

ESTUDO DE PERDA DE CARGA EM  
TUBULAÇÕES E ENGATES RÁPIDOS  
UTILIZADOS EM LINHAS DE IRRIGAÇÃO

ROBERTO TESTEZLAF  
Eng<sup>o</sup> Agrícola

Orientador: Prof. Dr. Kil Jin Park

Tese apresentada à Faculda  
de de Engenharia de Alimen  
tos e Agrícola, da Univer  
sidade Estadual de Campinas,  
como parte dos requisitos  
exigidos para obtenção do  
título de MESTRE EM CIÊNCIAS.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

MAIO 1982

**UNICAMP**  
**BIBLIOTECA CENTRAL**

À minha esposa,  
Vânia  
e aos meus filhos,  
Alexandre e Vanessa  
pelos quais eu vivo;  
e aos meus pais,  
que vivem por mim.

AGRADECIMENTOS ...

... ao Prof. Dr. KIL JIN PARK, como reconhecimento do seu saber e pela orientação sincera e objetiva, e, antes de tudo, pela amizade que aprendi a cultivar;

... ao Prof. Ms. JULIO SATTO, pela colaboração em diversas partes do texto e, mais ainda, pela presença;

... ao Prof. Dr. RONG CHING HSIEH , pela colaboração na tradução do resumo para a língua inglesa;

... às Empresas ASBRASIL-Aspersão do Brasil S.A., RAINBOW-Sistemas de Irrigação e à IRRIGA AUTOMATEC Ind. e Comércio, pelo apoio e doações dos materiais testados nesse trabalho;

... à Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola, especialmente ao Departamento de Engenharia Agrícola, pelo auxílio e facilidades oferecidas para a realização dos meus estudos de Pós-Graduação;

... aos colegas e amigos, pela ajuda e estímulo dados durante a realização deste experimento.

## ÍNDICE

RESUMO

SUMMARY

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO .....	1
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	3
2.1 - IMPORTÂNCIA DO ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DOS SISTEMAS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO .....	4
2.2 - TEORIA DO ESCOAMENTO EM CONDUTOS .....	4
2.2.1 - Propriedades Físicas dos Fluídos .....	4
2.2.1.1 - Viscosidade .....	5
2.2.1.2 - Massa Específica, Volume Específico e Peso Específico, densidade relativa .....	6
2.2.2 - Tipos de Fluxo ou escoamento .....	7
2.2.2.1 - escoamentos Laminares e Turbulentos	7
2.2.2.2 - escoamentos Permanentes e Não Permanentes .....	8
2.2.2.3 - escoamento Uniforme e Não Uniforme	9
2.2.2.4 - Fluxo Compressível e Incompressível	9
2.2.3 - Número de Reynolds (Re) .....	9
2.2.4 - Equações Básicas em escoamentos de Fluídos .....	11
2.2.4.1 - Equação de Bernoulli .....	11
2.2.4.2 - Equações de Perdas de Carga em escoamento de Líquidos através de Condutos .....	13
2.2.4.3 - Equações de Perda de Carga em Engates e Válvulas .....	18

.../.

2.3 -	TEORIA SOBRE MEDIDAS HIDRÁULICAS .....	20
2.3.1 -	Medidas de Pressão .....	20
2.3.1.1 -	Pressão nos Líquidos .....	20
2.3.1.2 -	Tipos de Manômetros .....	21
2.3.2 -	Medida de Vazões .....	23
2.3.2.1 -	Medidas Diretas .....	23
2.3.2.2 -	Métodos Hidrodinâmicos .....	23
2.3.2.3 -	Método de Deslocamento Direto .....	27
CAPÍTULO 3 -	MATERIAIS E MÉTODOS .....	28
3.1 -	MATERIAL .....	29
3.1.1 -	Equipamento .....	29
3.1.2 -	Tubos e Conexões .....	29
3.1.3 -	Medidores .....	35
3.1.3.1 -	Vazão .....	35
3.1.3.2 -	Pressão .....	36
3.1.3.3 -	Outros Equipamentos .....	40
3.2 -	MÉTODOS .....	40
3.2.1 -	Calibração dos Diafragmas .....	40
3.2.2 -	Perda da Carga nas Tubulações .....	41
3.2.3 -	Perda de Carga no Engate .....	41
3.2.4 -	Procedimento de Cálculos .....	41
3.2.4.1 -	Velocidade Média .....	42
3.2.4.2 -	Número de Reynolds .....	42
3.2.4.3 -	Perda de Carga no Conduto .....	42
3.2.4.4 -	Coefficiente de atrito (f) teórico .	43
3.2.4.5 -	Cálculo do Coeficiente de Atrito Experimental .....	45
3.2.4.6 -	Perda de Carga devido ao Engate ...	45
3.2.4.7 -	Coefficiente de Resistência do Enga te .....	46
3.2.4.8 -	Comprimento Equivalente .....	46
3.2.4.9 -	Coefficiente de Resistência da Válvu la Gaveta .....	46
	.../.	

3.2.4.10 - Rugosidade Relativa .....	47
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	48
4.1 - CALIBRAÇÃO DOS DIAFRAGMAS E VENTURI .....	49
4.2 - COEFICIENTES DE ATRITO TEÓRICO E EXPERIMENTAL	49
4.3 - PERDAS DE CARGAS NAS TUBULAÇÕES .....	59
4.4 - COEFICIENTES DE RESISTÊNCIA E COMPRIMENTO E- QUIVALENTE DOS ENGATES .....	66
4.5 - COEFICIENTES DE RESISTÊNCIA E COMPRIMENTO E- QUIVALENTE PARA A VÁLVULA GAVETA .....	74
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	85
5.1 - CONCLUSÕES .....	86
5.2 - RECOMENDAÇÕES .....	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	88

## RESUMO

Devido à sua adaptabilidade aos diferentes tipos de solos e culturas, a irrigação por aspersão, é hoje um dos métodos de irrigação mais utilizados no Brasil.

O conhecimento das perdas de cargas que ocorrem nesses sistemas de irrigação é um parâmetro essencial para o bom desenvolvimento de um projeto. Normalmente, esses valores são avaliados através de equações e dados de pesquisas realizadas em outros países.

Visando dar uma contribuição ao estudo da validade do emprego dessas equações e dados, o presente trabalho procura obter dados através de condições essencialmente nacionais. Deste modo, nosso trabalho envolveu a determinação da rugosidade relativa para quatro tubulações de diferentes fabricantes, conferindo os valores de coeficientes de atrito, obtidos através da equação de Colebrook-White e a equação de Prandtl-von Kármán, a determinação dos coeficientes de resistência e dos comprimentos equivalentes para três tipos de engates rápidos e uma válvula gaveta.

Desenvolveu-se, através de dados experimentais, equações empíricas para o cálculo da perda de carga nas tubulações em função da vazão.

Os resultados obtidos, sempre que possível, foram avaliados estatisticamente e comparados com valores de literatura existentes.

## SUMMARY

Due its adaptability to different types of soils and cultivations the sprinkling irrigation is today one of the most utilized irrigation methods in Brazil.

The knowledge of head losses occurred in these irrigation systems is an essential parameter for the development of a good research work. Normally, those values of head losses are obtained through the research data and equations carried out in other countries.

Seeing the needs of adapting those equations under the Brazilian conditions, this research is essential in studying the validity of those existing equations through the experimental data obtained in this research.

In this way, this research involved the determination of the relative roughness for four pipes from different factories according to the values of friction factors, obtained through the Colebrook-White equation and the Prandtl - von Kármán equation, the determination of the resistance coefficients and the equivalent length of these types of quick couplers and a slide value.

Empirical equations were developed through the experimental data for calculating the head losses in the tubes as a function of fluid velocity.

The obtained results were analysed statistically and compared with, if possible, the existing values in the literature.



CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Atualmente, a irrigação por meio de sistemas portáteis de aspersão tem se expandido largamente, e um fator contribuinte para esse desenvolvimento tem sido a aplicação do alumínio e aço-zincado na produção de tais equipamentos, como; tubos, válvulas e engates.

Com o recente incremento no comércio de irrigação por aspersão, está havendo a necessidade de maiores estudos sobre dados de projeto na hidráulica desses sistemas.

O procedimento normalmente utilizado nos projetos de aspersão é somente considerar as perdas de pressão que ocorrem nas tubulações devido ao atrito [32].

Os efeitos dos engates rápidos, usados nas montagens das linhas de aspersão, se não são totalmente desprezados, são levados em consideração adicionando-se uma perda ocasional no final do projeto, o que, na maioria das vezes, pode não condizer com o valor real desse parâmetro. Isso se deve, em grande parte, ao fato de que essa característica hidráulica para engates não ter sido ainda devidamente avaliada para as condições brasileiras de fabricação.

Além desse problema, tem-se que muitas vezes as determinações da perda de carga nas tubulações são realizadas ou através de âbacos ou nomogramas produzidos em outros países ou através de fórmulas empíricas cujos expoentes foram determinados para condições de matéria-prima e produção industrial diferentes da encontrada no Brasil.

Através deste trabalho, procurou-se encontrar parâmetros que possibilitasse afirmar a validade ou não do uso de materiais bibliográficos não adaptados à realidade brasileira, assim como dar uma contribuição científica ao estudo de perdas de carga em engates rápidos utilizados em linhas de irrigação.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

## 2.1 - IMPORTÂNCIA DO ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DOS SISTEMAS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO

A aspersão como método de irrigação vem sendo praticada na Brasil há poucas décadas.

Nos últimos anos, esse sistema tem se expandido largamente, com um grande aumento de sua comercialização.

A qualidade dos sistemas projetados vão depender do conhecimento de melhores parâmetros de projeto sobre a hidráulica dos sistemas de aspersão.

Até hoje, os dados de projeto sobre tubulações e acessórios, utilizados pelas indústrias brasileiras de irrigação são na sua maioria produtos da tecnologia estrangeira.

Assy [ 2 ] reafirma a importância desses estudos e o reconhecimento dessa necessidade é demonstrada hoje pela intensificação das pesquisas nessa área.

## 2.2 - TEORIA DO ESCOAMENTO EM CONDUTOS

Nesse trabalho o interesse reside na parte da hidráulica que estuda a dinâmica dos fluídos, ou mais precisamente, os movimentos dos líquidos, que na maioria dos casos são considerados incompressíveis.

O fluído é definido como uma substância que se deforma continuamente quando submetido a uma tensão de cisalhamento, por menor que ele seja [31].

O conduto de secção circular é o mais usado [11], por que a sua forma não só oferece grande resistência estrutural, como também o menor perímetro molhado por unidade de área do que qualquer outra forma.

### 2.2.1 - Propriedades Físicas dos Fluídos

A solução dos problemas de fluxo requer o conhecimento prévio das propriedades físicas do fluído em escoamento.

### 2.2.1.1 - Viscosidade

Streeter [31] define a viscosidade como sendo a propriedade do fluido em virtude da qual este oferece resistência ao escoamento, isto é, a viscosidade é uma propriedade inversa à fluidez.

O fluido no presente estudo é a água. Assim sendo, as discussões se restringem no tocante aos fluidos newtonianos

Nekrasov [24] confirma a Lei da Viscosidade de Newton, que estabelece que para uma dada taxa de deformação do fluido, a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional a viscosidade.

$$\tau_{yx} = +\mu \cdot dv_x/dy \quad (1)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de proporcionalidade, conhecido como a viscosidade dinâmica do líquido e  $dv$  é o incremento da velocidade correspondente à coordenada  $y$  (ver Fig. 2.1).

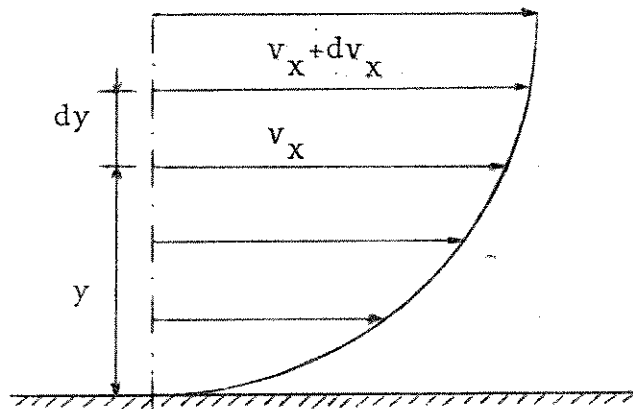


Fig. 2.1 - Perfil de velocidades durante o escoamento de um líquido viscoso ao longo de uma parede

As dimensões da viscosidade se determina resolvendo a eq. (1).

$$\mu = \tau_{yx} \left( \frac{1}{dv_x/dy} \right) \quad (2)$$

Colocando-se as dimensões  $\mu$  tem as dimensões de  $FL^{-2}T$ , ou na unidade de massa tem  $ML^{-1}T^{-1}$ . No S.I, a unidade é pascal segundo (Pa.s) que também pode ser expresso por  $(N.s/m^2)$ . No entanto, a unidade mais usual se denomina poise e é dina  $seg/cm^2$  ou  $g/cms$ . O centipoise é a centésima parte do poise, e a água a  $20^{\circ}C$  tem a viscosidade de 1,002 centipoises.

Junto com a viscosidade dinâmica ou absoluta ( $\mu$ ) também se emprega a viscosidade cinemática, que é a relação entre a viscosidade dinâmica e a densidade

$$v = \mu/\rho \dots \tag{3}$$

No S.I a unidade da viscosidade cinemática é o  $(m^2/s)$ , o que corresponde no CGS ao  $(cm^2/s)$  ou também chamado stokes (St).

A viscosidade dos líquidos decresce com o aumento do valor de temperatura, enquanto que nos gases aumenta com o aumento da temperatura.

A alteração da viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) dos líquidos e nos gases com a mudança no valor da pressão é tão insignificante que comumente não se estima.

Essas variações só se tornam consideráveis quando as pressões são muito altas.

#### 2.2.1.2 - Massa Específica, Volume Específico e Peso Específico, densidade relativa

A massa específica ( $\rho$ ) de um fluído se define como a sua massa por unidade de volume. A unidade coerente de massa específica no S.I. é kilograma por metro cúbico ( $kg/m^3$ ), mas outras unidades métricas também são usadas, como grama por centímetro cúbico ( $g/cm^3$ ) e grama por mililitro ( $g/ml$ ).

O volume específico ( $v_s$ ) é o inverso da massa específica  $\rho$ , ou seja, é o volume que ocupa a unidade de massa. A sua unidade mais usada no S.I é o metro cúbico por kilograma ( $m^3/kg$ ), sendo utilizados também outras unidades métricas, por exemplo: o litro por kilograma ( $l/kg$ ) [11].

A massa específica dos líquidos diminui com o au

mento de temperatura, e com relação à pressão, a maior parte dos problemas de escoamento, os seus efeitos não tem importância prática (escoamentos incompressíveis), levando-se somente em consideração no caso de variações de pressões muito altas (compressíveis).

O peso específico ( $\gamma$ ) de uma substância é o seu peso por unidade de volume, a unidade coerente de  $\gamma$  no S.I é o  $N/m^3$ , mas também é usada a unidade no sistema técnico  $kgf/m^3$ .

A densidade relativa (S) é uma medida relativa da densidade de um fluido a outro. Crane Co. [11] define a densidade relativa de um líquido, como sendo a relação entre a sua massa específica a uma dada temperatura e a massa específica da água a uma temperatura padrão. Normalmente, as duas temperaturas são as mesmas, mas as mais comumente utilizadas são a de  $15,6^{\circ}C$  para Crane Co. [11] e  $4,0^{\circ}C$  segundo Nekrasov [24].

### 2.2.2 - Tipos de Fluxo ou Escoamento

Todo movimento de um fluido se denomina Fluxo ou Escoamento.

Streeter [31] evidencia os seguintes tipos de fluxo:

#### 2.2.2.1 - Escoamentos Laminares e Turbulentos

O fluxo laminar, as partículas do fluido se move ao longo de trajetórias lisas em lâminas ou filmes, isto é, o movimento se verifica ao nível molecular.

Turbulento é o tipo de escoamento no qual as partículas do fluido se movem segundo trajetórias muito irregulares, originando um intercâmbio da quantidade de movimento de uma porção do fluido a outra, isto é, o movimento se verifica ao nível macroscópico.

A Lei de Newton da viscosidade (eq.(1)) é válida para os fluxos laminares.

Com relação ao fluxo laminar, o fluxo turbulento origina uma maior tensão de cisalhamento no fluido e produz mais irreversibilidades ou perdas.

Assy [ 2 ] explica que, quando o movimento é turbulento, condições especiais reinam nas vizinhanças imediatas da parede do conduto. Nesta região, a presença de um contorno sólido impede o movimento transversal dos elementos fluídos, tornando impossível, também, a flutuação das velocidades. Forma-se, assim, dentro da camada limite turbulenta, uma sub-região, justaposta à parede do conduto, extremamente delgada, onde o movimento é necessariamente laminar (filme laminar). Demonstra-se que para um conduto de diâmetro e de rugosidade dados, a espessura do filme laminar  $\delta$  é função decrescente do número de Reynolds.

Se  $Re$  é suficientemente pequeno o valor de  $\delta$  é grande e cobre todas as asperezas da parede e o conduto se diz hidraulicamente liso (Fig. 2.2).

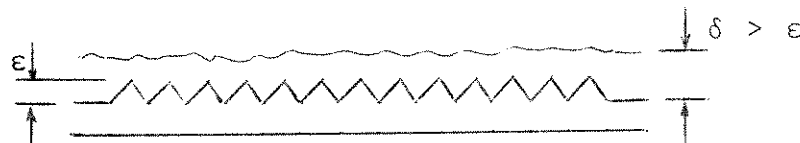


Fig. 2.2 - Conduto hidraulicamente liso

Se  $Re$  aumenta, a espessura relativa do filme diminui e para um dado  $Re$ , as irregularidades da parede emergem do filme laminar e contactam diretamente com a parte do fluído em escoamento turbulento, nessa condição o conduto se diz rugoso (Fig. 2.3).

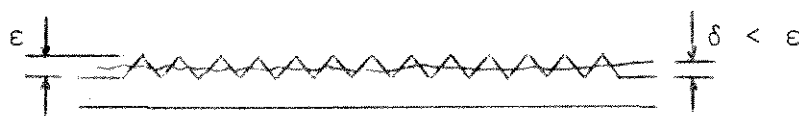


Fig. 2.3 - Conduto hidraulicamente rugoso

#### 2.2.2.2 - Escoamentos Permanentes e Não Permanentes

Se diz que um fluxo é permanente quando as propriedades do fluído e as condições de movimento em qualquer ponto não se modificam com o tempo.

No fluxo turbulento, devido ao movimento aleatório das



partículas fluídas, sempre se apresentam pequenas flutuações em um ponto. Portanto, a definição do fluxo permanente no fluxo turbulento é generalizada tendo-se em conta estas flutuações, isto é, o fluxo permanente é definido em base nas velocidades médias do escoamento, calculadas pelas relações de vazões pela área do escoamento.

O fluxo é não permanente quando as condições em qualquer ponto se modificam com o tempo.

#### 2.2.2.3 - Escoamento Uniforme e Não Uniforme

Um fluxo é definido como uniforme quando o vetor velocidade é constante ao longo de uma linha de corrente, em um dado instante, ou seja,

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial x} = 0$$

Um fluxo é não uniforme quando o vetor velocidade varia ao longo de uma linha de corrente, em um dado instante ( $\frac{\partial \vec{v}}{\partial x} \neq 0$ ).

#### 2.2.2.4 - Fluxo Compressível e Incompressível

Um fluxo é considerado incompressível quando a densidade ou o peso específico do fluído é constante em função do tempo, já o fluxo compressível seria exatamente quando essa característica se modificasse em função do tempo. Como exemplo de fluxo compressível teríamos os escoamentos da maioria dos líquidos e como exemplo de fluxo compressível teríamos o escoamento de gases.

#### 2.2.3 - Número de Reynolds(Re)

Para determinarmos a natureza de um fluxo, ou seja, se ele é laminar ou turbulento e também a sua posição relativa em escala que indica a importância da tendência de ser laminar ou turbulento, utilizamos do número de Reynolds.

Em 1883, Osborne Reynolds mostrou que a natureza do flu

xo em um conduto dependia do diâmetro do conduto, da densidade e viscosidade do fluído em escoamento e da velocidade de fluxo. O número de Reynolds, segundo Crane Co. [11] e Streeter [31], pode ser considerado como a relação entre as forças dinâmicas do fluxo de massa e a tensão de cisalhamento devido à viscosidade ou nas definições clássicas [30] seria a relação das forças inerciais e viscosas. O número de Reynolds é:

$$R_e = Dv\rho/\mu \dots \quad (4)$$

ou 
$$R_e = \frac{Dv}{\nu} \dots \quad (5)$$

onde  $D$  = diâmetro do conduto  
 $v$  = velocidade média de fluxo  
 $\rho$  = densidade do fluído  
 $\mu$  = viscosidade dinâmica do fluído  
 $\nu$  = viscosidade cinemática do fluído

Para propósitos de engenharia, o escoamento em condutos é usualmente considerado laminar para número de Reynolds menores que 2.000, e turbulento para número de Reynolds maiores que 4.000. Entre esses dois valores se situa a "zona crítica", onde o fluxo pode ser tanto turbulento como laminar, dependendo das possíveis condições de variações.

Experiências cuidadosas [11] têm mostrado que a zona laminar pode terminar com número de Reynolds baixos como 1.200, assim como estendido a valores altos como 40.000, mas estes valores não são realizáveis na prática ordinária.

Ocasionalmente, no cálculo do número de Reynolds, podemos encontrar um conduto de seção não-circular, nesse caso então um diâmetro equivalente [31] substituirá o diâmetro circular. Esse diâmetro equivalente é definido como 4 vezes o raio hidráulico.

$$D_E = 4 R_H \quad (6)$$

onde o raio hidráulico ( $R_H$ ) é definido como a relação entre a área da seção transversal de fluxo e o perímetro molhado (que é definido como a parte do perímetro onde a parede está em contato

com o fluído, excluindo a superfície livre do líquido).

$$R_H = \frac{A}{P_M} \tag{7}$$

King & Crocker [20] definem também diâmetro hidráulico.

## 2.2.4 - Equações Básicas em escoamentos de fluídos

### 2.2.4.1 - Equação de Bernoulli

Shames [30] mostra que através da integração da equação de movimentos de Euler (eq.(8)) para a densidade constante, chega-se à Equação de Bernoulli (eq.(9)).

$$dp/\rho + g dz + v dv = 0 \tag{8}$$

Esta forma da equação de Euler de movimento está baseada em 3 hipóteses importantes:

- a) o movimento ocorre ao longo de uma linha de corrente
- b) é um fluído sem atrito
- c) o fluxo é permanente

Então temos que pela integração chega-se à Equação de Bernoulli:

$$p/\rho + gz + v^2/2 = \text{constante} \tag{9}$$

Da equação acima conclui-se que a soma da energia de pressão por unidade de massa, com a energia potencial de posição por unidade de massa e com a energia cinética por unidade de massa, se conserva ao longo de uma linha de corrente de um fluxo permanente, incompressível e sem atrito. Teoricamente, esta soma chama-se Energia Mecânica Total, podendo ser diferente de um linha de corrente para outra. Shames [30] confirma que na maioria dos problemas, todas as linhas de corrente tem, praticamente, a mes

ma Energia Mecânica Total, o que significa que essa soma pode igualar-se entre quaisquer pontos, sem ter em conta que estão na mesma linha de corrente.

