıp yerine yazılacaktır. Eğer havagazı tesisatı için hesap yapılıyorsa boru çapı belirlenmeyip kullanıcıya boru çapı sorulacaktır. Boru çapı nominal inç veya nominal mm olarak girilebilmektedir. Yanlış değerlerde soru yinelenmektedir. Bu aşamada ise seçilen borudaki basınç kaybı değeri hesaplanmakta ayrıca gene gerçek hız hesaplanıp yazılmaktadır.

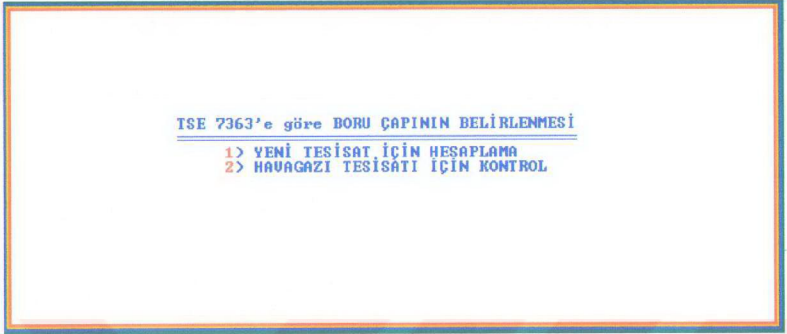
Bundan sonra kullanıcıya tesisat bölümünün uzunluğu sorulmakta ve uzunluk metre olarak alınmaktadır. Uzunluk değeri olarak programın hiç bir yerinde sıfır değeri ile negatif değerler ve 1000 m 'den daha uzun değerler kabul edilmemektedir. Bundan sonra program metre başına basınç kaybı değerini uzunluk ile çarpıp sürtünmeden dolayı basınç kaybı değerini bulmaktadır.



Şekil 2.16 Program Logosu.



Şekil 2.17 Açılış Menüsü.



Şekil 2.18 Konut Tesisatı Hesaplama Menüü.

BORU ÇAP HESAPLAMA ÇİZELGESİ BELİRLEME FORMU											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
TB	V	L	DN	W	$\Delta PR/L$	ΔPR	$\Sigma \xi$	ΔPF	h	ΔPA	$\Sigma \Delta P$
-	m ³ /h	m	mm	m/s	mbar/m	mbar	-	mbar	m	mbar	mbar
DAĞITIM HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE											
2	10.0	10.00	40	2.02	0.0185	0.185	1.0	0.016	0.00	0.000	0.202
KOLON HATTI BORUSU, TS 301'e GÖRE											
3	10.0	2.50	32	2.74	0.0404	0.101	0.0	0.000	0.00	0.000	0.101
TESİSAT DORUSUNUN TOPLAM ZETA'sı?											

Şekil 2.19 Boru Çapı Hesaplama Çizelgesi.

Bu aşamayı takiben ekranın üst yarısına yeni bir menü açılmakta ve kullanıcıya tesisatında kullandığı bağlantı elemanlarının sayılarını sormaktadır. Bu menüde sadece rakam tuşları ve ok tuşları kullanılabilir. Herhangi bir bağlantı elemanının isminin önüne yazılan rakamı takiben kursor bir alt satıra geçmektedir. Eğer herhangi bir bağlantı elemanının karşısında iken ok tuşlarından herhangi birine basılırsa onun değeri sıfır olarak atanmaktadır. Seçim tamamlandığında <ENTER> tuşuna basıldığında seçim işleminin bitip bitmediği sorulmakta bitmedi ise aynı menüye bitti ise çalışma tablosuna dönmektedir. Bu değer de çalışma tablosunda Σ olarak yerine yazılmakta ve bağlantı elemanlarından dolayı oluşan basınç kaybı değeri de yandaki sütunda yerine yazılmaktadır. Eğer parametre dosyasında kullanıcı seviyesi olarak acemi yerine usta seçilirse az önce anlatılan menü ekrana gelmeyip çalışma tablosunun üzerinde doğrudan zetanın toplam değeri sorulmakta ve alınan cevapta tabloya işlenip hesaplanmaktadır. Negatif değer ile 1000 'den büyük değerler kabul edilmemektedir.

Bunu takiben tesisatta yükselme olup olmadığı sorulmaktadır. ± 100 m 'den daha büyük değerler de burada kabul edilmemektedir. Eğer sıfır değeri girilirse tesisatta yükselmenin olmadığı varsayılır. Girilen değere göre yükselti farkından dolayı oluşan basınç kaybı veya kazanımı bulunup yerine yazılmaktadır.

Böylece ilk satırda toplam basınç kaybı hesaplanmış olmakta ve toplam değer en son sütunda gösterilmektedir.

Program alt satırda kendiliğinden tesisat bölüm numarasını yazıp tekrar debiyi sormaktadır. Uygun bir debi değeri girilirse program az önceki işlemleri tekrarlamaktadır. Eğer sıfır değeri girilirse program bu satırı iptal edip dağıtım hattı hesabına başlamaktadır. Sadece ilk satırda debi için sıfır değeri kabul edilmemekte bundan sonraki satırlarda sıfır değeri hesap satırının bitirilmesinin isteği şeklinde varsayılmaktadır.

En son ayırım hattı değeri de hesaplandıktan sonra program kullanıcıya yazılı çıkış isteyip istemediğini sormaktadır. Arzu edilirse yazılı bir çıkış sunulmaktadır. Yazdırma işlemi esnasında yazıcıdan gelen sinyallerin anlamı kullanıcıya iletilmektedir (örneğin *kağıt bitti!*). Bu aşamayı takiben monitöre bir ekran koruyucu gelmekte ve program beklemeye başlamaktadır. Herhangi bir tuşa basılmasıyla program başa dönmekte ve tekrar açılış menüsü ile kullanıcıyı yönlendirmektedir.

Açılış menüsündeki üçüncü seçenek ile kullanıcı programda kullanılan parametreleri değiştirebilmektedir. Bu seçenekte ekrana bir parametre menüsü gelmekte ve kullanıcıya varsayılan parametreleri mi kullanmak istediğini yoksa kendisi yeni

parametreler mi atamak istediği sorulmaktadır. Eğer herhangi bir zamanda parametre dosyasında değişiklikler yapıldı ise ve standart bir hesap yapılacaksa varsayılan değerler seçeneği ile program kendi içinde sabit şekilde yazılı olan TS 7363 değerlerini parametre dosyasına yerleştirmektedir. Bunu takiben program açılış menüsüne dönmektedir. Eğer herhangi bir şekilde parametre dosyası silindi ise program açılırken kendiliğinden bu parametre dosyasını oluşturup içine varsayılan değerleri atamaktadır. Eğer bu menüde iken <F1> tuşuna basılırsa ekrana kullanıcı seviyesini soran bir pencere açılmakta ve acemi veya usta şeklinde iki ayrı seviye seçeneği sunulmaktadır.

Eğer kullanıcının istediği değerler atanacaksa ekrana bir tane parametre çalışma tablosu gelecektir (şekil 2.20). Bu kısımda ilkin gaz yoğunluğu olmak üzere havanın yoğunluğu, pürüzlülük, akmazlık, aşılmaması gereken boru içi hız değerleri sorulmaktadır. Daha sonra iki ayrı kalite boru için ayrı ayrı oniki adet nominal çap için gerçek iç çap değerleri mm cinsinden sorulmaktadır. Sorulan her bir soru için <ENTER> ile boş geçilmesi halinde o anda parametre dosyasındaki değer atanmaktadır. Parametreler ile böylece oynama kullanıcıya LPG tesisatları için de hesaplama esnekliği sağlamaktadır. Son sorudan sonra kullanıcıya işlemin bitip bitmediği sorulmakta bitmedi ise parametre tablosunda başa dönülmektedir. Bunu takiben program açılış menüsüne geri dönmektedir.

Çalışma tabloları dışında tüm menülerden <ESC> tuşu ile geri dönülmekte ve / veya programdan çıkılmaktadır.

GAZ YOĞUNLUĞU $\text{kg/m}^3 = 0.7936$			
HAVA YOĞUNLUĞU $\text{kg/m}^3 = 1.2931$			
PÜRÜZLÜLÜK $\text{mm} = 0.5$			
GAZ AKMAZLIĞI $\text{m}^3/\text{s} = 0.000014$			
ENÇOK GAZ ÇIKIŞ HIZI $\text{m/s} = 2$			
TS 301/3 ORTA SERİ BORU		TS 301/4 AĞIR SERİ BORU	
½"	DN 10 = 12.5	½"	DN 10 = 11.3
¾"	DN 15 = 16	¾"	DN 15 = 14.8
1"	DN 20 = 21.6	1"	DN 20 = 20.4
1 ¼"	DN 25 = 27.2	1 ¼"	DN 25 = 25.6
1 ½"	DN 32 = 35.9	1 ½"	DN 32 = 34.3
2"	DN 40 = 41.8	2"	DN 40 = 40.2
2 ½"	DN 50 = 53	2 ½"	DN 50 = 51.3
3"	DN 65 = 68.8	3"	DN 65 = 67.1
4"	DN 80 = 80.8	4"	DN 80 = 79.2
5"	DN 100 = 105.3	5"	DN 100 = 103.5
6"	DN 125 = 130	6"	DN 125 = 128.9
	DN 150 = 155.4		DN 150 = 154.3
Parametreleri Tekrar Düzeltmek İsternisiniz EVET HAYIR			

Şekil 2.20 Parametre Değiştirme Tablosu.

BÖLÜM 3. ENDÜSTRİ TESİSATLARINDA BASINÇ KAYBI HESABI

Endüstriyel tesislerde gaz iletim hatlarının tasarımı için TS 6565 kullanılabilir. TS 6565 kapsam itibarı ile yanıcı gazların taşınması ve dağıtımı sırasında hatlardaki basınç kayıplarının hesaplanmasında kullanılmaya dairdir. Bu doğrultuda standart Reynolds sayısını tanımlamakta ve Reynold sayısının 2320 'den küçük olduğu durumlarda akışın laminar, büyük olduğu durumlarda da türbülanslı olacağını söylemektedir. Az önce açıklandığı gibi bu gerçek durumu yansıtmamaktadır. Zaten Colebrook eşitliği de 3500 'den daha küçük Reynolds sayılarında geçersizdir. Bu şekilde belirsiz bölge için geçersizliği ortadadır. Ancak özellikle yüksek basınçlı hatlarda boru Reynolds sayıları 3500 'den epey yüksek olduğundan bu durum ciddi bir sorun yaratmamaktadır.

TS 6565 boru hattına konulacak bağlantı elemanlarından dolayı oluşacak basınç kaybını 7363 standartındaki gibi ayrıca hesap etme yoluna gitmeyip, bunu boru pürüzlülük değerini artırmak yolu ile telafi etmeye çalışmaktadır. Ancak zaten pürüzlülüğün kendisi yeterince zor saptanabilen bir değerken bunu daha da karışık hale getirmenin herhalde pek yararı olmadığı açıktır. Bunun sonucunda konu, piyasadaki mühendislerce çok karışık bulunmakta ve özellikle endüstriyel tesislerin tasarımında muhtemelen İGDAŞ 'ın da teşvikiyle Fransız Renouard denklemleri kullanılmaktadır.

Standartta tasarım açısından dikkat çekici bir diğer nokta da her bir nominal çap için sabit bir sürtünme etkeni değeri hesaplanması ve bunun her durumda kullanılmasıdır. Bu aslında sürtünme etkenini hesaplamak için Colebrook bağıntısının değil von Kármán bağıntısının kullanıldığını göstermektedir. Daha açıkçası sürtünmenin sadece görelî pürüzlülüğe bağlı olduğu rejimde hesap yapıldığını göstermektedir. Bu durum boru Reynolds sayısının Rouse sınırını (denklem 2.8) aştığı durumlar için geçerlidir. Halbuki gerçek durumda Reynolds sayıları genelde geçiş rejimine denk düşmekte ve bu yüzden de Colebrook bağıntısının kullanılması gerekmektedir.

Standarttaki son bir dikkate değer hatalı varsayım da alçak basınç ile yüksek basınç ayırımıdır. Yani TS 7363 de kullanılan birinci dereceden farklar denklemi ile ikinci dereceden (quadratic) farklar denklemlerinin kullanım yerlerinin belirlenmesi konusudur. Bilindiği gibi birinci dereceden basınç farkları denklemi aslında sıvı (su)

akışı için türetilmiş olup boru giriş ve çıkış uçları arasındaki basınç farkının 50 mbar (kimi kaynaklarda ve standartta 100 mbar) 'dan küçük olduğu durumlarda kullanılmalıdır. Eğer fark bu değerden büyükse ikinci dereceden basınç farkları denklemi kullanılmalıdır. Bu iki denklem arasındaki temel fark, birinci dereceden farklar denklemi borunun giriş ve çıkış uçları arasındaki basınç ortalamasının boru hattı temsili basıncına karşılık geldiğini varsaymaktadır. Bu sadece gaz için değil bilakis petrol olsun su olsun diğer sıvı akışkanlar için de böyledir. Aksi takdirde elde edilecek sonuçlar yanıltıcı olabilecektir.

3.1 ALÇAK BASINÇ HATLARININ HESABI

Standartta (b) ile verilen denklem şöyledir[10]:

$$P_1 - P_2 = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho}{2} w^2 \quad (3.1)$$

Denklem daha sonra sabit bir sürtünme etkeni varsayımıyla şu şekle dönüştürülmektedir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L v^2 \quad (3.2)$$

R_{ND} ise şöyledir:

$$R_{ND} = 6.25 * 10^{-10} \lambda \frac{\rho}{d_i^5} \quad (3.3)$$

Burada;

P = Boru hattı giriş veya çıkış basıncı (**mbar**)

R_{ND} = Düşük basınç direnç değeri $\left(\frac{\text{mbar} \cdot \text{h}^2}{\text{m} \cdot \text{m}^6} \right)$.

L = Boru uzunluğu (**m**)

v = Gaz debisi (**m³/h**)

λ = Sürtünme etkeni (-)

ρ = Gaz yoğunluğu (**kg/m³**)

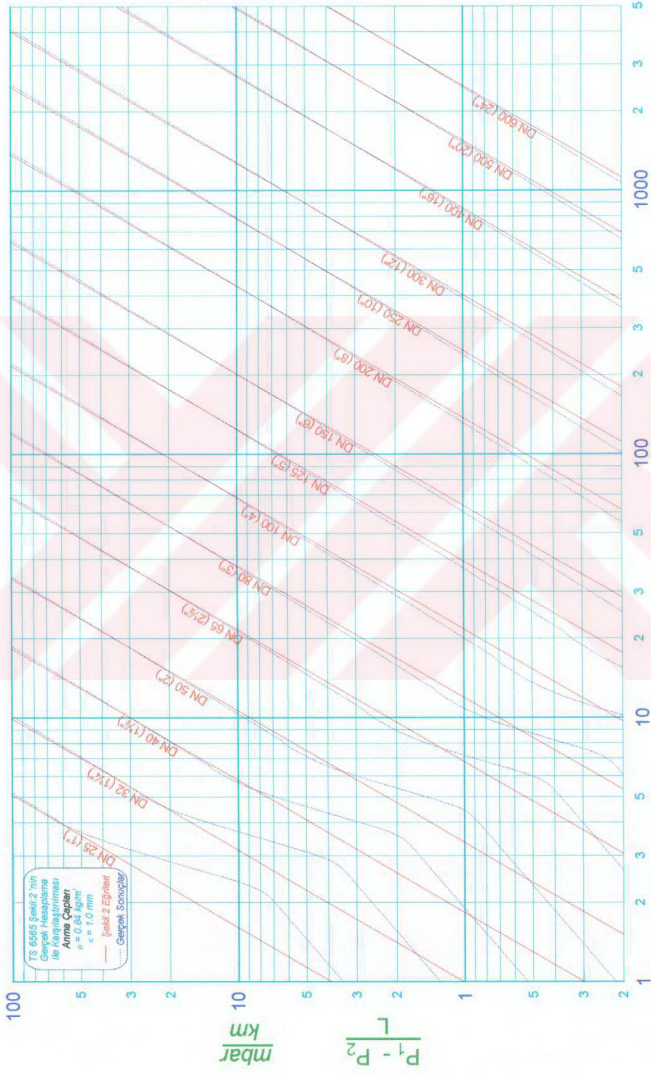
d_i = Boru iç çapı (**m**).

