

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL
DEPARTAMENTO DE HIDRÁULICA E SANEAMENTO**

**PERDA DE CARGA EM PEÇAS ESPECIAIS DE
SISTEMAS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO CONVENCIONAL**

AUTOR: AILTON DE ALMEIDA

ORIENTADORA: Prof. Dra. ANA INES BORRI GENOVEZ

**Dissertação de mestrado apresentada à
Universidade Estadual de Campinas, como
parte dos requisitos exigidos para obtenção
do título de MESTRE EM ENGENHARIA
CIVIL na área de concentração em
Recursos hídricos e Saneamento.**

Campinas, Out/ 1995

930706

RADE -8C
UNICAMP
AL64p
27582
607/96
0 | 0 | x |
R\$ 11,00
03/05/96
C.N.00087504-8

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

AL64p Almeida, Ailton de
Perda de carga em peças especiais de sistemas de
irrigação por aspersão convencional / Ailton de Almeida.-
-Campinas, SP: [s.n.], 1995.

Orientadora: Ana Inés Borri Genovez.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Civil.

1. Irrigação por aspersores. 2. Tubulações.
3. Acoplamentos. I. Genovez, Ana Inés Borri.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Civil. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL**

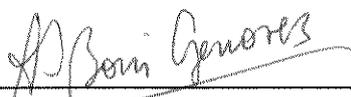
FOLHA DE APROVAÇÃO

**TITULO: PERDA DE CARGA EM PEÇAS ESPECIAIS DE SISTEMAS
DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO CONVENCIONAL**

AUTOR: AILTON DE ALMEIDA

ORIENTADORA: ANA INÉS BORRI GENOVEZ

BANCA EXAMINADORA:



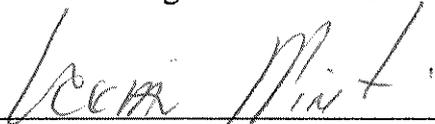
Profª. Dra. Ana Ines Borri Genovez

Faculdade de Engenharia Civil- UNICAMP



Prof. Dr. Dirceu Brasil Vieira

Faculdade de Engenharia Civil- UNICAMP

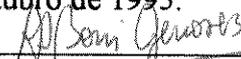


Prof. Dr. Luis Cezar de Souza

Centro Tecnológico de Hidráulica (CTH)

Departamento de Águas e Energia Elétrica (DAEE)

Este exemplar corresponde a redação final da dissertação defendida por Ailton de Almeida e aprovada pela comissão julgadora no dia 9 de outubro de 1995.



Orientadora

**Aos meus pais Teresa
e Antonio e a
Carolinee, dedico.**

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo apoio financeiro, contribuindo para a realização desta pesquisa.

A empresa KREBESFER S/A, que forneceu os tubos e as singularidades utilizadas em sistemas de irrigação.

A Profa. Dra. Ana Ines Borri Genovez pela dedicada orientação para elaboração deste trabalho.

Ao professor Titular e Diretor desta Faculdade, Dr. Dirceu Brasil Vieira, pelo incentivo e atenção prestados nos momentos mais difíceis.

Aos Professores Dr. José Geraldo Pena de Andrade e Dr. Evaldo Miranda Coiado pelos esclarecimentos e idéias fornecidas no decorrer do trabalho.

Aos funcionários do Laboratório de Hidráulica que direta ou indiretamente ajudaram na montagem do banco de ensaio.

Aos funcionários do Setor de Computação desta Faculdade que eliminaram os problemas surgidos no decorrer da digitação deste.

A todos os colegas do curso de graduação e de pós-graduação que ajudaram direta ou indiretamente com idéias e principalmente companheirismo.

A minha família pelo apoio e carinho recebido.