Levando-se em conta o pressuposto para 2 pontos 1 e 2 e dividindo a eq. (9) por  $g$ , e substituindo  $\rho g$  pelo peso específico ( $\gamma$ ) temos

$$z_1 + v_1^2/2g + p_1/\gamma = z_2 + v_2^2/2g + p_2/\gamma \dots \quad (10)$$

Os termos dessa equação tem as dimensões de comprimento e se denominam:

$z$ , altura de posição ou energia de posição (geométrica)

$p/\gamma$ , altura de pressão ou energia de pressão (estática)

$v^2/2g$ , altura dinâmica ou energia cinética (dinâmica)

Nekrasov [24] através da Fig. 2.4, mostra esquematicamente a variação das 3 alturas ao longo de um conduto.

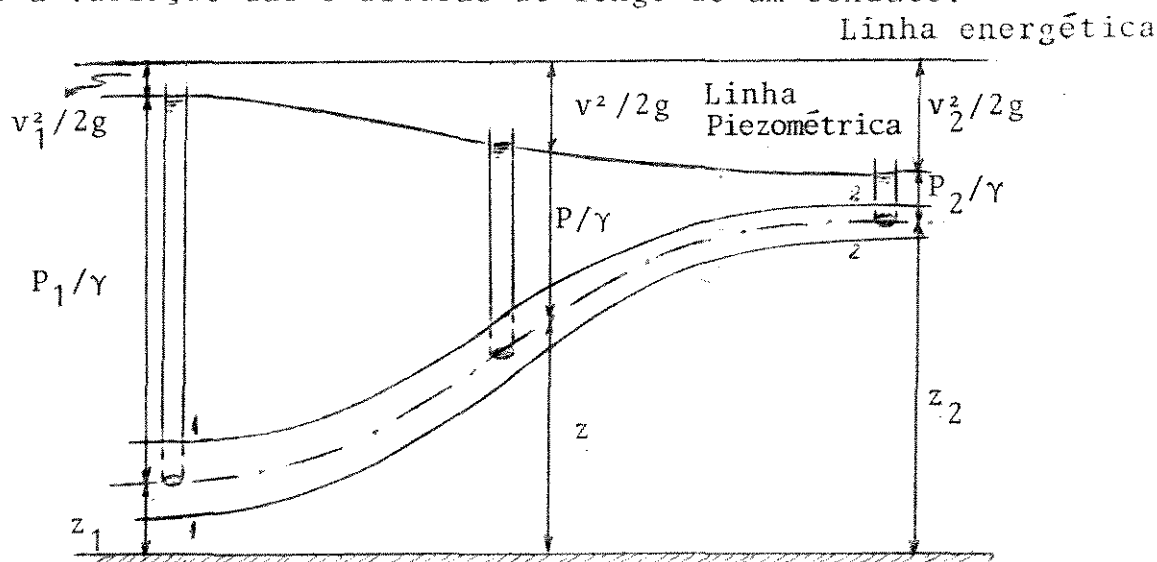


Fig. 2.4 - Esquema da variação das alturas de posição, de pressão e dinâmica ao longo de um fluxo de um líquido perfeito

A linha de variação das alturas de pressão se denomina linha piezométrica e pode ser considerada como o ponto geométrico dos níveis dos piezômetros instalados ao longo do escoamento.

Pela Equação de Bernoulli se deduz que se a área da seção transversal do conduto diminuir, ou seja, o tubo de corrente se contrai, a velocidade de fluxo do líquido aumenta e a pressão diminui, e ao contrário, quando o tubo de corrente expande, a velocidade diminui e a pressão aumenta.

#### 2.2.4.2 - Equações de Perdas de Carga em Escoamento de Líquidos através de Condutos

Pelas hipóteses mencionadas no item 2.2.4.1, na determinação da eq. (10) foram negligenciadas as perdas de energia devido ao atrito, ou seja, considerou-se o escoamento de líquidos ideais.

Entretanto, na prática, trabalha-se com fluídos reais, onde a conversão de energia mecânica em térmica tem que ser levado em consideração no estudo do escoamento, portanto essas perdas por atrito devem ser incluídas na Equação de Bernoulli.

Crane Co. [11] esquematiza então o balanço de energia entre dois pontos do líquido através da Fig. 2.5.

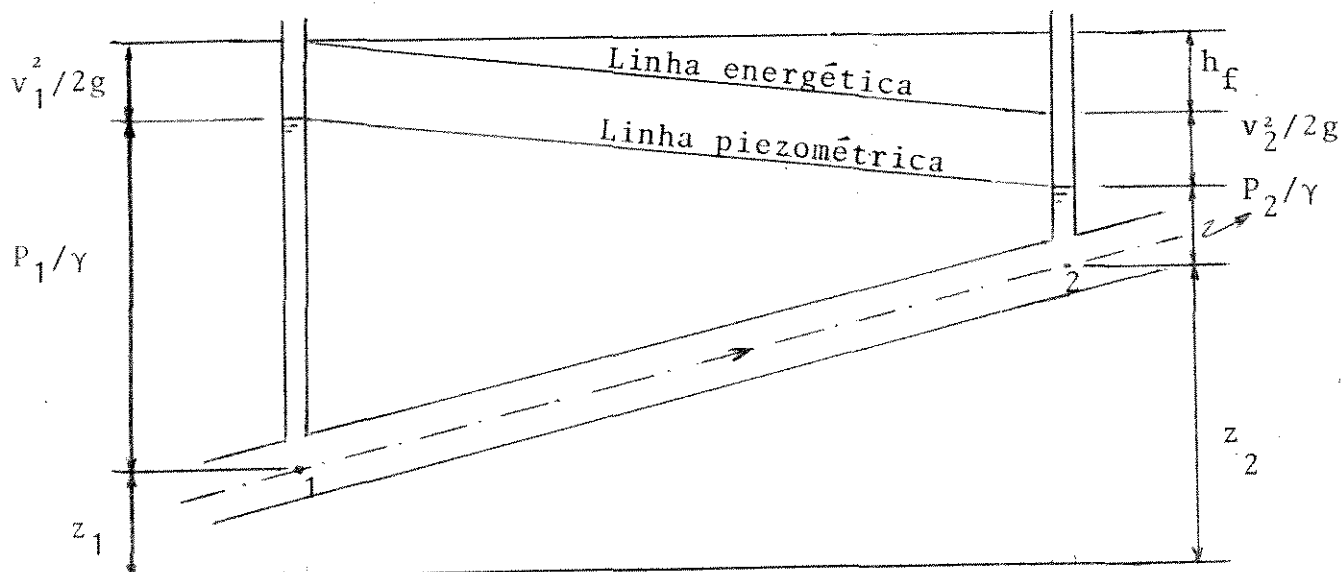


Fig. 2.5 - Balanço de Energia para dois pontos de Líquido Real

Pode-se notar que esta perda no conduto do ponto 1 para o ponto 2 (h<sub>f</sub>) pode ser referido com uma perda em metros de

coluna do fluído. A equação de Bernoulli pode ser escrita como:

$$z_1 + v_1^2/2g + p_1/\gamma = z_2 + v_2^2/2g + p_2/\gamma + h_f \dots \quad (11)$$

Todas as fórmulas práticas para escoamentos de fluídos são derivados do Teorema de Bernoulli, com modificações no que diz respeito às perdas devido ao atrito.

Segundo Nekrasov [24], as perdas de energia específica ou perdas de carga, dependem da forma, dimensões e rugosidade do conduto, da velocidade de fluxo e da viscosidade do líquido.

Apesar da causa primordial de todas as perdas hidráulicas ser a viscosidade do líquido, ela por si só nem sempre exerce influencia substancial sobre o valor destas, particularmente em escoamentos francamente turbulentos.

Streeter [31] confirma que sem viscosidade não existe resistência ao movimento do fluído.

Na análise dos escoamentos, com a relação à perda de carga, muitas fórmulas empíricas têm uso frequente.

Segundo Assy [2]: "O emprego de fórmulas empíricas pode induzir o engenheiro a dois erros essenciais: o primeiro, devido à escolha inadequada do coeficiente numérico que nem sempre corresponde aos materiais de que são feitos, os tubos e aos demais dados em jogo. Embora as tabelas que acompanham as fórmulas empíricas serem detalhadas, quase sempre são genéricas demais para possibilitar uma escolha judiciosa dos coeficientes numéricos. O segundo erro é mais grave porque é de natureza conceitual: os coeficientes numéricos nem sempre são compatíveis com o regime de escoamento que está se estabelecendo no conduto."

Segundo o mesmo autor, atualmente as fórmulas de maior uso pelos projetistas, são as seguintes:

a) Fórmula de Flamant:

$$DJ = b\sqrt{V^7/D} \quad (12)$$

onde:

D = diâmetro do conduto

J = perda de carga unitária

V = velocidade média  
b = coeficiente de Flamant

Neves [25] recomenda o uso dessa fórmula para  $d < 0,1m$ .

b) Fórmula de Hazen-Williams:

$$J = 6,81 V^{1,85} \cdot C^{-1,85} \cdot D^{1,17} \dots \quad (13)$$

ou

$$J = 10,65 Q^{1,85} \cdot C^{-1,85} \cdot D^{-4,87} \dots \quad (14)$$

onde: J = perda de carga unitária  
Q = vazão do escoamento  
D = diâmetro do conduto  
V = velocidade média de fluxo  
C = coeficiente de Hazen-Williams, cujo valor depende unicamente da natureza dos condutos

Essa fórmula é recomendada para instalações com condutos de diâmetros inferiores a 50 mm.

c) Fórmula de Manning-Strickler:

$$V = (1/n) R_H^{2/3} J^{1/2} \dots \quad (15)$$

onde: n = coeficiente de Manning  
J = perda de carga unitária  
 $R_H$  = raio hidráulico

d) Fórmula de Darcy-Weisbach:

A equação fundamental para a determinação de perda de carga é a fórmula universal de perda de carga, também chamada fórmula de Darcy-Weisbach.

Assy [2], Streeter [31], King & Crocker [20] e Davies [12] fazem a dedução dessa fórmula a partir da equação de Bernoulli, ficando no final na forma de:

$$h_f = (f L V^2) / D \cdot 2g \dots \quad (16)$$

onde:  $h_f$  = perda de carga friccional em altura de coluna do fluido

$f$  = fator de fricção ou coeficiente de atrito

$L$  = comprimento da tubulação

$D$  = diâmetro da tubulação

$V$  = velocidade média

$g$  = aceleração de gravidade

A equação de Darcy-Weisbach é válida para fluxos turbulentos e laminares de qualquer líquido newtoniano em conduto.

A eq. (16) determina a perda de pressão devido à fricção e refere-se a tubos de diâmetro constante transportando fluidos com densidade razoavelmente constante em um comprimento reto, tanto na horizontal, vertical ou inclinado.

#### Fator de Fricção ou Coeficiente de Atrito:

Para usarmos a eq. (16), o valor do coeficiente de atrito precisa ser determinado.

Crane Co. [11] explica que a Equação de Darcy pode ser racionalmente derivada por análise dimensional, sendo que o fator de fricção  $f$  precisa ser determinado experimentalmente. O fator de fricção  $f$  para condições de escoamentos laminares ( $Re < 2000$ ) é função somente do número de  $Re$ , enquanto para escoamentos turbulentos ( $Re > 4000$ ), é também função das características da superfície de conduto. Na zona crítica ( $2000 < Re < 4000$ ) o valor do coeficiente de atrito é indeterminado:

Vennard [26], na consideração da relação básica entre a tensão de cisalhamento e o fator de fricção mostrou por análise dimensional que esse fator é uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa ( $\epsilon/D$ ), sendo  $\epsilon$  a rugosidade absoluta do material do conduto.

O conhecido Diagrama de Moody (Apen. 1) que relaciona o valor do coeficiente de atrito com o valor da rugosidade relativa e o valor do número de  $Re$ , é uma das formas gráfico-manual da determinação do valor de  $f$ . Atualmente, métodos numéricos mais exatos estão sendo preferidas pelo uso de pequenas calculadoras eletrônicas ou computadores na solução do valor de  $f$  tanto para regimes laminares como turbulentos.

Essas equações relacionam  $f$  com  $Re$  e/ou a rugosidade



relativa ( $\epsilon/D$ ). As equações mais comumente utilizadas são:

a) Para fluxo laminar ( $Re < 2000$ ):

$$f = 64/Re \quad (17)$$

ou

$$f = 64\mu/Dv\rho \quad (18)$$

b) Equação de Blasius:

Válido para  $4000 \leq Re \leq 10^5$

$$f = 0,316 Re^{-0,25} \quad (19)$$

Recomendado para condutos hidraulicamente lisos.

c) Equação de Prandtl-von Kármán

Os limites dessa equação são:

$$4000 \leq Re \leq 3 \times 10^6$$

$$1/\sqrt{f} = 2 \log Re\sqrt{f} - 0,8 \quad (20)$$

Utilizado para condutos hidraulicamente lisos.

d) Equação de Drew and Genereaux:

$$1/\sqrt{f} = 3,2 \log(Re\sqrt{f}) + 1,2... \quad (21)$$

e) Equação de Colebrook-White:

Válido para escoamentos turbulentos, ou seja,  $Re \geq 4000$ , e tanto para condutos lisos como rugosos.

$$1/\sqrt{f} = -2 \log(\epsilon/3,7D + 2,51Re/\sqrt{f}) \dots \quad (22)$$

A Equação de Colebrook-White foi testada recentemente por Swamee & Jain [29] na determinação do diâmetro do conduto e da perda de carga, encontrando-se um erro de  $\pm 2\%$  no cálculo do diâmetro e de  $\pm 10\%$  na perda de carga.

Round [29], USDA [32], Assy [2], Hughes & Jeppson [17] utilizam-se dos dados do coeficiente de atrito fornecidos pela Equação de Colebrook.

Pipe Friction [18] baseia o seu estudo de perda de car

ga na Equação de Darcy-Weisbach, recomendando o uso do Diagrama de Moody na determinação do coeficiente de atrito.

#### Efeito da idade e do uso sobre o atrito em condutos:

A perda por fricção em tubulações modifica-se sensivelmente com uma mudança de diâmetro e rugosidade.

Crane Co. [11] cita que a perda de pressão por metro de tubulação varia inversamente com a quinta potência do diâmetro, para um dado fluxo e um fator de fricção fixo. Portanto, uma redução de 2% no diâmetro causa 11% de incremento na perda.

Especialistas apontam que pode-se esperar um aumento na rugosidade com o uso dos condutos

Ippen [26], discutindo sobre o efeito do tempo de uso, cita que um tubo de aço galvanizado de 4" teve a sua rugosidade dobrada e o fator de fricção aumentado em 20% depois de três anos de uso moderado.

#### 2.2.4.3 - Equações de Perda de Carga em Engates e Válvulas

Na maioria dos sistemas de tubulação encontramos um considerável número de válvulas e uniões ou engates, e o conhecimento dos valores de sua resistência ao fluxo do líquido é necessário para determinar as características de escoamento do sistema completo de tubulações.

Crane Co. [11] menciona que muitas experiências têm mostrado que a perda de carga devido às válvulas e engates é proporcional a um expoente constante de velocidade. Quando a queda de pressão ou perda de carga é plotada contra a velocidade sobre um papel logarítmico, o resultado é uma linha reta.

No intervalo de escoamentos turbulentos, o valor do expoente da velocidade tem sido encontrado variando entre 1,8 a 2,1 para diferentes tipos de válvulas e engates.

Entretanto, para efeitos práticos, pode-se assumir que a perda de carga devido ao fluxo de fluídos no intervalo turbulento através de válvulas e engates varia com o quadrado da velocidade.

O fluxo através de válvula e engates em uma linha de tubulações causa uma redução na linha de energia, a qual pode ser expresso em termos de carga cinética. Então temos a seguinte equação:

$$h_f = K_R \frac{v^2}{2g} \quad (23)$$

onde:  $h_f$  = perda de carga

$v$  = velocidade média na tubulação

$g$  = aceleração da gravidade

$K_R$  = coeficiente de resistência da válvula ou união

O coeficiente de resistência ( $K_R$ ) é considerado como sendo independente do fator de fricção ou do número de Re, e pode ser tratado como constante para um dado acessório, em um sistema de tubulações para qualquer regime de escoamento.

A mesma perda em um conduto reto pode ser expresso pela Equação de Darcy:

$$h_f = (f L_{eq}/D) v^2/2g \quad (24)$$

ficando assim:

$$K_R = (f L_{eq}/D) \quad (25)$$

$L_{eq}$  é o comprimento equivalente em tubulações retas. O valor de  $K_R$  para um tipo novo de engate ou válvula somente pode ser determinado experimentalmente.

Buhr [ 7 ] e Olson [26] realizaram um estudo de perda de carga em 3 tipos de engates utilizados em tubulações de 3, 4 e 5 polegadas, através da equação (23), concluindo que essas perdas variam com o diâmetro do engate, mas não encontrando uma grande variação no total de perda de carga entre os 3 tipos de engate.

Willardson [32] estuda o efeito do diâmetro das tubulações sobre os coeficientes de resistência de 3 tipos de engate, encontrando variações no valor de  $K_R$  que vão de 0,016 a 0,11.

Gray, Levine & Bogema [15] estudaram os coeficientes

de resistência  $K_R$  para 14 tipos diferentes de engates rápidos utilizados em tubos de irrigação com 3" de diâmetro, encontrando valores de  $K_R$  entre 0,15 e 0,70 e atribuindo essa variação aos diferentes tipos de modelo e fabricação.

## 2.3 - TEORIA SOBRE MEDIDAS HIDRÁULICAS

### 2.3.1 - Medidas de Pressão

O conjunto de técnicas que existem para medidas de pressão e pressões diferenciais são denominados manometria.

#### 2.3.1.1 - Pressão nos Líquidos

Em um fluido estacionário, a pressão é exercida igualmente em todas as direções e é denominada pressão estática; em um fluido em movimento, a pressão é exercida sobre um plano paralelo à direção de movimento.

#### Pressão Estática:

A equação de movimento de Euler (eq.(8)) pode ser aplicada entre duas seções quaisquer de um fluido contínuo. Se o fluido não está em movimento, a energia cinética é zero, então temos

$$\frac{dp}{\rho} + g dz = 0$$

Se for um fluxo incompressível,

$$\frac{(P_2 - P_1)}{\rho} + g(z_2 - z_1) = 0$$

isto é:  $P_2 - P_1 = -(z_2 - z_1)\rho g$  (27)

Então a pressão diferencial pode ser expressa em termos de altura de coluna do fluido.

Quando necessitamos determinar a pressão estática em um fluido em movimento, a superfície de medida deve estar paralela à direção de fluxo, para que a energia cinética não seja con

vertida em energia de pressão para a superfície. Se o fluído está escoando em um conduto circular, a superfície de medida precisa, portanto, ser perpendicular à direção radial, em qualquer ponto.

O manômetro deve ser conectado faceando a superfície do conduto, para não causar perturbação no fluxo. A pressão então é medida perto da superfície, onde a velocidade é mínima e a leitura estaria sujeita somente a pequenos erros, se a superfície não estiver tão paralela à direção do fluxo [10].

### 2.3.1.2 - Tipos de Manômetros

Os manômetros abertos ou piezômetros e os manômetros diferenciais são aparelhos utilizados para medir a pressão em função das alturas de coluna líquidas.

Os piezômetros são os tipos mais simples desses medidores, e consiste de um tubo de vidro ligado com o interior do recipiente que contém o líquido; a altura do líquido, quando esse alcançar o equilíbrio, corrigida a capilaridade, dá diretamente a pressão no interior do recipiente (Fig. 2.6).

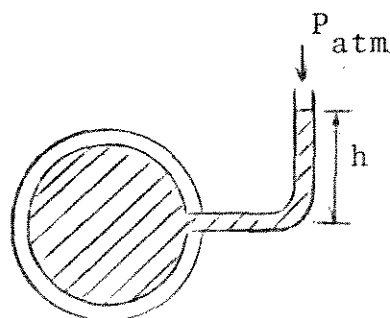


Fig. 2.6 - Manômetro aberto ou piezômetro

O modo mais simples e mais seguro de evitar o inconveniente da capilaridade consiste em utilizar diâmetros não muito pequenos: não inferiores a 15 mm para a água, nem a 10 mm para o mercúrio [23].

Esse medidor serve para medir a pressão de um líquido,

quando esta for superior à pressão atmosférica local. A pressão é dada pela altura  $h$  desde o menisco até o ponto onde se deseja medir a pressão.

É impraticável, nesse manômetro, fazer tanto medidas de pressões manométricas negativas como medida de altas pressões.

Para grandes pressões manométricas positivas ou negativas, se emprega o uso de um segundo líquido de maior massa específica, que deve ser imiscível com o primeiro líquido (Fig. 2.7).

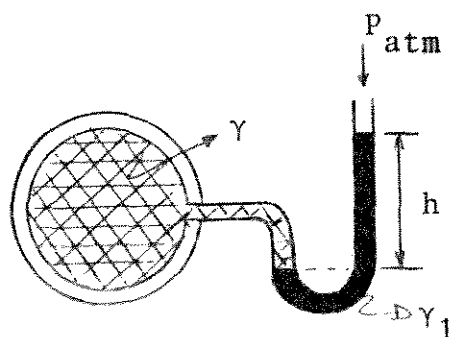


Fig. 2.7 - Manômetro aberto em "U" com líquido de maior massa específica

Os manômetros diferenciais são usados para medir a diferença das pressões entre dois pontos. Consiste, em essência, em um ou mais tubos em U combinados, obtendo-se a diferença de pressões em função da elevação ou depressão dos líquidos manométricos.

Normalmente são utilizados na medida de grandes pressões, e, portanto, é recomendado empregar um líquido manométrico de alta massa específica. Um líquido usado normalmente em manômetros diferenciais é o mercúrio (Hg) com  $\rho=13,6$  (Fig. 2.8).

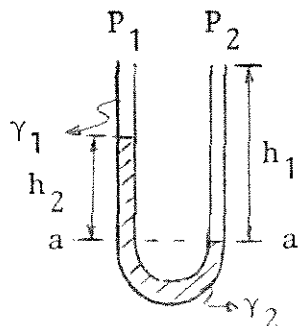


Fig. 2.8 - Manômetro diferencial

Através da Fig. 2.8, podemos deduzir a equação que correlaciona a pressão lida em altura de coluna de um líquido 2 e a altura de coluna do líquido que está escoando 1.

Temos que a pressão no nível(a.a) deve ser o mesmo para os dois tubos, portanto

$$P_2 + h_1 \rho_1 g = P_1 + (h_1 - h_2) \rho_1 g + h_2 \rho_2 g$$
$$\Delta P = P_2 - P_1 = h_2 (\rho_2 - \rho_1) g \quad (28)$$

### 2.3.2 - Medida de Vazões

Segundo Badger & McCabe [ 4 ] os métodos de medidas de fluxos podem ser classificados em:

#### 2.3.2.1 - Medidas Diretas

O método mais rigoroso de medir vazões é a partir de sua própria definição: volume escoado por unidade de tempo. Assim, medindo-se o volume que se escoou durante um certo tempo, obtém-se a vazão média durante esse tempo.

O método mais simples consiste em dispor de um cronômetro com atuação manual e um tanque aferido. Nestas condições, se o tanque tiver capacidade para pelo menos um minuto de escoamento, o erro cometido pode ser unicamente de 1% [23].