Buradadan da görülebileceği gibi TS 6565 'in alçak basınç hesabı ile TS 7363 'ün hesabı aynı temel denklemi esas almaktadır. Ancak TS 6565 her bir nominal çap için R_{ND} 'yi sabit almaktadır. Şimdi burada akla şöyle bir soru gelebilir: Acaba hiç TS 7363

'deki o karışık ve uzun hesaplamalar yapılmasa da buradan R_{ND} yardımıyla aynı sonuca varılabilir mi? Bunun için şekil 3.1 'e bakılması yeterlidir. Burada düz çizgiler R_{ND} değerini ve noktalı çizgiler de gerçek hesaplamaları yani her bir debi değerine karşılık ayrı ayrı sürtünme etkeni değerinin hesaplanması ile oluşan değerleri göstermektedir. Yüksek debi bölgelerinde farklar kabul edilebilecek kadar küçüktür. Ancak hesaplamada kullanılan pürüzlülük değerinin gerçek değerden çok büyük olduğu da unutulmamalıdır. Ayrıca eğer tesisatımız örneğin hiç bağlantı elemanı içermiyorsa bulduğumuz kayıp değeri çok fazladır. Dolayısıyla seçilecek boru da olması gerekenden belki de epey büyük çaplı olacaktır.

Her bir çap için belirsiz bölgeye yaklaşıldıkça ($2000 \leq Re \leq 4000$) R_{ND} hesabı kısmen de olsa daha küçük basınç kaybı değerleri üretmektedir (Şekil 3.1). Aynı şekilde aynı bölge civarında çap arttıkça fark da büyümektedir. Çünkü sabit pürüzlülük için çapın büyümesi görelî pürüzlülüğü küçültmekte ve hala geçiş bölgesi rejiminde olan akış için Colebrook denkleminin üreteceği sürtünme etkeni değerleri de tamamen pürüzlü rejim için von Kármán denklemini kullanan standardın değerlerinden daha yüksek sonuçlar ortaya çıkarmaktadır. Artan debi ile fark küçülmekte ve yok olmaktadır. Bu durumda her iki hesaplada aynı sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Çünkü akış artık tamamen pürüzlü rejimde akmakta ve dolayısıyla her iki denklem (Colebrook ve von Kármán) birbirine asimptot oldukları için aynı sonuçları üretmektedir. Daha da artan debi ile artık standartın değerleri daha büyük değerler üretmektedir. Çünkü R_{ND} değeri hesaplanırken sabit bir hız (3 m/s) alınmıştı. Oysaki artan debi ile hızda artmakta ve denklemler artık farklı Reynolds sayılarına göre hesaplar yapmaktadır. R_{ND} fonksiyonu sabit bir Reynolds sayısına göre sonuç üretirken Colebrook ile her seferinde büyüyen Reynolds sayıları ile sonuçlar türetilmektedir. Bu durum sabit bir çap eğrisi üzerinde artan debi ile R_{ND} fonksiyonunun gittikçe daha küçük sürtünme değerleri türetmesine neden olmaktadır.

Bu ihmal edilemeyecek nokta DN 25 boruda açıkça gözükmemektedir. 2" ve daha büyük çaplı borularda görülenin aksine R_{ND} fonksiyonu daha büyük bir basınç kaybı değeri üretmektedir. Bunun nedeni Tablo 3.1 'den açıkça görülebilir: DN 25 boruda $5 \text{ m}^3/\text{h}$ 'lık debi için ulaşılan en çok 2.8 m/s 'dir. Oysa R_{ND} fonksiyonu hesaplama için 3 m/s değerini kullanmaktadır. Böylece bulunan boru Reynolds Sayıları 4249 iken R_{ND} fonksiyonu her akış debisi için 5282 'dir. Buradan da hesaplanan sürtünme etkeni değerleri R_{ND} fonksiyonu için daha küçük olacaktır. Tablo 3.1 'de bütün anma (nominal) boru çapları gözönünde bulundurularak TS 6565 'de verilen grafik 2 'de oluşabilecek debiler için elde edilen hızlar gösterilmektedir. Görüldüğü gibi hızlar 3 m/s 'den oldukça farklı olabilmektedir.



Şekil 3.1 R_{ND} fonksiyonunun Darcy-Weisbach denklemi ile karşılaştırılması.

Tablo 3.1

ANMA ÇAPLARINA GÖRE HIZ DEĞERLERİ m / s															
Debi	Ø 25	Ø 32	Ø 40	Ø 50	Ø 65	Ø 80	Ø 100	Ø 125	Ø 150	Ø 200	Ø 250	Ø 300	Ø 400	Ø 500	Ø 600
1	0,6	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	1,1	0,7	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3	1,7	1,0	0,7	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4	2,3	1,4	0,9	0,6	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	2,8	1,7	1,1	0,7	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	3,4	2,1	1,3	0,8	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7	4,0	2,4	1,5	1,0	0,6	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8	4,5	2,8	1,8	1,1	0,7	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9	5,1	3,1	2,0	1,3	0,8	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
10	5,7	3,5	2,2	1,4	0,8	0,6	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
20	11,3	6,9	4,4	2,8	1,7	1,1	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0
30	17,0	10,4	6,6	4,2	2,5	1,7	1,1	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0
40	22,6	13,8	8,8	5,7	3,4	2,2	1,4	0,9	0,6	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1	0,0
50	28,3	17,3	11,1	7,1	4,2	2,8	1,8	1,1	0,8	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,0
60	34,0	20,7	13,3	8,5	5,0	3,3	2,1	1,4	0,9	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1	0,1
70	39,6	24,2	15,5	9,9	5,9	3,9	2,5	1,6	1,1	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1
80	45,3	27,6	17,7	11,3	6,7	4,4	2,8	1,8	1,3	0,7	0,5	0,3	0,2	0,1	0,1
90	51,0	31,1	19,9	12,7	7,5	5,0	3,2	2,0	1,4	0,8	0,5	0,4	0,2	0,1	0,1
100	56,8	34,6	22,1	14,2	8,4	5,5	3,5	2,3	1,6	0,9	0,6	0,4	0,2	0,1	0,1
200	113,2	69,1	44,2	28,3	16,8	11,1	7,1	4,5	3,1	1,8	1,1	0,8	0,4	0,3	0,2
300	169,9	103,7	66,3	42,5	25,1	16,6	10,6	6,8	4,7	2,7	1,7	1,2	0,7	0,4	0,3
400	226,5	138,2	88,5	56,6	33,5	22,1	14,2	9,1	6,3	3,5	2,3	1,6	0,9	0,6	0,4
500	283,1	172,8	110,6	70,8	41,9	27,6	17,7	11,3	7,9	4,4	2,8	2,0	1,1	0,7	0,5
600	339,7	207,3	132,7	84,9	50,3	33,2	21,2	13,6	9,4	5,3	3,4	2,4	1,3	0,8	0,6
700	396,3	241,9	154,8	99,1	58,6	38,7	24,8	15,9	11,0	6,2	4,0	2,8	1,5	1,0	0,7
800	452,9	276,5	176,9	113,2	67,0	44,2	28,3	18,1	12,6	7,1	4,5	3,1	1,8	1,1	0,8
900	509,6	311,0	199,0	127,4	75,4	49,8	31,8	20,4	14,2	8,0	5,1	3,5	2,0	1,3	0,9
1000	566,2	345,6	221,2	141,5	83,8	55,3	35,4	22,6	15,7	8,8	5,7	3,9	2,2	1,4	1,0
2000	1132,3	691,1	442,3	283,1	167,5	110,6	70,8	45,3	31,5	17,7	11,3	7,9	4,4	2,8	2,0
3000	1698,5	1036,7	663,5	424,6	251,3	165,9	106,2	67,9	47,2	26,5	17,0	11,8	6,6	4,2	2,9
4000	2264,7	1382,3	884,6	566,2	335,0	221,2	141,5	90,6	62,9	35,4	22,6	15,7	8,8	5,7	3,9
5000	2830,9	1727,8	1105,8	707,7	418,8	276,5	176,9	113,2	78,6	44,2	28,3	19,7	11,1	7,1	4,9

3.2 ALÇAK BASINÇLI HAT HESABINDA DÜZELTMELER

Alçak basınçlı hatların sürtünme kaybı R_{ND} , değerleri hesaplanırken kullanılan değişken değerleri Tablo 3.2 'de verilmiştir. Eğer bu tablo değerlerinden daha farklı özellikte bir gazın hesabı yapılacaksa uygun şekilde düzeltmelerin yapılması gerekmektedir. Bu amaçla yapılacak düzeltmeler şu şekilde verilmişlerdir:

Tablo.3.2 R_{ND} Hesabı Yapılırken Kullanılan Doğal Gazın Özellikleri.

R _{ND} HESABI İÇİN DOĞAL GAZ ÖZELLİKLERİ		
ADI	SEMBOLÜ	DEĞERİ
Kinematik Akma hızı (m ² /s)	γ	0,0000142
Gaz Sıcaklığı (°K)	T	283
Gaz Basıncı (mbar)	P ₀	50
Gaz Yoğunluğu (kg/m ³)	ρ	0,84

Öncelikle R_{ND} hesabı yapılırken kullanılan çaplar anma (nominal) çaplardır. Eğer kullanılan boru iç çapları bu anma çaplarından farklı iseler (gerçekte farklıdır) önce bu çaplara göre düzeltme yapılmalıdır. Bu düzeltme ile birlikte TS 6565 standartında verilen (b) denklemi aşağıdaki gibi düzenlenir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L V^2 \left(\frac{d_{ANMA}}{d_{GERÇEK}} \right)^5 \quad (3.4)$$

Standartta kullanılan gaz yoğunluğu 0,84 kg/m³ 'tür. Eğer hesapta gözönüne alınan gazın yoğunluğu bu değerden farklı ise yoğunluk için de bir düzeltme yapılması gerekmektedir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L V^2 \left(\frac{\rho_{GERÇEK}}{0.84} \right) \quad (3.5)$$

Hesaplamalar sırasında gaz sıcaklığı 283 °K alınmıştır. Bu varsayım belki de TS 6565 alçak basınç hesabının, onun eşleniği olan TS 7363 'den tek üstünlüğüdür. Çünkü TS 7363 bu konuda ortalama bir değer almakta ve düzeltme yapmamaktadır. Burada verilecek düzeltme şeklinin TS 7363 'de de kullanılabileceği açıktır. Eğer boruda akan gaz sıcaklığı 283 °K 'den farklı ise yapılacak düzeltme şöyledir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L V^2 \left(\frac{T_{GERÇEK}}{283} \right) \quad (3.6)$$

Boru hattının bulunacağı rakıma (deniz seviyesinden yüksekliğine) göre de bir düzeltme yapılmalıdır. Varsayılan rakım sıfırdır yani deniz seviyesidir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L v^2 \left(\frac{1013}{1013 - 0.1013 \cdot H} \right) \quad (3.7)$$

Burada H metre cinsinden rakımdır. Ayrıca standartta H 'nin katsayısı olan 0.1013 mbar/m yanlışlıkla 0.113 olarak verilmiştir. Düzeltmesinde yarar vardır (10 cm su sütunu = 1 mbar).

Alçak basınçlı hat hesabı için yapılacak son düzeltme boru giriş basıncına göre düzeltmedir. Standarttaki adıyla besleme basıncı, atmosfer basıncının üzerinde 50 mbar 'dan farklı ise düzeltme yapılması gerekmektedir:

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L v^2 \left(\frac{1013 + 50}{1013 + P_1} \right) \quad (3.8)$$

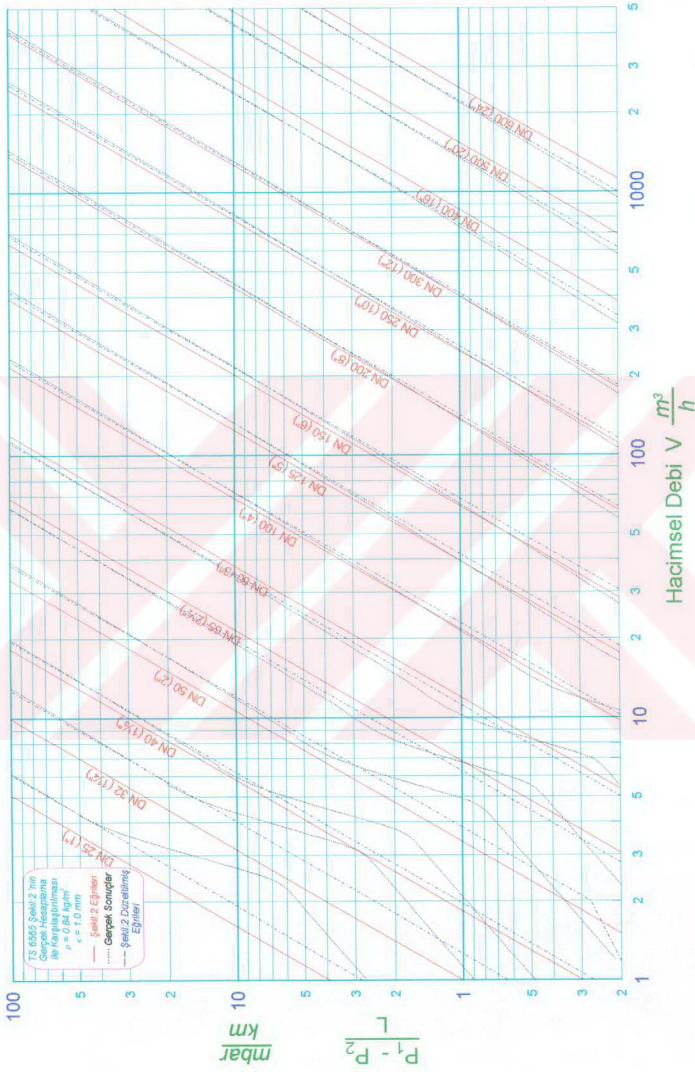
Bütün bu anlatılan beş düzeltme denklemde topluca gösterilirse;

$$P_1 - P_2 = R_{ND} L v^2 \left(\frac{d_{ANMA}}{d_{GERÇEK}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{GERÇEK}}{0.84} \right) \left(\frac{T_{GERÇEK}}{283} \right) \left(\frac{1013}{1013 - 0.1013 \cdot H} \right) \left(\frac{1013 + 50}{1013 + P_1} \right) \quad (3.9)$$

Denklem (3.4) ile verilen çap düzeltmesi, aslında olması gerekenden daha farklı bir çap için türetilmiş sürtünme etkeni değerlerinin bir başka (küçük veya büyük) çapa göre düzeltilmesini göstermektedir. Oysa ki bu farklı çapın vereceği göreceli pürüzlülük değeri de farklı olacak ve sonuçta oluşacak sürtünme etkeni değeri de farklı olacaktır. Bunun önemli olup olmadığı Şekil 3.2 ve Şekil 3.3 'den anlaşılabilir. Burada düz çizgiler R_{ND} fonksiyonu değerlerini, kesikli çizgiler çap düzeltmesi yapılmış R_{ND} fonksiyonunu ve noktalı çizgiler de gerçek iç çaplara (TS 6047) göre hesaplanan sürtünme etkeni değerlerini göstermektedir. Düzeltilen değerler belirsiz bölgeye yakın yerlerde gerçek değerlerden oldukça farklı iken sabit çapta artan debi ile gerçek değerlere yaklaşmakta ve belirli bir değer aralığında da uyumlu hale gelmektedir.

Buradan özetlenecek olursa Reynolds sayısının 4000 'den küçük olduğu durumlarda R_{ND} fonksiyonu hiç bir şekilde doğru sonuçlar türetememektedir. Reynolds sayısı hızın 3 m/s 'ye kadar olduğu durumlar için gerçek durumdan daha az basınç kaybı değerleri verirken hızın bu sınırı aştığı durumlarda ise daha yüksek değerler türetmektedir.

Doğal olarak hızın 3 m/s civarında olduğu debilerde ise tamamen uyumlu değerler vermektedir. Az önce açıklandığı gibi bunun sebebi R_{ND} fonksiyonunun 3 m/s için türetilmiş olmasıdır.



Şekil 3.2 Çapa göre düzeltilmiş R_{ND} fonksiyonunun gerçek çaplar için Darcy-Weisbach denklem değerleri ile karşılaştırılması.

Tablo 3.3 R_{ND} değerleri ($\kappa = 0.1$ mm).

$\kappa = 0.1$ mm						
<i>DN</i>	<i>Re_{çizelge}</i>	<i>Re_{gerçek}</i>	<i>RND_{çizelge} · 10⁸</i>	<i>RND_{compüter} · 10⁸</i>	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	5282	5629	225931	221055,0469	% 102,21	0,04203
32	6761	7405	60836	59613,0898	% 102,05	0,03888
40	8451	8640	18499	18274,1992	% 101,23	0,03608
50	10563	11092	5616	5613,1099	% 100,05	0,03343
65	13732	13249	1404	1404,4618	% 99,97	0,03103
80	16901	16463	467	469,9731	% 99,37	0,02915
100	21127	21604	144	145,1565	% 99,20	0,02743
125	26408	27083	44,5	44,9043	% 99,10	0,02587
150	31690	32546	17,1	17,2363	% 99,21	0,02473
200	42254	42828	3,77	3,8118	% 98,90	0,02298
250	52817	53769	1,17	1,1844	% 98,78	0,02176
300	63380	64062	0,451	0,4562	% 98,86	0,02087
400	84507	80493	0,1	0,1014	% 98,62	0,01950
500	105634	100960	0,0312	0,0316	% 98,73	0,01857
600	126761	121415	0,0121	0,0122	% 99,18	0,01792

Tablo 3.4 R_{ND} değerleri ($\kappa = 0.5$ mm).