SUMÁRIO

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	VI
RESUMO	VIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Sistemas de Irrigação por Aspersão	3
1.3 Objetivos	3
1.4 Ordenação do Trabalho	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Camada limite	5
2.2 Tubos lisos e Rugosos	7
2.3 Experiências de Nikuradse	8
2.4 Fator de Atrito	8
2.5 Escoamento Laminar	9
2.4.2 Escoamento Turbulento	10
2.4.2.1 Escoamento Turbulento em Tubos Lisos	10
2.4.2.2 Escoamento Turbulento em Tubos Rugosos	15
2.4.2.3 Transição entre Tubos Lisos e Rugosos	16
2.5 Perda de Carga	19
2.5.1 Perda de Carga Distribuída	19
2.5.1.1 Perda de Carga em Acoplamentos	22
2.5.2 Perdas de Carga Localizadas	23
2.5.2.1 Perda de Carga em Curvas	23
2.5.2.2 Perda de Carga em Tês	34
2.5.2.3 Perda de Carga em Ypsilon	44

2.5.2.4 Perda de Carga em Válvulas	47
2.6 Conclusão	52
3. METODOLOGIA	53
3.1 Introdução	53
3.2 Banco de Ensaio	53
3.3 Equipamento de Medição	59
3.4 Determinação do Diâmetro Interno da Tubulação	62
3.5 Determinação da Perda de Carga	63
3.5.1 Cálculo da Perda de Carga Distribuída	63
3.5.2 Cálculo da Perda de Carga Localizada	64
3.6 Cálculo do Número de Reynolds	64
3.7 Cálculo do Coeficiente de Perda de Carga Localizada	65
3.8 Método dos Comprimentos Equivalentes ou Virtuais	66
3.9 ENSAIOS	67
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	74
4.1 Introdução	74
4.2 Análise dos Resultados	74
4.2.1 Curvas	74
4.2.2 Tês	79
4.2.3 Ypsilon	83
4.2.4 Válvula de Derivação	90
4.2.5 Curva Dupla	95
4.3 Apresentação dos Resultados	96
5. CONCLUSÃO	99
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
OBRAS CONSULTADAS	103
ABSTRACT	105

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

- a- relação entre áreas para escoamentos divididos e ou combinados em Tês
- A- relação adimensional
- A_i - área da seção transversal do trecho i
- a,b- constantes da equação de Blasius e das equações(2.24) e (2.61)
- a/d- relação entre o comprimento (a) e o diâmetro para curvas de seção compostas
- b- comprimento relativo
- C_1 - constante da equação (2.60)
- d- diâmetro interno da tubulação em (m.)
- E- perda de energia por unidade de tempo
- f- coeficiente universal de perda de carga (fator de atrito)- adimensional
- f_{tb} - fator de atrito para $Re = 1,0 \cdot 10^5$ -adimensional
- g- aceleração da gravidade em (m/s^2)
- h_i - energia de pressão estática no trecho i em (mca)
- h_{fl} - perda de carga localizada em (mca.)
- h_l - perda de carga distribuída em (mca.)
- h_v - carga cinética
- K- coeficiente de perda de carga localizada - adimensional
- k- rugosidade absoluta da tubulação em (m)
- k/d- rugosidade relativa
- K_{ij} - coeficiente de perda de carga localizada devido escoamentos divididos e ou combinados na direção de i para j.
- l-comprimento de trecho retilíneo de tubulação em (m.)
- le-comprimento equivalente (m)
- n- número de ângulos elementares
- n- número de comprimentos equivalentes

p_i - pressão na tomada i

q - relação entre vazões em escoamentos divididos e ou combinados em tês

Q - vazão que passa pela tubulação e ou pelo vertedor triangular.

Q_a - vazão que ocorre antes da bifurcação

Q_e - vazão que ocorre após a bifurcação

Q_i - vazão no trecho i da singularidade para escoamentos divididos ou combinados

r - raio interno da tubulação curva

r - coeficiente de correlação

R - raio de curvatura da tubulação curva

R_{cr} - número de Reynolds crítico

R/r - relação de raios (raio equivalente)

Re - número de Reynolds

v - velocidade média do fluido na seção transversal da tubulação

v_i - velocidade no trecho i da singularidade para escoamentos divididos ou combinados

α, β, γ - fator empírico

θ - ângulo da curva em graus

π - constante (3,1415..)