#### 2.3.2.2 - Métodos Hidrodinâmicos

##### a) Aparelhos Deprimogênios:

Os aparelhos deprimogênios consistem num dispositivo de redução de seção do conduto, graças ao qual há uma conversão da altura piezométrica em altura de velocidade, em consequência do aumento desta, de modo que medindo a queda de pressão pode-se determinar a velocidade de escoamento e a vazão [25].

Os três aparelhos deprimogênios habitualmente usados são o diafragma, o bocal diafragma e o tubo Venturi.

O diafragma consiste em uma placa perfurada, que é atravessada pela corrente líquida, com as características do escoamento num orifício em parede fina; dos três medidores é o de mais

fácil construção e o mais usado, possuindo um erro médio de 1,5 a 2,5%; o bocal diafragma é construído de modo a amoldar-se à forma de veia líqüida, possuindo um erro de 1,0 a 2,0%. Esses dois tipos de medidores estão esquematizados na Fig. 2.9, abaixo:



Fig. 2.9 - Esquema do diafragma e do bocal diafragma

O tubo Venturi é constituído por um tubo convergente, seguido de uma parte divergente, que tem como função trazer progressivamente o diâmetro ao seu valor inicial, e diminuir a perda de carga no aparelho.

A construção de um medidor Venturi é muito trabalhoso, mas o seu uso nos possibilita um erro médio de 0,5 a 1,5%. A Fig. 2.10 mostra esquematicamente um tubo Venturi.

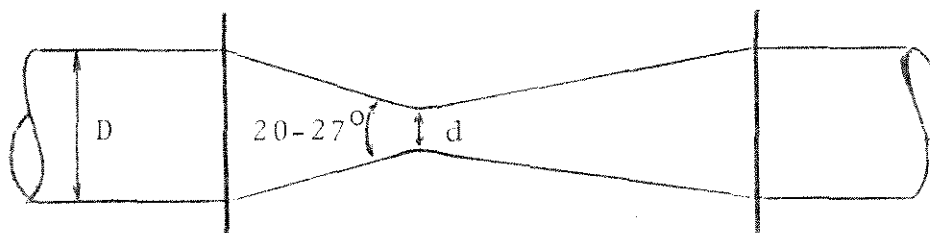


Fig. 2.10 - Medidor tipo Venturi

### Equacionamento Teórico

Considerando um fluxo incompressível através de um diafragma, segundo o esquema da Fig. 2.11, podemos determinar a sua equação geral para o cálculo da vazão.

Aplicando Bernoulli entre (1) e (2), supondo o conduto horizontal, temos:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \Leftrightarrow \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \quad (29)$$



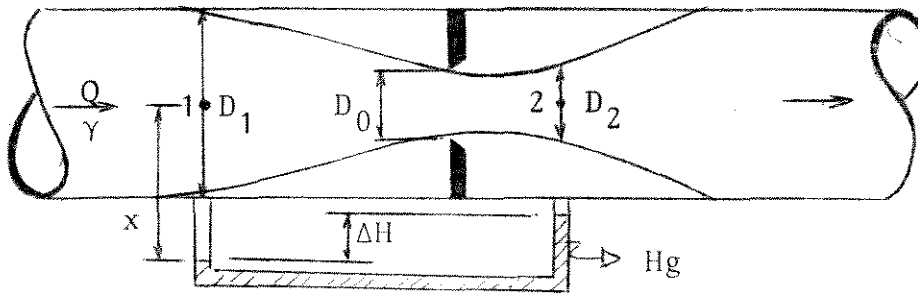


Fig. 2.11 - Escoamento através de um diafragma

No manômetro temos:

$$P_1 + x\gamma - \Delta H\gamma_{Hg} - (x - \Delta H)\gamma = P_2$$

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \Delta H \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right) \quad (30)$$

Substituindo (30) em (29), temos:

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \Delta H \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)$$

$$v_2^2 - v_1^2 = 2g\Delta H \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)$$

Pela Equação da Continuidade temos:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \Leftrightarrow v_1 = \frac{v_2 A_2}{A_1}$$

e definindo:  $C_C = A_2/A_0$  e  $m = A_0/A_1$ , sendo

$C_C$  = coeficiente de contração

$m$  = Área do Orifício/Área de Seção Transversal do Tubo

chegamos a

$$v_2 = \sqrt{\frac{1}{1-C_C^2 m^2}} \sqrt{2g\Delta H \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)} \quad (31)$$

Sendo:

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

e substituindo na Equação (31), temos:

$$Q = \frac{A}{\sqrt{\frac{1}{1-C_C^2 m^2}}} \sqrt{2g\Delta H \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)}$$

Desdobrando a equação, temos:

$$Q = \frac{A}{\sqrt{\frac{1}{1-C_C^2 m^2}}} \sqrt{2g \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)} \sqrt{\Delta H}$$

Chamado  $K_d$  de coeficiente do diafragma e valendo

$$K_d = \frac{A}{\sqrt{\frac{1}{1-C_C^2 m^2}}} \sqrt{2g \left( \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)}$$

temos a equação geral do diafragma:

$$Q = K_d \sqrt{\Delta H} \quad (32)$$

Por conseguinte, para utilizarmos um diafragma é necessário conhecermos a sua equação geral, que é determinado através de sua curva de calibração, isto é, o gráfico de vazão (Q) versus raiz quadrada  $\Delta H$ .

Um equacionamento análogo pode ser feito para o tubo de Venturi.

b) Tubo de Pitot:

O tubo de Pitot é um aparelho destinado à medição das velocidades, através das diferenças entre as medidas de pressão de impacto e estática, que pode ser empregado para determinar a distribuição das velocidades no interior da canalização e, através destas, a respectiva vazão.

c) Vertedouros:

São aplicáveis somente para líquidos escoando em canais abertos.

2.3.2.3 - Método de Deslocamento Direto

a) Molinetes: Chama-se molinete um sistema de pás ou hélices, montado em um eixo vertical ou horizontal, o qual é posto em movimento por ação da velocidade da água.

b) Hidrômetros: São medidores do tipo molinete comumente utilizados para medir o consumo de água.

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

### 3.1 - MATERIAL

#### 3.1.1 - Equipamento

O equipamento principal que possibilitou a realização deste trabalho experimental foi um Módulo de Teste de Hidráulica, da marca Icam, pertencente ao Laboratório de Irrigação e Drenagem, do Departamento de Engenharia Agrícola, da Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola, da Universidade Estadual de Campinas, que é mostrado esquematicamente pela Fig. 3.1, e pelas fotos n<sup>os</sup> 1 e 2.

Para possibilitar a utilização do Módulo nesse trabalho, tivemos que modificar a linha de descarga, onde fizemos uma derivação através de cotovelos de uma linha com 3" de diâmetro, que originalmente abastecia um canal de acrílico, para a nossa linha de testes, e posteriormente colocamos uma expansão de 3" para 4", a fim de possibilitar a conexão das tubulações (foto n<sup>o</sup> 2).

O fluxo de água no módulo era obtido através de uma bomba centrífuga marca KSB, tipo 80-20, acionada por um motor elétrico assíncrono trifásico marca Arno, de 220 Volts, modelo ER1121, com uma potência efetiva de 7,5 HP, girando em média a 1710 rpm (foto n<sup>o</sup> 1). Esse motor elétrico era acionado por uma chave magnética de 3 polos.

A água era fornecida à bomba, através de uma caixa de sucção, colocada ao lado de um tanque com volume aproximado de 2.000 l.

A linha de testes foi construída de tal modo que possibilitasse o retorno da água ao tanque, após sua passagem pela seção de testes.

#### 3.1.2 - Tubos e Conexões

Foram utilizadas as seguintes tubulações:

- Tubo de aço-zincado de 4" e seu respectivo engate, fabricado pela firma A (foto n<sup>o</sup> 3).
- Tubo de alumínio de 4" e seu respectivo engate, fabricado pela firma B (fotos n<sup>os</sup> 4 e 5).

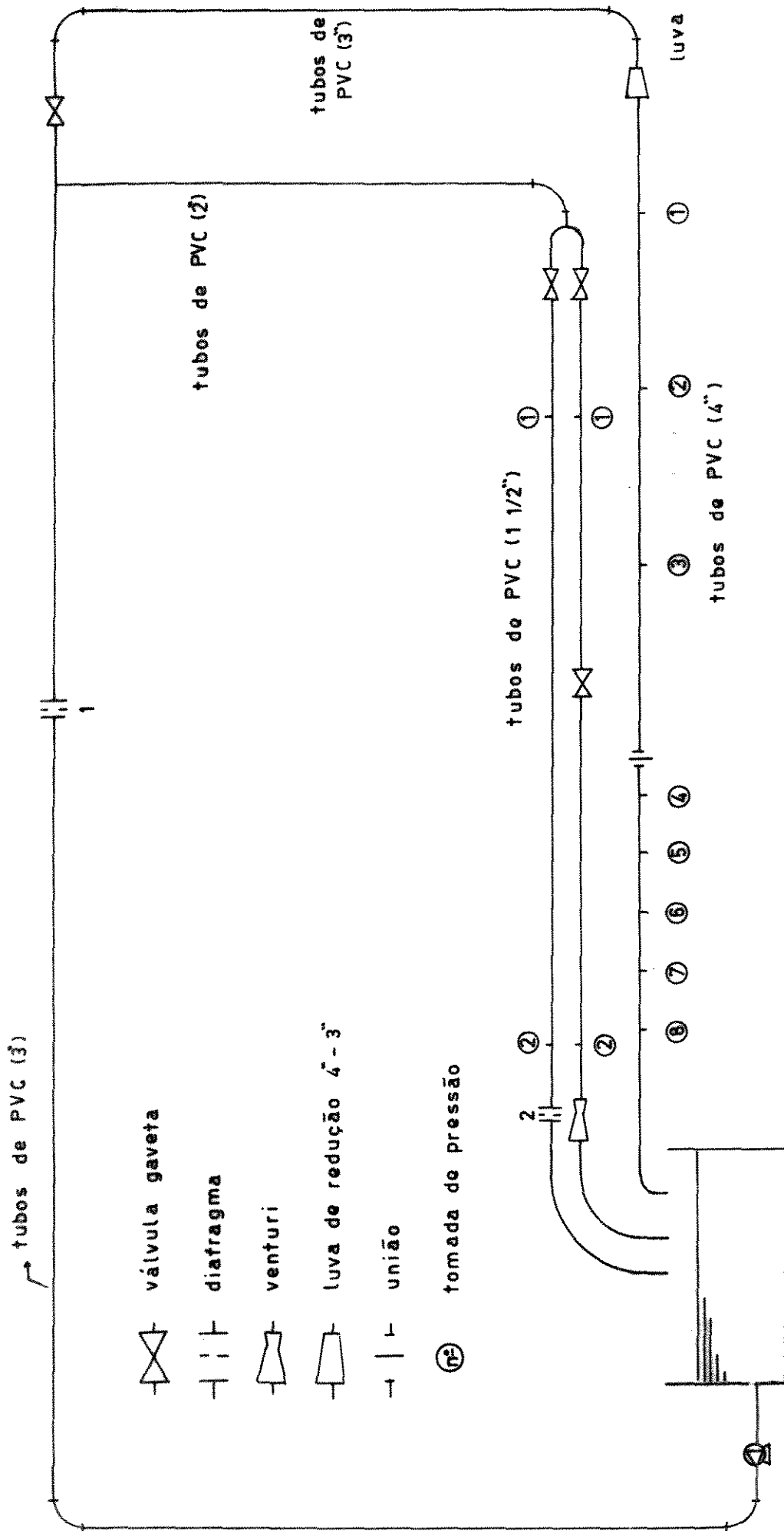


FIGURA 3.1 - Esquema do Módulo de Testes

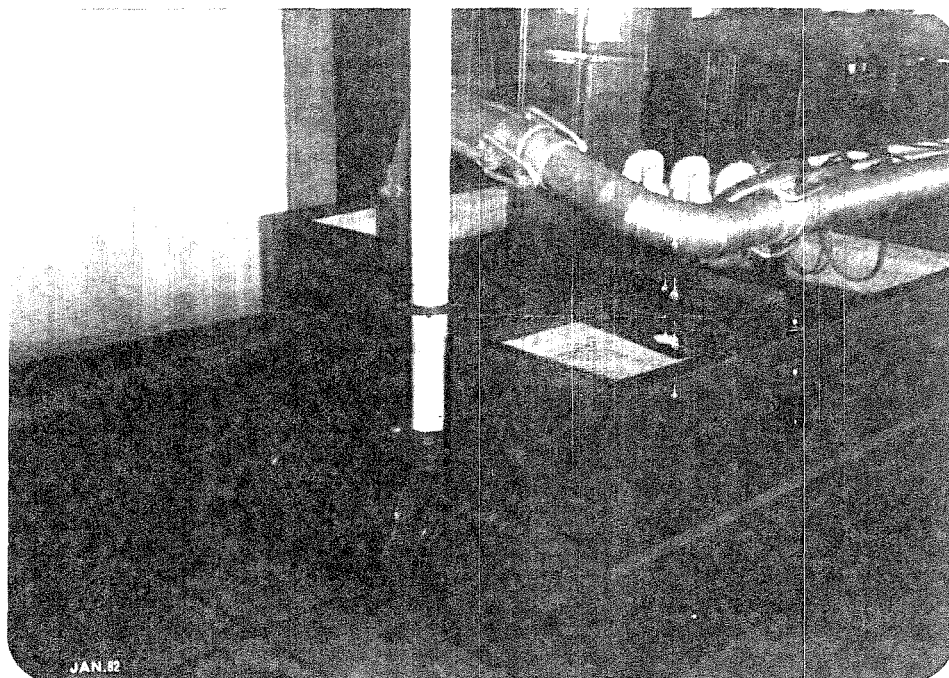


Foto nº 1 - Módulo de Teste de Hidráulica com detalhe da bomba de recalque

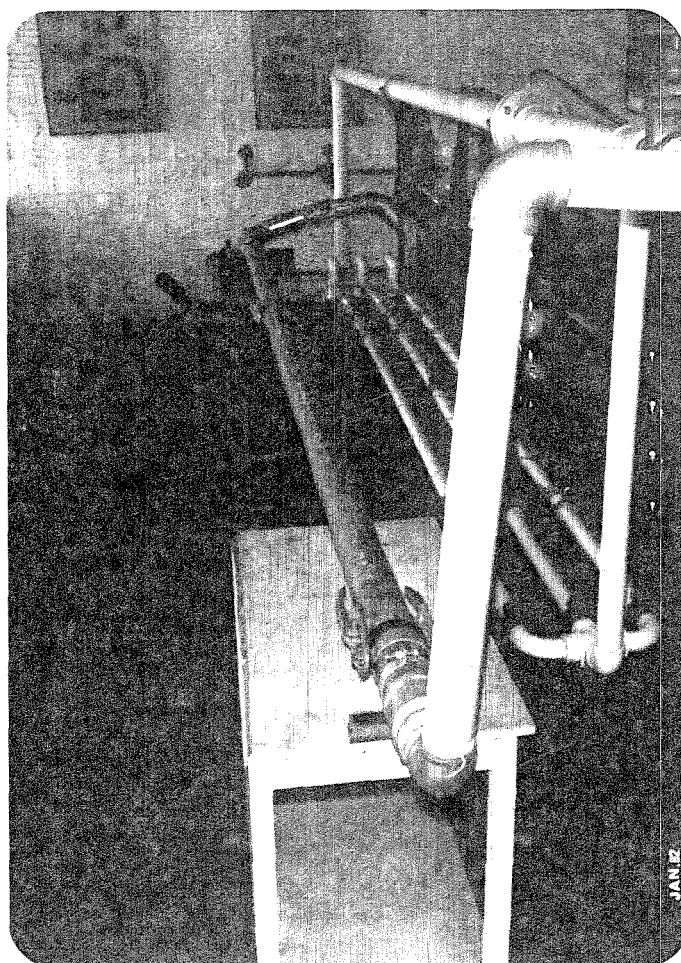


Foto nº 2 - Módulo de Teste de Hidráulica com detalhe geral da seção de teste

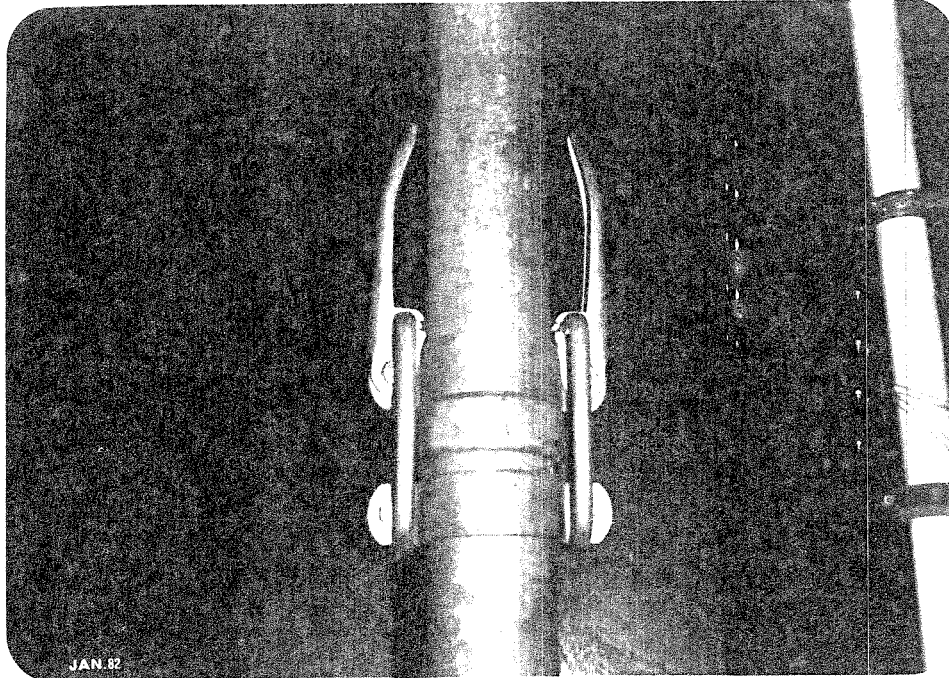


Foto nº 3 - Tubo de aço-zincado de 4" com engate  
Fabricante A

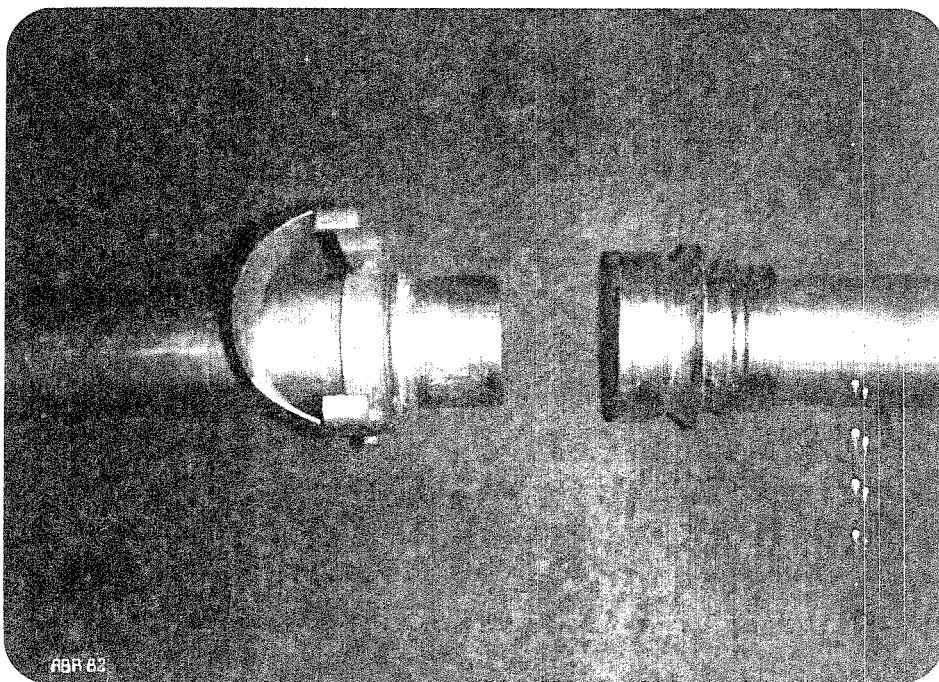


Foto nº 4 - Tubo de alumínio de 4" com ponta macho e ponta  
fêmea desconectadas  
Fabricante B



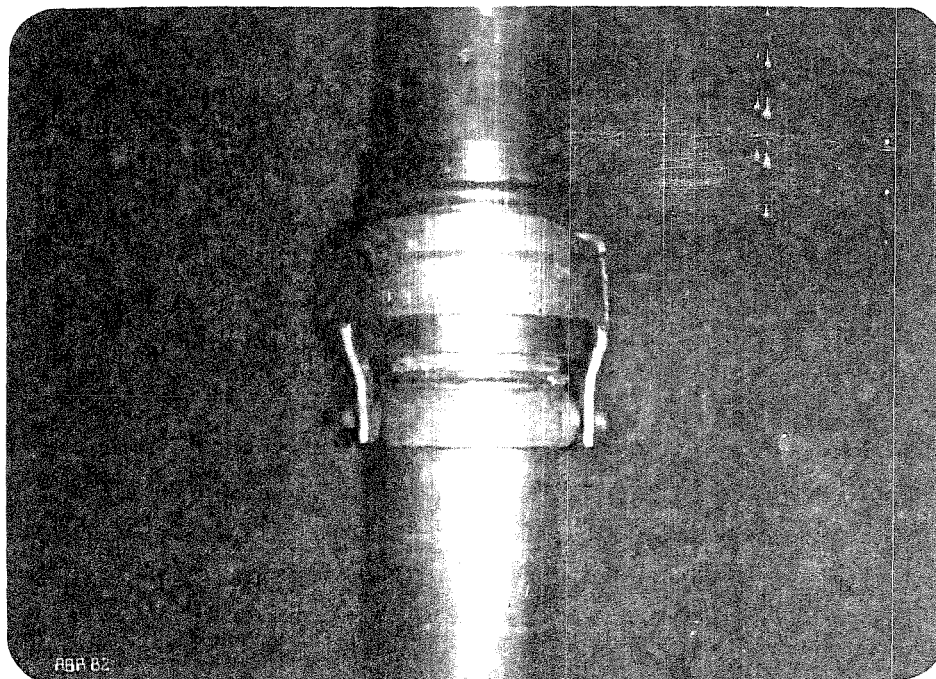


Foto nº 5 - Tubo de alumínio de 4" engatado  
Fabricante B

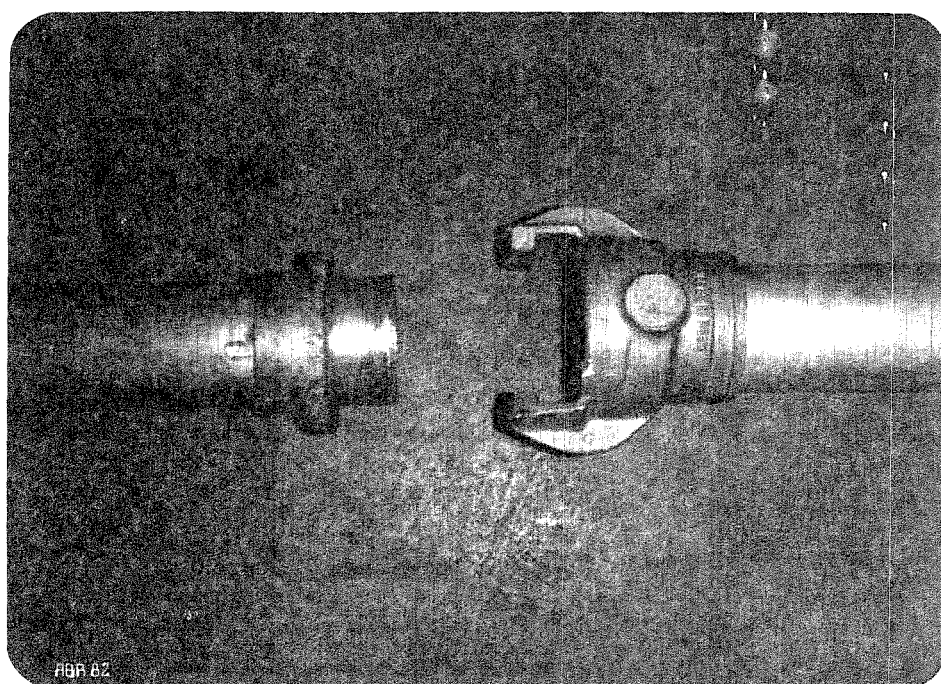


Foto nº 6 - Tubo de alumínio de 4" com ponta macho e  
fêmea do engate desconectadas  
Fabricante C