$\kappa = 0.5$ mm						
<i>DN</i>	<i>Re_{çizelge}</i>	<i>Re_{gerçek}</i>	<i>RND_{çizelge} · 10⁸</i>	<i>RND_{compüter} · 10⁸</i>	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	5282	5629	305348	296271,4063	% 103,06	0,05680
32	6761	7405	80690	78553,8438	% 102,72	0,05157
40	8451	8640	23798	23744,7012	% 100,22	0,04642
50	10563	11092	7228	7199,5596	% 100,40	0,04302
65	13732	13249	1780	1776,3732	% 100,20	0,03934
80	16901	16463	586	586,3771	% 99,94	0,03658
100	21127	21604	179	179,8755	% 99,51	0,03410
125	26408	27083	54,7	55,1167	% 99,24	0,03180
150	31690	32546	20,8	21,0021	% 99,04	0,03009
200	42254	42828	4,55	4,595	% 99,02	0,02773
250	52817	53769	1,4	1,4168	% 98,81	0,02604
300	63380	64062	0,537	0,5425	% 98,99	0,02486
400	84507	80493	0,118	0,1195	% 98,74	0,02302
500	105634	100960	0,0366	0,037	% 98,92	0,02179
600	126761	121415	0,0141	0,0142	% 99,30	0,02088

Tablo 3.5 R_{ND} değerleri ($\kappa = 1.0$ mm).

$\kappa = 1.0$ mm						
<i>DN</i>	<i>Reçizelge</i>	<i>Regerçek</i>	<i>RND_{çizelge} · 10⁸</i>	<i>RND_{compüter} · 10⁸</i>	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	5282	5629	387585	372276,5938	% 104,11	0,07210
32	6761	7405	100760	97410,8828	% 103,44	0,06440
40	8451	8640	29771	29126,9414	% 102,21	0,05807
50	10563	11092	8808	8744,0938	% 100,73	0,05243
65	13732	13249	2144	2134,5437	% 100,44	0,04738
80	16901	16463	700	701,5425	% 99,78	0,04369
100	21127	21604	212	212,8172	% 99,62	0,04038
125	26408	27083	64,3	64,7436	% 99,31	0,03738
150	31690	32546	24,4	24,5352	% 99,45	0,03529
200	42254	42828	5,28	5,3249	% 99,16	0,03218
250	52817	53769	1,62	1,6324	% 99,24	0,03013
300	63380	64062	0,616	0,6222	% 99,00	0,02851
400	84507	80493	0,135	0,1362	% 99,12	0,02633
500	105634	100960	0,0416	0,042	% 99,05	0,02476
600	126761	121415	0,0159	0,0161	% 98,76	0,02355

Tablo 3.6 R_{ND} değerleri ($\kappa = 3.0$ mm).

$\kappa = 3.0$ mm						
<i>DN</i>	<i>Reçizelge</i>	<i>Regerçek</i>	<i>RND_{çizelge} · 10⁸</i>	<i>RND_{compüter} · 10⁸</i>	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	5282	5629	670880	620438,5625	% 108,13	0,12479
32	6761	7405	166452	157140,7656	% 105,93	0,10638
40	8451	8640	47519	45768,4453	% 103,82	0,09268
50	10563	11092	13659	13418,0547	% 101,80	0,08130
65	13732	13249	3230	3194,4016	% 101,11	0,07139
80	16901	16463	1034	1031,1544	% 100,28	0,06454
100	21127	21604	307	307,3024	% 99,90	0,05848
125	26408	27083	91,6	91,9759	% 99,59	0,05325
150	31690	32546	34,2	34,4266	% 99,34	0,04947
200	42254	42828	7,28	7,3386	% 99,20	0,04437
250	52817	53769	2,2	2,2211	% 99,05	0,04092
300	63380	64062	0,831	0,8384	% 99,12	0,03846
400	84507	80493	0,179	0,1809	% 98,95	0,03491
500	105634	100960	0,0547	0,0552	% 99,09	0,03256
600	126761	121415	0,0208	0,021	% 99,05	0,03081

Tablo 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 farkı pürüzlülük değerleri için TS 6565 de verilen alçak basınç sürtünme (R_{ND}) değerlerini göstermektedir. İlk sütunda anma çapı değerleri verilmiştir. İkinci sütunda bu anma çapına göre 0.0000142 m²/s kinematik akma hızı ve 3 m/s hız değerleri ile hesaplanan boru Reynolds sayısı değerlerini göstermektedir. Üçüncü sütunda ise her bir boru için gerçek Reynolds sayıları görülmektedir. Dördüncü sütunda standartta verilen R_{ND} değerleri gösterilmiştir. Beşinci sütunda ise gerçek Reynolds sayıları değerlerine göre Colebrook denklemi ile hesaplanan sürtünme etkeni değerleri kullanılarak bulunan R_{ND} değerleri sıralanmıştır. Altıncı sütunda ise çizelge olarak isimlendirilen standarttaki R_{ND} değerlerinin bilgisayar ile hesaplanmış R_{ND} değerlerine oranlanması ile iki değer arasındaki fark yüzde hata olarak gösterilmiştir. Son sütunda ise standartın R_{ND} değerini hesaplamak için kullanılan λ sürtünme etkeni değeri verilmiştir.

3.3 YÜKSEK BASINÇ HATLARININ HESABI

Yüksek basınçlı hatların hesabı için standartta (a) ile verilen denklem şöyledir:

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho}{2} w^2 \quad (3.10)$$

Yine burada da denklem sabit bir sürtünme etkeni varsayımıyla şu şekle dönüştürülmektedir:

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2 \quad (3.11)$$

R_{HD} ise şöyledir:

$$R_{HD} = 1.25 * 10^{-6} \lambda \frac{\rho}{d^5} \quad (3.12)$$

Burada;

P = Boru hattı giriş veya çıkış basıncı (**mbar**)

R_{HD} = Yüksek basınç direnç değeri $\left(\frac{\text{bar} \cdot \text{h}^2}{\text{km} \cdot \text{m}^5} \right)$

L = Boru uzunluğu (**m**)

v = Gaz debisi (**m³/h**)

λ = Sürtünme etkeni (-)

ρ = Gaz yoğunluğu (kg/m^3)

d = Boru iç çapı (m).

Eğer basınçlar **bar** ve de boru hattının uzunluğu da **km** ile gösterilirse R_{HD} fonksiyonu şu şekle dönüşür:

$$R_{HD} = 1.25 \cdot 10^{-9} \lambda \frac{\rho}{d^5} \quad (3.13)$$

Alçak basınç direnci değerleri gibi yüksek basınç direnci değerleri de aynı formatta Tablo 3.7, 3.8 ve 3.9 'da sunulmuştur.

Tablo 3.7 R_{HD} değerleri ($\kappa = 0.1 \text{ mm}$).

$\kappa = 0.1 \text{ mm}$						
DN	Re_{çizelge}	Re_{gerçek}	$R_{HD\text{çizelge}} \cdot 10^8$	$R_{HD\text{compüter}} \cdot 10^8$	çiz/com	λ çiz
25	17.606	18764	327870	360346,9000	% 90,99	0,03049
32	22.535	24685	88851	97558,8100	% 91,07	0,02839
40	28.169	28799	27408	30008,9100	% 91,33	0,02673
50	35.211	36973	8453	9248,1350	% 91,40	0,02516
65	45.775	44164	2124	2322,6990	% 91,45	0,02347
80	56.338	54878	713	779,4805	% 91,47	0,02225
100	70.423	72014	221	241,4742	% 91,52	0,02105
125	88.028	90277	69	74,9178	% 92,10	0,02005
150	105.634	108487	26,45	28,8232	% 91,77	0,01913
200	140.845	142758	5,88	6,3968	% 91,92	0,01792
250	176.056	179231	1,8323	1,9929	% 91,94	0,01704
300	211.268	213539	0,708	0,7692	% 92,04	0,01639
400	281.690	268310	0,1581	0,1716	% 92,16	0,01542
500	352.113	336532	0,0495	0,0536	% 92,35	0,01473
600	422.535	404718	0,0192	0,0208	% 92,48	0,01422

Tablo 3.8 R_{HD} değerleri ($\kappa = 0.5$ mm).

$\kappa = 0.5$ mm						
<i>DN</i>	<i>Reçizelge</i>	<i>Regerçek</i>	<i>R_{HD}çizelge</i> · 10 ⁸	<i>R_{HD}compüter</i> · 10 ⁸	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	17.606	18764	551493	545349,2000	% 101,13	0,05129
32	22.535	24685	146333	144699,2000	% 101,13	0,04676
40	28.169	28799	44294	43766,7500	% 101,20	0,04320
50	35.211	36973	13436	13278,7700	% 101,18	0,03999
65	45.775	44164	3317	3278,7110	% 101,17	0,03665
80	56.338	54878	1099	1086,6040	% 101,14	0,03430
100	70.423	72014	336	332,3906	% 101,09	0,0320
125	88.028	90277	103	101,9100	% 101,07	0,02994
150	105.634	108487	39,31	38,8511	% 101,18	0,02843
200	140.845	142758	8,61	8,5064	% 101,22	0,02624
250	176.056	179231	2,6559	2,6243	% 101,20	0,02470
300	211.268	213539	1,0175	1,0053	% 101,22	0,02355
400	281.690	268310	0,2244	0,2217	% 101,23	0,02188
500	352.113	336532	0,0696	0,0687	% 101,31	0,02071
600	422.535	404718	0,0268	0,0264	% 101,52	0,01985

Tablo 3.9 R_{HD} değerleri ($\kappa = 1.0$ mm).

$\kappa = 1.0$ mm						
<i>DN</i>	<i>Reçizelge</i>	<i>Regerçek</i>	<i>R_{HD}çizelge</i> · 10 ⁸	<i>R_{HD}compüter</i> · 10 ⁸	<i>çiz/com</i>	<i>λ çiz</i>
25	17.606	18764	731497	710159,4000	% 103,00	0,06803
32	22.535	24685	191449	185867,5000	% 103,00	0,06118
40	28.169	28799	57290	55588,5800	% 103,06	0,05587
50	35.211	36973	17200	16691,6500	% 103,05	0,05119
65	45.775	44164	4199	4075,6660	% 103,03	0,04640
80	56.338	54878	1380	1339,7780	% 103,00	0,04307
100	70.423	72014	419	406,5151	% 103,07	0,03990
125	88.028	90277	127	123,6964	% 102,67	0,03691
150	105.634	108487	48,3	46,8837	% 103,02	0,03493
200	140.845	142758	10,49	10,1779	% 103,07	0,03197
250	176.056	179231	3,2152	3,1207	% 103,03	0,02990
300	211.268	213539	1,2258	1,1898	% 103,03	0,02837
400	281.690	268310	0,2684	0,2605	% 103,02	0,02618
500	352.113	336532	0,0828	0,0804	% 102,99	0,02464
600	422.535	404718	0,0317	0,0308	% 102,92	0,02348

3.4 YÜKSEK BASINÇLI HAT HESABINDA DÜZELTMELER

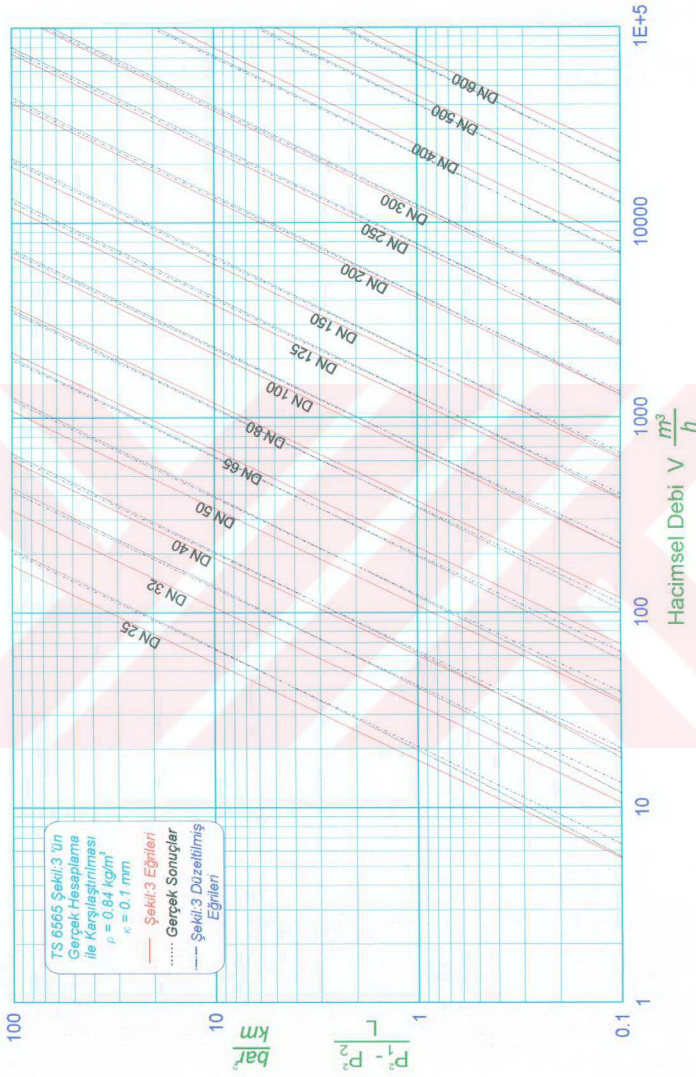
R_{HD} fonksiyonu değerleri de tıpkı R_{ND} fonksiyonu gibi farklı pürüzlülük değerleri için tablo şeklinde verilmiş olup bu tablo hazırlanırken kullanılan değerler R_{ND} fonksiyonunki ile aynıdır. Yalnızca kullanılan hız 10 m/s 'dir. Böylece R_{HD} fonksiyonu için de R_{ND} fonksiyonu için yapılan düzeltmelerin aynı şekilde yapılması gerekmektedir. Ancak rakım farkı ile besleme basıncının farkından dolayı oluşacak farkların yapılmasına gerek yoktur. Sonuçları etkilemeyecek kadar küçüktürler. Bir de bunlara ilaveten sıkıştırılabilme katsayısı 1 olarak alınmıştır. Eğer gazın sıkıştırılabilme katsayısı bundan farklı ise düzeltme gerekmektedir:

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2 \left(1 - \frac{P}{450} \right) \quad (3.14)$$

Böylece yüksek basınç için verilen bu ikinci dereceden basınç farkları denklemi düzeltmeleriyle birlikte şöylece verilebilir:

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2 \left(\frac{d_{ANMA}}{d_{GERÇEK}} \right)^5 \left(\frac{P_{GERÇEK}}{0.84} \right) \left(\frac{T_{GERÇEK}}{283} \right) \left(1 - \frac{P}{450} \right) \quad (3.15)$$

R_{HD} fonksiyonu değerleri ile çap düzeltmesi uygulanmış R_{HD} fonksiyonu değerleri ve gerçek çaplar için hesaplanmış değerler şekil 3.4 'de verilmektedir. Burada fark edilebileceği gibi düzeltilmiş R_{HD} değerleri gerçek sonuçlardan gene belirgin şekilde küçüktür. Artan debi ile yani artan hızlarla farklar azalmakta ve tahminen 10 m/s civarlarında bir uyumluluk gözlenmektedir. Yine daha yüksek hızlarda da R_{HD} fonksiyonu daha büyük değerler vermektedir.



Şekil 3.4 R_{HD} fonksiyonunun gerçek çaplar için Darcy-Weisbach denklemi ile karşılaştırılması.

BÖLÜM 4. BASINÇ KAYBI BAĞINTILARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde literatürde verilmiş bazı basınç kaybı bağıntıları, özellikle TS 7363 ve TS 6565 'in esas aldığı Darcy - Weisbach bağıntısıyla karşılaştırılacaktır. Burada verilen bağıntılar önce literatürde normal verildikleri şekilde daha sonra da TS 7363 'de kullanılan birimler cinsinden verilmişlerdir.

4.1. RENOARD BAĞINTILARI

Renouard denklemleri Amerikan ve İngiliz menşeli kaynaklarda yoktur. Tahminen İGDAŞ 'a danışmanlık yapan Fransız şirketlerinin endüstriye sunduğu bağıntılardır. Dört farklı şekilde verilen bu bağıntılar [11] sürtünme etkenini, debinin ve çapın kuvvetlerinin değerlerini değiştirerek hesaba katmaya çalışmaktadır.