ρ - massa específica

λ - parâmetro adimensional

ν - viscosidade cinemática do fluido, sendo $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ à 20° C .

ϕ_i - função adimensional variando conforme o escoamento

C.W.- Colebrook White

D.W- Darcy- Weisbach

H.W- Hazen Willians

RESUMO

As instalações de irrigação por aspersão são constituídas por tubulações portáteis com engate rápido e peças especiais tais como curvas duplas, hidrante de linha, derivação para a lateral e têes entre outras. O projetista dificilmente consegue determinar corretamente a perda de carga localizada nas peças especiais em aço zincado com engate rápido. Um estudo experimental foi conduzido no Laboratório de Hidráulica, ensaiando peças especiais em tubulações de 0,100 e 0,125m.

Como resultado da pesquisa foram obtidos valores dos coeficientes de perda de carga localizada para as peças especiais acima dos encontrados para outros materiais e junções. O tipo de engate e a geometria influenciam decisivamente na perda de carga. O projetista dispõe agora, dos coeficientes obtidos para dimensionar os sistemas de irrigação por aspersão.

1.INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

A irrigação é a aplicação da água na lavoura, com o objetivo de manter o nível de umidade no solo adequado ao metabolismo das plantas, de sorte a garantir maior desenvolvimento e produção.

A técnica de irrigar, teve sua origem coincidente com o surgimento das antigas civilizações. Fukuda(1976) citado por JENSEN(1983), enumera as civilizações que iniciaram as técnicas de irrigação surgidas ao longo do rio Nilo, Tigre, Eufrates e Amarelo. O cultivo ao longo do rio Nilo surgiu por volta de 6000 a.c.. Práticas efetuadas na Mesopotâmia, mantiveram canais livres de sedimentos, isto à 4000 a.c.. Registros mostram que técnicas de irrigação foram usadas no rio Amarelo a 2600 a.c., e no Peru a quase 1000a.c..

Conforme TSUTSUI(1992), em 1800, uma área estimada em 8 milhões de hectares, quase do tamanho da Áustria, foi equipada com sistemas de irrigação, chegando a 48 milhões de hectares em meados do século dezenove, isto devido a um grande número de projetos construídos, especialmente na Índia. Em 1950 a área expandiu-se para cerca de 100 milhões de hectares, e em 1986 a área bruta irrigada alcançou os 253 milhões de hectares, dos quais 73% do total correspondem aos países em desenvolvimento. Segundo o autor, a Organização para Alimentação e Agricultura (FAO) , estimou em 1987 que a área total irrigada seria de 273 milhões de hectares em 1990.

Estima-se que nos países em desenvolvimento uma área de quase 1,5 milhões de hectares seja irrigada por meio de técnicas de aspersão representando menos que 1% da área total irrigada. Em contraste nos países desenvolvidos a proporção é maior do que 20%.

O uso da água tem influenciado decisivamente na economia das nações em desenvolvimento, devido principalmente a utilização da agricultura irrigada. Em termos de produção agrícola, 17% da área total cultivada no mundo inteiro é irrigada, contribuindo com mais de um terço da produção total de alimentos.

As técnicas de irrigação estão se desenvolvendo muito, o que se reflete pelo crescimento da área irrigada e pelo lançamento de novos tipos de equipamentos pelas indústrias, de acordo com VIEIRA(1993). O Brasil possui uma região de clima semi-árido onde sem irrigação não é possível a agricultura. Porém na grande maioria do seu território a irrigação é uma técnica suplementar, pois os totais anuais precipitados são suficientes para suprir a demanda hídrica das culturas, porém sua distribuição ao longo do ano é irregular. Dessa forma corrigindo tal distribuição, a irrigação propicia maior produtividade agrícola, maior produção e um produto de melhor qualidade. Em muitas oportunidades garante a colheita de mais de uma safra no mesmo ano, ou a colheita fora da época normal.

Os componentes do sistema de irrigação e drenagem devem fazer parte da política adotada pelos governos para minimizar a deficiência hídrica em certos tipos de culturas e aumentar assim a produção agrícola. Vários países estão alterando as prioridades para melhorar o uso das terras irrigadas com culturas tradicionais, opção mais favorável que a expansão de áreas irrigadas.