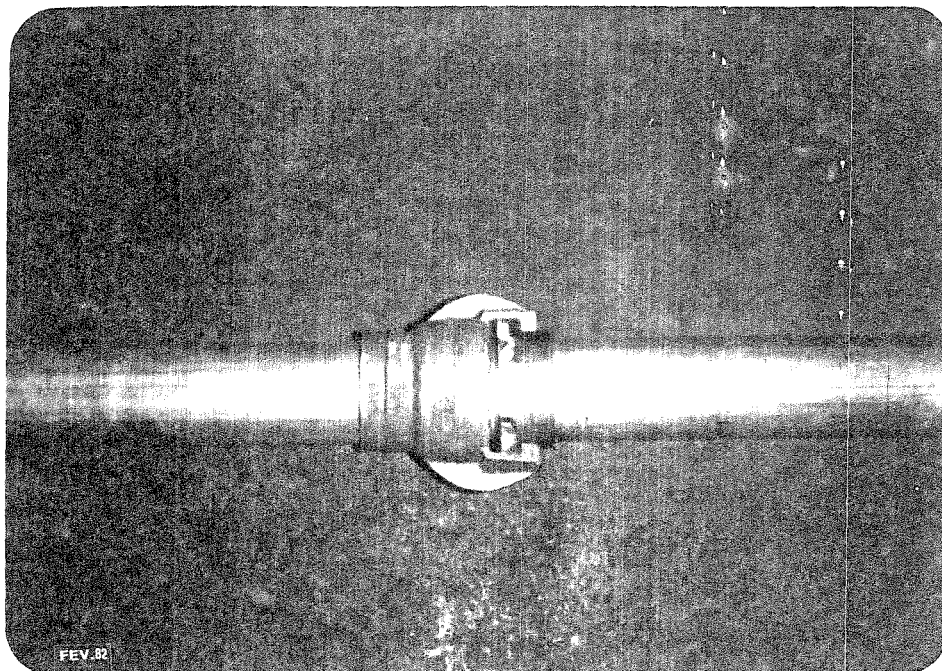


Foto nº 7 - Tubo de alumínio de 4" engatado  
Fabricante C

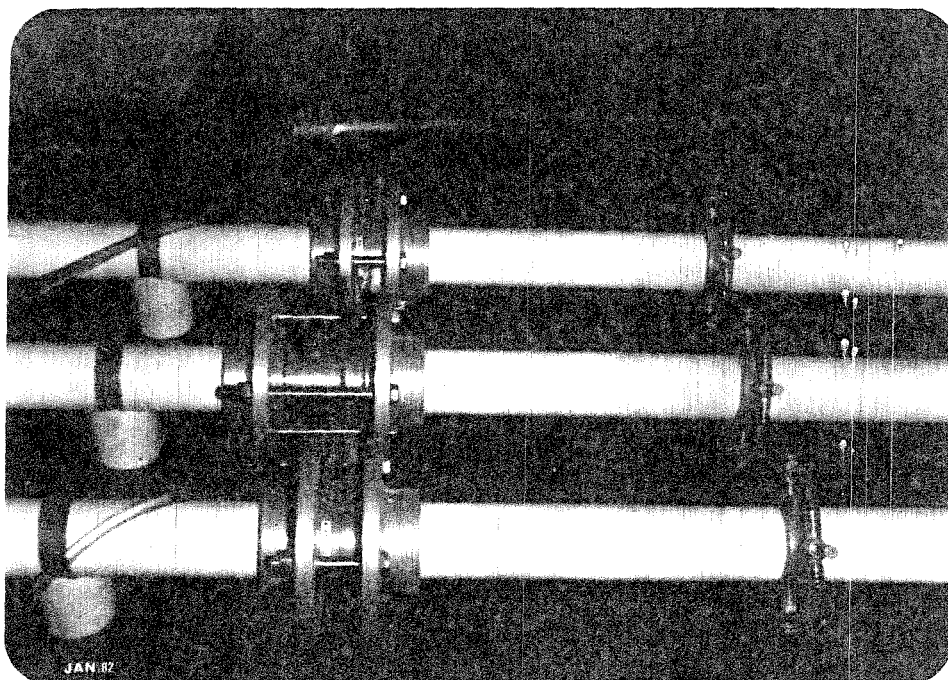


Foto nº 8 - Detalhe dos medidores diafragmas e Venturi e  
dos anéis de pressão nas tubulações de 1 1/2"  
de PVC

- Tubo de alumínio de 4" e seu respectivo engate, fabricado pela firma C (fotos nºs 6 e 7).
- Tubo de PVC de 1,5" , fabricado pela firma D (foto nº 8).

Nos testes das linhas de 4", foram conectados 2 tubos, um com 3,0m de comprimento e outro com 1,6 m, através de seus respectivos engates, que eram de tipos diferentes entre si.

Essas tubulações com os engates foram fornecidos por 3 empresas brasileiras de Irrigação (aos quais denominamos A, B e C) cujas características serão especificadas abaixo.

Os testes nos tubos de PVC foram realizados em linhas de tubulações com 4,0m de comprimento; material esse que estava conectado ao Módulo de Hidráulica.

Os tubos de PVC, da marca Tigre S.A., que foram testados, estavam em 2 linhas de tubulações, sendo uma linha de PVC liso, e outro do mesmo material, mas com uma válvula gaveta conectada no seu ponto médio.

Tabela 3.1 - Características dos Materiais Testados

Tubos	Fabricante	Diâmetro Externo (m)	Diâmetro Interno (m)	Área Interna (m <sup>2</sup> )
Aço-Zincado	A	0,103	0,099	0,008
Alumínio	B	0,105	0,101	0,008
Alumínio	C	0,102	0,098	0,008
PVC	D	0,048	0,038	0,001

### 3.1.3 - Medidores

#### 3.1.3.1 - Vazão

As vazões, nos testes dos tubos, foram medidas através de diafragma, sendo que para a linha de PVC, em que estava conectada

tado a válvula, utilizamos um tubo Venturi (fotos nºs 8 e 9).

Todos os medidores tiveram que ser calibrados, ou seja, tivemos que determinar a curva de calibração para cada um, para tanto utilizamos um tanque de aço inoxidável com volume aproximado de 150 litros, uma balança com aproximação de 0,5 kg, um cronômetro e um manômetro diferencial de mercúrio.

As variações de vazão foram controladas através de válvulas gavetas, sendo que para as linhas de 4", a válvula foi colocada na linha de 3" (foto nº 10) e para os tubos de 1,5" a válvula foi conectada na própria linha.

As tomadas de pressão dos medidores foram conectados através de uma mangueira de plástico transparente com diâmetro de 7,9mm, aos manômetros diferenciais de mercúrio que estão fixados em um painel de manômetros.

#### 3.1.3.2 - Pressão

Todas as medidas de pressão foram realizadas em um painel de acrílico de (0,70 x 1,40)m onde estão fixados 6 manômetros de mercúrio, sendo 3 com 1,0m de altura e 3 com 0,4 m de altura, e possuindo também 10 manômetros abertos, sendo 4 com 1,0m de altura e 6 com 0,4 m de altura (foto nº 11). Esses manômetros são tubos de vidro pirex com diâmetro externo de 10,7mm, graduados em milímetros.

A fim de possibilitar as medidas de pressão estática, foram colocada 8 tomadas de pressão nos tubos de 4", espaçados conforme o esquema dado (Fig. 3.2). Na colocação dessas tomadas tomou-se o cuidado de não se deixar rebarbas do lado de dentro da tubulação, o que modificaria as leituras.

As linhas de PVC, como pertenciam ao Módulo, estavam munidos de dois anéis de pressão distanciados em 2,17m. Esses anéis nos dão a média de pressão de 4 tomadas colocadas na mesma seção trasversal.

As tomadas de pressão dos condutos foram conectadas através de mangueira de plástico transparente, com diâmetro de 7,9 mm, aos piezômetros colocados no painel de manômetros, o que possibilita a leitura simultânea de todas as pressões presentes na

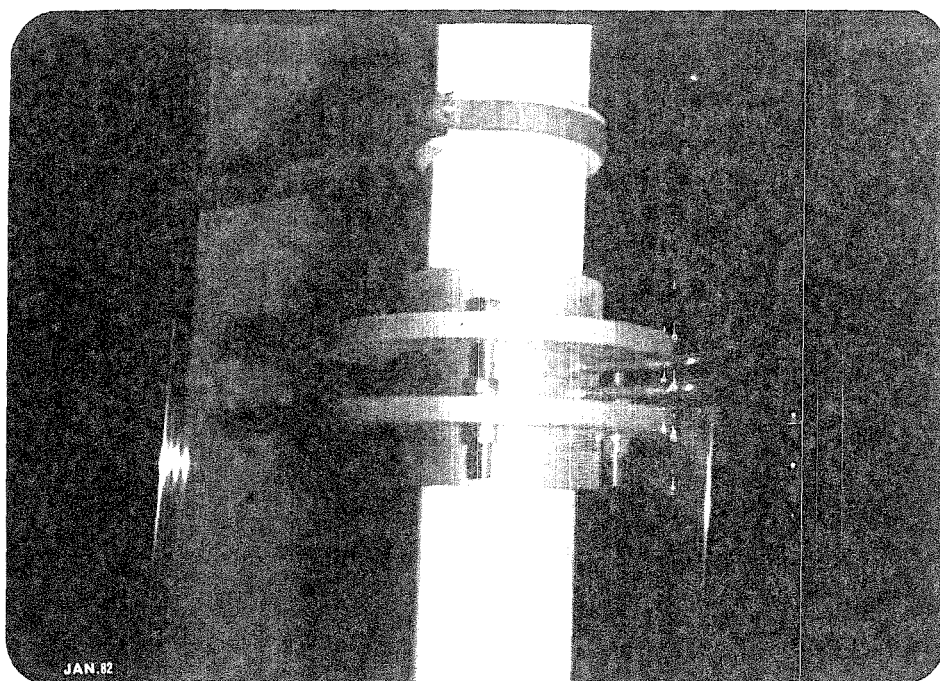


Foto nº 9 - Detalhe do diafragma 1, colocado na linha de 3"

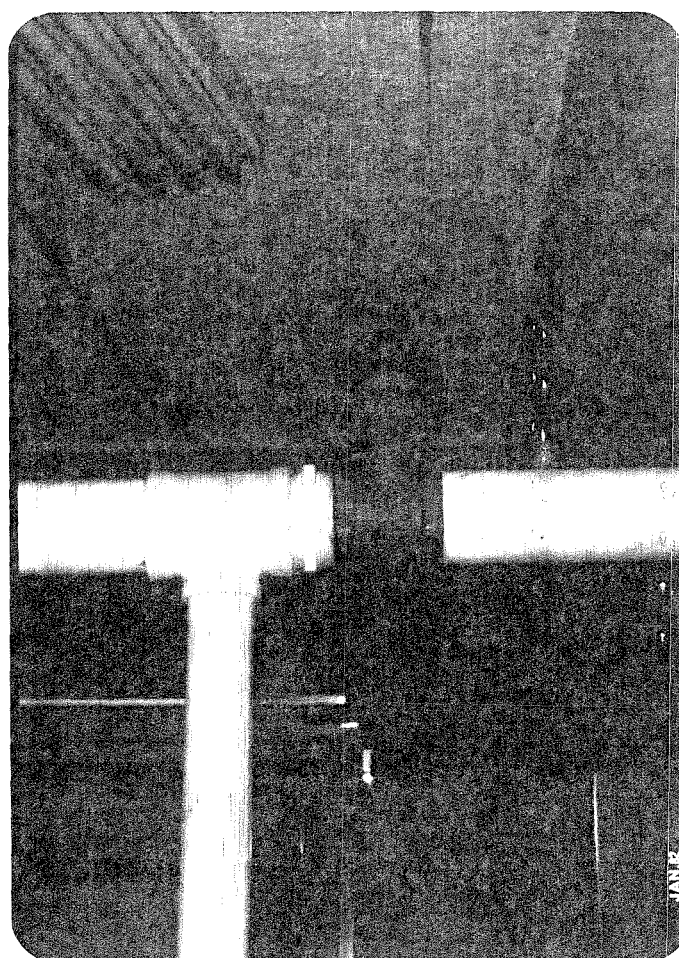


Foto nº 10 - Válvula Gaveta de bronze colocada na linha de 3"

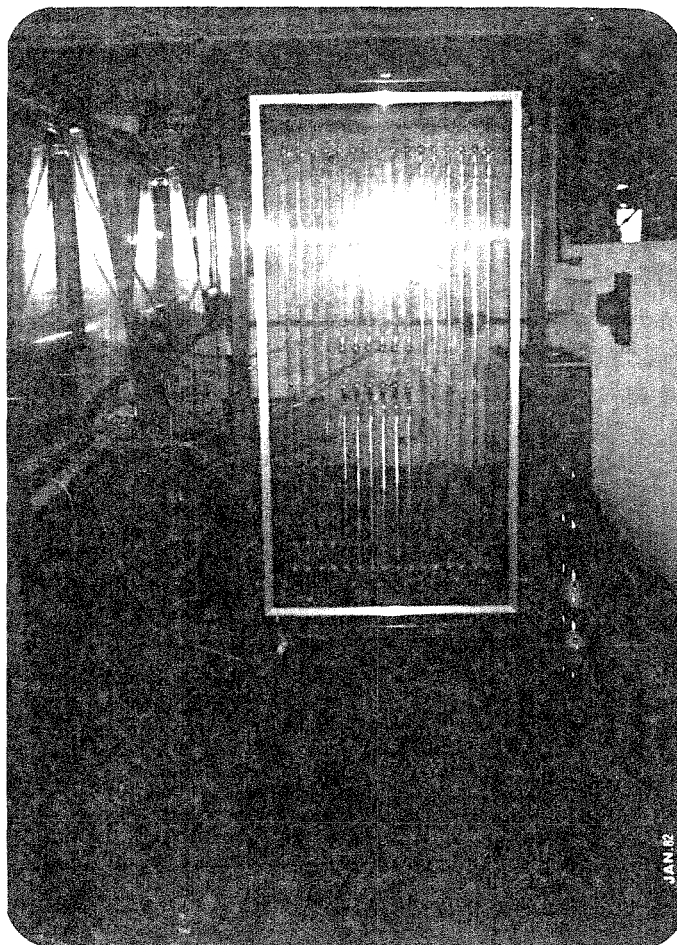


Foto nº 11 - Painel de Manômetros Abertos e de Manômetros Diferenciais de Mercúrio

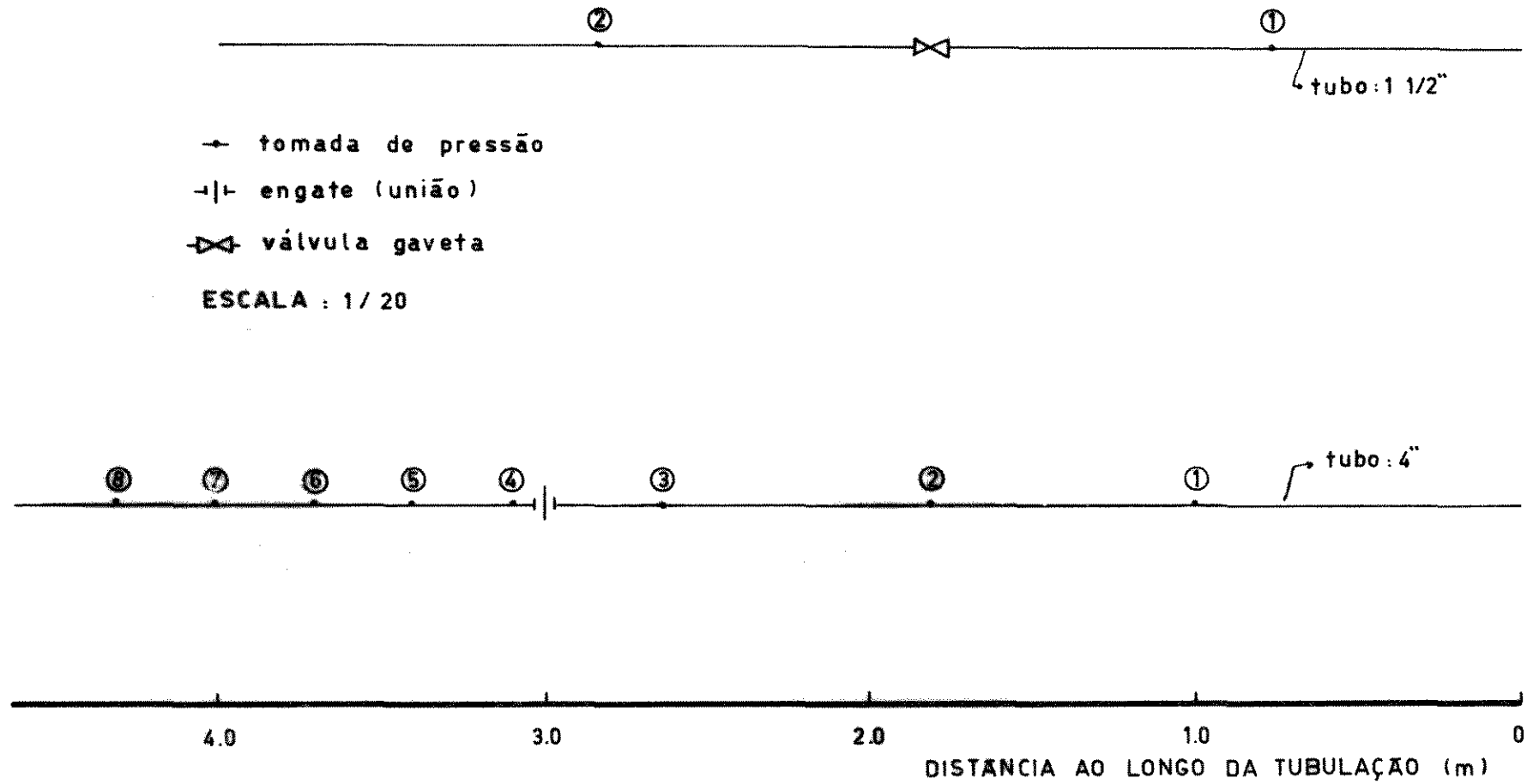


FIGURA 3.2 - Espaçamento entre tomadas de pressão.

linha para uma dada vazão.

Essas leituras simultâneas, para cada vazão, permitia uma computação direta da perda de carga devido ao engate, que estava em excesso com relação a perda normal dos tubos.

A primeira tomada de pressão nos tubos estava precedida de um comprimento reto de tubulação de 10 vezes o diâmetro, para possibilitar o restabelecimento do perfil de velocidade.

### 3.1.3.3 - Outros Equipamentos

Para as medidas de temperatura foi utilizado um termômetro simples com uma escala de 0 a 60°C.

Para as medidas de diâmetro e comprimento foi utilizado um paquímetro marca Mitutoyo e uma fita métrica metálica de 2,0m.

## 3.2 - MÉTODOS

Os métodos utilizados neste trabalho consistem basicamente na medida de perda de carga, isto é, a diferença de altura da coluna de água nos piezômetros para diversos valores de vazão.

### 3.2.1 - Calibração dos Diafragmas

A determinação da curva de calibração de um medidor possibilita conhecer a vazão presente no escoamento em função da perda de carga localizada no medidor.

Antes da calibração propriamente dita, devemos realizar um sangramento nos tubos de plástico devido à presença de bolhas de ar no seu interior; para tanto, após a conexão das tomadas de pressão dos medidores aos manômetros diferenciais de mercúrio, abriu-se totalmente a válvula gaveta, permitindo - se a maior vazão possível na linha, de modo a possibilitar, através de um parafuso sangrador colocado na entrada dos manômetros, a saída de todo o ar presente.

Para a determinação da curva de calibração do medidor, fomos variando os valores da vazão, através da válvula gaveta, e



lendo os respectivos níveis de mercúrio nos manômetros diferenciais. Cada valor de vazão era determinado pelo método de pesagem do volume de água que escoava através da turbulação em um determinado tempo.

Graficamos os valores de vazão (Q) pela raiz quadrada da altura de coluna de mercúrio  $\Delta H$  pelo método dos mínimos quadrados determinamos o valor do coeficiente do medidor (Kd) da eq. (24).

### 3.2.2 - Perda da Carga nas Tubulações

Inicialmente, conectou-se todas as tomadas de pressão da tubulação nos piezômetros e as tomadas de pressão do diafragma no manômetro diferencial de mercúrio. Seguindo o mesmo procedimento do ítem anterior, sangramos com cuidado essas linhas de conexão.

Fazendo-se uma variação da vazão, através da válvula gaveta, fizemos a leitura da pressão estática nas 8 tomadas de pressão.

A perda de carga de uma seção a outra será o valor da diferença de leitura da pressão entre cada seção. No caso de perda de carga somente da tubulação, utilizamos para o cálculo as diferenças de leitura entre as 3 tomadas de pressão do 1º tubo.

Os valores de vazão serão determinados a partir da leitura do desnível manométrico utilizando a curva de calibração do medidor presente na linha.

### 3.2.3 - Perda de Carga no Engate

Para a determinação da perda de carga no engate, utilizamos as diferenças entre as pressões lidas nas 3 tomadas do 1º tubo e as pressões lidas nas 5 tomadas do 2º tubo, que estão colocadas após o engate.

### 3.2.4 - Procedimento de Cálculos

A partir dos dados experimentais de perda de carga e vazão, realizamos a seguinte sequência de cálculo para cada tubulação:

### 3.2.4.1 - Velocidade Média

Obtidos os valores da vazão e do diâmetro interno, podemos calcular a velocidade média de fluxo pela equação (tabelas 8,9,10 e 11).

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (34)$$

onde:  $v$  = velocidade média de fluxo [m/s]  
 $Q$  = vazão do escoamento [m<sup>3</sup>/s]  
 $d$  = diâmetro interno [m]

### 3.2.4.2 - Número de Reynolds

Para cada valor de velocidade, o Re foi determinado pela equação (tabelas 8,9,10 e 11).

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (35)$$

onde:  $Re$  = número de Reynolds [adm]  
 $V$  = velocidade média [m/s]  
 $d$  = diâmetro interno [m]  
 $\nu$  = viscosidade cinemática da água  
 ( $\nu = 0,92 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s para água a uma temperatura de 25°C)

OBS: As variações das temperaturas da água foram de 26°C a 23°C.