4.1.1. RENOARD1 BAĞINTISI

Bu denklem düşük debi ve düşük basınçta kullanılmak için türetilmiştir. Darcy denklemini esas almaktadır. Bu denklemin türetilmesi için esas alınan sürtünme etkeni değeri;

$$\lambda = \frac{0.21}{Re^{0.2}} \quad (4.1)$$

Burada verilen sürtünme etkeni değerinin Moody Diyagramındaki çizimi Şekil 4.1 'de verilmektedir. Renouard_{ALÇAK} ile işaretlenmiş olan eğri denklem (4.1) 'i göstermektedir. Görüldüğü gibi denklem belirli bir aralıkta pürüzsüz boru davranışı ile benzeşmektedir. Denklem (4.1) 'in Darcy denklemine uygulanmasıyla Renouard1 bağıntısı ortaya çıkmaktadır:

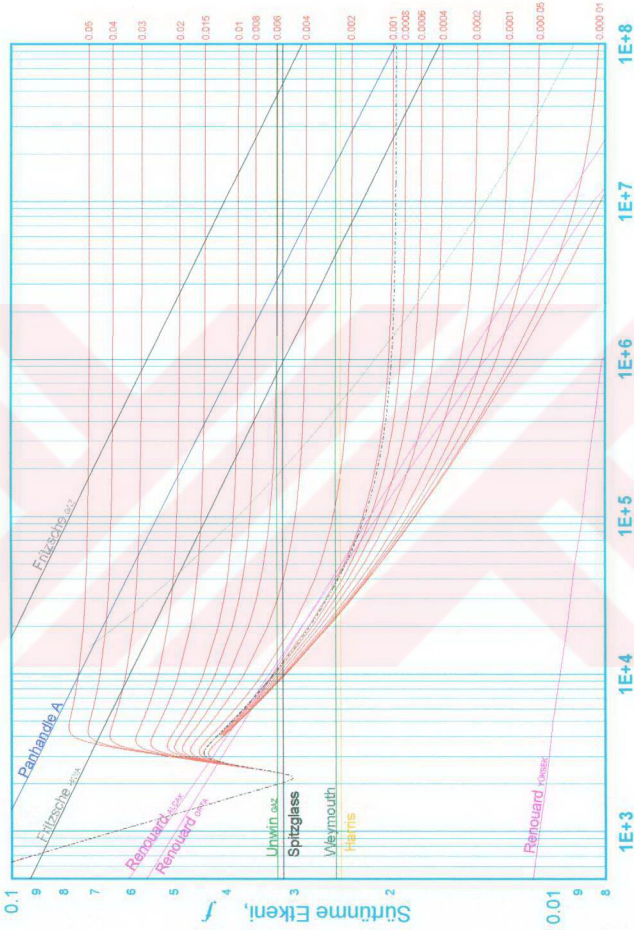
$$\Delta P = 23300 \gamma L \frac{v^{1.8}}{d^{4.8}} \quad (4.2)$$

Burada;

ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (mbar)

γ = Bağıl yoğunluk (-)

Churchill Denklemi'nin Çeşitli Sürtünme Etkeni Denklemiyle 2" (DN 50) Boru İçin Karşılaştırılması.



Şekil 4.1 Churchill denklemi'nin çeşitli sürtünme etkeni denklemleriyle 2" (DN 50) boru için karşılaştırılması.

- L = Boru uzunluğu (m)
 v = Gaz debisi (m^3/h)
 d = Boru iç çapı (mm).

Burada bağıl yoğunluk olarak gösterilen γ , [11] numaralı kaynakçada "*fiktif yoğunluk*" olarak tanımlanmakta ve akma için de düzeltildiği belirtilmektedir. Kaynağının aksine γ bağıl yoğunluk varsayıp yerine yoğunluk yerleştirilir ve çap da metre cinsinden verilirse;

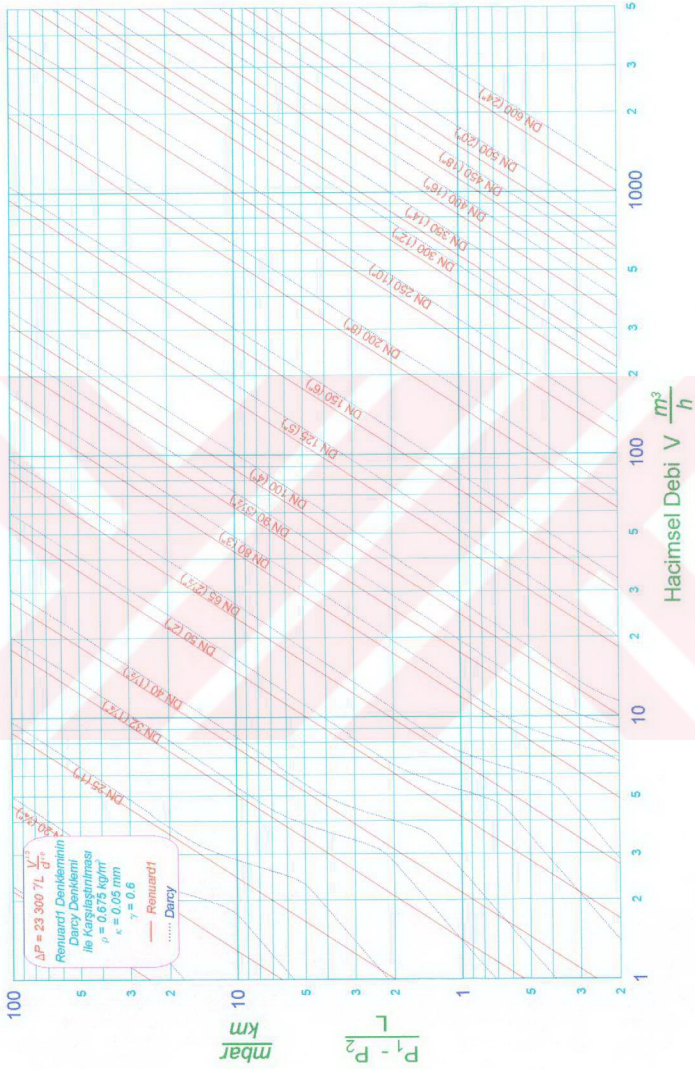
$$\Delta P = 0.717 * 10^{-10} \rho L \frac{v^{1.8}}{d^{4.8}} \quad (4.3)$$

Burada;

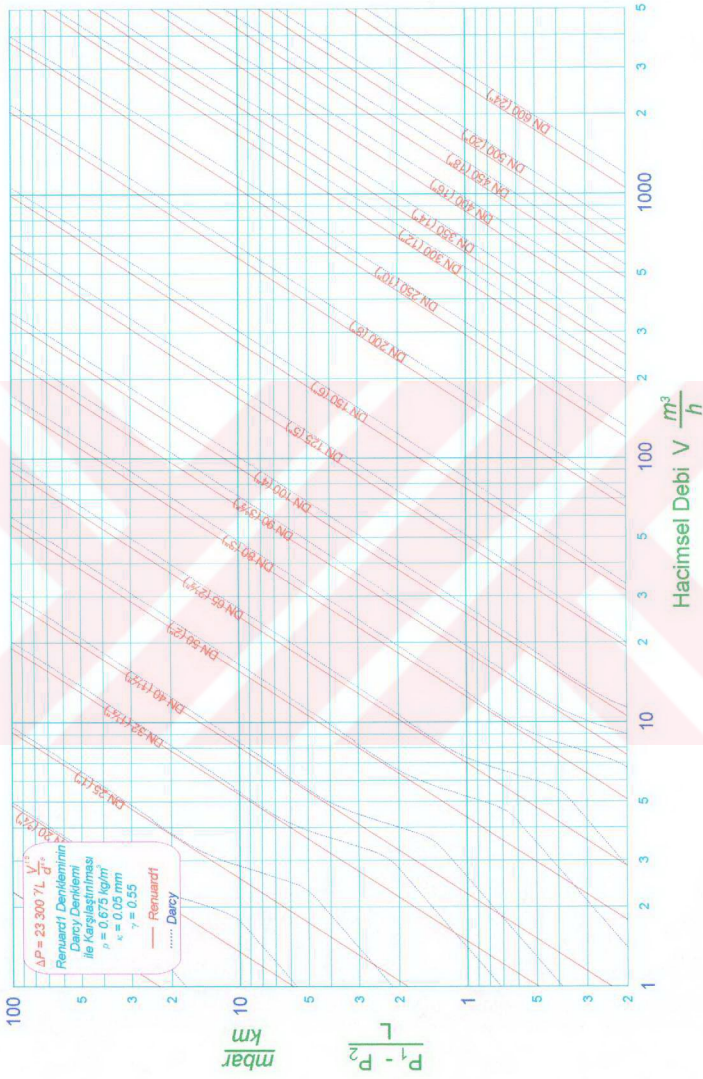
- ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (mbar)
 ρ = Gaz yoğunluğu (kg/m^3)
 L = Boru uzunluğu (m)
 v = Gaz debisi (m^3/h)
 d = Boru iç çapı (m).

Böylece TS 7363 'de kullanılan Darcy - Weisbach denkleminin kuvvetler ve katsayı hariç hemen hemen aynı yazılmış olur. Burada sürtünme etkeni katsayısının 6.25 yerine 0.717 'ye indirilmesi ve çap ile debinin kuvvetlerinin 0.2 azaltılması ile hesaba katılmaya çalışılmaktadır.

Renouard1 denklemi tavsiye edilen 0.6 "*fiktif yoğunluk*" değeri ile Şekil 4.2 'de çizilmiştir. Burada noktalı çizgiler Darcy denkleminin sonuçlarıdır. DN 15 ~ DN 25 değerleri biraz daha uygun gözükmeyle birlikte genel olarak oldukça farklı sonuçlar vermektedirler. Darcy denklemini çözerken kullandığımız gazın bağıl yoğunluğu yaklaşık 0.55 'dir. Bu bağıl yoğunluk değeri kullanılarak ortaya çıkan Renouard1 denkleminin sonuçları Şekil 4.3 'de gösterilmiştir. Buradaki sonuçlar denklemin tanımına da uygun olarak küçük debi değerlerinde ve çok sınırlı bir bölgede ($Re \approx 4000$) Darcy denklemi ile epey uyumludurlar. Elbette ki belirsiz bölge ile laminar akış rejiminde kesinlikle uyumsuzdurlar. Küçük çaplı borularda düşük debilerdeki uyumluluk ile beraber aynı çap eğrisi üzerinde artan debi ile farklar beklenildiği gibi artmaktadır. Her durumda Darcy denkleminde daha yüksek basınç kaybı değerleri hesaplanmaktadır.



Şekil 4.2 Renuard 1 denkleminin 0.6 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.



Şekil 4.3 Renard 1 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

4.1.2 RENOARD2 BAĞINTISI

2 numaralı Renouard bağıntısı ise orta debi ve düşük basınç aralığında geçerlidir. Bu bağıntı için Renouard 'ın kullandığı sürtünme etkeni ise şöyledir:

$$\lambda = \frac{0.172}{Re^{0.18}} \quad (4.4)$$

Renouard_{ORTA} adıyla gösterilen bu eğri de Şekil 4.1 'de gösterilmiştir. Bu eğrinin kullanılmasıyla oluşturulan denklem şöyledir:

$$\Delta P = 23200 \gamma L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}} \quad (4.5)$$

Burada;

- ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (**mbar**)
- γ = Bağıl yoğunluk (-)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**mm**).

γ bağıl yoğunluk yerine yoğunluk yerleştirilir ve çap da metre cinsinden verilirse;

$$\Delta P = 0.622 * 10^{-10} \rho L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}} \quad (4.6)$$

Burada;

- ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (**mbar**)
- ρ = Gaz yoğunluğu (**kg/m³**)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**m**).

Az önceki tecrübenin ışığında 2 numaralı Renouard denklemi de γ 'nın 0.55 değeri için Şekil 4.4 'de çizilmiştir. Bağıntı DN 100 değerine kadar kısmen de olsa uyumlu sonuçlar üretmektedir. Sonuçların 4.2 numaralı denkleme göre daha yakın olduğu açıktır.

4.1.3 RENOARD3 BAĞINTISI

Renouard3 denklemi orta debi ve orta basınç değerleri için geçerlidir. Ancak ikinci dereceden basınç farkları şeklinde sunulmuştur. Bu denklemde (4.5) numaralı denklem gibi aynı sürtünme etkenini (denklem 4.4) esas almaktadır. Dolayısıyla debinin ve çapın kuvvetleri de benzerdir:

$$P_1^2 - P_2^2 = 48.6 * 10^6 \gamma L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}} \quad (4.7)$$

Burada;

- P = Basınç (**mbar**)
- γ = Bağıl yoğunluk (-)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**mm**).

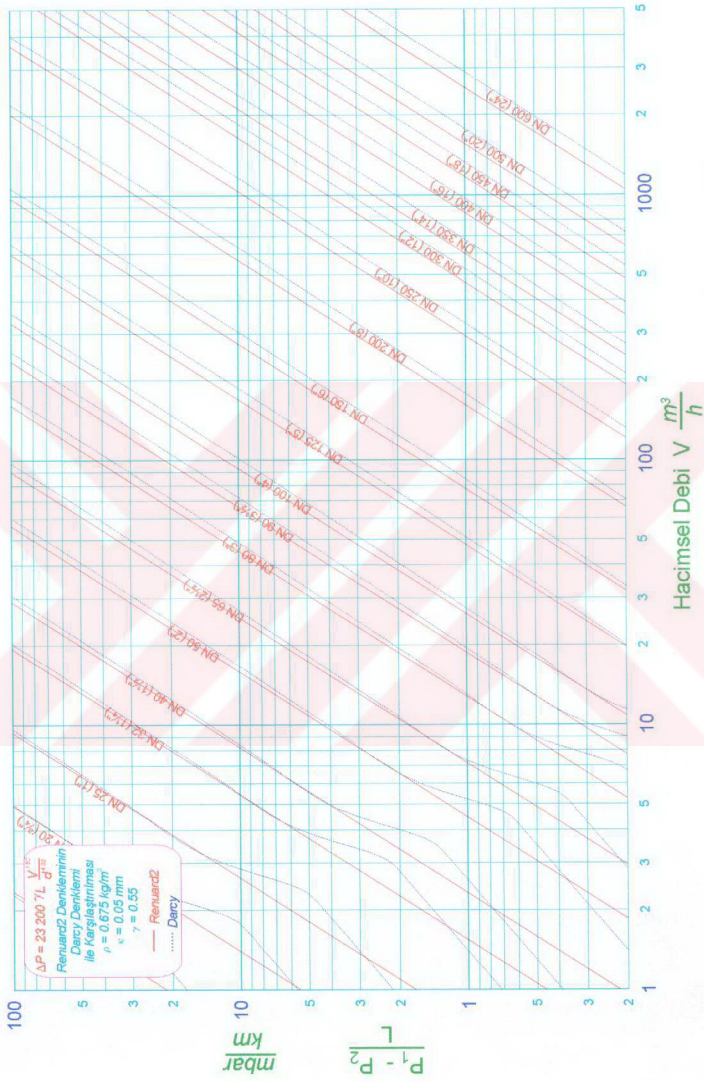
γ bağıl yoğunluk yerine yoğunluk yerleştirilir ve çap metre cinsinden verilirse;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.303 * 10^{-7} \rho L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}} \quad (4.8)$$

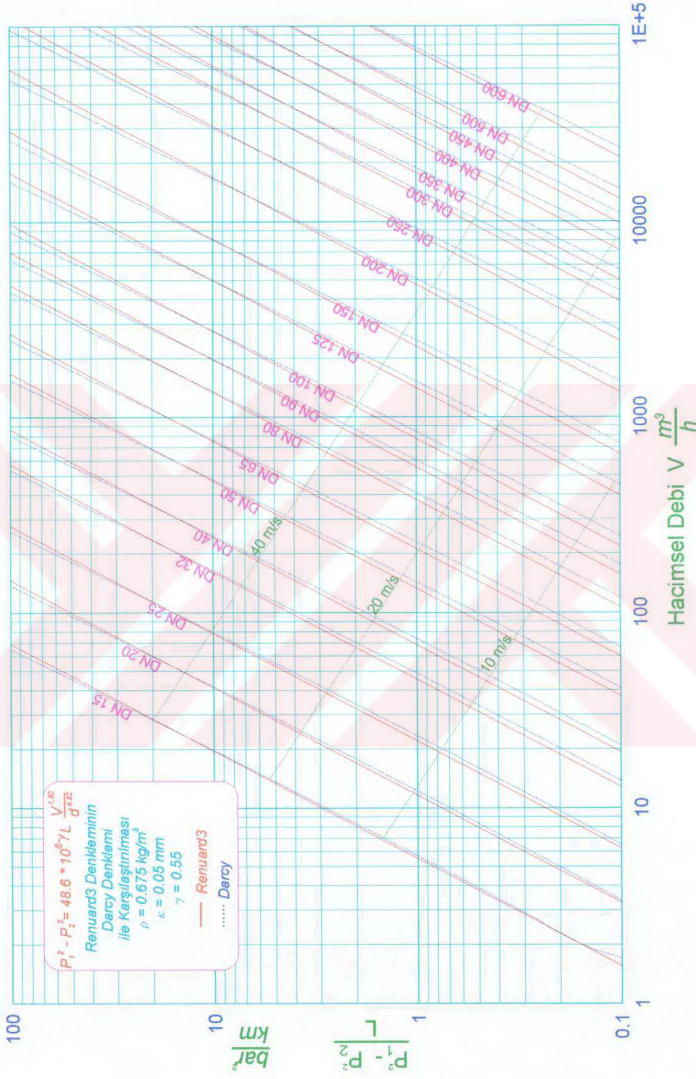
Burada;

- ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (**mbar**)
- ρ = Gaz yoğunluğu (**kg/m³**)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**m**).