Muitos sistemas de irrigação estão em condições irregulares, sofrem a falta de manutenção e a falta de pessoal especializado, além disto, alguns deles necessitam de modernização para equiparar-se ao ambiente sócio-econômico atual. Mais da metade da área irrigada no mundo atualmente necessita de modernização.

Além da escolha do sistema de irrigação a ser utilizado, tem que se dar atenção especial ao gerenciamento destes sistemas, possibilitando assim reduzir as perdas inerentes do sistema, isto é, perdas de energia. Estas perdas podem ser evitadas pela diminuição da pressão no caso do sistema de aspersão ou através da

escolha da tubulação mais adequada, permitindo a escolha do conjunto motor-bomba o mais eficiente possível, para isto o sistema de irrigação deve ser bem projetado.

1.2 SISTEMA DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO

A irrigação por aspersão consiste em fornecer água ao solo sob a forma de chuva artificial, conseguida por meio da passagem da água através de pequenos orifícios ou bocais, utilizando-se para isso, de um conjunto motor-bomba, de tubulações portáteis, de aspersores e de peças acessórias. Pode ser usada em qualquer tipo de solo, e praticamente, para todas as culturas.

A irrigação por aspersão surgiu no início do século, e os primeiros projetos foram utilizados na irrigação de gramados nos EUA. Até 1920 a irrigação por aspersão usada na agricultura limitava-se a pomares e produção intensiva de vegetais.

Na década de 30, o custo do sistema de irrigação por aspersão reduziu-se com o desenvolvimento de aspersores e tubulações leves em aço com junta de engate rápido. Com isto a irrigação por aspersão começou a ser utilizada em diferentes culturas e solos em todo o mundo.

No Brasil tem havido desenvolvimento desse tipo de irrigação a partir de 1950, inicialmente para lavouras de café em São Paulo, devido ao aperfeiçoamento dos aspersores e das tubulações de alumínio. Sistemas de bombeamento mais eficientes reduziram os custos, acelerando ainda mais a expansão deste método de irrigação. Na década de 60, surgiram os sistemas de irrigação do tipo pivô-central, que proporcionam água com uma determinada frequência e com um mínimo de mão de obra, segundo SOARES(1987).

1.3 OBJETIVOS

A determinação da perda de carga nas singularidades utilizadas no sistema de irrigação por aspersão, é de suma importância no dimensionamento do sistema hidráulico, principalmente levando em conta que este sistema é composto de tubos

curtos (6m), produzindo perdas localizadas que podem ser elevadas. Através da racionalização do projeto será possível minimizar os custos na aquisição de um conjunto motor-bomba de menor potência e dos componentes do sistema hidráulico. O projetista de irrigação usualmente não dispõe dos coeficientes de perda de carga localizadas das tubulações com engate rápido e das singularidades típicas dos equipamentos de irrigação por aspersão, utilizando desta maneira os coeficientes das tubulações comuns, provocando conseqüentemente erros no dimensionamento hidráulico.

Este trabalho tem como objetivo a determinação dos coeficientes de perda de carga localizada em tubos com engate rápido e nas singularidades típicas que compõem o sistema de irrigação por aspersão, tais como: curvas, tês, ypsilons e válvulas de derivação. Foram empregados tubos em aço zincado com engate rápido de 0,100 e 0,125 m de diâmetro.

1.4 ORDENAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho inicia-se descrevendo no capítulo (2), as principais pesquisas efetuadas com peças especiais.

No capítulo (3) é feita a descrição do banco de ensaio utilizado no desenvolvimento da pesquisa.

No capítulo (4) é apresentada a análise e discussão dos resultados.

E, finalmente, no capítulo (5) são apresentadas as principais conclusões do trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma síntese dos principais tópicos que envolvem cálculos de perda de carga. A determinação do fator de atrito, se efetuará para regime de escoamento laminar, de transição, turbulento liso e rugoso, utilizando equações implícitas e explícitas. Para a determinação da perda de carga localizada serão analisadas curvas, tês, ypsilons e válvulas, relacionando os tipos de escoamento com as características geométricas das singularidades.