### 3.2.4.3 - Perda de Carga no Conduto

Nas tubulações de 4", a perda de carga é determinada a partir das diferenças entre as pressões lidas nas tomadas 1, 2 e 3 (Fig. 3.2), que estão fixadas no 1º tubo da linha de teste e, dividindo essas diferenças pelo respectiva distância em metros que separa as tomadas, podemos calcular as perdas de carga em metro de coluna de água por metro de comprimento do conduto para cada vazão, a qual denominamos  $\Delta h_{12}$ ,  $\Delta h_{13}$  e  $\Delta h_{23}$ . Devido aos baixos valores de pressão lidos nessa tomada, foi possível conectá-las aos piezômetros.

Posteriormente, obtivemos a perda de carga média, pela média aritmética desses 3 valores.

Para as tubulações de PVC de 1,5" foram utilizados somente 2 tomadas de pressão, que foram conectadas aos manômetros diferenciais de mercúrio e, portanto, a leitura em cmHg, corrigida para metros de coluna de água, nos dava o valor direto da perda de carga para cada vazão.

Os valores de perda de carga ( $h_f$ ) foram graficados em função da vazão ( $m^3/h$ ) em um papel logaritmico (gráficos 4 e 5) através dos métodos dos mínimos quadrados determinamos a equação de  $h_f = f(Q)$  para os 4 tipos de condutos.

#### 3.2.4.4 - Coeficiente de atrito (f) teórico

Sendo o regime de trabalho turbulento podemos fazer duas suposições:

a) Se considerarmos o conduto hidraulicamente rugoso, utilizaremos para essa determinação a Equação Colebrook (eq.(23)), e para tanto utilizaremos o valor de Re e da rugosidade relativa.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} + \frac{2,51}{R \sqrt{f}} \right)$$

Essa equação, por não apresentar o valor de f explícito, exige um processo numérico iterativo, que descrevemos a seguir.

Façamos  $x = 1/\sqrt{f}$  na eq. (23), então teremos:

$$F(x) = x + 2 \log \left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} + \frac{2,51}{R} x \right) = 0$$

Seja  $x_0$  uma raiz aproximada de  $F(x) = 0$  e suponhamos que a raiz exata é  $x_0+h$ , onde h é uma quantidade pequena. Então  $F(x_0+h) = 0$  e desenvolvendo pela fórmula de Taylor, temos:

$$F(x_0+h) = 0 = F(x_0) + h F'(x_0) + \frac{1}{2} h^2 F''(x_0) + \dots$$

Como h é pequeno e F(x) é uma função com propriedades

normais nas vizinhanças da raiz procurada, os termos em  $h^2, h^3, \dots$  podem ser desprezados, de modo que

$$h \cong -F(x_0)/F'(x_0)$$

A fórmula de Newton-Raphson é obtida escrevendo este último resultado como um processo iterativo a saber:

$$x_{r+1} = x_r - \frac{F(x_r)}{F'(x_r)}$$

Aplicando esta fórmula de recorrência à Equação anterior, obtém-se:

$$x_{r+1} = x_r = \frac{x_r + 2 \log \left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} + \frac{2,51}{R} x_r \right)}{1 + \frac{5,02}{\left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} R + 2,51 x_r \right) \ln 10}} \quad (36)$$

Adotando, preliminarmente, um valor de  $x_0$ , a fórmula de recorrência ( ) fornece sucessivamente  $x_1, x_2, \dots$ . O valor  $x$  a adotar como solução será o que diferir do anterior de um valor inferior a um erro prefixado. Com uma máquina de calcular programável, o cálculo será simples e rápido. O valor de  $x$  assim obtido fornece (tabelas 8,9 e 10).

$$f = \frac{1}{x^2} \quad (37)$$

Nesse trabalho utilizamos uma calculadora programável HP-33E, que nos possibilitou o cálculo de  $f$  com segurança e precisão, fornecido no Apêndice.

Graficamos os valores de  $f$  versus  $Re$  em um papel dilog para os 4 tipos de condutos (gráfico 6).

b) Se considerarmos o conduto hidráulico liso, utilizaremos a Equação de Prandtl-von Kármán, na qual  $f$  é função de  $Re$  e independente de  $K/D$ .

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \operatorname{Re} \sqrt{f} - 0,8$$

Do mesmo modo que a Equação de Colebrook, pode ser resolvida por um método numérico iterativo simples (tabela 11).

#### 3.2.4.5 - Cálculo do Coeficiente de Atrito Experimental

Tomando como base a Equação de Darcy-Weisbach para cálculo da perda de carga, temos que o coeficiente de atrito pode ser calculado pela fórmula (tabelas 8,9,10 e 11).

$$f = h_f \cdot \frac{d^2 g}{LV^2}$$

onde:  $h_f$  = perda de carga experimental [m/m]

$L$  = comprimento unitário [m]

$d$  = diâmetro interno [m]

$V$  = velocidade média [m/s]

$g$  = aceleração de gravidade [m/s<sup>2</sup>]

Substituindo os valores experimentais na eq. acima podemos calcular então o valor do coeficiente de atrito experimental  $f$ .

Com os valores teóricos e experimentais do coeficiente de atrito, calculamos o erro relativo pela fórmula (tabs.8.9.10 e 11).

$$E(\%) = (|f_{\text{exp}} - f_{\text{calc}}| / f_{\text{calc}}) \times 100 \quad (38)$$

#### 3.2.4.6 - Perda de Carga devido ao Engate

Essa perda será determinada fazendo-se a diferença entre a perda de pressão que ocorre na tubulação com o engate, com a perda de pressão que ocorre nessa mesma tubulação sem o engate.

Para conhecermos os valores experimentais da perda de carga do conduto com o engate fazemos a diferença de pressão entre as 3 tomadas do 1º tubo da linha de teste e as 5 tomadas do 2º tubo, a que chama-remos de  $\Delta h_{14}$ ,  $\Delta h_{15}$ ,  $\Delta h_{16}$ ,  $\Delta h_{17}$ ,  $\Delta h_{18}$ ,  $\Delta h_{24}$ ,  $\Delta h_{25}$ ,  $\Delta h_{26}$ ,  $\Delta h_{27}$ ,  $\Delta h_{28}$ ,  $\Delta h_{34}$ ,  $\Delta h_{35}$ ,  $\Delta h_{36}$ ,  $\Delta h_{37}$  e  $\Delta h_{38}$  (Fig. 3.2).

E para o cálculo da perda de carga correspondente ao

mesmo comprimento de conduto, mas sem o engate, utilizaremos a equação de Darcy-Weisbach, usando o valor do coeficiente da atrito experimental.

#### 3.2.4.7 - Coeficiente de Resistência do Engate

Obtido os valores de perda de carga devido exclusivamente ao engate para diferentes valores de velocidade de fluxo, podemos calcular o coeficiente de resistência pela eq. (24) (tabela

$$h_f = K_2 \frac{v^2}{2g}$$

#### 3.2.4.8 - Comprimento Equivalente

Se compararmos a eq. (24) básica para cálculo de perda de carga devido ao engate e a equação de Darcy-Weisbach, temos que:

$$K_R = \left( f \frac{L_{eq}}{d} \right)$$

onde:  $L_{eq}$  = comprimento equivalente de tubulação reta com mesma perda de carga de engate

Portanto, temos que

$$L_{eq} = \frac{K_R d}{f}$$

Obtido  $K_R$  para cada vazão, calculamos os respectivos valores do comprimento equivalente (tabelas 19, 20 e 21).

#### 3.2.4.9 - Coeficiente de Resistência da Válvula Gaveta

Usamos o mesmo procedimento que no caso do engate, só que ao invés de termos diferentes tipos de engates, utilizamos a válvula em 4 posições distintas, a saber: totalmente aberta, 2 voltas fechadas, 5 voltas fechadas e 7 voltas fechadas.

E, para cada posição, calculamos o valor de  $K_R$  pela eq. básica (23) para cada valor de velocidade (tabelas 22, 23, 24 e 25).

#### 3.2.4.10 - Rugosidade Relativa

Para utilizarmos a equação de Colebrook, é necessário o conhecimento da rugosidade relativa das tubulações em estudo.

Um dos objetivos desse trabalho é a avaliação destes parâmetros para as tubulações nacionais.

A rugosidade relativa, no caso dos tubos de alumínio e aço-zincado, foi determinada aplicando-se os valores do coeficiente de atrito experimental e do  $Re$  correspondente na equação de Colebrook, utilizando-se de um programa adaptado à calculadora HP33E (Apêndice).

A partir dos valores encontrados, tirou-se a média e o desvio padrão.

Posteriormente, utilizamos os valores médios da rugosidade relativa na determinação do coeficiente de atrito teórico.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES



#### 4.1 - CALIBRAÇÃO DOS DIAFRAGMAS E VENTURI

Os dados da curva de calibração dos diafragmas 1 e 2 e do Venturi estão dispostos nas Tabelas 1, 2 e 3, respectivamente.

Utilizando os dados de vazão e raiz da diferença manométrica, construímos os gráficos 1, 2 e 3. Através do método dos mínimos quadrados determinamos os coeficientes da eq. (33) para os três medidores. As equações obtidas e seus respectivos raios de correlação foram:

Diafragma 1:

$$Q = 2,20 \sqrt{\Delta H} \quad r = 0,999$$

Diafragma 2:

$$Q = 0,53 \sqrt{\Delta H} \quad r = 0,985$$

Venturi:

$$Q = 0,73 \sqrt{\Delta H} \quad r = 0,997$$

Todas as equações tiveram significância de 0,5%, o que indica a possibilidade do uso dessas equações nas determinações da vazão, em função da perda de carga presente nos medidores, para o presente estudo.

#### 4.2 - COEFICIENTES DE ATRITO TEÓRICO E EXPERIMENTAL

As Tabelas de 4 a 7 apresentam os dados obtidos experimentalmente, que possibilitaram o cálculo da perda de carga nas tubulações e a determinação posterior do coeficiente de atrito experimental.

A partir dos coeficientes de atrito experimental dos tubos de alumínio e aço-zincado, calculou-se os respectivos valores da rugosidade relativa, sendo encontrado:

Tabela 1 - Dados da Curva de Calibração do Orifício 1

Peso do Volume Coletado (KG)	Tempo de Coleta (S)	Q Vazão (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	Diferença Manométrica $\Delta H$ (mHg)x10 <sup>-2</sup>	$\sqrt{\Delta H}$ (mHg) <sup>1/2</sup> x10 <sup>-1</sup>
51,25	11,1	4,62	4,30	2,07
55,00	10,1	5,45	5,70	2,39
55,00	9,9	5,56	6,70	2,59
53,25	9,1	5,85	7,10	2,66
56,50	9,0	6,28	8,10	2,85
56,50	9,0	6,28	8,10	2,85

Tabela 2 - Dados da Curva de Calibração do Orifício 2

Peso do Volume Coletado (KG)	Tempo de Coleta (S)	Q Vazão (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	Diferença Manométrica $\Delta H$ (mHg)x10 <sup>-2</sup>	$\sqrt{\Delta H}$ (mHg) <sup>1/2</sup> x10 <sup>-1</sup>
70,00	15,6	4,49	66,20	8,14
69,50	17,1	4,06	54,50	7,38
70,00	18,5	3,78	47,80	6,91
69,50	22,5	3,09	46,00	6,78
68,50	23,6	2,90	27,00	5,20
39,50	18,2	2,17	19,40	4,40
32,50	17,4	1,87	11,60	3,41
33,50	25,4	1,32	5,70	2,39
28,00	32,9	0,85	2,40	1,55

Tabela 3 - Dados de Calibração do Venturi

Peso do Volume Coletado (KG)	Tempo de Coleta (S)	Q Vazão (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	Diferença Manométrica Δ H (mHg)x10 <sup>-2</sup>	√ΔH (mHg) <sup>1/2</sup> x10 <sup>-1</sup>
51,25	11,1	4,62	37,50	6,12
55,00	10,1	5,45	50,70	7,12
55,00	9,9	5,56	59,50	7,71
53,25	9,1	5,85	69,20	8,32
56,50	9,0	6,28	70,90	8,42
56,50	9,0	6,28	73,50	8,57

- Aço-Zincado - Fabricante A:

$$\overline{\varepsilon/D} = 0,0007 \quad \sigma = 0,0001$$

- Alumínio - Fabricante B:

$$\overline{\varepsilon/D} = 0,0010 \quad \sigma = 0,0004$$

- Alumínio - Fabricante C:

$$\overline{\varepsilon/D} = 0,0010 \quad \sigma = 0,0003$$

Coincidentemente, os valores para os fabricantes B e C foram idênticos para o caso do alumínio, sendo esses valores maiores do que a rugosidade relativa encontrada para o aço-zincado.

Olson [26] encontrou uma rugosidade relativa de 0,0004 para tubos de alumínio, enquanto Willirdson [32] encontrou o valor de 0,0002.

Comparando esses valores com os encontrados em nosso trabalho, fica evidenciada a diferença entre as características dos tubos nacionais e estrangeiros.

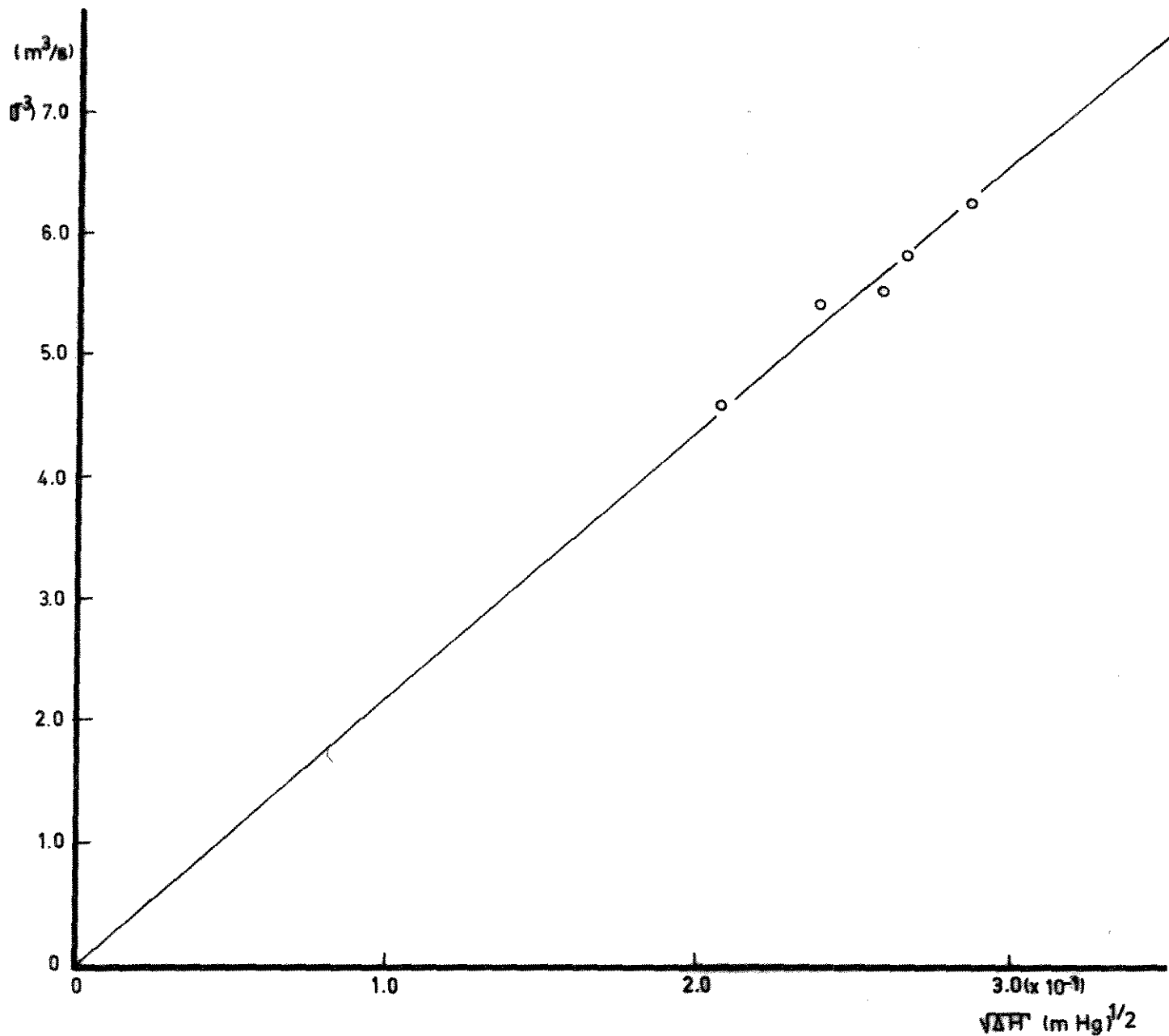


GRÁFICO 1 - Curva de calibração do diafragma 1.

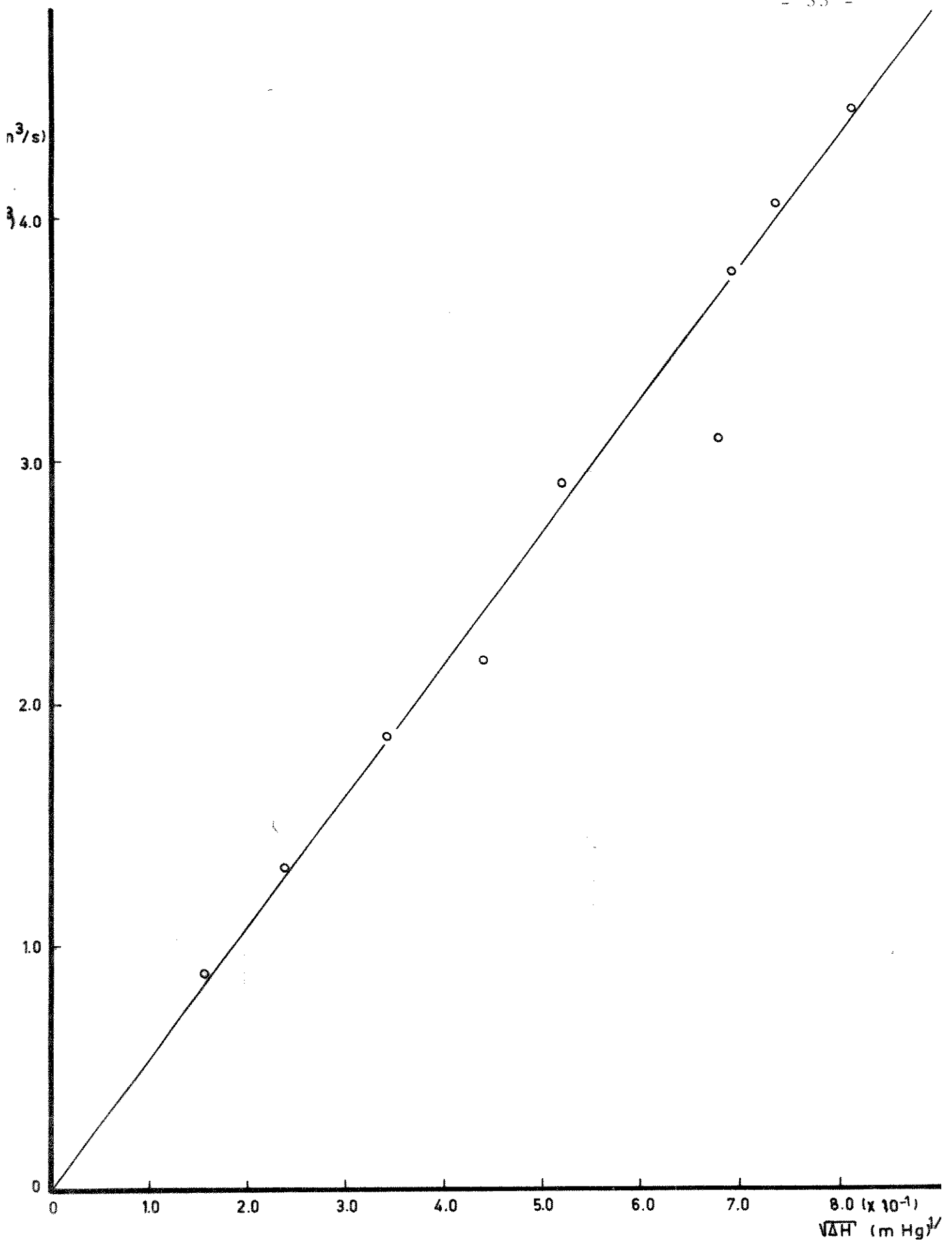


GRÁFICO 2 - Curva de calibração do diafragma 2.

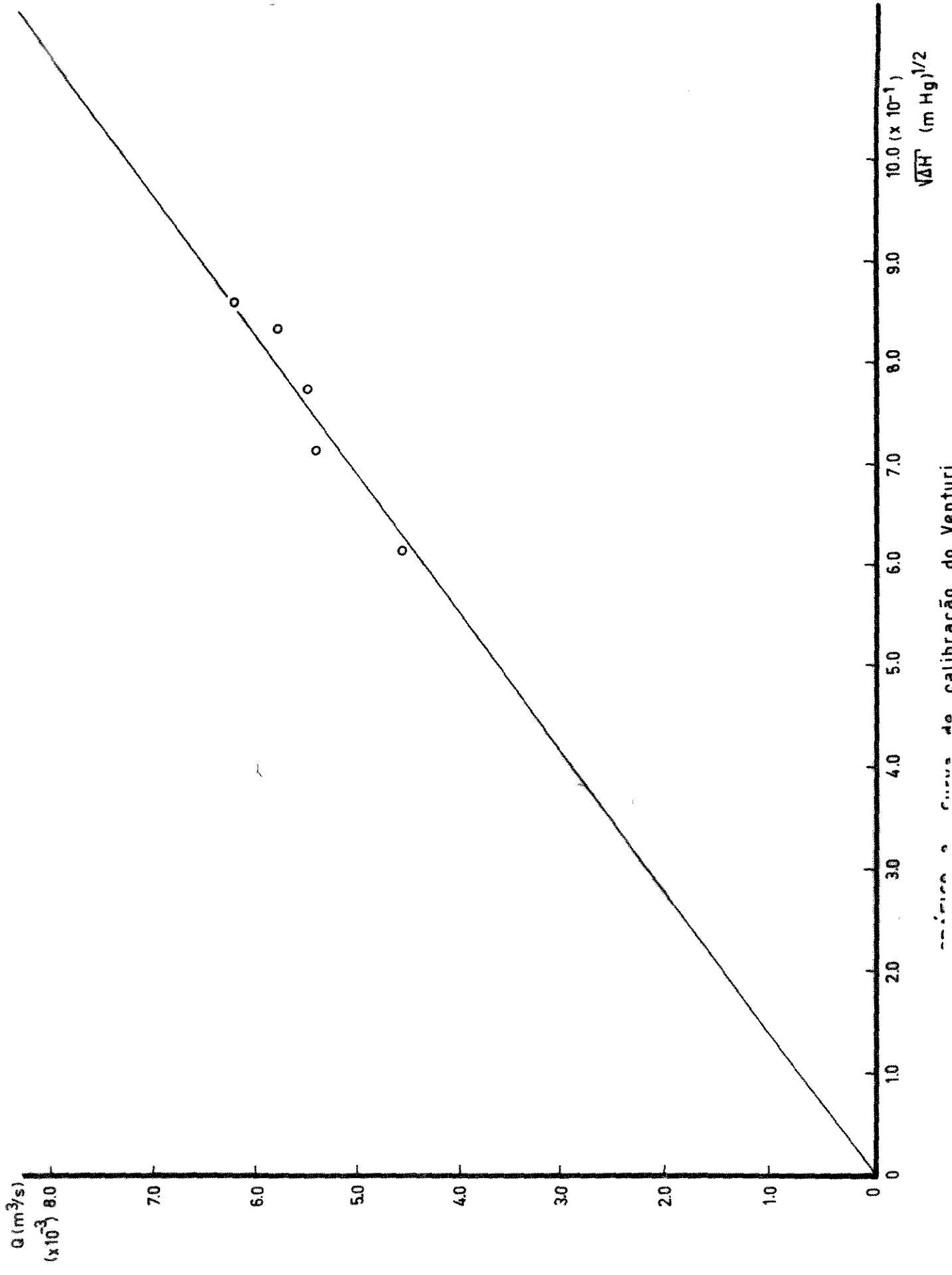


Gráfico a curva de calibração do Venturi.