Renouard3 denkleminin, Darcy denkleminin quadratic ifadesi ile karşılaştırılması Şekil 4.5 'de görülmektedir. Buradan da görüldüğü gibi Renouard denklemi ilk başlarda Darcy denkleminin daha fazla basınç kaybı değerleri verirken artan debi ile fark yok olmakta ancak debinin daha da artması ile artık daha küçük basınç kaybı değerleri vermektedir. Bunu nedeni debinin daha da artması ile akım artık tamamen pürüzlü rejimde gerçekleşmekte ve dolayısıyla Colebrook denklemi ile sürtünme etkeni debiden dolayısıyla Reynolds sayısından bağımsız hale gelmektedir. Oysa ki Renouard sürtünme etkeni debinin her değeri için Reynolds sayısına tamamiyle bağımlıdır. Şekil 4.1 'den de görüldüğü gibi artan Reynolds sayısı ile Renouard sürtünmesi sürekli azalmaktadır. Bu da büyük Reynolds sayılarında daha küçük Sürtünme etkeni değerleri hesaplanmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.4 Renard 2 denkleminin 0.55 bağıl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.



Şekil 4.5 Renuard 3 denkleminin 0.55 bağl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

4.1.4 RENOARD4 BAĞINTISI

Bu denklem Renouard tarafından yüksek debi ve yüksek basınç şartlarında kullanılmak üzere türetilmiştir. Bunlardan öncekiler gibi Darcy denklemini esas alarak türetilmiştir. Bu denklem türetilirken esas alınan sürtünme etkeni bağıntısı şöyledir:

$$\lambda = \frac{0.014}{Re^{0.04}} \quad (4.9)$$

(4.9) numaralı denklem de şekil 4.1 'de Renouard_{YÜKSEK} adı ile işaretlenmiş olarak gösterilmiştir. Buradan da görülebileceği gibi eğri aslında Colebrook bağıntısının sonuçlarından oldukça farklı gözükmemektedir. Aslında çok daha büyük Reynolds sayılarında gene de Colebrook denkleminde yaklaşacağı açıktır. (4.9) denkleminin Darcy denkleminde uygulanması ile Renouard4 denklemi oluşmaktadır.

$$P_1^2 - P_2^2 = 22.1 * 10^6 \gamma L \frac{v^{1.96}}{d^{4.96}} \quad (4.10)$$

Burada;

- P = Basınç (**mbar**)
- γ = Bağıl yoğunluk (-)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**mm**).

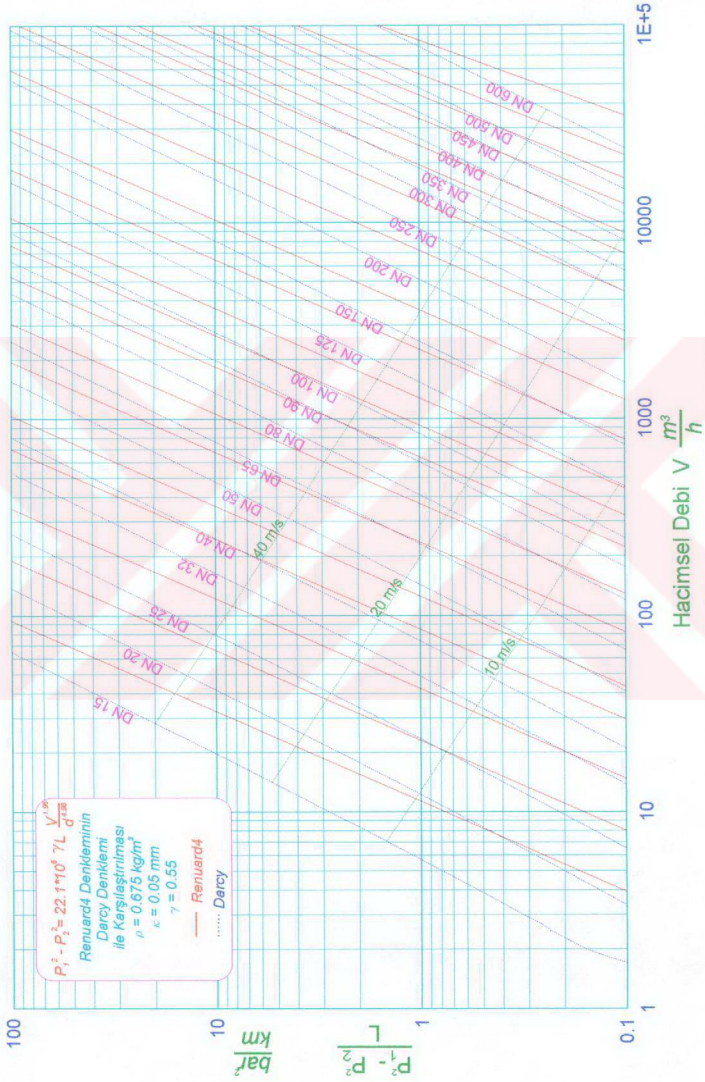
γ bağıl yoğunluk yerine yoğunluk yerleştirilir ve çap metre cinsinden verilirse;

$$P_1^2 - P_2^2 = 2.253 * 10^{-8} \rho L \frac{v^{1.96}}{d^{4.96}} \quad (4.11)$$

Burada;

- ΔP = Boru hatları için basınç kaybı (**mbar**)
- ρ = Gaz yoğunluğu (**kg/m³**)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**m**).

Renouard4 denkleminin, Darcy denkleminin ikinci dereceden ifadesiyle karşılaştırılması ise şekil 4.6 'da görülmektedir. Buradan da görüldüğü gibi Renouard4 denklemi Darcy denkleminde oldukça farklıdır. Artan debi ile yaklaşıyorsa da



Şekil 4.6 Renard 4 denkleminin 0.55 bağl yoğunluk değeri için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

aslında belirli bir kesişim bölgesinden sonra tekrar bu kez daha büyük kayıp değerleri vermektedir.

4.1.5 RENOARD BAĞINTILARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Sunulan bu dört Renouard bağıntısı değerlendirildiğinde, Renouard2 bağıntısı küçük debi değerlerinde düşük boru Reynolds sayıları için iyi sonuçlar vermektedir. Daha açık bir ifadeyle Reynolds sayısının 4000 civarında olduğu durumlarda belirli bir uyumluluk söz konusu iken artan debi ve Reynolds sayıları ile gittikçe olması gerekenden daha az basınç düşümleri hesaplanmasına neden olmaktadır.

Renouard1 denklemi ise sadece küçük çaplı borularda düşük debiler için kısmen uyumluluk vermelerine rağmen büyük çaplı borularda artan çapla birlikte gittikçe daha farklı sonuçlar üretmektedir. Bu denklem daha az basınç kayıpları hesaplanmasına neden olmaktadır.

Renouard3 denklemi ise İGDAŞ tarafından endüstriyel tesislerin basınç kayıpları hesabında kullanılmaktadır. Küçük çaplı borularda oldukça uyumlu gözükmeyle birlikte artan çapla birlikte bu uyumsuzluk artmaktadır. Aslında bunun gerçek nedeni şöylece daha iyi anlaşılabilir. Renouard denklemlerinin sonuçları logaritmik kağıtta bir doğru şeklinde gözükmektedir. Daha açık bir ifadeyle Renouard denklemleri üssel bağıntılardır. Oysa ki Darcy bağıntısı logaritmik kağıtta da bir eğri şeklinde gözükmektedir. Dolayısıyla sonuçlardaki uyumsuzluk da artan çap ile birlikte artmaktadır. Böylece Renouard denklemleri küçük debilerde daha yüksek basınç kayıpları hesaplarken büyük debilerde ise daha az basınç kayıpları hesaplanmasına neden olmaktadır.

Renouard4 denklemi ile artık herhalde bir uyumluluktan söz etmek dahi çok zordur. Küçük debi değerlerinde Darcy denkleminde çok az basınç kayıpları hesaplanmasına neden olmaktadır. Artan debi ile birlikte değerler birbirine yaklaşmaktadır. Eğer yüksek basınçlı şebeke tasarımında İGDAŞ bu bağıntıyı kullanıyorsa hesaplanan basınç kayıpları gerçek değerden çok küçük olduğu için şebeke kullanımı nominal kapasiteye yaklaştığında ciddi anlamda debi yetersizlikleri ile karşılaşılabilir. Daha açıkçası kullanıcılar şebekeden çok düşük basınçla gaz alacaklarından tüketim cihazları çalışmayabilir.

4.2 WEYMOUTH BAĞINTISI

1912 'de Thomas R. Weymouth bir ASME makalesinde kendi bağıntısını sundu. Bu bağıntı standart koşullarda şu şekildedir:

$$v = 28.05 \left[\frac{(p_1^2 - p_2^2) d^{1/3}}{\gamma l} \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

Burada,

- v = Gaz debisi (**ft³/m**)
- P = Basınç (**psi**)
- d = Boru iç çapı (**inches**)
- γ = Bağıl yoğunluk (-)
- l = Boru uzunluğu (**mil**).

Weymouth bağıntısının genel olarak orta ve yüksek basınçlı iletim hatlarında gaz akışını hesaplayan deneysel bağıntıların en uygunu olduğu varsayılır [12]. Johnson ve Berwald 30 psi 'den 600 psi 'ye kadar basınçlarda çalışan, ve 6 'dan 22 inçe kadar çaplardaki toplam 757 millik 29 ayrı doğal gaz hattında yapılmış akış testlerinin sonuçlarında denedikten sonra "Weymouth bağıntısını esas alan eğri, deneysel sonuçların ortalaması ile oldukça uyumludur" diye not etmiştir. [11] numaralı kaynak Weymouth denkleminin genel olarak 500 psi (35 atü) 'den düşük basınçlarda 6-12 inçlerde kullanılması gerektiğini söylerken [13] numaralı kaynak ise genelde kısa uzunluklu borular ve toplama sistemlerinde kullanılması gerektiğini söylemektedir.

Bu denklem türetilirken göz önüne alınan sürtünme etkeni denklemi şöyledir:

$$\lambda = \frac{0.032}{\sqrt[3]{d_{inch}}} = \frac{0.009406}{\sqrt[3]{d_{metre}}} \quad (4.13)$$

(4.12) denklemi ikinci dereceden basınç farkları şeklinde yazılıp birimleri değiştirilirse ve bağıl yoğunluk yerine de yoğunluk konursa şu şekle dönüşür;

$$(p_1^2 - p_2^2) = 1.12 \cdot 10^{-8} \rho L \frac{v^2}{d^{1/3}} \quad (4.14)$$

Burada

- P = Basınç (**mbar**)
- ρ = Yoğunluk (**kg/m³**)

- L = Boru uzunluğu (m)
 v = Gaz debisi (m^3/h)
 d = Boru iç çapı (m).

Weymouth denkleminin Darcy denklemi ile karşılaştırılması şekil 4.7 'de sunulmuştur. Buradan da görülebileceği gibi sonuçlar oldukça uyumlu gözükmektedir. Aslında Weymouth 'un türettiği denklem de Darcy denklemi gibi enerji denkleminde türetilmiş olup sadece sürtünme etkenini belirlemede yapılan basitleştirmeden dolayı bir miktar hata içermektedir. Weymouth 'un sunduğu bu sürtünme etkeni denklemi (4.13), şekil 4.1 'de çizilmiştir. Buradan da farkedilebileceği gibi Weymouth denklemini belirli bir çap için sabit bir değer vermektedir. Bu da Rouse sınırının aşıldığı hız koşullarında oluşacak farkın sabit kalmasını sağlamaktadır. Böylece Weymouth denklemini belirli bir çap için küçük debilerde genel olarak daha az direnç ve basınç kayıpları değeri verirken Rouse sınırından sonra da sabit bir şekilde daha fazla direnç ve de basınç kaybı değeri vermektedir. Bu durum da zaten şekil 4.7 'de açıkça görülmektedir.

4.3 PANHANDLE BAĞINTILARI

Literatürde Panhandle tarafından sunulmuş iki tane denklem vardır. Bunlar A ve B şeklinde isimlendirilirken temelde gene Darcy denklemini esas almışlardır. Ancak denklemleri basitleştirirken Panhandle farklı sürtünme etkeni değerleri kabul etmiştir.

4.3.1 PANHANDLE A DENKLEMİ

Bu denklem türetilirken esas alınan sürtünme etkeni bağıntısı şöyledir;

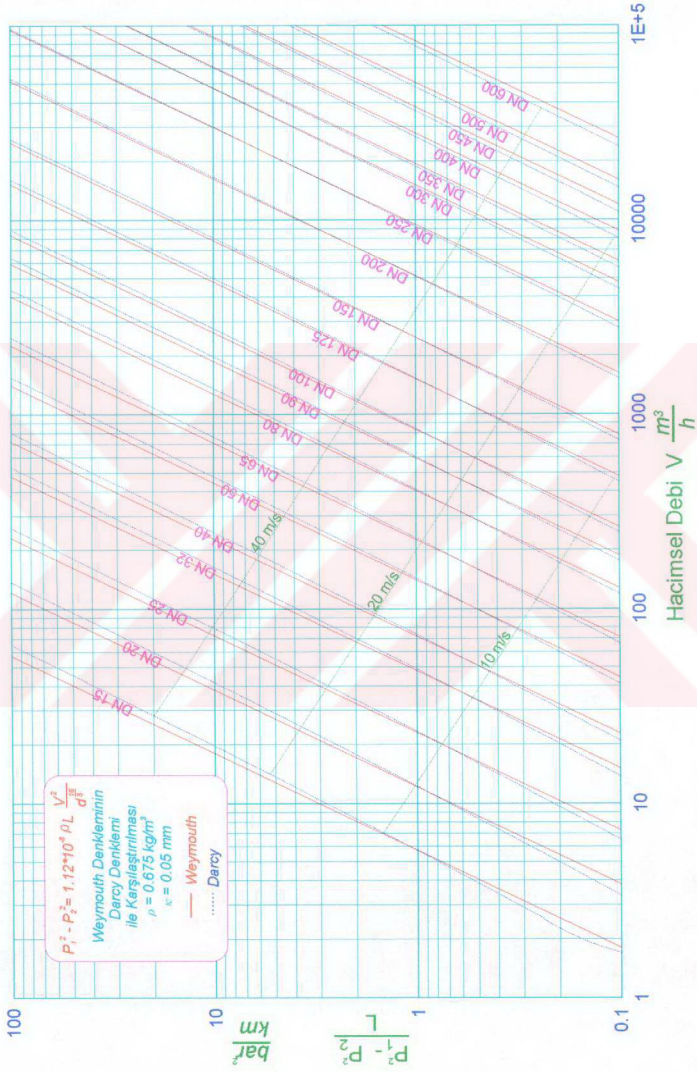
$$\lambda_A = \frac{1}{52 \left(\frac{\gamma}{d} V \right)^{0.1461}} \quad (4.15)$$

Bu denklemin Darcy denklemine yerleştirilmesiyle Panhandle A denklemini oluşturulmuştur;

$$v = 435.87 E \left(\frac{T_a}{P_a} \right)^{1.07881} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{T_z L \gamma} \right)^{0.5394} d^{2.6182} \quad (4.16)$$

Burada,

- v = T_a ve P_a 'da ölçülen gaz debisi ($ft^3/gün$)
 E = Verim faktörü (-)



Şekil 4.7 Weymouth denkleminin Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

- T_a = Standart koşullardaki sıcaklık (460°F)
 P_a = Standart koşullardaki basınç (14,7psia)
 P = Basınç (**psia**)
 T = Akan akışkanın ortalama sıcaklığı (°R)
 z = Sıkıştırılabilirlik (-)
 l = Boru uzunluğu (**mil**)
 γ = Bağıl yoğunluk (-)
 d = Boru iç çapı (**inches**).