2.1 CAMADA LIMITE

No escoamento de um líquido ideal não há interação entre o líquido em movimento e uma parede sólida. Pelo contrário no caso dos fluidos reais, o efeito da viscosidade é tal que a velocidade do fluido junto à parede é próxima da velocidade da parede. Isto quer dizer que, se a parede estiver em repouso haverá uma pequena camada do fluido que se mantém praticamente parada, crescendo rapidamente a velocidade para o centro.

A figura (2.1) mostra o escoamento de um fluido ao longo de uma placa plana. A partir da aresta inicial da placa, constitui-se uma camada de escoamento laminar (camada-limite) que vai aumentando em espessura até um ponto crítico. A medida que aumenta a espessura da camada limite, decresce a sua estabilidade, até um ponto (T), de transição, onde se rompe o seu equilíbrio.

A partir desse ponto crítico, a espessura da camada laminar se reduz a um valor (δ) que se mantém aproximadamente constante (subcamada laminar ou filme laminar). No ponto (T), origina-se pois uma camada turbulenta, cuja espessura vai aumentando rapidamente.

A espessura da camada-limite pode ser definida como sendo a dimensão correspondente a 99% do seu limite assintótico. É dessa camada que se verifica a maior parte da deformação viscosa, ALVAREZ(1982).

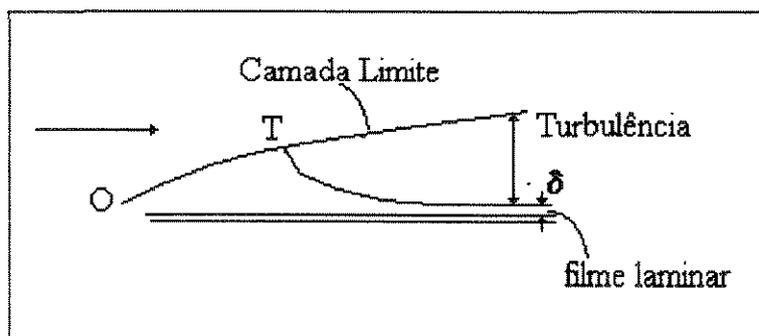


Figura (2.1) Camada Limite

Fonte: ALVAREZ(1982)

Se o escoamento na tubulação for laminar, o fluido percorrerá uma distância relativamente grande, até que o perfil normal das velocidades seja atingido, isto porque é necessário que a camada-limite (mostrada na figura(2.1) do ponto O ao T) continue a se expandir até atingir as vizinhanças do eixo do tubo.

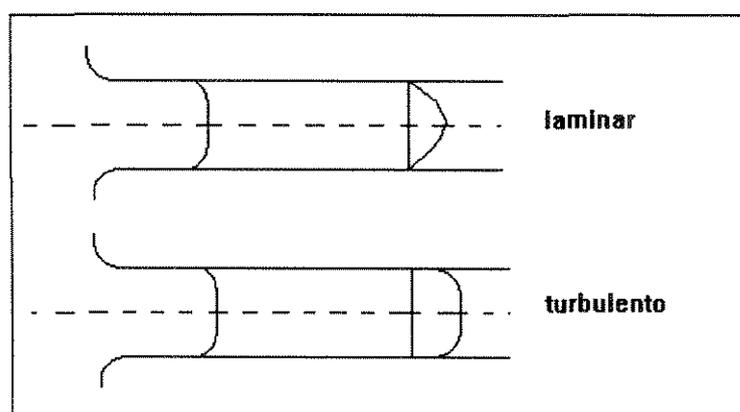


Figura (2.2)- Configuração do escoamento laminar e turbulento

Fonte: ALVAREZ(1982)

Tratando-se de escoamento turbulento, o ponto crítico (T) ocorrerá a uma pequena distância da entrada; a partir desse ponto, a espessura da camada turbulenta

aumenta tão rapidamente que o perfil normal de velocidade é obtido a uma distância relativamente curta, figura (2.2).