Tabela 4 - Dados Experimentais para tubulações de Aço-Zincado de 4" com Engate  
Fabricante A

N	Piezometros								Diafragma 1		
	1 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	2 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	3 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	4 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	5 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	6 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	7 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	8 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	H <sub>1</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	H <sub>2</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-5}$
1	57,4	69,4	66,5	63,0	62,5	61,1	61,4	60,3	81,9	24,5	16,67
2	61,0	72,8	70,0	66,1	65,5	65,1	64,4	62,9	83,6	22,6	17,18
3	65,8	76,8	73,8	69,6	69,1	68,6	67,8	66,3	85,9	20,1	17,85
4	72,2	82,5	79,0	75,0	73,7	73,2	72,5	71,2	89,0	16,8	18,69
5	78,7	87,8	84,1	79,6	78,5	78,0	77,1	75,3	92,1	13,4	19,52
6	85,1	93,5	89,6	84,5	83,4	82,8	82,0	80,0	95,2	10,1	20,29
7	88,3	96,3	92,2	87,9	85,7	85,2	84,3	83,4	96,8	8,5	20,67

Tabela 5 - Dados Experimentais para tubulação de Alumínio de 4" com Engate  
Fabricante B

N	Piezômetros								Diafragma 1		
	1 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	2 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	3 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	4 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	5 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	6 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	7 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	8 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	H <sub>1</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	H <sub>2</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-3}$
1	77,0	76,1	75,4	73,4	73,5	73,5	73,4	73,1	48,9	59,2	7,06
2	80,4	79,0	77,9	74,5	75,1	75,0	74,7	74,1	45,2	62,7	9,20
3	84,7	82,7	81,4	76,7	77,6	77,5	77,1	76,0	42,2	65,5	10,62
4	87,6	85,5	84,0	78,5	79,4	79,3	78,8	77	39,9	67,6	11,58
5	91,2	88,8	86,9	80,6	81,7	81,5	81,1	79,8	37,0	70,2	12,68
6	94,5	91,6	89,7	82,3	83,7	83,5	82,9	81,6	34,5	72,5	13,56
7	98,5	95,2	93,0	84,6	86,0	85,9	85,1	83,6	31,4	75,5	14,61



Tabela 6 - Dados Experimentais para tubulações de Alumínio de 4" com Engate  
Fabricante C

N	Piezômetros								Diafragma 1		
	1 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	2 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	3 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	4 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	5 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	6 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	7 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	8 (m.c.a) $\times 10^{-2}$	H <sub>1</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	H <sub>2</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-5}$
1	73,6	71,6	69,7	66,1	65,7	65,1	64,5	63,8	38,7	68,7	12,05
2	82,1	80,0	77,9	73,8	73,4	72,7	72,1	71,3	37,2	70,1	12,62
3	92,0	89,6	87,4	82,9	82,4	81,9	81,3	80,2	35,0	71,6	13,31
4	98,9	96,5	94,2	89,5	88,9	88,2	87,5	86,4	34,3	72,8	13,65
5	79,0	75,0	71,4	63,6	62,8	61,0	60,0	59,7	19,5	86,5	18,01
6	83,7	79,2	74,9	66,5	65,6	64,2	63,1	61,8	16,4	89,5	18,81
7	96,9	91,4	87,5	77,0	76,3	74,7	73,3	71,2	10,9	94,5	20,12

Tabela 7 - Dados Experimentais para tubulação de PVC  
Fabricante D

	Manômetros			Diafragma nº2	
	1 (mHg) $\times 10^{-2}$	2 (mHg) $\times 10^{-2}$	H <sub>1</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	H <sub>2</sub> (mHg) $\times 10^{-2}$	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-3}$
1)	20,4	19,4	59,9	48,0	1,83
2)	20,8	18,9	65,1	42,4	2,53
3)	21,2	18,5	70,1	36,9	3,05
4)	21,5	18,3	73,5	33,2	3,36
5)	21,7	18,0	76,9	29,7	3,64
6)	21,8	17,9	78,7	27,7	3,78
7)	21,9	17,8	80,5	25,9	3,92
8)	22,1	17,7	82,4	23,8	4,06
9)	22,2	17,5	84,0	22,2	4,17
10)	22,2	17,5	84,3	21,9	4,19

Com os valores de rugosidade relativa pode-se calcular os coeficientes de atrito teóricos e obter as tabelas de 8 a 11. A partir daí, relacionamos os valores encontrados para os coeficientes teóricos e experimentais calculados pelas eqs. (16), (20) e (22).

Nas comparações realizadas, o maior erro relativo encontrado foi de 14,4%, o que demonstra a validade de utilizarmos as equações empíricas (22) e (20) no cálculo do coeficiente de atrito. Essa validade, segundo Assy [2], reside na escolha correta do valor da rugosidade relativa do conduto, assim como muitos outros autores (U.S.D.A. [32], ROUND [29], H.I. [18], Crane [11], Hughes [17]).

A variação do coeficiente de atrito experimental em função de Re, é mostrado no gráfico 6, para as tubulações das 4 fabricantes.

#### 4.3 - PERDAS DE CARGAS NAS TUBULAÇÕES

As Tabelas de 8 a 11 mostram os valores médios de perda de carga para os 4 condutores testados.

Esses valores estão graficados em função da vazão, nos gráficos 4 e 5, e pelo método dos mínimos quadrados foi tirada a equação característica da reta. As equações encontradas foram:

- Aço-Zincado - Fabricante A:

$$h_f = 2,40 \times 10^{-5} Q^{1,77} \quad r = 0,996$$

- Alumínio - Fabricante B:

$$h_f = 3,77 \times 10^{-5} Q^{1,72} \quad r = 0,998$$

- Alumínio - Fabricante C:

$$h_f = 2,73 \times 10^{-5} Q^{1,80} \quad r = 0,998$$

- PVC - Fabricante D:

$$h_f = 2,86 \times 10^{-3} Q^{1,70} \quad r = 0,999$$

A possibilidade do uso dessas equações está demonstrada pela significância encontrada de 0,5% para todas elas.

Foram comparados os valores de perda de carga obtidos pelas equações e os valores fornecidos pelos Manuais Técnicos de dois fabricantes (Rainbow [27] e Asbrasil [1]), sendo encontrado um sub-dimensionamento médio de 7% para o fabricante C, e um dimensionamento médio de 10% para o fabricante A.

King [20] considerando o valor do expoente da vazão, relatados em vários experimentos verificou que esse valor tende a aumentar com a rugosidade do conduto, tornando-se 2 ou mais para tubos rugosos. Isso ficou demonstrado em nosso trabalho, pois o maior expoente encontrado foi de 1,80, justamente para a tubulação do fabricante C, que possuía a maior rugosidade relativa ( $\epsilon/D = 0,0010$ ).

Gray [14], em estudos realizados com tubos de alumínio de 3", encontrou um expoente médio de 1,74.

Em função das comparações realizadas, fica demonstrado

Tabela 8 - Valores do Coeficiente de Atrito Teórico e Experimental e do Erro Relativo para Tubulação de Aço-Zincado de 4" Fabricante A

N	Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	V (m/S)	R <sub>e</sub> x10 <sup>5</sup>	f <sub>CALC</sub> <sup>*</sup>	ΔH <sub>12</sub> (m/m)	ΔH <sub>13</sub> (m/m)	ΔH <sub>23</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH̄ (m/m)	f <sub>exp</sub>	Erro Relativo %
1	16,67	2,12	2,3	0,0158	0,031	0,034	0,036	0,034	0,0148	8,1
2	17,18	2,19	2,4	0,0157	0,035	0,035	0,035	0,035	0,0143	10,1
3	17,85	2,27	2,5	0,0156	0,038	0,038	0,038	0,038	0,0145	8,2
4	18,69	2,38	2,6	0,0155	0,038	0,041	0,044	0,041	0,0142	10,1
5	19,52	2,49	2,7	0,0154	0,041	0,044	0,046	0,044	0,0139	11,5
6	20,29	2,58	2,8	0,0153	0,045	0,047	0,049	0,047	0,0138	11,5
7	20,67	2,63	2,9	0,0152	0,046	0,049	0,051	0,049	0,0139	10,3
** L(m)	-	-	-	-	0,80	1,60	0,80	-	-	-

OBS: \* Rugosidade Relativa ( $\epsilon/D$ ) =  $0,7 \times 10^{-2}$

\*\* Distância entre as tomadas de pressão

Tabela 9 - Valores do Coeficiente de Atrito Teórico e Experimental e do Erro Relativo para Tubulação de Alumínio de 4" Fabricante B

N	Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	V (m/S)	R <sub>e</sub> x10 <sup>-5</sup>	* f <sub>CALC</sub>	ΔH <sub>12</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH <sub>13</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH <sub>23</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH (m/m) x10 <sup>-2</sup>	f <sub>exp</sub>	Erro Relativo %
1	7,06	0,90	0,98	0,0222	1,13	1,00	0,88	1,00	0,0242	9,0
2	9,20	1,17	1,27	0,0217	1,75	1,56	1,38	1,56	0,0223	2,8
3	10,62	1,35	1,47	0,0215	2,50	2,06	1,63	2,06	0,0222	3,3
4	11,58	1,47	1,60	0,0213	2,63	2,25	1,88	1,15	0,0204	4,2
5	12,68	1,61	1,75	0,0212	3,00	2,69	2,38	2,69	0,0203	4,2
6	13,56	1,73	1,88	0,0211	3,63	3,00	2,38	3,00	0,0196	7,1
7	14,61	1,86	2,02	0,0210	4,13	3,44	2,75	3,44	0,0195	7,1
L <sup>**</sup> (m)	-	-	-	-	0,80	1,60	0,80	-	-	-

OBS: \* Rugosidade Relativa ( $\epsilon/D$ ) =  $0,1 \times 10^{-2}$

\*\* Distância entre as tomadas de pressão

Tabela 10 - Valores do Coeficiente de Atrito Teórico e Experimental e do Erro Relativo para tubulação de Alumínio de 4" Fabricante C

N	Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	V (m/S)	R <sub>e</sub> x10 <sup>5</sup>	* f <sub>CALC</sub>	ΔH <sub>12</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH <sub>13</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	ΔH <sub>23</sub> (m/m) x10 <sup>-2</sup>	$\overline{\Delta H}$ (m/m) x10 <sup>-2</sup>	f <sub>exp</sub>	Erro Relativo %
1	12,05	1,53	1,67	0,0213	2,50	2,44	2,38	2,44	0,0204	4,2
2	12,62	1,61	1,75	0,0212	2,63	2,63	2,63	2,63	0,0199	6,1
3	13,31	1,69	1,84	0,0211	3,00	2,88	2,88	2,88	0,0198	6,2
4	13,65	1,74	1,89	0,0211	3,00	2,94	2,94	2,94	0,0190	10,0
5	18,01	2,29	2,49	0,0208	5,00	4,75	4,75	4,75	0,0178	14,4
6	18,81	2,39	2,60	0,0207	5,63	5,50	5,50	5,50	0,0189	8,7
7	20,12	2,56	2,78	0,0207	6,89	6,00	6,01	6,01	0,0180	13,0
** L(m)	-	-	-	-	0,80	1,60	0,80	-	-	-

OBS: \* Rugosidade Absoluta ( $\epsilon/D$ ) =  $0,1 \times 10^{-2}$

\*\* Distância entre as tomadas de pressão

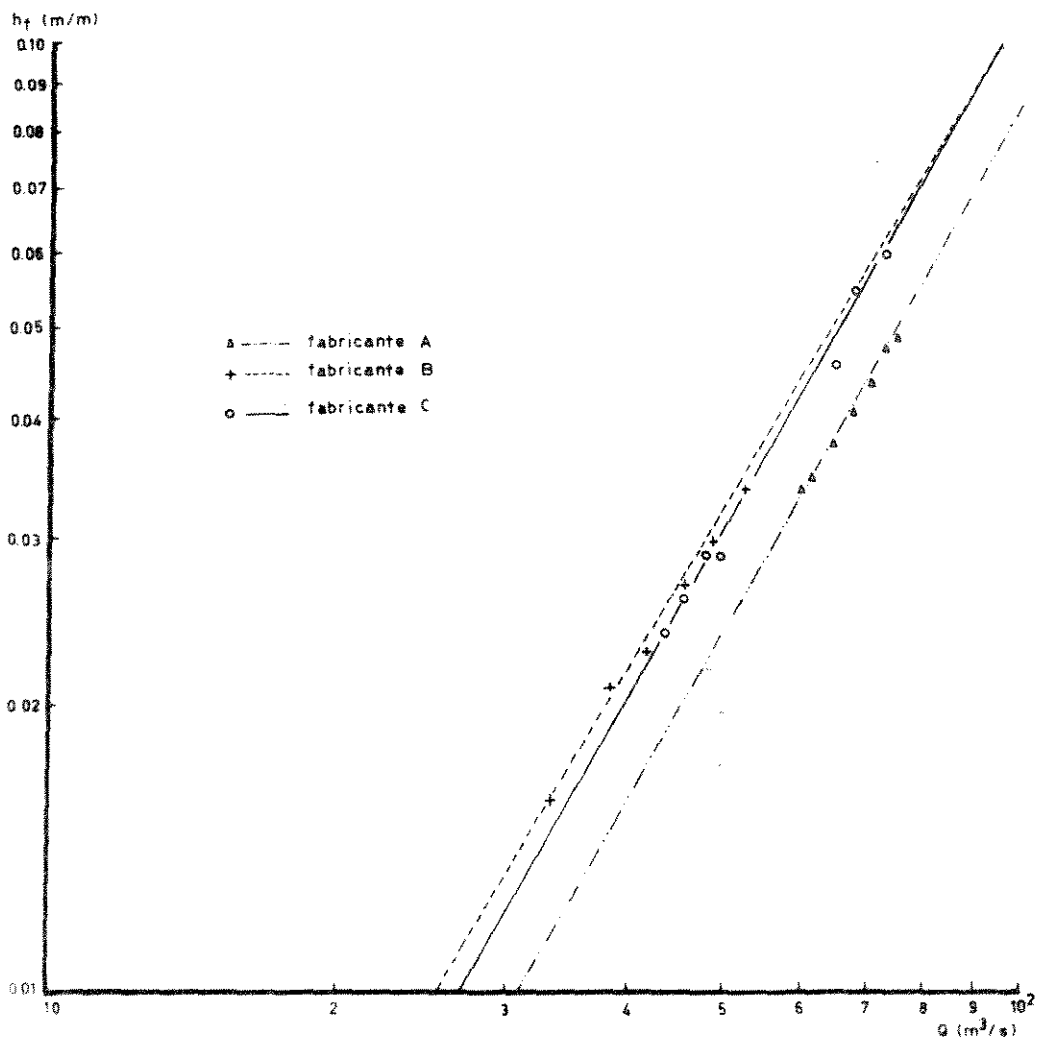


GRÁFICO 4 - Perda de carga ( $h_f$ ) vs Vazão (Q)

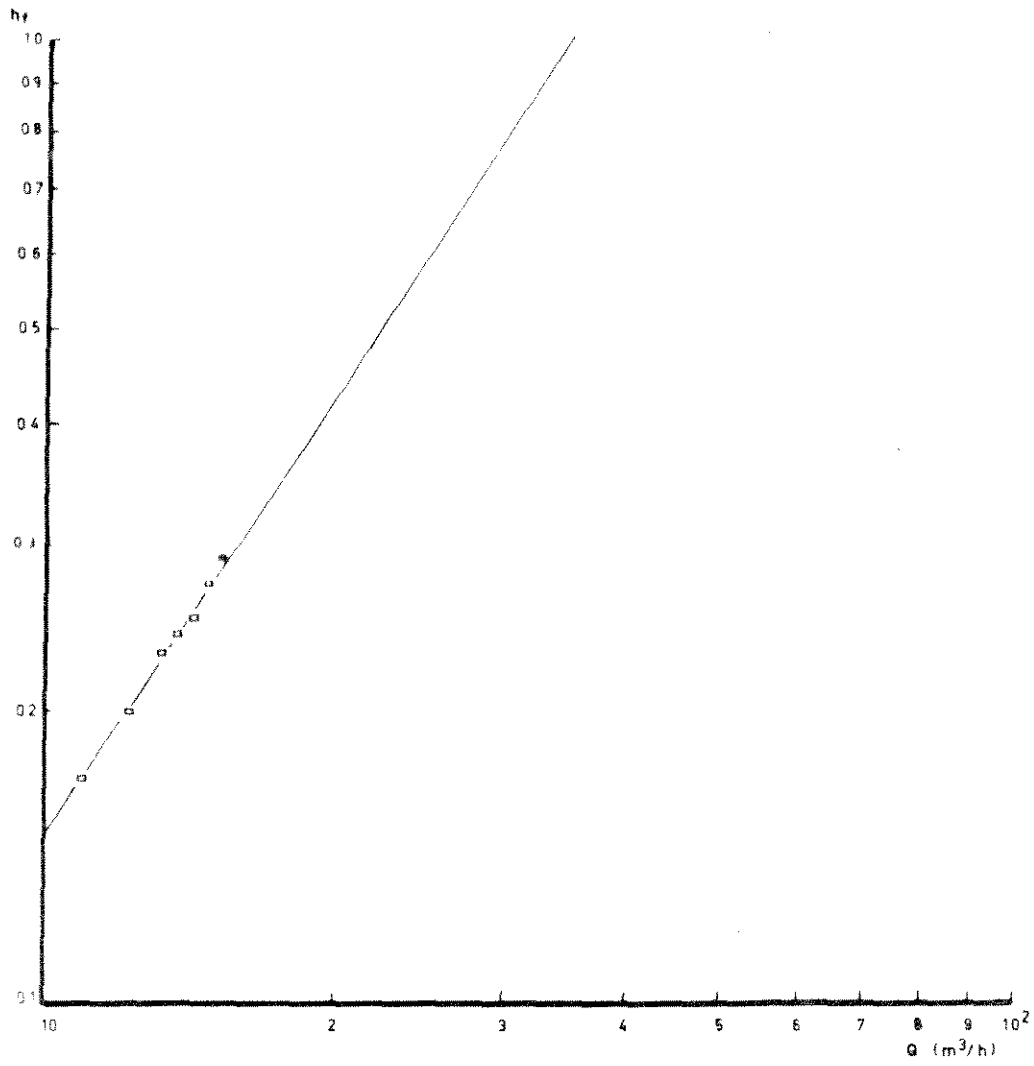


GRÁFICO 5 - Perda de carga ( $h_f$ ) vs. Vazão ( $Q$ ) para tubos de PVC de 1 1/2".



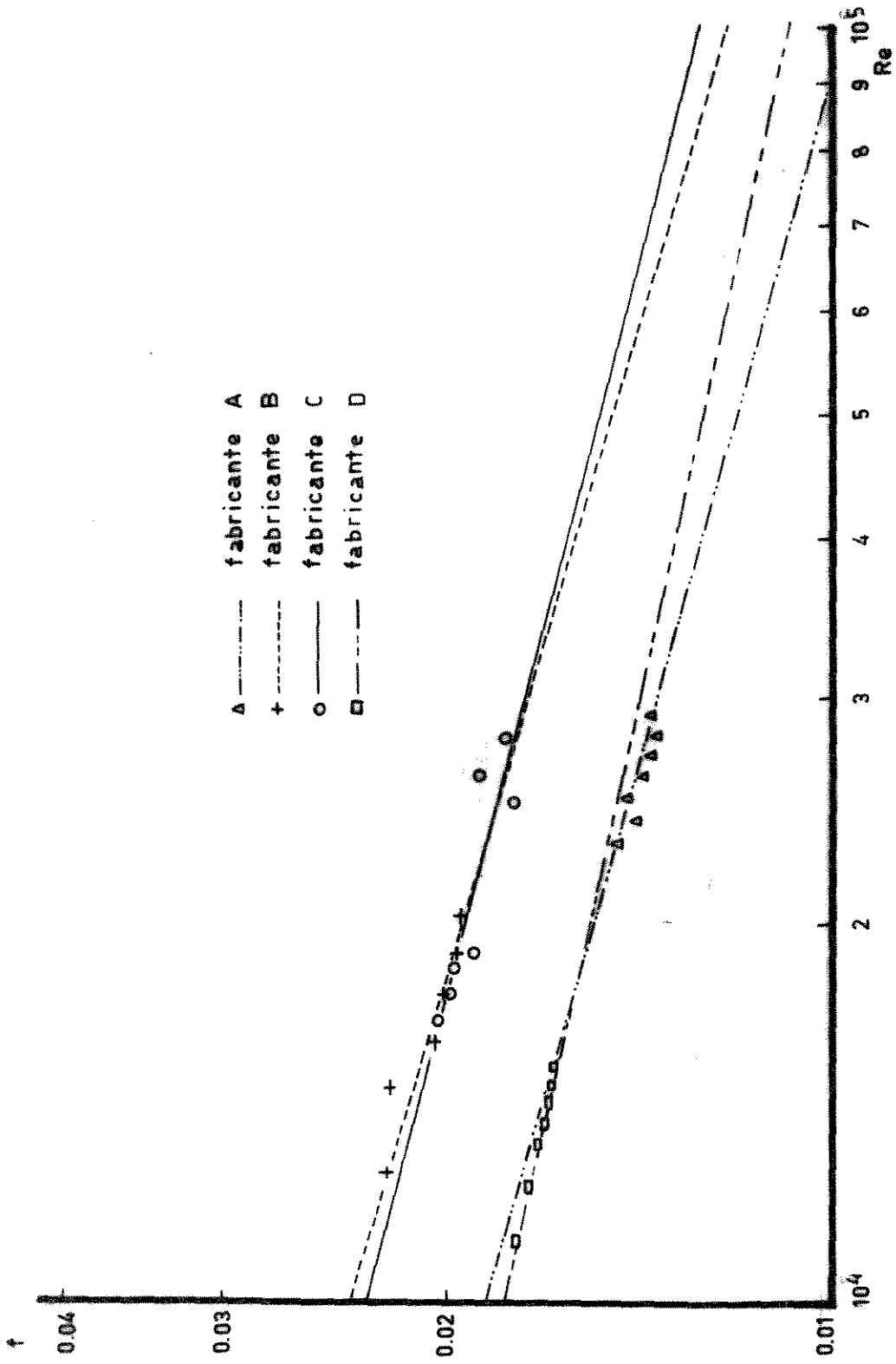


GRÁFICO 6 - Número de Reynolds (Re) vs. Coeficiente de atrito (f).