Sürtünme etkenini Moody Diyagramında gösterebilmek için bağıl yoğunluk, debi ve çap Reynolds sayısı cinsinden ifade edilmelidir. Bu değişken dönüşümleri sonucunda denklem şöyle oluşur;

$$\lambda_A = \frac{0.287}{(\text{Re})^{0.1461}} \quad (4.17)$$

Bu denklemin Moody diyagramında diğer sürtünme etkeni bağıntılarıyla karşılaştırılması şekil 4.1'de gösterilmiştir. Panhandle A sürtünmesi, burada konu dışı bırakılan Fritzsche bağıntılarıyla paralel şekilde oluşmakta ancak bütün Renouard bağıntılarından daha yüksek sürtünme etkeni değerleri vermektedir. Ayrıca 2"(DN50) boru için çizilen Churchill denkleminden de hemen hemen sürekli daha fazla değerler üretirken Reynolds sayısının 10^8 'den büyük olduğu durumlar da ise gittikçe azalan bir eğri olduğundan daha küçük değerler vermeye başlar.

(4.16) denklemini ikinci dereceden basınç farkları şeklinde yazılıp birimleri değiştirilirse ve bağıl yoğunluk yerine de yoğunluk konursa şu şekle dönüşür;

$$(p_1^2 - p_2^2) = 6.1 \cdot 10^{-8} \frac{\rho^{0.8541} L \sqrt{1.8539}}{E d^{4.8541}} \quad (4.18)$$

Burada,

- P = Basınç (**mbar**)
 ρ = Yoğunluk (**kg/m³**)
 L = Boru uzunluğu (**m**)
 v = Gaz debisi (**m³/h**)
 E = Verim faktörü (-)
 d = Boru iç çapı (**m**).

(4.18) denkleminin Darcy denklemi ile karşılaştırılması şekil 4.8 'de sunulmuştur. Bu grafikte E verimlilik faktörü 1 alınmıştır. Grafikte genel olarak Panhandle A

denkleminin Darcy bağıntısından daha az basınç kayıplarına neden olduğu görülmektedir. Verimlilik faktörü 0.92 alınsaydı (şekil 4.9) büyük çaplarda farklar azalacaktı fakat gene de Darcy bağıntısından daha az basınç kayıpları şeklinde görünecekti. Verimlilik faktörünün 0.88 kabul edildiği bir karşılaştırılma da şekil 4.10 'da sunulmuştur. Buradan da görülebileceği gibi büyük çaplarda sonuçlar oldukça benzeşmekle birlikte gene de Darcy denkleminden daha az basınç kayıpları görünmesine neden olmaktadır. Verimlilik faktörü değeri ne olursa olsun küçük çaplı borularda uyumluluktan söz etmek bile çok zordur.

4.3.2 PANHANDLE B DENKLEMİ

Bu denklem türetilirken esas alınan sürtünme etkeni bağıntısı şöyledir;

$$\lambda_A = \frac{1}{278.55 \left(\frac{\gamma}{d} \right)^{0.03922}} \quad (4.19)$$

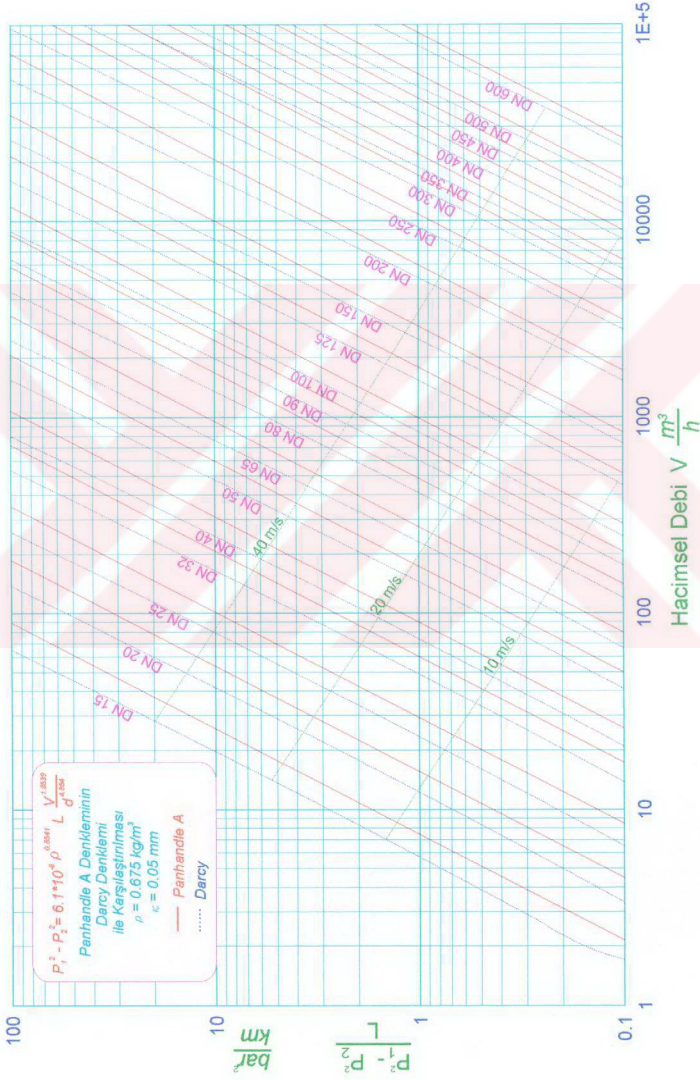
Bu denklemin Darcy denklemine yerleştirilmesiyle Panhandle B denklemi oluşturulmuştur;

$$v = 737E \left(\frac{T_a}{P_a} \right)^{1.02} \left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{T z l \gamma} \right)^{0.51} d^{2.53011} \quad (4.20)$$

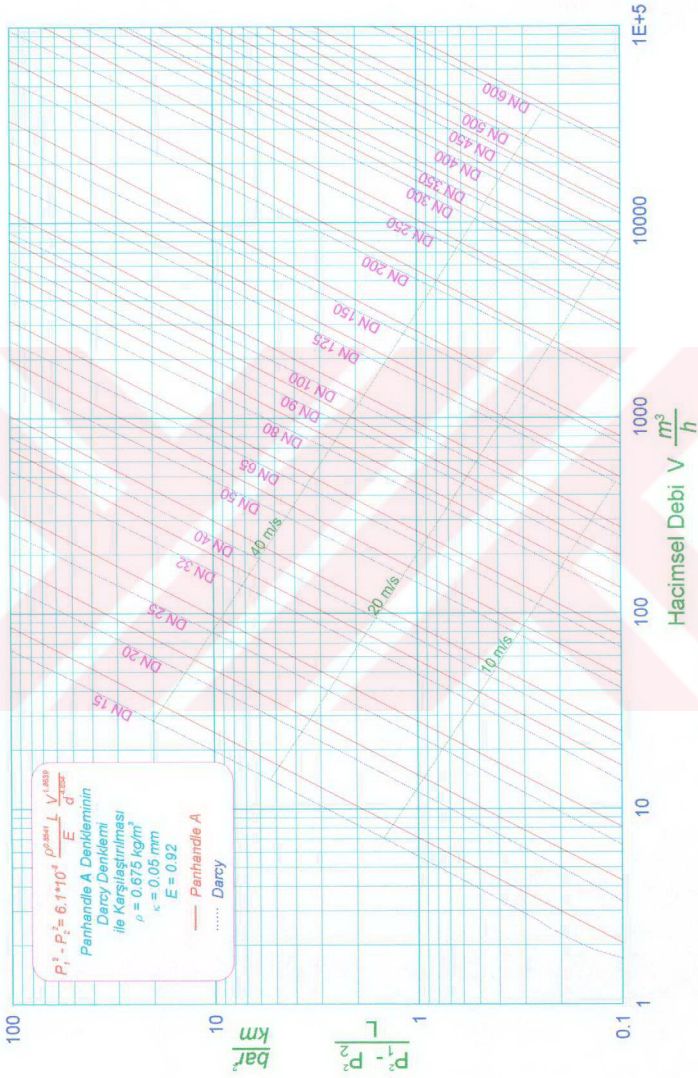
Burada,

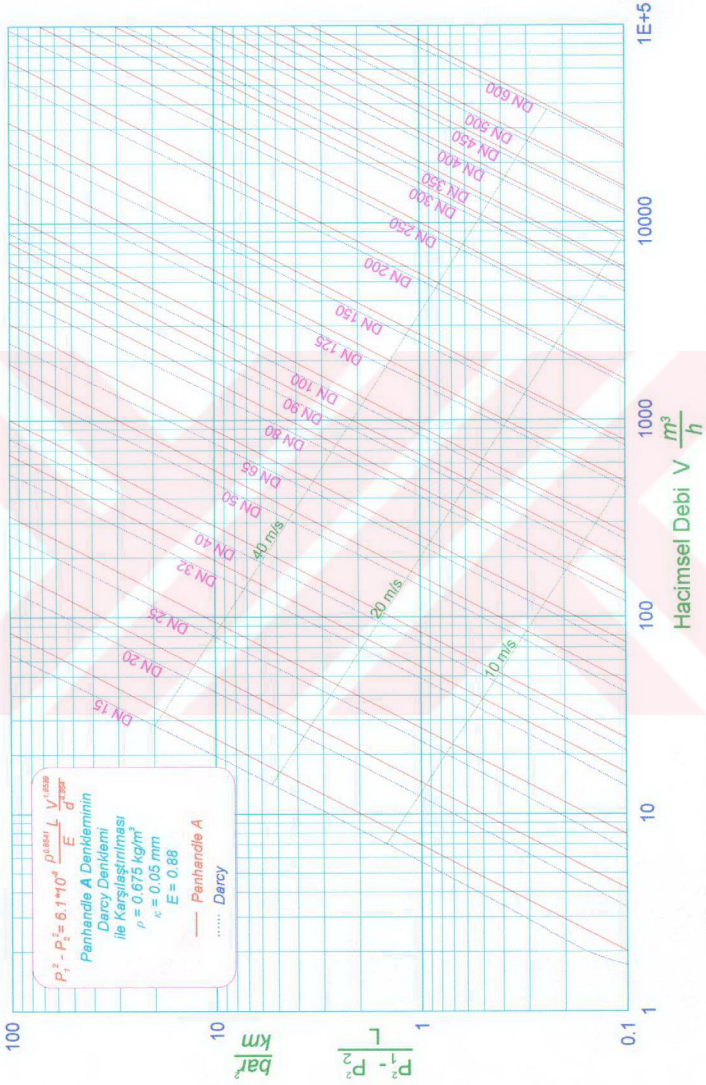
- v = T_a ve P_a 'da ölçülen gaz debisi (**ft³/gün**)
- E = Verim faktörü (-)
- T_a = Standart koşullardaki sıcaklık (**460°F**)
- P_a = Standart koşullardaki basınç (**14,7psia**)
- P = Basınç (**psia**)
- T = Akan akışkanın ortalama sıcaklığı (**°R**)
- z = Sıkıştırılabilirlik (-)
- l = Boru uzunluğu (**mil**)
- γ = Bağlı yoğunluk (-)
- d = Boru iç çapı (**inches**).

Sürtünme etkenini Moody Diyagramında gösterebilmek için bağlı yoğunluk, debi ve çap Reynolds sayısı cinsinden ifade edilmelidir. Bu değişken dönüşümleri sonucunda denklem şöylece oluşur;



Şekil 4.8 Panhandle A denkleminin verim faktörü 1.0 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.





Şekil 4.10 Panhandle A denkleminin verim faktörü 0.88 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

$$\lambda_B = \frac{0.00742}{(Re)^{0.03922}} \quad (4.21)$$

Bu denklemin Moody diyagramında diğer sürtünme etkeni bağıntılarıyla karşılaştırılması ne yazık ki şekil 4.1 'de gösterilememiştir. Çünkü Panhandle B sürtünmesi, Renouard^{YÜKSEK} ile gösterilen eğrinin de altında oluşmuş ve grafik eksenleri içinde gösterilememiştir.

(4.20) denklemini ikinci dereceden basınç farkları şeklinde yazılıp birimleri değiştirilirse ve bağıl yoğunluk yerine de yoğunluk konulursa şu şekle dönüşür;

$$(p_1^2 - p_2^2) = 1.54 \cdot 10^{-8} \frac{\rho^{0.961} L v^{1.961}}{E d^{4.961}} \quad (4.22)$$

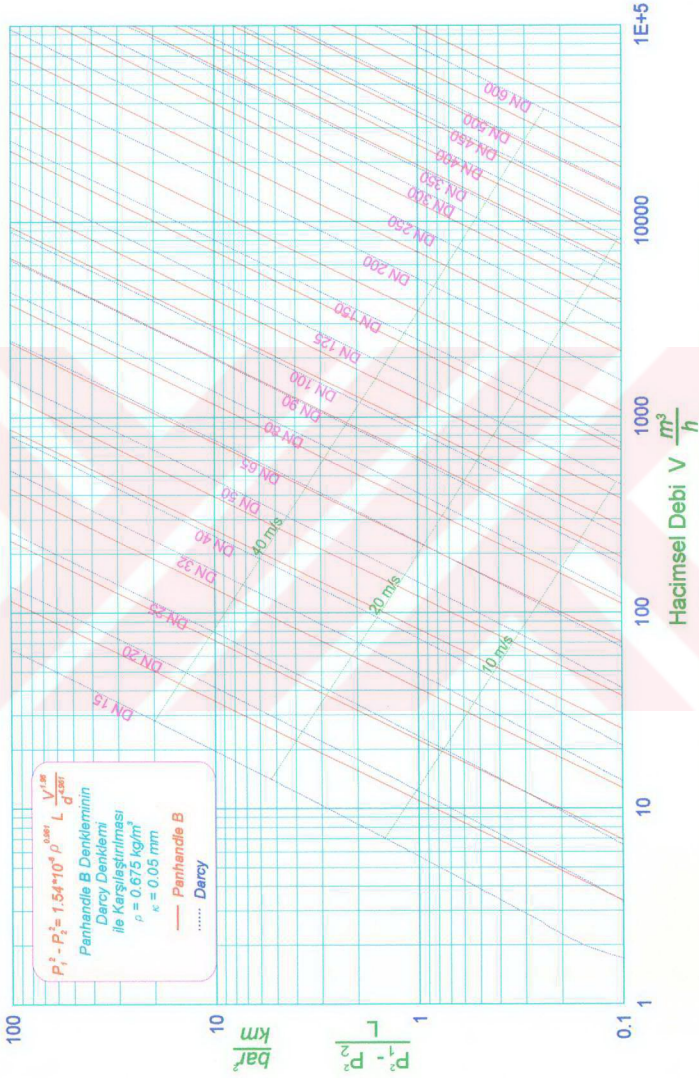
Burada,

- P = Basınç (**mbar**)
- ρ = Yoğunluk (**kg/m³**)
- L = Boru uzunluğu (**m**)
- v = Gaz debisi (**m³/h**)
- d = Boru iç çapı (**m**).

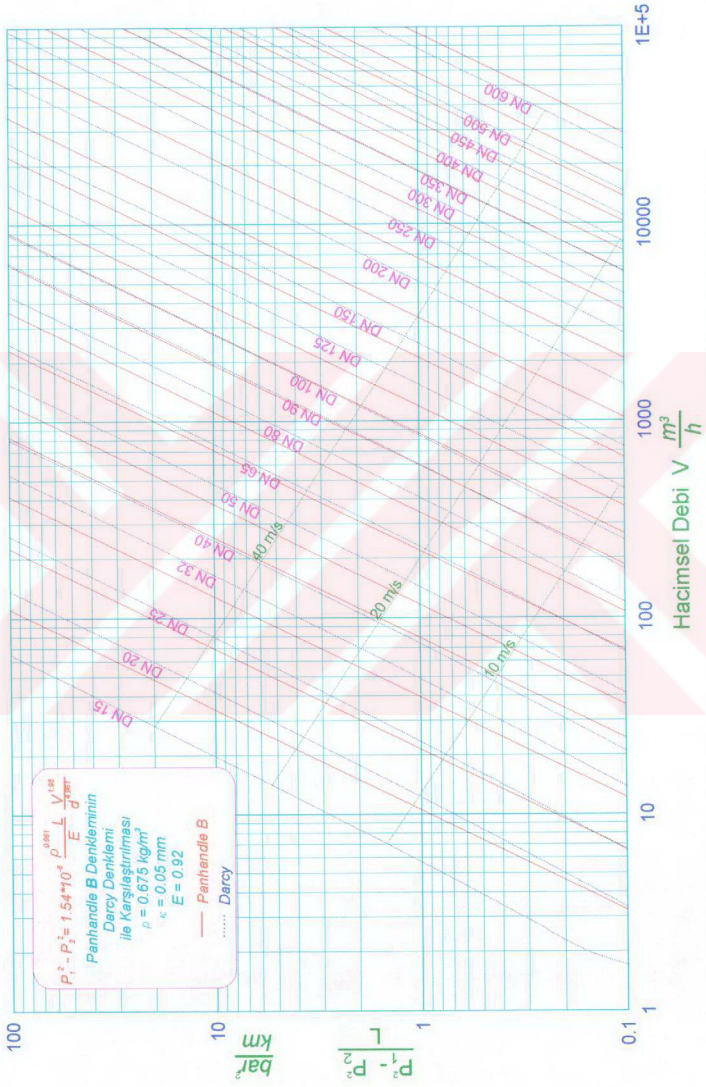
(4.22) denkleminin Darcy denklemi ile karşılaştırılması şekil 4.11 'de sunulmuştur. Verim faktörü 1 varsayılarak çizilen bu grafikte Panhandle B denklemi ile Darcy denkleminin sonuçlarını çok farklıdır. Panhandle B denkleminin sonuçları Darcy denkleminin daha az basınç kaybı değerleri vermektedir. Eğer verim faktörü 0.92 varsayılırsa sonuçlar biraz daha Darcy denklemine yaklaşacaktır (şekil 4.12). Verim faktörünün 0.88 kabulü ile hesaplanan sonuçlar şekil 4.13 'de görülmektedir. Verim faktörünün eski borular için kullanılması önerilen [13] değerinde dahi Darcy - Weisbach bağıntısından daha az basınç kaybı değerleri vermektedir. Neredeyse bir büyük çap değerini göstermektedir.