Nota-se portanto, que no escoamento de fluidos em tubulações existe sempre uma camada laminar, mesmo no caso de regimes turbulentos. A espessura dessa camada depende do número de Reynolds (Re), sendo mais delgada para valores mais elevados deste número.

2.2 TUBOS LISOS E RUGOSOS

Na realidade, não existe uma superfície perfeitamente lisa, qualquer superfície examinada sob um microscópio mostra uma certa rugosidade. Entretanto, diz-se que uma superfície é aerodinamicamente lisa, quando as asperezas que caracterizam a sua rugosidade não se projetam além da camada laminar, figura (2.3).

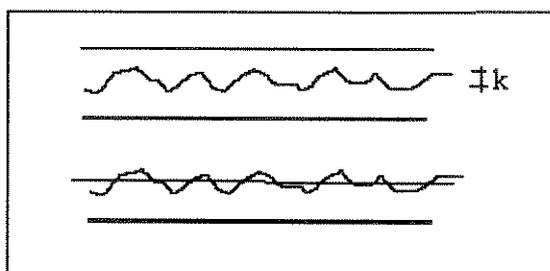


Figura (2.3) Rugosidade da tubulação

Fonte: ALVAREZ(1982)

Quando as superfícies são de tal forma rugosas que apresentam protuberâncias que ultrapassam o filme laminar e se projetam na zona turbulenta, elas provocam o aumento desta, resultando daí uma perda de carga mais elevada para o escoamento.

Se a rugosidade for bem menor que a espessura da camada, não afetará a resistência do escoamento. Todas as superfícies que apresentarem essas condições poderão ser consideradas como lisas. É por isso que na prática, tubos feitos com certos materiais tais como vidro, chumbo e latão, podem apresentar as mesmas perdas de carga, sendo essas idênticas as que seriam obtidas no caso de superfícies lisas

ideais. Conclui-se também, que não há interesse em se fazer com que as superfícies internas dos tubos sejam mais lisas do que um certo limite.

2.3 EXPERIÊNCIAS DE NIKURADSE

Utilizando-se de três tubos de tamanhos diferentes, Nikuradse citado por ALVAREZ(1982), produziu nos mesmos uma rugosidade artificial, colando, na superfície interna, grãos de areia de tamanho conhecido (k), obtendo a mesma rugosidade relativa para os três tubos. Pôde então verificar que, para um determinado valor do número de Reynolds (Re), o coeficiente de atrito (f) era idêntico para as três tubos.

Baseado nas experiências de Nikuradse, na análise matemática de Prandtl e de Karman, nas observações de Colebrook e White (1939) e em grande número de experiências em tubulações industriais, segundo LENCASTRE(1987), Moody estabeleceu um diagrama logarítmico em que (f) é dado em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa (k/d).

$$f = \phi\left(Re, \frac{k}{d}\right)$$

2.4 FATOR DE ATRITO

O emprego das fórmulas empíricas para determinar o fator de atrito pode induzir o engenheiro a dois erros . O primeiro, devido a escolha inadequada dos coeficientes de perda, que nem sempre correspondem ao dos materiais de que são fabricadas as tubulações. As tabelas que normalmente acompanham as fórmulas empíricas, embora detalhadas, são quase sempre genéricas para escolha dos coeficientes numéricos. O segundo erro é devido adotar coeficientes numéricos que

nem sempre são compatíveis com o regime de escoamento que está se estabelecendo no conduto, ASSY(1977).

A determinação da perda de carga por atrito em tubulações retilíneas é um parâmetro importante que afeta o projeto de sistemas hidráulicos, incidindo nos custos gerais, bem como no balanço da rede. A dimensão da tubulação no sistema hidráulico, depende da magnitude da perda por atrito considerada pelo projetista. Os custos de operação são diretamente afetados pelo diâmetro da tubulação. Como o diâmetro da tubulação aumenta com a vazão e com a pressão, a perda de carga por atrito diminui por unidade de comprimento, havendo então uma diminuição da energia requerida pelo conjunto motor-bomba, KAMAND(1988).