Tabela 11 - Valores do Coeficiente de Atrito Teórico (eq.(20))  
Coeficiente de Atrito Experimental e Erro Relativo  
para tubos de PVC  
Fabricante D

N	Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	(m/S)	Re x10 <sup>5</sup>	f <sub>CALC</sub> <sup>*</sup>	ΔH (mHg) x10 <sup>-2</sup>	ΔH (m.c.a)	f <sub>exp</sub>	Erro Relativo %
1	1,83	1,62	0,67	0,0196	1,30	0,16	0,0210	6,9
2	2,53	2,23	0,92	0,0183	1,90	0,27	0,0187	2,2
3	3,05	2,70	1,12	0,0176	2,70	0,37	0,0174	0,9
4	3,36	2,97	1,23	0,0172	3,20	0,43	0,0168	2,3
5	3,64	3,22	1,33	0,0170	3,70	0,50	0,0166	2,5
6	3,78	3,35	1,38	0,0168	3,90	0,52	0,0159	5,2
7	3,92	3,46	1,43	0,0167	4,10	0,55	0,0158	5,5
8	4,06	3,59	1,48	0,0166	4,40	0,58	0,0155	6,8
9	4,17	3,68	1,52	0,0165	4,70	0,62	0,0157	4,6
10	4,19	3,70	1,53	0,0165	4,70	0,62	0,0156	5,7

OBS: O coeficiente de atrito foi calculado pela eq. (20) para tubos lisos.

a validade do uso das equações encontradas, para as condições específicas do trabalho.

#### 4.4 - COEFICIENTES DE RESISTÊNCIA E COMPRIMENTO EQUIVALENTE DOS ENGATES

Para a determinação dessas grandezas, houve a necessidade de montar as Tabelas 12, 13 e 14, a fim de calcularmos as perdas de carga devido ao engate.

Obtido esses valores construímos as tabelas 19, 20 e 21, onde calculamos os valores médios do coeficiente de resistência

( $K_R$ ) e do comprimento equivalente ( $Leq$ ). É importante salientar que nesse cálculo da média, somente foi considerado os valores de  $K_R$  e  $Leq$  através da diferença manométrica das tomadas 7 e 8 . Isso se deve ao fato de que as tomadas 4, 5 e 6 não estão colocadas a uma distância mínima necessária a partir do engate, isto é, equivalente a 10 diâmetros, o que determina o completo restabelecimento do perfil de velocidade [ 5 ].

Os valores encontrados para o coeficiente de resistência e seu respectivo comprimento equivalente foram:

Engate - Fabricante A:

$$K_R = 0,03 \quad \sigma = 0,01$$

$$Leq = 0,17 \text{ m} \quad \sigma = 0,08$$

Engate - Fabricante B:

$$K_R = 0,15 \quad \sigma = 0,02$$

$$Leq = 0,71 \text{ m} \quad \sigma = 0,09$$

Engate - Fabricante C:

$$K_R = 0,10 \quad \sigma = 0,02$$

$$Leq = 0,61 \text{ m} \quad \sigma = 0,31$$

O maior coeficiente de resistência e comprimento equivalente encontrado foi o do fabricante B.

Willardson [32], estudando o efeito do diâmetro das tubulações sobre os coeficientes de resistência de 3 tipos de engate, encontrou variações no valor de  $K_R$  que vão de 0,016 a 0,11.

Gray, Levine & Bogema [15] calcularam os coeficientes de resistência para 14 tipos diferentes de engate para tubulações de 3", encontrando valores entre 0,15 e 0,70.

Não podemos comparar os valores de  $K_R$  determinados por outros pesquisadores [ 7 ], pois se tratam de tipos diferentes de engate, mas podemos analisar a ordem de grandeza dos valores calculados, sendo que os nossos resultados se enquadram perfeitamente entre as variações encontradas.

Podemos afirmar que os diferentes valores do coeficiente de resistência encontrado se deve à diferença entre os tipos

Tabela 12 - Valores de Perda de Carga ( $h_f$ ) devido ao Engate - Fabricante A - para condutor de 4"

N	$\Delta H_{14}$ (m.c.a)			$\Delta H_{15}$ (m.c.a)			$\Delta H_{16}$ (m.c.a)			$\Delta H_{17}$ (m.c.a)			$\Delta H_{18}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,089	0,073	0,016	0,094	0,083	0,011	0,098	0,093	0,005	0,105	0,103	0,002	0,116	0,113	0,002
2	0,095	0,075	0,020	0,101	0,085	0,016	0,105	0,096	0,009	0,112	0,106	0,002	0,123	0,117	0,006
3	0,120	0,082	0,020	0,107	0,093	0,014	0,112	0,093	0,009	0,120	0,116	0,004	0,132	0,127	0,005
4	0,105	0,088	0,017	0,118	0,100	0,018	0,123	0,112	0,011	0,130	0,125	0,005	0,144	0,137	0,007
5	0,115	0,094	0,021	0,126	0,107	0,019	0,131	0,120	0,011	0,140	0,134	0,006	0,156	0,147	0,009
6	0,126	0,100	0,026	0,137	0,114	0,023	0,143	0,128	0,015	0,151	0,142	0,009	0,167	0,157	0,010
7	0,121	0,105	0,016	0,143	0,120	0,023	0,148	0,134	0,014	0,157	0,149	0,008	0,172	0,164	0,008
* L(m)	2,14			2,44			2,74			3,04			3,34		

N	$\Delta H_{24}$ (m.c.a)			$\Delta H_{25}$ (m.c.a)			$\Delta H_{26}$ (m.c.a)			$\Delta H_{27}$ (m.c.a)			$\Delta H_{28}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,064	0,045	0,019	0,069	0,056	0,013	0,073	0,066	0,007	0,080	0,076	0,004	0,091	0,086	0,005
2	0,067	0,047	0,020	0,073	0,057	0,016	0,077	0,068	0,011	0,084	0,078	0,006	0,099	0,089	0,010
3	0,072	0,051	0,021	0,077	0,063	0,014	0,082	0,074	0,008	0,090	0,085	0,005	0,105	0,097	0,008
4	0,075	0,055	0,020	0,088	0,067	0,021	0,093	0,080	0,013	0,100	0,092	0,008	0,113	0,104	0,009
5	0,082	0,059	0,023	0,093	0,072	0,021	0,098	0,085	0,013	0,107	0,098	0,009	0,125	0,112	0,013
6	0,090	0,063	0,027	0,101	0,077	0,024	0,107	0,091	0,016	0,115	0,105	0,010	0,135	0,119	0,010
7	0,094	0,066	0,028	0,106	0,080	0,026	0,111	0,095	0,016	0,120	0,110	0,010	0,129	0,125	0,004
* L(m)	1,34			1,64			1,94			2,24			2,54		

Tabela 12 - (continuação)

N	$\Delta H_{34}$ (m.c.a)			$\Delta H_{35}$ (m.c.a)			$\Delta H_{36}$ (m.c.a)			$\Delta H_{37}$ (m.c.a)			$\Delta H_{38}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,035	0,018	0,017	0,040	0,029	0,011	0,044	0,039	0,005	0,051	0,049	0,002	0,062	0,059	0,003
2	0,039	0,019	0,020	0,045	0,029	0,016	0,049	0,040	0,009	0,056	0,050	0,006	0,071	0,061	0,010
3	0,042	0,021	0,021	0,047	0,032	0,015	0,052	0,043	0,009	0,060	0,055	0,005	0,075	0,066	0,009
4	0,040	0,022	0,028	0,053	0,034	0,019	0,065	0,047	0,018	0,065	0,059	0,006	0,078	0,071	0,007
5	0,045	0,024	0,021	0,056	0,037	0,019	0,070	0,050	0,020	0,070	0,063	0,007	0,088	0,077	0,011
6	0,051	0,025	0,026	0,062	0,039	0,023	0,076	0,053	0,023	0,076	0,067	0,009	0,096	0,082	0,014
7	0,043	0,026	0,017	0,065	0,041	0,024	0,079	0,055	0,024	0,079	0,071	0,008	0,088	0,085	0,003
*	L(m) 0,54			0,84			1,14			1,44			1,74		

OBS: \*Distância entre tomadas de pressão

Tabela 13 - Valores de Perda de Carga devido ao Engate para tubulações de 4" - Fabricante B

N	$\Delta H_{14}$ (m.c.a)			$\Delta H_{15}$ (m.c.a)			$\Delta H_{16}$ (m.c.a)			$\Delta H_{17}$ (m.c.a)			$\Delta H_{18}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,036	0,020	0,016	0,035	0,022	0,013	0,035	0,025	0,010	0,036	0,028	0,008	0,039	0,031	0,008
2	0,059	0,032	0,027	0,053	0,037	0,016	0,054	0,042	0,012	0,057	0,046	0,011	0,063	0,051	0,012
3	0,080	0,043	0,037	0,071	0,049	0,022	0,072	0,055	0,017	0,076	0,061	0,015	0,087	0,067	0,020
4	0,091	0,050	0,041	0,082	0,057	0,025	0,083	0,064	0,019	0,088	0,071	0,017	0,099	0,078	0,021
5	0,106	0,060	0,046	0,095	0,068	0,027	0,097	0,077	0,020	0,101	0,085	0,016	0,114	0,094	0,020
6	0,122	0,069	0,053	0,108	0,079	0,029	0,110	0,088	0,022	0,116	0,098	0,018	0,129	0,108	0,021
7	0,139	0,079	0,060	0,125	0,090	0,035	0,126	0,102	0,024	0,134	0,113	0,021	0,149	0,124	0,025
* L(m)	2,14			2,44			2,74			3,04			3,34		

N	$\Delta H_{24}$ (m.c.a)			$\Delta H_{25}$ (m.c.a)			$\Delta H_{26}$ (m.c.a)			$\Delta H_{27}$ (m.c.a)			$\Delta H_{28}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,027	0,012	0,015	0,026	0,015	0,011	0,026	0,018	0,008	0,027	0,021	0,006	0,030	0,023	0,007
2	0,045	0,020	0,025	0,039	0,025	0,014	0,040	0,029	0,011	0,043	0,034	0,009	0,049	0,038	0,011
3	0,060	0,027	0,033	0,051	0,033	0,018	0,052	0,039	0,013	0,056	0,045	0,011	0,067	0,051	0,016
4	0,070	0,031	0,039	0,061	0,039	0,022	0,062	0,046	0,016	0,067	0,053	0,014	0,078	0,060	0,018
5	0,082	0,038	0,044	0,071	0,046	0,025	0,073	0,054	0,019	0,077	0,063	0,014	0,090	0,071	0,019
6	0,093	0,043	0,050	0,079	0,053	0,026	0,081	0,063	0,018	0,087	0,072	0,015	0,100	0,082	0,018
7	0,106	0,050	0,056	0,092	0,061	0,031	0,093	0,072	0,021	0,101	0,088	0,013	0,116	0,094	0,022
* L(m)	1,34			1,64			1,94			2,24			2,54		

Tabela 13 - (continuação)

N	$\Delta H_{34}$ (m.c.a)			$\Delta H_{35}$ (m.c.a)			$\Delta H_{36}$ (m.c.a)			$\Delta H_{37}$ (m.c.a)			$\Delta H_{38}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,020	0,005	0,015	0,019	0,008	0,011	0,020	0,010	0,010	0,020	0,013	0,007	0,023	0,016	0,007
2	0,034	0,008	0,026	0,028	0,013	0,015	0,029	0,017	0,012	0,021	0,022	0,010	0,038	0,026	0,012
3	0,047	0,011	0,036	0,038	0,017	0,021	0,039	0,023	0,016	0,043	0,029	0,014	0,054	0,035	0,019
4	0,055	0,013	0,042	0,046	0,020	0,026	0,047	0,027	0,020	0,052	0,034	0,018	0,063	0,041	0,022
5	0,063	0,015	0,048	0,052	0,024	0,028	0,054	0,032	0,022	0,058	0,040	0,018	0,071	0,049	0,022
6	0,074	0,017	0,057	0,060	0,027	0,033	0,062	0,037	0,025	0,068	0,046	0,022	0,081	0,056	0,025
7	0,084	0,020	0,064	0,070	0,031	0,039	0,071	0,042	0,029	0,079	0,053	0,026	0,094	0,064	0,030
*	L(m) 0,54			0,84			1,14			1,44			1,74		

OBS: \*Distância entre tomadas de pressão

Tabela 14 - Valores de Perda de Carga devido ao Engate ( $h_E - h_C$ ) para tubulações de 4" Fabricante C

N	$\Delta H_{14}$ (m.c.a)			$\Delta H_{15}$ (m.c.a)			$\Delta H_{16}$ (m.c.a)			$\Delta H_{17}$ (m.c.a)			$\Delta H_{18}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,075	0,054	0,021	0,079	0,062	0,017	0,085	0,070	0,015	0,091	0,077	0,014	0,098	0,085	0,013
2	0,083	0,060	0,023	0,087	0,068	0,019	0,094	0,077	0,017	0,100	0,085	0,015	0,108	0,094	0,014
3	0,091	0,066	0,025	0,096	0,075	0,021	0,101	0,084	0,017	0,107	0,093	0,014	0,118	0,103	0,015
4	0,094	0,070	0,024	0,100	0,080	0,020	0,107	0,089	0,018	0,114	0,099	0,015	0,125	0,109	0,016
5	0,154	0,119	0,035	0,162	0,136	0,026	0,180	0,152	0,028	0,190	0,169	0,021	0,193	0,186	0,007
6	0,172	0,129	0,043	0,181	0,147	0,034	0,195	0,165	0,030	0,206	0,183	0,023	0,219	0,201	0,018
7	0,179	0,148	0,051	0,206	0,169	0,037	0,222	0,190	0,032	0,236	0,210	0,026	0,257	0,231	0,026
* L(m)	2,14			2,44			2,74			3,04			3,34		

N	$\Delta H_{24}$ (m.c.a)			$\Delta H_{25}$ (m.c.a)			$\Delta H_{26}$ (m.c.a)			$\Delta H_{27}$ (m.c.a)			$\Delta H_{28}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,055	0,034	0,021	0,059	0,042	0,017	0,065	0,049	0,016	0,071	0,057	0,014	0,078	0,065	0,013
2	0,062	0,038	0,024	0,066	0,046	0,020	0,073	0,054	0,019	0,079	0,063	0,016	0,087	0,071	0,016
3	0,067	0,041	0,026	0,072	0,050	0,022	0,077	0,060	0,017	0,083	0,069	0,014	0,094	0,078	0,016
4	0,070	0,044	0,026	0,076	0,053	0,023	0,083	0,063	0,020	0,090	0,073	0,017	0,101	0,083	0,018
5	0,114	0,075	0,039	0,122	0,091	0,031	0,140	0,108	0,032	0,150	0,125	0,025	0,153	0,141	0,012
6	0,127	0,081	0,046	0,136	0,099	0,037	0,150	0,117	0,033	0,161	0,135	0,026	0,174	0,153	0,021
7	0,144	0,093	0,051	0,151	0,114	0,037	0,167	0,134	0,033	0,181	0,155	0,026	0,202	0,176	0,026
* L(m)	1,34			1,64			1,94			2,24			2,54		



Fig. 14 - (continuação)

N	$\Delta H_{34}$ (m.c.a)			$\Delta H_{35}$ (m.c.a)			$\Delta H_{36}$ (m.c.a)			$\Delta H_{37}$ (m.c.a)			$\Delta H_{38}$ (m.c.a)		
	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$	$\Delta h_E$	$\Delta h_C$	$(\Delta h_E - \Delta h_C)$
1	0,036	0,014	0,022	0,040	0,021	0,019	0,046	0,029	0,017	0,052	0,037	0,015	0,059	0,044	0,015
2	0,041	0,015	0,026	0,045	0,024	0,021	0,052	0,032	0,020	0,058	0,040	0,018	0,066	0,049	0,017
3	0,045	0,017	0,028	0,050	0,026	0,024	0,055	0,035	0,020	0,061	0,044	0,017	0,072	0,053	0,019
4	0,047	0,018	0,029	0,053	0,027	0,026	0,060	0,037	0,023	0,067	0,047	0,020	0,078	0,057	0,021
5	0,078	0,030	0,048	0,086	0,047	0,039	0,104	0,063	0,041	0,114	0,080	0,034	0,117	0,097	0,020
6	0,084	0,033	0,051	0,093	0,051	0,042	0,107	0,069	0,038	0,118	0,087	0,031	0,131	0,105	0,026
7	0,103	0,037	0,066	0,110	0,058	0,052	0,126	0,079	0,047	0,140	0,100	0,040	0,161	0,120	0,041
* L(m)	0,54			0,84			1,14			1,44			1,74		

OBS: \* Distância entre tomadas de pressão

Tabela 15 - Dados Experimentais para tubulação de PVC com Válvula Gaveta totalmente aberta

	Manômetros		Venturi		Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>
	1 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	2 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>1</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>2</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	
1)	52,9	50,3	55,4	44,3	2,40
2)	54,2	49,1	61,1	38,5	3,42
3)	55,1	48,3	65,5	33,9	4,05
4)	56,1	47,3	70,5	28,7	4,66
5)	56,9	46,5	74,4	24,7	5,08
6)	57,7	45,9	77,8	21,3	5,41
7)	58,2	45,3	80,4	18,4	5,67
8)	58,5	45,1	81,5	17,3	5,77
9)	58,7	44,9	83,0	15,7	5,91
10)	59,2	44,9	85,9	13,1	6,14

de engate e também ao método de fabricação.

#### 4.5 - COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA E COMPRIMENTO EQUIVALENTE PARA A VÁLVULA GAVETA

Os dados experimentais utilizados nessa determinação estão dispostos nas Tabelas 15, 16, 17 e 18.

Em função desses dados, confeccionamos as Tabelas 22 a 25, onde o valor do coeficiente de resistência foi calculado em função da perda de carga que ocorreu devido à válvulo e também da velocidade média de escoamento.

Foram calculados os valores dos coeficientes de resistência e do seu comprimento equivalente para as quatro posições da válvula, ou seja, posição 1: totalmente aberta; posição 2: 2 voltas fechadas; posição 3: 5 voltas fechadas e posição 4: 7 vol

Tabela 16 - Dados Experimentais para tubulações de PVC com Válvula Gaveta 2 voltas fechadas

	Manômetros		Venturi		Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>
	1 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	2 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>1</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>2</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	
1)	53,3	49,9	55,7	43,9	2,47
2)	54,7	48,7	60,5	39,0	3,34
3)	56,0	47,4	65,5	33,9	4,05
4)	57,2	46,3	69,6	29,6	4,55
5)	58,2	45,3	73,6	25,5	4,99
6)	59,1	44,6	76,6	22,3	5,31
7)	59,7	44,0	79,0	19,9	5,54
8)	60,1	43,6	80,7	18,2	5,69
9)	60,5	43,2	82,2	16,8	5,82
10)	61,2	42,6	84,7	14,0	6,05

Tabela 17 - Dados Experimentais para tubulação de PVC com Válvula Gaveta 5 voltas fechadas

	Manômetros		Venturi		Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>
	1 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	2 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>1</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>2</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	
1)	56,5	47,0	55,5	44,3	2,41
2)	60,3	43,5	59,8	39,9	3,21
3)	63,9	40,2	63,9	35,5	3,84
4)	66,5	37,7	67,0	32,4	4,24
5)	69,0	35,4	69,9	29,3	4,59
6)	72,1	32,7	73,5	25,5	4,99
7)	72,9	31,9	74,5	24,4	5,10
8)	73,6	31,2	75,4	23,5	5,19
9)	74,0	30,7	76,0	23,0	5,24
10)	75,0	29,8	77,1	22,0	5,34

Tabela 18 - Dados Experimentais para tubulação de PVC com Válvula Gaveta 7 voltas fechadas

	Manômetros		Venturi		Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>
	1 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	2 (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>1</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	H <sub>2</sub> (mHg) x10 <sup>-2</sup>	
1)	58,9	44,8	51,7	48,0	1,38
2)	66,5	37,8	53,6	46,2	1,96
3)	73,2	31,6	55,3	44,5	2,37
4)	77,5	27,6	56,3	43,4	2,59
5)	81,8	23,5	57,3	42,4	2,78
6)	84,2	21,2	58,0	41,7	2,91
7)	89,3	16,4	59,2	40,4	3,12
8)	92,0	13,9	60,0	39,7	3,24
9)	95,9	10,4	60,9	38,7	3,39
10)	99,7	6,6	62,0	37,5	3,56

tas fechadas, onde 9,5 voltas correspondem à posição totalmente fechada.

Através deste estudo, podemos determinar o comportamento da perda de carga de uma válvula gaveta de 1,5" em uma tubulação de PVC.