4.3.3 PANHANDLE DENKLEMLERİNİN HATALARININ NEDENLERİ

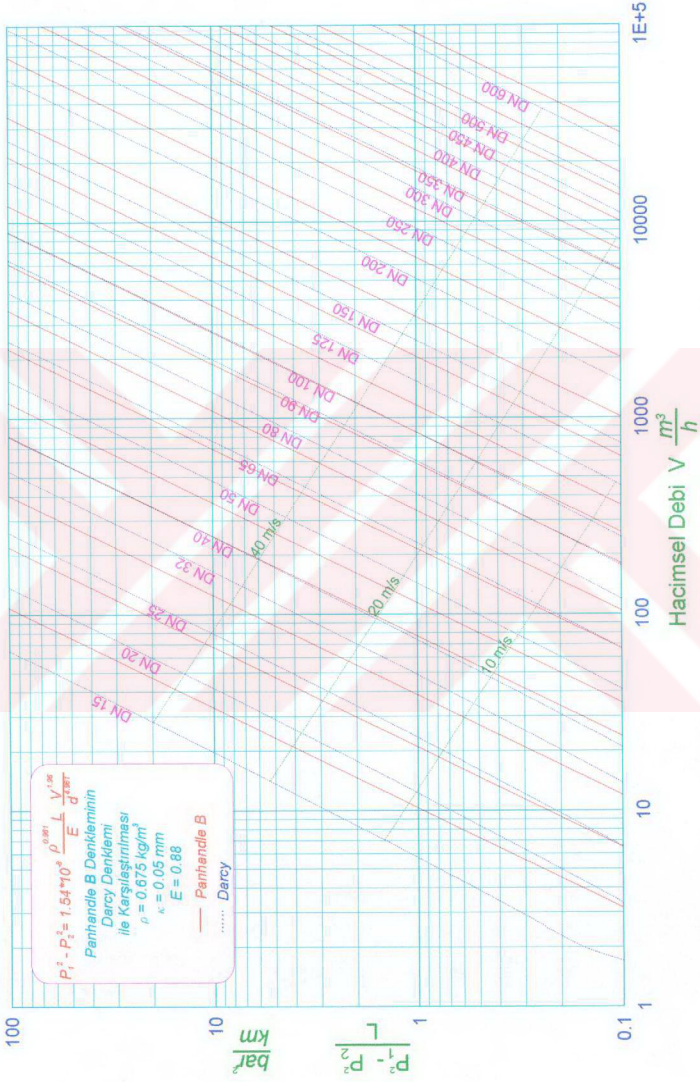
Sürtünme etkeni değeri daha fazla olmasına rağmen basınç kayıplarının daha az çıkmasının nedeni Panhandle denklemlerinde debi, çap, yoğunluğun kuvvetlerinin değiştirilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu kuvvet değişimleri aslında denklemin değerini o kadar küçültmektedir ki sürtünme etkenindeki artışa rağmen bu küçülme gereği gibi giderilememektedir. İşte herhalde bu sebeple de Panhandle denklemine bir verimlilik faktörü ilave etmek zorunda kalmıştır. Dolayısıyla Panhandle denkleminin yeterince sağlıklı sonuçlar üretemediği açıktır. Bununla birlikte [11] numaralı kaynak denklemin 500 psi (35 atü) basınçlardan fazla ve 12" (DN 300) 'den büyük çaplarda



Şekil 4.11 Panhandle B denkleminin verim faktörü 1.0 için Darcy denkleminle karşılaştırılması.



Şekil 4.12 Panhandle B denkleminin verim faktörü 0.92 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.



Şekil 4.13 Panhandle B denkleminin verim faktörü 0.88 için Darcy denklemiyle karşılaştırılması.

kullanılmasının uygun olduğunu söylemektedir. [13] numaralı kaynakta ise büyük çaplı ve uzun borularda sıklıkla kullanıldığı söylenmektedir. Bu tezde ele alınmayan Ford vd hariç Unwin (1904), Fritzsche (1908), Spitzglass (1912), Lacey, Rhodes vd. denklemlerinin hiç birinde verimlilik faktörü yoktur.

4.4 DARCY BAĞINTISININ QUADRATIC İFADESİ

Denklem (2.2) ile verilen Darcy-Weisbach basınç kaybı bağıntısı ikinci dereceden basınç farkları şeklinde yazıldığında;

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2} = 6.25 \cdot 10^{-10} \lambda L \rho \frac{v^2}{d^5} P_a (1000 \text{ mbar})$$

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.25 \cdot 10^{-6} \lambda L \rho \frac{v^2}{d^5} \quad (4.23)$$

Burada,

- P = Basınç (mbar)
- λ = Sürtünme etkeni (-)
- L = Boru uzunluğu (m)
- ρ = Yoğunluk (kg/m³)
- v = Gaz debisi (m³/h)
- P_a = Atmosfer basıncı (mbar)
- d = Boru iç çapı (m).

4.5 DEĞİŞİK BAĞINTILAR İLE UYGULAMA

Burada örnek olarak TS 6565 'de verilen Örnek 2 uygulama olarak alınsın. Nominal çapı 150 (DN 150, 6"), $\kappa = 0.5$ mm, L = 5 km olan bir borudan geçen gazın debisi v = 6000 m³/h ve gazın başlangıçtaki basıncı P_{1,0} = 10 bar (yani P_{MUTLAK} = 11 bar) ise; yüksek basınç hattının sonundaki P_{2,0} basıncı (atmosferik basıncın üzerindeki basıncı) nedir?

$$P_1^2 - P_2^2 = R_{HD} L v^2 = 39.31 * 10^{-8} \frac{\text{bar}^2 \text{h}^2}{\text{km.n}^6} * 5 \text{km} * 6000^2 \frac{\text{m}^6}{\text{h}^2} = 70.76 \text{bar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11^2 - 70.76} = 7.0882 \text{ bar}$$

$$P_{2_a} = 6.0882 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 6.0882 = 3.9118 \text{ bar}$$

Bu problemin Renouard3 denklemi ile çözümü ise şöyledir;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.303 * 10^{-7} * \rho * L \frac{v^{1.82}}{d^{4.82}} = 1.303 * 10^{-7} * 0.84 * 5000 \text{m} \frac{6000^{1.82}}{0.15^{4.82}} = 38518477 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 38518477.54458} = 9081.93 \text{ mbar} = 9.082 \text{ bar}$$

$$P_{2_o} = 8.082 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 8.082 = 1.918 \text{ bar}$$

Renouard4 denklemi ise şöyle bir sonuç verir;

$$P_1^2 - P_2^2 = 2.253 * 10^{-8} * \rho * L \frac{v^{1.96}}{d^{4.96}} = 2.253 * 10^{-8} * 0.84 * 5000 \text{m} \frac{6000^{1.96}}{0.15^{4.96}} = 29361232 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 29361232.89881} = 9572.82 \text{ mbar} = 9.5728 \text{ bar}$$

$$P_{2_o} = 8.5728 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 8.5728 = 1.4272 \text{ bar}$$

Weymouth bağıntısı ile çözüm şu şekildedir;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.12 * 10^{-8} * \rho * L \frac{v^2}{d^{16/3}} = 1.12 * 10^{-8} * 0.84 * 5000m \frac{6000^2}{0.15^{16/3}} = 41971043 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 41971043.36456} = 8889.82 \text{ mbar} = 8.8898 \text{ bar}$$

$$P_{2_0} = 7.8898 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 7.8898 = 2.1102 \text{ bar}$$

Panhandle A denklemi ise şöylece çözülebilir;

$$P_1^2 - P_2^2 = 6.1 * 10^{-8} \frac{\rho^{0.8541} L}{E} \frac{v^{1.8539}}{d^{4.8541}} = 6.1 * 10^{-8} \frac{0.84^{0.8541} 5000}{0.88} \frac{6000^{1.8539}}{0.15^{4.8541}} = 30115780 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 30115780.83408} = 9533.32 \text{ mbar} = 9.5333 \text{ bar}$$

$$P_{2_0} = 8.5333 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 8.5333 = 1.4667 \text{ bar}$$

Panhandle A denklemi verim faktörü 1.0 için çözüldüğünde hat sonu basıncı 8.721 bar ve toplam basınç kaybı 1.279 bar 'dır.

Panhandle B denklemi ise şöyle çözülmelidir;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.54 * 10^{-8} \frac{\rho^{0.961} L}{E} \frac{v^{1.96}}{d^{4.961}} = 1.54 * 10^{-8} \frac{0.84^{0.961} 5000}{0.88} \frac{6000^{1.961}}{0.15^{4.961}} = 23206321 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 23206321.93263} = 9889.069 \text{ mbar} = 9.889 \text{ bar}$$

$$P_{2_0} = 8.889 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 8.889 = 1.111 \text{ bar}$$

Panhandle B denklemi de 1.0 verim faktörü ile hesaplandığında hat sonu basıncı 9.028 bar ve toplam basınç kaybı 0.972 bar 'dır

TS 6565 'deki bağıntıların türetilmesinde esas alınan Darcy denklemini, Colebrook sürtünme etkeni bağıntısı ile birlikte çözümlerse şu sonuç bulunur;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.25 \cdot 10^{-6} \lambda \rho L \frac{v^2}{d^5} = 1.25 \cdot 10^{-6} * 0.027066 * 0.84 * 5000 * \frac{6000^2}{0.15^5} = 67\,365\,820 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 67\,365\,820.3} = 7323.5 \text{ mbar} = 7.3235 \text{ bar}$$

$$P_{2_0} = 6.3235 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 6.3235 = 3.6765 \text{ bar}$$

Burada Boru içi akış hızı $w = 94.314 \text{ m/s}$, boru Reynolds sayısı $Re = 996\,271.1$, pürüzlülük $\kappa = 0.5 \text{ mm}$ ve sürtünme etkeni $\lambda = 0.02706663$ 'dür. Bunlar ile birlikte hat sonu basıncı 6.32 bar ve hat boyunca toplam basınç kaybı 3.6765 bar 'dır. Bu sonuç TS 6565 'in sonucuna çok yakındır. Arada oluşan farkın nedeni standartta hesaplama için varsayılan hız 10 m/s iken gerçek hızın 94 m/s olmasıdır. Ancak bu hesaplamada sanki hat boyunca bir miktar bağlantı elemanı varmış gibi bunları hesaba katabilmek için pürüzlülük gerçek çelik boru pürüzlülüğünden daha yüksek seçilmiştir.

Bu yapılan Darcy denklemi hesaplamaları bir kez de gerçek ticari çelik boru pürüzlülüğü için yapılsın;

$$P_1^2 - P_2^2 = 1.25 \cdot 10^{-6} \lambda \rho L \frac{v^2}{d^5} = 1.25 \cdot 10^{-6} * 0.015947 * 0.84 * 5000 * \frac{6000^2}{0.15^5} = 39\,690\,378 \text{ mbar}^2$$

$$P_{2_{mutlak}} = \sqrt{11000^2 - 39\,690\,378.9} = 9017.18 \text{ mbar} = 9.017 \text{ bar}$$

$$P_{2_0} = 8.017 \text{ bar}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 10 - 8.017 = 1.983 \text{ bar}$$

Burada Boru içi akış hızı $w = 94.314 \text{ m/s}$, boru Reynolds sayısı $Re = 996\,271.1$, pürüzlülük $\kappa = 0.05 \text{ mm}$ ve sürtünme etkeni $\lambda = 0.01594703$ 'dür. Bunlar ile birlikte hat sonu basıncı 8.017 bar ve hat boyunca toplam basınç kaybı 1.983 bar 'dır.

Bu sonuçlar topluca değerlendirilirse; yukarıda bahsedildiği gibi TS 6565 ile onun pürüzlülük değerinin kullanıldığı Darcy denklemi sonucu uyumludurlar. Sadece TS

6565 sabit hız (10 m/s) ile sonuçlar ürettiğinden dolayı biraz daha fazla (235 mbar) basınç kaybı değeri vermektedir. Çelik boruların pürüzlülük değeri ($\kappa = 0.05$ mm) kullanılarak Darcy denklemi ile hesaplanan basınç kaybı genel olarak diğer denklemler ile uyumludur. Darcy değeri Renouard3 denklemi değeri ile 65 mbar fark ile aynı sonucu üretmiştir. Darcy değerinde yaklaşık 555 mbar daha az basınç kaybı değeri veren Renouard4 denklemi Panhandle A denklemi ile oldukça uyumludur. Weymouth denklemi ile Darcy denklemi farkı ise sadece 127 mbar iken Panhandle B denklemi Darcy 'den 872 mbar daha az basınç kaybı değeri vererek en farklı sonucu türetmiştir.

Tablo 4.1 Çeşitli basınç kaybı denklemlerinin karşılaştırılması.

DENKLEM	Giriş Basıncı (bar)	Çıkış Basıncı (bar)	Basınç Kaybı (bar)
TS 6565	10	6.0882	3.9118
Renouard3	10	8.082	1.918
Renouard4	10	8.5728	1.4272
Weymouth	10	7.8898	2.1102
Panhandle A	10	8.5333	1.4667
Panhandle B	10	8.889	1.111
Darcy $\kappa = 0.5$	10	6.3235	3.6765
Darcy $\kappa = 0.05$	10	8.017	1.983

Buradan görüleceği üzere bugün endüstride doğal gaz şebeke tasarımında kullanılan denklemler oldukça sınırlı şartlar altında (dar bir akış bölgesinde) kullanılabilirliğe sahip olup kolaylıkla ya daha büyük çaplı boru seçimine ya da küçük çaplı boru seçimine neden olmaktadır. Burada sunulan yöntem doğal gaz şebekeleri tasarımında basınç kaybı hesaplanmasında göz önünde bulundurulabilecek hemen hemen bütün düzeltmeleri içermekte olup bütün akış bölgelerini kapsamaktadır.

SONUÇLAR

TS 7363 aşağıda özetlenen nedenlerden dolayı gerçekte oluşan basınç kayıplarından daha fazla basınç kayıplarının hesaplanmasına ve dolayısıyla daha büyük çaplı boruların kullanımına neden olmaktadır:

- i.) Doğal gazın $0.65 \sim 0.70 \text{ kg/m}^3$ yoğunluk değeri yerine 0.7936 kg/m^3 değerinin kullanılması,
- ii.) Ticari çelik boruların pürüzlülüğünün 0.05 mm civarında olduğu bilinmesine karşın 0.5 mm mutlak pürüzlülük değerinin kullanılması,
- iii.) Türbülans rejim için geçerli olan denklemin kritik bölge için de kullanılması.

Bu çalışmada menü yardımıyla kolay kullanılabilir bir program vasıtasıyla tüm bu durumlar için TS 7363 'deki grafik 1 ve 2 yeniden düzenlenerek bina içi tesisat tasarımında basınç kayıplarının % 40 'a varan oranlarda azaltılabileceği hesaplanmıştır. Bunun sonucunda da kullanılan boruların çaplarının daha küçük seçilebileceği gösterilmiştir. Buna bağlı olarak aksesuarların (vana ve diğerleri) ve ekleme parçalarının (dirsek ve diğerleri) da daha küçük çaplı olarak kullanılabileceği göz önüne alınırsa bina içi doğal gaz tesisatı daha ekonomik hale gelmektedir.

TS 6565 'de şu sebebler ile hatalı sonuçlar üretmektedir.