Em sistemas de irrigação por aspersão o escoamento nas linhas laterais é turbulento. Alguns escoamentos são completamente turbulentos no trecho de montante da linha lateral e laminares a jusante, para os quais as velocidades são baixas. Conforme HATHOOT et al. (1994), as tubulações usadas neste tipo de sistema são geralmente plásticas ou de alumínio.

2.4.1 ESCOAMENTO LAMINAR

O escoamento de um fluido viscoso próximo de uma superfície sólida, depende da relação entre as forças de inércia e viscosas. Esta relação adimensional é conhecida como número de Reynolds (Re).

Quando o número de Reynolds assume valores menores do que 2000, o escoamento é dito laminar, e o fator de atrito (f) pode ser estimado pela consagrada equação de Hazen e Poiseuille.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.1)$$

onde:

f é o fator de atrito;

(Re) é o número de Reynolds.

2.4.2. ESCOAMENTO TURBULENTO

2.4.2.1 ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS LISOS

A presença de contornos sólidos impede o movimento transversal dos fluidos, tornando impossível a flutuação de velocidades. Forma-se assim, dentro da camada limite turbulenta, uma sub-região justaposta à parede do conduto, onde o movimento é necessariamente laminar (filme laminar). Quando o filme laminar é relativamente grande (maior do que as asperezas do tubo), o conduto se diz hidraulicamente liso, ASSY(1977).

Blasius(1911), citado por BENEDICT(1980), mostrou analiticamente que o fator de atrito em tubos lisos, é função somente do número de Reynolds (Re). Desta forma, o autor apresentou graficamente a primeira relação funcional entre o fator de atrito (f) e o número de Reynolds (Re) . Obtendo a seguinte relação empírica:

$$f = 0.3164.(Re)^{-0.25} \quad (2.2)$$

A equação(2.2) de Blasius, pode ser usada para o seguinte intervalo do número de Reynolds, conforme HATHOOT et al (1994):

$$3000 \leq Re \leq 10^5$$

Prandtl (1933) citado por BENEDICT(1980), desenvolveu uma equação teórica para tubos lisos com escoamento turbulento, sendo a que melhor satisfaz os dados de Nikuradse, é conhecida como equação de Prandtl. A equação é a seguinte:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(Re \sqrt{f}) - 0.8 = -2 \log\left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}}\right) \quad (2.3)$$

A necessidade de se calcular o fator de atrito de maneira rápida e eficiente, fez com que Terzidis(1982) citado por TERZIDIS(1990), SOUZA(1986) e McENROE(1988), desenvolvessem equações explícitas para a caracterização da perda de carga distribuída em escoamentos forçados.

SOUZA(1986) desenvolveu uma nova formulação para o cálculo explícito do fator de atrito em tubulação retilínea, para as condições de escoamento laminar, turbulento liso, turbulento de transição além do turbulento rugoso. Utilizando a equação universal de perda de carga, apresentou o fator de atrito em função de adimensionais envolvendo quatro funções, representadas pelas expressões:

$$f = \phi_1\left(\frac{k}{d}, \text{Re}\right) \quad (2.4)$$

$$f = \phi_2\left(\frac{k}{d}, \text{Re} \cdot f^{0.5}\right) \quad (2.5)$$

$$f = \phi_3\left(4Q(k\pi\nu), \text{Re} \cdot f^{0.2}\right) \quad (2.6)$$

$$f = \phi_4\left(\nu \frac{k}{\nu}, (\text{Re}/f)^{0.5}\right) \quad (2.7)$$

Onde:

(ν) é a velocidade média do fluido

(ν) é a viscosidade cinemática do fluido

(d) é o diâmetro da tubulação

(k) é a rugosidade interna da tubulação

(Q) é a vazão

(ϕ) é uma função adimensional conforme o tipo de escoamento

Para calcular o fator de atrito na região crítica, o autor fez uso de interpolação matemática baseada em polinômios de Hermite, tendo como possíveis incógnitas a vazão, o diâmetro ou a perda de carga distribuída, utilizando para isto os adimensionais citados nas expressões de (2.4) à (2.7).