Os resultados obtidos foram os seguintes:

Posição 1:

$$K_R = 0,43 \quad \sigma = 0,05$$

$$Leq = 0,96 \text{ m} \quad \sigma = 0,04$$

Posição 2:

$$K_R = 0,73 \quad \sigma = 0,01$$

$$Leq = 1,64 \text{ m} \quad \sigma = 0,18$$

Posição 3:

$$K_R = 4,11 \quad \sigma = 0,03$$

Tabela 19 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) e do Comprimento Equivalente do Engate para tubulações de 4" - Fabricante A

N	f	V (m/S)	$\Delta H_{n4}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n5}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n6}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n7}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n8}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)
1	0,0158	2,12	0,017	0,07	0,44	0,012	0,05	0,32	0,006	0,03	0,19	0,003	0,01	0,06	0,003	0,01	0,06
2	0,0157	2,19	0,020	0,08	0,51	0,016	0,07	0,45	0,008	0,03	0,19	0,005	0,02	0,13	0,009	0,04	0,26
3	0,0156	2,27	0,021	0,08	0,51	0,014	0,05	0,32	0,009	0,03	0,19	0,005	0,02	0,13	0,007	0,03	0,19
4	0,0155	2,38	0,018	0,06	0,39	0,019	0,07	0,45	0,014	0,05	0,32	0,006	0,02	0,13	0,008	0,03	0,19
5	0,0154	2,49	0,022	0,07	0,46	0,020	0,06	0,39	0,015	0,05	0,33	0,007	0,02	0,13	0,011	0,04	0,26
6	0,0153	2,58	0,026	0,08	0,52	0,023	0,07	0,46	0,018	0,05	0,33	0,009	0,03	0,20	0,013	0,04	0,26
7	0,0152	2,63	0,020	0,06	0,40	0,024	0,07	0,46	0,018	0,05	0,33	0,009	0,03	0,20	0,005	0,01	0,06

Coeficiente de Resistência

Valor médio = 0,03

Desvio Padrão= 0,01

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 0,17

Desvio Padrão= 0,008

Tabela 20 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) e do Comprimento Equivalente do Engate para condutor de 4" - Fabricante B

N	f	V (m/S)	$\Delta H_{n4}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n5}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n6}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n7}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n8}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)
1	0,0222	0,90	0,015	0,36	1,62	0,012	0,29	1,31	0,009	0,22	0,99	0,007	0,17	0,76	0,007	0,17	0,76
2	0,0217	1,17	0,026	0,37	1,71	0,015	0,22	1,01	0,012	0,17	0,78	0,010	0,14	0,65	0,012	0,17	0,78
3	0,0215	1,35	0,035	0,38	1,77	0,020	0,22	1,02	0,015	0,16	0,74	0,013	0,14	0,65	0,018	0,19	0,88
4	0,0213	1,47	0,041	0,37	0,74	0,024	0,22	1,03	0,018	0,16	0,75	0,016	0,15	0,70	0,020	0,18	0,85
5	0,0212	1,61	0,046	0,35	1,65	0,027	0,20	0,94	0,020	0,20	0,94	0,016	0,12	0,57	0,020	0,15	0,71
6	0,0211	1,73	0,053	0,35	1,61	0,029	0,19	0,90	0,022	0,14	0,66	0,018	0,12	0,57	0,021	0,14	0,66
7	0,0210	1,86	0,060	0,34	1,62	0,035	0,20	0,95	0,025	0,14	0,67	0,022	0,13	0,62	0,026	0,15	0,71

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 0,15

Desvio Padrão= 0,02

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 0,71

Desvio Padrão= 0,09

Tabela 21 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) e do Comprimento Equivalente do Engate para tubulações de 4" - Fabricante C

N	f	V (m/S)	$\Delta H_{n4}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n5}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n6}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n7}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)	$\Delta H_{n8}$ (m.c.a)	$K_R$	Leq (m)
1	0,0213	1,53	0,021	0,18	1,51	0,018	0,15	1,26	0,016	0,13	1,10	0,014	0,12	1,01	0,014	0,12	1,01
2	0,0212	1,61	0,024	0,18	1,36	0,020	0,15	1,13	0,019	0,14	1,06	0,016	0,12	0,91	0,016	0,12	0,91
3	0,0211	1,69	0,026	0,18	1,23	0,022	0,15	1,03	0,018	0,12	0,02	0,015	0,10	0,69	0,017	0,12	0,83
4	0,0211	1,74	0,026	0,17	1,10	0,023	0,15	0,97	0,020	0,13	0,84	0,017	0,11	0,71	0,018	0,12	0,78
5	0,0208	2,29	0,041	0,15	0,56	0,032	0,12	0,45	0,034	0,13	0,49	0,027	0,10	0,37	0,013	0,05	0,19
6	0,0207	2,39	0,047	0,16	0,55	0,038	0,13	0,45	0,034	0,12	0,41	0,029	0,09	0,31	0,022	0,08	0,27
7	0,0204	2,56	0,056	0,17	0,51	0,042	0,13	0,39	0,037	0,11	0,33	0,031	0,09	0,27	0,031	0,09	0,26

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 0,10

Desvio Padrão= 0,02

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 0,61

Desvio Padrão= 0,31

Tabela 22 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) para Válvula Gaveta na posição 1 (totalmente aberta)

N	Q (m <sup>3</sup> /S) x10 <sup>-3</sup>	V (m/S)	R <sub>e</sub> x10 <sup>5</sup>	$\Delta H_E$ (mHg) x10 <sup>-2</sup>	$\Delta H_E$ (m.c.a)	$\Delta H_C$ (m.c.a)	$\Delta H_E - \Delta H_C$ (m.c.a)	K <sub>R</sub>	Leq
1	2,40	2,12	0,88	2,90	0,37	0,24	0,13	0,55	1,00
2	3,42	3,03	1,25	5,40	0,68	0,46	0,22	0,47	0,96
3	4,05	3,58	1,48	7,10	0,89	0,62	0,27	0,42	0,92
4	4,66	4,12	1,70	9,10	1,15	0,80	0,35	0,40	0,91
5	5,08	4,49	1,85	10,90	1,35	0,93	0,42	0,41	0,94
6	5,41	4,79	1,98	12,10	1,52	1,05	0,47	0,40	0,96
7	5,67	5,01	2,07	13,20	1,66	1,13	0,53	0,41	0,99
8	5,77	5,10	2,11	13,70	1,73	1,17	0,56	0,42	1,03
9	5,91	5,22	2,16	14,10	1,78	1,22	0,56	0,40	0,97
10	6,14	5,43	2,24	15,10	1,90	1,31	0,59	0,39	0,95

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 0,43

Desvio Padrão= 0,05

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 0,96

Desvio Padrão= 0,04



Tabela 23 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) para Válvula Gaveta na posição 2 (2 voltas fechadas)

N	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-3}$	V (m/S)	$R_e$ $\times 10^5$	$\Delta H_E$ (mHg) $\times 10^{-2}$	$\Delta H_E$ (m.c.a)	$\Delta H_C$ (m.c.a)	$\Delta H_E - \Delta H_C$ (m.c.a)	$K_R$	Leq
1	2,47	2,19	0,90	3,40	0,43	0,26	0,17	0,69	1,25
2	3,34	2,95	1,22	6,00	0,76	0,44	0,32	0,71	1,44
3	4,05	3,58	1,48	8,60	1,08	0,62	0,46	0,71	1,55
4	4,55	4,03	1,66	10,90	1,37	0,77	0,60	0,73	1,65
5	4,99	4,42	1,82	12,90	1,69	0,91	0,72	0,72	1,65
6	5,31	4,69	1,94	14,50	1,83	1,01	0,82	0,73	1,75
7	5,54	4,89	2,02	15,70	1,98	1,09	0,89	0,73	1,76
8	5,69	5,03	2,08	16,50	2,08	1,14	0,94	0,73	1,79
9	5,82	5,15	2,13	17,30	2,18	1,19	0,99	0,73	1,77
10	6,05	5,35	2,21	18,60	2,34	1,28	1,06	0,73	1,78

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 0,73

Desvio Padrão= 0,01

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 1,64

Desvio Padrão= 0,18

Tabela 24 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) para Válvula Gaveta na posição 3 (5 voltas fechadas)

N	Q ( $\text{m}^3/\text{S}$ ) $\cdot 10^{-3}$	V (m/S)	$R_e$ $\times 10^5$	$\Delta H_E$ (mHg) $\times 10^{-2}$	$\Delta H_E$ (m.c.a)	$\Delta H_C$ (m.c.a)	$\Delta H_E - \Delta H_C$ (m.c.a)	$K_R$	Leq
1	2,41	2,13	0,88	9,50	1,20	0,24	0,96	4,13	7,47
2	3,21	2,84	1,17	16,80	2,12	0,41	1,71	4,15	8,43
3	3,84	3,39	1,40	23,70	2,99	0,56	2,43	4,14	9,04
4	4,24	3,74	1,55	28,80	3,63	0,67	2,96	4,15	9,39
5	4,59	4,06	1,68	33,60	4,23	0,78	3,45	4,11	9,40
6	4,99	4,41	1,82	39,40	4,96	0,90	4,06	4,10	9,80
7	5,10	4,51	1,86	41,00	5,17	0,94	4,23	4,07	9,79
8	5,19	4,59	1,89	42,40	5,34	0,97	4,37	4,07	9,98
9	5,24	4,63	1,91	43,30	5,46	0,98	4,48	4,09	9,90
10	5,34	4,63	1,95	45,20	5,70	1,02	4,68	4,10	9,99

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 4,11

Desvio Padrão = 0,03

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 9,32

Desvio Padrão = 0,81

Tabela 25 - Valores do Coeficiente de Resistência ( $K_R$ ) para Válvula Gaveta na posição 4 (7 voltas fechadas)

N	Q (m <sup>3</sup> /S) $\times 10^{-3}$	V (m/S)	$R_e$ $\times 10^5$	$\Delta H_E$ (mHg) $\times 10^{-2}$	$\Delta H_E$ (m.c.a)	$\Delta H_C$ (m.c.a)	$\Delta H_E - \Delta H_C$ (m.c.a)	$K_R$	Leq
1	1,38	1,22	0,50	14,10	1,78	0,09	1,69	22,21	40,19
2	1,96	1,73	0,72	28,70	3,62	0,17	3,45	22,57	45,86
3	2,37	2,09	0,86	41,60	5,24	0,24	5,00	22,40	48,92
4	2,59	2,29	0,94	49,90	6,29	0,28	6,01	22,45	50,78
5	2,78	2,46	1,02	58,30	7,35	0,32	7,03	22,76	52,10
6	2,91	2,57	1,06	63,00	7,94	0,34	7,60	22,55	53,89
7	3,12	2,76	1,14	72,90	9,19	0,39	8,80	22,63	54,43
8	3,24	2,87	1,18	78,10	9,84	0,42	9,42	22,42	54,97
9	3,39	3,00	1,24	85,40	10,76	0,45	10,31	22,46	54,36
10	3,56	3,15	1,30	93,10	11,73	0,49	11,24	22,20	54,07

Coeficiente de Resistência

Valor Médio = 22,47

Desvio Padrão = 0,17

Comprimento Equivalente

Valor Médio = 50,96

Desvio Padrão = 4,78

$$Leq = 9,32 \text{ m} \quad \sigma = 0,81$$

Posição 4:

$$K_R = 22,47 \quad \sigma = 0,17$$

$$Leq = 50,96 \text{ m} \quad \sigma = 4,78$$

Weissbach [25] indicou os valores de  $K_R$  variando conforme o grau de abertura do registro, que vão desde  $K_R = 0,07$  para uma relação de 7/8 até 97,8 para uma relação de 1/8.

Comparando nossos resultados com esses dados, observamos uma pequena discrepância quando na consideração da válvula quase totalmente aberta, no mais os valores calculados se colocam dentro da variação proposta por Weissbach.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

## 5.1 - CONCLUSÕES

### 5.1.1 - Rugosidade Relativa

As tubulações de aço-zincado apresentaram rugosidade relativa ( $\epsilon/D = 0,0007$ ) menor que as tubulações de alumínio ( $\epsilon/D = 0,0010$ ).

Ambos os valores estão bem acima dos valores utilizados e determinados em outros países.

### 5.1.2 - Coeficiente de Atrito

Ficou comprovado, pelos baixos valores de erro relativo, a validade do uso de equação de Colebrook para tubos rugosos e Equação de Prandtl-von Kármán para tubos lisos, desde que observado os valores reais da rugosidade relativa.

### 5.1.3 - Perda de Carga nas Tubulações

As equações de perdas de carga determinadas podem ser consideradas boas no cálculo dessa variável, já que apresentaram altíssimos valores do raio de correlação e uma significância de 0,5%.

### 5.1.4 - Coeficientes de Resistência do Engate e da Válvula

Os valores obtidos em nosso trabalho estão situados dentro dos intervalos citados pela literatura.

As diferenças encontradas se devem principalmente à não-similaridade geométrica entre os três tipos de engates.

## 5.2 - RECOMENDAÇÕES

5.2.1 - Seria importante estudar as perdas de carga desses engates com a variação dos diâmetros da tubulação.

5.2.2 - Realizar os mesmos testes, tendo uma válvula de derivação para a montagem do aspersor, pois com essa derivação haverá uma diminuição da vazão na linha de distribuição e por conseguinte uma diminuição na perda de carga.

5.2.3 - Para aplicarmos os resultados deste trabalho em projetos para as condições de campo, seria necessário maiores estudos, principalmente porque a perda nos engates aumenta com o desalinhamento, sendo difícil avaliar como os engates estariam colocados em uma certa área.

5.2.4 - Realizar um trabalho similar onde fosse possível analisar os mais variados tipos de desalinhamento a que está sujeita uma linha de irrigação de campo.

5.2.5 - Testar maior número de tubulações usadas e determinar o valor da rugosidade relativa, para a confecção do tipo manual para materiais de fabricações nacionais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS



- [1] - ASBRASIL - Aspersão no Brasil S.A. - Manual Técnico - São Paulo, 1980.
- [2] - ASSY, T.M., "O Emprego da Fórmula Universal de Perda de Carga e as Limitações das Fórmulas Empíricas", São Paulo, CETESB, 1977.
- [3] - AZEVEDO, J.M. & ALVAREZ, G.A., "Manual de Hidráulica", São Paulo, Ed. Edgar Blücher, 6ª ed., 1973.
- [4] - BADGER, W.L. & McCABE, W.L., "Elements of Chemical Engineering", New York, McGraw-Hill Book Co., 2th. ed., pp. 44-59, 1936.
- [5] - BARBIN, A.R. & JONES, J.B., "Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe". Trans. of ASME, J.A. Basic Eng. 85D, pp. 29-34, 1963.
- [6] - BOGUE, P.C. & METZNER, A.B., "Velocity Profiles in Turbulent Pipe Flow", I&E, Chemical Fundamentals, Vol. 2, nº2, pp. 143-149, 1963.
- [7] - BUHR, D.A., "A Study of Hydraulic Losses in Sprinkler Irrigation Couplees", Unpub. Thesis, Utah State University, 1950.
- [8] - CAPLAN, I., "Calculator Programs Solve Fluid Flow Problems", Heating Piping and Air Conditioning, Vol. 50, nº 10, pp. 85-87, 1978.
- [9] - CHRISTIANSEN, J.E., "Irrigation by Sprinkling", University of California, Agr. Exp. Sta<sup>ta</sup> Bul., 670, pp. 56-64, 1942.
- [10] - COULSON, J.M. & RICHARDSON, J.F., "Friction in Pipes and Channels, In: Chemical Engineering, New York, Perganeous Press, pp. 41-100, 1970.
- [11] - Crane Co., "Flow of Fluids Through Valves, Fitting and Pipe", New York, Tech. Paper, nº 410M, 3th. Ed., 1972.

- [12] - DAVIES, J.T., "Velocities and Stress in Turbulent Flows",  
In: Turbulence Phenomena, New York, Academic Press,  
p. 1.48, 1972.
- [13] - FOX, J.A., "An Introduction to Engineering Fluid Mechanics",  
London, The McMillan Press LTD., p. 1.215, 1974.
- [14] - GRAY, H.E. & LEVINE, G. & BOGEMA, M., "Friction Losses in  
Aluminium Pipe", Trans. of ASAE, Vol. 35, pp. 715-716,  
1954.
- [15] - GRAY, H.E. & Levine, G. & BOGEMA, M., "Head Loss in Irrigation-  
Line Quick Couplers", Trans. of ASAE, Vol. 35, pp. 804-  
807, 1954.
- [16] - HOWELL, T.A. & BARINAS, F.A., "Pressure Losses Across Trickle  
Irrigation Fittings and Emitters", Trans. of ASAE,  
Vol. 23, nº 4, pp. 928-933, 1980.
- [17] - HUGHES, T.C. & JEPPSON, R.W., "Hydraulic Friction Loss in  
Small Diameter Plastic Pipelines", Water Resources  
Bulletin, Vol. 14, nº 5, p. 1159-1166, 1978.
- [18] - HYDRAULIC INSTITUTE - Tentative Standards of Hydraulic  
Institute, Pipe Friction, New York, 1959.
- [19] - JORGE, J.T., "Determinação de Algumas Propriedades Físicas  
e Mecânicas da Soja, Variedade Santa Rosa", Tese de  
Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, 1977.
- [20] - KING, R.C. & CROCKER, "Friction Loss in Pipe and Ducts", In:  
Piping Handbook, New York, McGraw-Hill Book Co., 5th.  
Ed., sec. 3-117 a 3-135, 1967.
- [21] - KREITH, F., "Efeitos de Entrada", In: Princípios de Trans-  
missão de Calor, S. Paulo, Ed. Edgar Blücher, 1977.
- [22] - LANGHAAR, H.L., "Steady Flow in the Transition Length of a  
Straight Pipe", Trans of ASAE, J.A. Appl. Mech., nº 64,  
pp. A55-A58, 1942.

- [23] - LENCASTRE,A., "Manual de Hidráulica Geral", S. Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1972.
- [24] - NEKRASOV,B., "Hidraulica", Moscou, Editorial Paz, pp. 5-63, 1968.
- [25] - NEVES,E.T., "Curso de Hidráulica", Porto Alegre, Ed. Globo, 2ª Ed., pp. 185-249, 1968.
- [26] - OLSON,H.M., "The determination of Friction Factor for New and Used Aluminium Tubing and Head Loss in Sprinckler Piper Couplers", Unpub. Thesis, Utah Univ., 1950.
- [27] - RAINBOW, "Sistemas de Irrigação", Manual Técnico, Divisão de Irrigação, Vinhedo, 1981.
- [28] - REY,L., "Como redigir trabalhos científicos", São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1974.
- [29] - ROUND,G.I., "An Explicit Approximation for the Friction Factor - Reynolds Number Relation for Rough and Smooth Pipes", The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 58, pp. 122-123, 1980.
- [30] - SHAMES,I.H., "La Mecanica de Los Fluidos", Madri, Libros McGraw-Hill, 1967.
- [31] - STREETER,V.L., "Mecanica de Los Fluidos", Mexico, Libros McGraw-Hill, 4ª Ed., pp. 11-312, 1968.
- [32] - U.S. Department of Agriculture (U.S.D.A.) - "Head Loss In Quick-Coupled ALuminium Pipe Used for Sprinkler Irrigation", Agr. Handbook, nº 147, 1959.

APÊNDICES

APENDICE 1

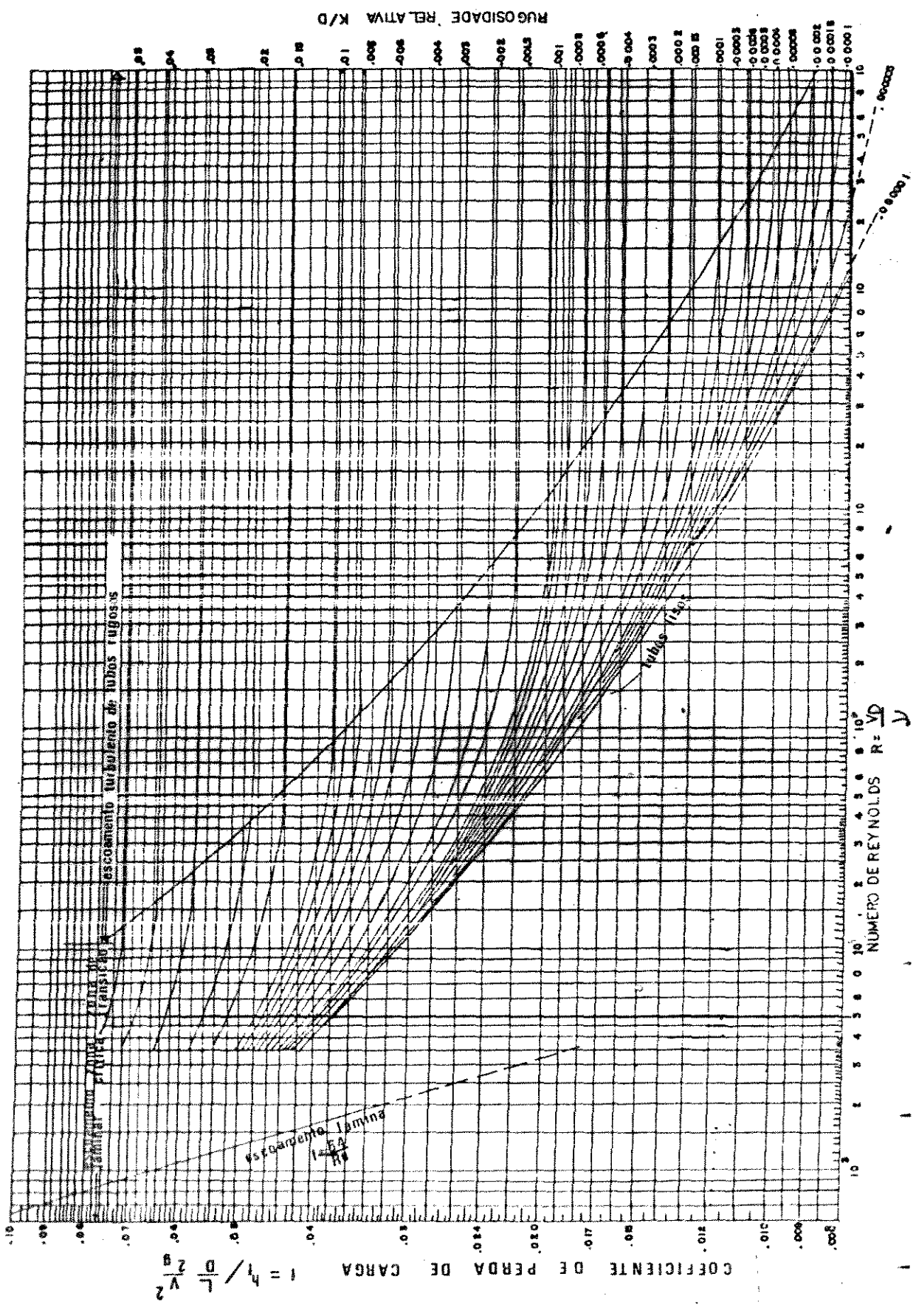


DIAGRAMA DE MOODY

APÊNDICE 2

PROGRAMA ADAPTADO À MÁQUINA DE CALCULAR HP33E, PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO (f), ATRAVÉS DA EQUAÇÃO DE COLEBROOK-WHITE

A equação a ser programada é:

$$x = x_0 - \frac{x_0 + 2 \log \left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} + \frac{2,51}{R} x_0 \right)}{1 + \frac{5,02}{\left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} Re + 2,51 x_0 \right) \ln 10}}$$

sendo:  $f = 1/x^2$

Dispondo os valores nas memórias, temos:

$$\left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} \right) \ln 10 \rightarrow \text{STO } 0$$

$$(2,51) \ln 10 \rightarrow \text{STO } 1$$

$$5,02 \rightarrow \text{STO } 2$$

$$2,51 \rightarrow \text{STO } 3$$

$$\left( 0,27 \frac{\epsilon}{D} \right) \rightarrow \text{STO } 4$$

$$Re \rightarrow \text{STO } 5$$

$$x_0 \rightarrow \text{STO } 6$$

A partir daí, teríamos o programa:

- |            |             |
|------------|-------------|
| 1. RCL 0   | 17. x       |
| 2. RCL 5   | 18. RCL 5   |
| 3. x       | 19. ÷       |
| 4. RCL 1   | 20. RCL 4   |
| 5. RCL 6   | 21. +       |
| 6. x       | 22. f[logx] |
| 7. +       | 23. 2       |
| 8. g[1/x]  | 24. x       |
| 9. RCL 2   | 25. RCL 6   |
| 10. x      | 26. +       |
| 11. 1      | 27. RCL 7   |
| 12. +      | 28. x       |
| 13. g[1/x] | 29. CHS     |
| 14. STO 7  | 30. RCL 6   |
| 15. RCL 3  | 31. +       |
| 16. RCL 6  | 32. GTO 00  |

APÊNDICE 3

PROGRAMA ADAPTADO À MÁQUINA DE CALCULAR HP33E, PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE ATRITO ( $f$ ), ATRAVÉS DA EQUAÇÃO DE PRANDTL-VON KÁRMÁN

A equação a ser programada é:

$$x = 2 \log \frac{R}{x} - 0,8$$

sendo:  $x = 1/\sqrt{f}$  ou  $f = 1/x^2$

temos o seguinte programa:

Re  $\rightarrow$  STO 1

x  $\rightarrow$  STO 2

- |            |           |
|------------|-----------|
| 1. RCL 1   | 6. x      |
| 2. RCL 2   | 7. 0,8    |
| 3. $\div$  | 8. -      |
| 4. f[logx] | 9. GTO 00 |
| 5. 2       |           |



APÊNDICE 4

PROGRAMA ADAPTADO À MÁQUINA DE CALCULAR HP33E, PARA DETERMINAÇÃO DA RUGOSIDADE RELATIVA ( $\epsilon/D$ ) PELA EQUAÇÃO DE COLEBROOK-WHITE

A equação utilizada foi:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{3,70}{\sqrt{10}^{1/\sqrt{f}}} - \frac{9,30}{\text{Re}\sqrt{f}}$$

Ficando o programa:

$\sqrt{f}$  → STO 0

R → STO 1

- |           |                         |
|-----------|-------------------------|
| 1. RCL 0  | 9. g[1/x]               |
| 2. RCL 1  | 10. g(10 <sup>x</sup> ) |
| 3. x      | 11. f $\sqrt{x}$        |
| 4. g[1/x] | 12. g[1/x]              |
| 5. 9,30   | 13. 3,70 <sup>-</sup>   |
| 6. x      | 14. x                   |
| 7. STO 2  | 15. RCL 2               |
| 8. RCL 0  | 16. -                   |
|           | 17. GTO 00              |