- i.) Göreceli bir şekilde fazla sayıda bağlantı elemanı içeren boru hatları için pürüzlülük değerini daha fazla almaktadır.
- ii.) Her bir nominal çap için sabit bir sürtünme etkeni değeri alınmakta ve değişen gerçek çap oranında da bu değer arttırılmaktadır. Oysa ki sürtünme etkeni değişen çap ile lineer orantılı değildir. Daha açıkçası Colebrook fonksiyonu non-lineer bir denklemdir. Bu da hatalı değerler vermektedir.
- iii.) Sürtünme etkeni değerlerini hesaplamak için karmaşık olan Colebrook bağıntısı yerine daha basit olan von Kármán bağıntısı kullanılmaktadır. Akışın tamamen pürüzlü rejimde olduğu bölge için geliştirilen bu denklem elbetteki geçiş bölgesinde hatalara neden olmaktadır.

iv.) Alçak basınç hatlarının hesabı için verilen denklem TS 7363 'ün aynısıdır.

v.) Pürüzlülük değerinin arttırılması ile hesaba katılmaya çalışılan bağlantı elemanı kayıpları mutlaka 7363 'deki gibi ayrıca hesaplanmalıdır.

vi.) Direnç katsayısı olarak görülen R_{ND} fonksiyonu sabit bir hız (3 m/s) varsayımıyla üretilmiştir. Aynı şekilde R_{HD} fonksiyonu da 10 m/s varsayımıyla çözülmüştür. Oysa ki hız değeri çok farklıdır. Bu şekilde ortalama değerler alarak boru Reynold sayılarının bulunması ve buradan da sürtünme etkeninin hesaplanması yanlış sonuçlara neden olmaktadır.

Literatürdeki bazı basınç kaybı bağıntıları T. Standartlarında da kullanılan Darcy Weisbach bağıntısı ile karşılaştırılmış ve şu sonuçlar elde edilmiştir.

i.) Renouard3 denklemi kullanılan boru çapına göre sınırlı debi aralıklarında Darcy denklemi ile uyumludur, küçük debilerde biraz fazla basınç kaybı değeri üretirken büyük debilerde daha küçük sonuçlar vermektedir.

ii.) Renouard4 denklemi genel olarak Darcy denkleminden daha az kayıp değerleri vermektedir.

iii.) Her iki Renouard denklemi de logaritmik kağıtta lineer şekilde gözükürken Darcy denklemi logaritmik kağıtta da bir eğri şeklinde görünür. Bu durumda bağıntıların tam olarak birbirinin yerine geçemeyecekleri açıktır.

iv.) Weymouth denklemi sürtünme etkenini her çap için sabit bir değer olarak sunmaktadır. Bu da geçiş bölgesinde hatalara neden olmaktadır.

v.) Panhandle denklemi ise hem debi, hem çap, hem de yoğunluğun üslerini değiştirerek sürtünme etkenini hesaplamaktadır. Bunlardan A denklemi belirli bir değere kadar daha fazla kayıp değeri üretirken bundan sonra Darcy denklemine kıyasla daha az kayıp değerleri vermektedir.

vi.) Panhandle B denklemi ise genel olarak Darcy denkleminden daha az basınç kaybı değeri üretmektedir.

Bu çalışma ile yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı gerek TS 6565 gerekse endüstride kullanılan denklemlerin yetersiz kalması sonucu doğal gaz şebeke tasarımında gereğinden büyük veya küçük çaplı boru seçimini önleyecek düzeltmeler yapılarak endüstrinin kullanımına sunulmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Öztürk, S.: *Doğal Gaz Tebliğleri*, Nesil Matbaacılık, Eylül 1992.
- [2] Rouse, Hunter : *Elementary Mechanics of Fluid*, John Wiley & Sons: 1946.
- [3] Benedict, Robert P.: *Fundamentals of Pipe Flow*, John Wiley & Sons: 1980.
- [4] TS 7363, Doğal Gaz - Bina İç Tesisatı Projelendirme ve Uygulama Kuralları, Birinci Baskı, Aralık 1990.
- [5] White, F. M.: *Fluid Mechanics*, Mc Graw Hill, 1988.
- [6] Rouse, Hunter; Ince, Simon : *History of Hydraulics*, Iowa Institute of Hydraulics Research, State University of Iowa, 1957.
- [7] Liggett, James A.: *Fluid Mechanics*, Cornell University, 1994.
- [8] Moody, Lewis F.: Friction Factors for Pipe Flow, Transaction of ASME, pp. 671 ~ 684, November 1944.
- [9] Churchill, S. W.: Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, Chemical Engineering, November 7, 1977.
- [10] TS 6565, Gaz Dağıtım Şebekelerinde Basınç Kayıplarının Hesaplanması, Birinci Baskı, 1989.
- [11] Abut, Semih : Tesisat Tasarımı,Endüstriyel Tesislerde Doğal Gaza Dönüşüm Seminer Notları, Kimya Mühendisleri Odası, Nisan, 1992.
- [12] Crocker, Sabina King; Reno, C.: *Piping Handbook*, Mc Graw Hill, Beşinci Baskı,1973.
- [13] Satman, Abdurrahman : *Doğal Gaz Mühendisliği*, İTÜ Maden Fakültesi Ofset Atölyesi, 1985
- [14] Campbell, John M.: *Gas Conditioning and Processing*, Campbell Petroleum Series, April 1989.

- [15] Katz, D. L. ve diğlerleri: *Hanbook of Natural Gas Engineering*, Mc Graw Hill, New York, 1959.
- [16] Ward-Smith, A. J.: *Internal Fluid Flow*, Clarendon Press, 1980.
- [17] Durak, Levent; Zeybek, Murat.: Bina İçi Doğal Gaz Boru Şebekesinin Tasarımında Kullanılan Yöntemlerin Geliştirilmesi, Doğal Gaz Dergisi, Mayıs 1995.



Tablo A.1

TS 301/3 SERİSİ ORTA AĞIRLIKLI ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI												
ANMA ÇAPI	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
DIŞ ÇAP	16,7	21	26,5	33,3	42	47,9	59,7	75,3	88	113,1	138,5	163,9
ÇAP	17,5	21,8	27,3	34,2	42,9	48,8	60,8	76,6	89,5	115	140,8	166,5
ÖLÇÜSÜ	17,1	21,4	26,9	33,75	42,45	48,35	60,25	75,95	88,75	114,05	139,65	165,2
CIDAR KALINLIĞI	2,3	2,6	2,6	3,2	3,2	3,2	3,6	3,6	4	4,5	5	5
İÇ ÇAP	12,1	15,8	21,3	26,9	35,6	41,5	52,5	68,1	80	104,1	128,5	153,9
ÇAP	12,9	16,6	22,1	27,8	36,5	42,4	53,6	69,4	81,5	106	130,8	156,5
ÖLÇÜSÜ	12,5	16,2	21,7	27,35	36,05	41,95	53,05	68,75	80,75	105,05	129,65	155,2
ISO 65 ORTA SERİ ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI												
DIŞ ÇAP	*	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	165,1
CIDAR KALINLIĞI	*	2,6	2,6	3,2	3,2	3,2	3,6	3,6	4	4,5	5	5
İÇ ÇAP	*	16,1	21,7	27,3	36	41,9	53,1	68,9	80,9	105,3	129,7	155,1
DIN 2440 SERİSİ ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI												
DIŞ ÇAP	*	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	165,1
CIDAR KALINLIĞI	*	2,65	2,65	3,25	3,25	3,25	3,65	3,65	4,05	4,5	4,85	4,85
İÇ ÇAP	*	16	21,6	27,2	35,9	41,8	53	68,8	80,8	105,3	130	155,4

Tablo A.2

TS 301/4 SERİSİ AĞIR ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI													
ANMA ÇAPı	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	
DIŞ ÇAP	16,7	21	26,5	33,3	42	47,9	59,7	75,3	88	113,1	138,5	163,9	
ÇAP	17,5	21,8	27,3	34,2	42,9	48,8	60,8	76,6	89,5	115	140,8	166,5	
ÖLÇÜSÜ	17,1	21,4	26,9	33,75	42,45	48,35	60,25	75,95	88,75	114,05	139,65	165,2	
CİDAR KALINLIĞI	2,9	3,2	3,2	4	4	4	4,5	4,5	5	5,4	5,4	5,4	
İÇ ÇAP	10,9	14,6	20,1	25,3	34	39,9	50,7	66,3	78	102,3	127,7	153,1	
ÇAP	11,7	15,4	20,9	26,2	34,9	40,8	51,8	67,6	79,5	104,2	130	155,7	
ÖLÇÜSÜ	11,3	15	20,5	25,75	34,45	40,35	51,25	66,95	78,75	103,25	128,85	154,4	
ISO 65 AĞIR SERİ ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI													
DIŞ ÇAP	*	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	165,1	
CİDAR KALINLIĞI	*	3,2	3,2	4	4	4	4,5	4,5	5	5,4	5,4	5,4	
İÇ ÇAP	*	14,9	20,5	25,7	34,4	40,3	51,3	67,1	78,9	103,5	128,9	154,3	
DIN 2441 AĞIR ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI													
DIŞ ÇAP	*	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	165,1	
CİDAR KALINLIĞI	*	3,25	3,25	4,05	4,05	4,05	4,5	4,5	4,85	5,4	5,4	5,4	
İÇ ÇAP	*	14,8	20,4	25,6	34,3	40,2	51,3	67,1	79,2	103,5	128,9	154,3	

Tablo A.3

TS 346 SERİSİ ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI													
ANMA ÇAPI		10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
DIŞ ÇAP	Minimal	13,5	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3
	Maksimal	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
ÖLÇÜSÜ		13,5	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3
CİDAR KALINLIĞI		1,8	2	2,3	2,6	2,6	2,6	2,9	2,9	3,2	3,6	4	4,5
İÇ ÇAP	Minimal	9,9	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	54,5	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3
	Maksimal	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
ÖLÇÜSÜ		9,9	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	54,5	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3

Tablo A.4

TS 416 SERİSİ ÇELİK BORULARIN BOYUTLARI													
ANMA ÇAPİ		10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
DIŞ ÇAP	Minimal	13,5	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3
	Maksimal	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
ÖLÇÜSÜ		13,5	21,3	26,9	33,7	42,4	48,3	60,3	76,1	88,9	114,3	139,7	168,3
CİDAR KALINLIĞI		1,7	2,95	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,3	3,95	4,7	5,15	5,6
İÇ ÇAP	Minimal	10,1	15,4	20,5	27,3	36	41,9	53,9	69,5	81	104,9	129,4	157,1
	Maksimal	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
ÖLÇÜSÜ		10,1	15,4	20,5	27,3	36	41,9	53,9	69,5	81	104,9	129,4	157,1

Tablo A.5 TS 6047 Standart ağırlıklı Boru Boyutları (ANSI B 36 Sch 40 veya ASTM A 53)

						İÇ ÇAP ÖLÇÜSÜ			
			ET KALINLIĞI			Sch 40		TS 6047	
Inch	DN	Dış Çap	Sch 40	TS 6047		Inches	mm	Inches	mm
1/8"	8	0,405	0,068	0,068		0,269	6,833	0,269	6,833
1/4"	10	0,540	0,088	0,088		0,364	9,246	0,364	9,246
3/8"	12	0,675	0,091	0,091		0,493	12,522	0,493	12,522
1/2"	15	0,840	0,109	0,109		0,622	15,799	0,622	15,799
3/4"	20	1,050	0,113	0,113		0,824	20,930	0,824	20,930
1"	25	1,315	0,133	0,133		1,049	26,645	1,049	26,645
1 1/4"	32	1,660	0,140	0,140		1,380	35,052	1,380	35,052
1 1/2"	40	1,900	0,145	0,145		1,610	40,894	1,610	40,894
2"	50	2,375	0,154	0,154		2,067	52,502	2,067	52,502
2 1/2"	65	2,875	0,203	0,203		2,469	62,713	2,469	62,713
3"	80	3,500	0,216	0,216		3,068	77,927	3,068	77,927
3 1/2"	90	4,000	0,226	0,226		3,548	90,119	3,548	90,119
4"	100	4,500	0,237	0,237		4,026	102,260	4,026	102,260
5"	125	5,563	0,258	0,258	TS 6047	5,047	128,194	5,047	128,194
6"	150	6,625	0,280	0,280	Sch 30	6,065	154,051	6,065	154,051
8"	200	8,625	0,322	0,322	0,277	7,981	202,717	7,981	202,717
10"	250	10,750	0,365	0,365	0,307 0,279	10,020	254,508	10,020	254,508
12"	300	12,750	0,406	0,375	0,330	11,938	303,225	12,000	304,800
14"	350	14,000	0,438	0,375		13,124	333,350	13,250	336,550
16"	400	16,000	0,500	0,375		15,000	381,000	15,250	387,350
18"	450	18,000	0,562	0,375		16,876	428,650	17,250	438,150
20"	500	20,000	0,593	0,375		18,814	477,876	19,250	488,950
24"	600	24,000	0,687			22,626	574,700		
						İÇ ÇAP ÖLÇÜSÜ			
			ET KALINLIĞI			Sch 40		TS 6047	
Inch	DN	Dış Çap	Sch 40	TS 6047		Inches	mm	mm	*
1/8"	8	0,405	0,068	0,068		0,269	6,833	6,833	
1/4"	10	0,540	0,088	0,088		0,364	9,246	9,246	
3/8"	12	0,675	0,091	0,091		0,493	12,522	12,522	
1/2"	15	0,840	0,109	0,109		0,622	15,799	15,799	
3/4"	20	1,050	0,113	0,113		0,824	20,930	20,930	
1"	25	1,315	0,133	0,133		1,049	26,645	26,645	
1 1/4"	32	1,660	0,140	0,140		1,380	35,052	35,052	
1 1/2"	40	1,900	0,145	0,145		1,610	40,894	40,894	
2"	50	2,375	0,154	0,154		2,067	52,502	52,502	
2 1/2"	65	2,875	0,203	0,203		2,469	62,713	62,713	
3"	80	3,500	0,216	0,216		3,068	77,927	77,927	
3 1/2"	90	4,000	0,226	0,226		3,548	90,119	90,119	
4"	100	4,500	0,237	0,237		4,026	102,260	102,260	
5"	125	5,563	0,258	0,258	TS 6047	5,047	128,194	128,194	
6"	150	6,625	0,280	0,280	Sch 30	6,065	154,051	154,051	
8"	200	8,625	0,322	0,322	0,277	7,981	202,717	202,717	
10"	250	10,750	0,365	0,365	0,307 0,279	10,020	254,508	254,508	
12"	300	12,750	0,406	0,375	0,330	11,938	303,225	303,225	
14"	350	14,000	0,438	0,375		13,124	333,350	333,350	
16"	400	16,000	0,500	0,375		15,000	381,000	381,000	
18"	450	18,000	0,562	0,375		16,876	428,650	428,650	
20"	500	20,000	0,593	0,375		18,814	477,876	477,876	
24"	600	24,000	0,687			22,626	574,700	574,700	

Tablo A.6

FARKLI KALİTE BORULARIN ORTALAMA İÇ ÇAPLARI												
ANMA ÇAPI	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
TS 301/3 Orta Serisi	12,50	16,20	21,70	27,35	36,05	41,95	53,05	68,75	80,75	105,05	129,65	155,20
ISO 65 Orta Serisi	*	16,10	21,70	27,30	36,00	41,90	53,10	68,90	80,90	105,30	129,70	155,10
DIN 2440 Serisi	*	16,00	21,60	27,20	35,90	41,80	53,00	68,80	80,80	105,30	130,00	155,40
TS 301/4 Ağır Seri	11,30	15,00	20,50	25,75	34,45	40,35	51,25	66,95	78,75	103,25	128,85	154,40
ISO 65 Ağır Serisi	*	14,90	20,50	25,70	34,40	40,30	51,30	67,10	78,90	103,50	128,90	154,30
DIN 2441 Serisi	*	14,80	20,40	25,60	34,30	40,20	51,30	67,10	79,20	103,50	128,90	154,30
TS 346 Serisi	9,90	17,30	22,30	28,50	37,20	43,10	54,50	70,30	82,50	107,10	131,70	159,30
TS 416 Serisi	10,10	15,40	20,50	27,30	36,00	41,90	53,90	69,50	81,00	104,90	129,40	157,10
TS 6047 Serisi	9,25	15,80	20,93	26,65	35,05	40,89	52,50	62,71	77,92	102,26	128,19	154,05

ÖZGEÇMİŞ

1967 Düzce doğumlu olan Levent Durak, İzmit Endüstri Meslek Lisesi Mezunudur. İstanbul Teknik Üniversitesi Petrol Mühendisliği Bölümünden 1988 yılında mezun olduktan sonra gene aynı üniversitede 1.5 yıl süre ile araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. Halen Çimera Gaz Şirketinde Teknik Müdür olarak çalışmaktadır.



**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANASYON MERKEZİ**