Para determinar a vazão (Q) em escoamentos do tipo turbulento liso, SOUZA(1986) modificou a equação de Prandtl (2.3) de modo a isolar o número de Reynolds e o fator de atrito na forma adimensional apresentada pela função (2.5). Assim obteve o fator de atrito (f) de modo explícito, para o seguinte intervalo da relação adimensional:

$$A = \left(\frac{Re \sqrt{f}}{\frac{d}{k}} \right) \leq 14 \quad (2.8)$$

Para obter o termo incógnita. $Re \sqrt{f}$, isolou-se a equação de Darcy-Weisbach, do seguinte modo:

$$Re \sqrt{f} = \frac{d}{\nu} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot d \cdot h / l} \quad (2.9)$$

Onde:

(ν) é a viscosidade cinemática do fluido

Satisfeito o intervalo do adimensional (A), o fator de atrito (f) poderá ser obtido pela equação (2.3) ou equação similar, para escoamentos turbulentos lisos.

BERNUTH e WILSON (1989) ensaiaram tubulações plásticas em cloreto de polivinila (P.V.C.) de 16 e 26mm de diâmetro e de polietileno de 14mm de diâmetro utilizados em irrigação por gotejamento. Assim obtiveram vários resultados para os valores do coeficiente e do expoente da equação de Blasius (ver tabela 2.1), utilizando análise de regressão quadrática para a equação do fator atrito (f) de Blasius, a qual é representada a seguir:

$$f = a \cdot (Re)^b \quad (2.10)$$

Onde:

a e b são os coeficientes determinados empiricamente

Tabela 2.1. Coeficientes da equação do fator de atrito de Blasius

Material	a	b	a(b=-0,25)
Cobre	0,331	-0,267	0,283
Polietileno	0,380	-0,282	0,286
PVC	0,284	-0,246	0,295
PVC	0,360	-0,257	0,337
Polietileno	0,609	-0,315	0,336
Polietileno	0,687	-0,330	0,339
Polietileno	0,192	-0,206	0,281
Polietileno	0,343	-0,249	0,345
Polietileno	0,216	-0,214	0,301

Fonte:BERNUTH e WILSON(1989)

Schlichting(1968), Watters e Keller(1978) citados por BERNUTH(1990), concluíram que a equação de Blasius(1913) para tubos lisos é mais precisa quando o número de Reynolds se encontra no intervalo: $Re \leq 10^5$. A equação de Blasius é precisa para números de Reynolds baixos, sendo que para (Re) muito alto a equação se aproxima do valor numérico zero, quando na realidade o fator de atrito atinge valores pequenos. A equação é válida para qualquer tamanho de tubulação contanto que o número de Reynolds esteja limitado ao intervalo citado. Quando (Re) for menor do que 4000, isto é, quando o escoamento seja laminar ou esteja na região de transição, a equação de Blasius sobrestima o fator de atrito em até cinco vezes. Em sistemas de irrigação, estas considerações serão insignificantes.

Limitando a velocidade de projeto em até 1.5 (m/s), podem ocorrer valores para o número de Reynolds da ordem de 100.000 para tubos de 64mm ou menores. Do mesmo modo, limitando a velocidade de projeto, para tubulações de 102mm, o

número de Reynolds passaria a ser da ordem de $1,5 \cdot 10^5$, com um erro na estimativa do fator de atrito de (-3.6%) Para tubulações de 152mm, o número de Reynolds seria da ordem de $2,4 \cdot 10^5$, apresentando um erro de (-5.6%), conforme BERNUTH (1990).

A equação(2.2) ajusta bem os dados experimentais analisados por Schlichting(1968) para valores abaixo de $Re=10.000$. Para valores altos de Reynolds, a equação de Blasius desvia progressivamente, entretanto a equação(2.3) de Prandtl, mantém um bom ajuste. A desvantagem da equação implícita (2.3) pode ser eliminada utilizando as equações explícitas de Jain(1976), Barr(1981) e Terzidis(1982), citados por TERZIDIS(1990).

A partir da equação (2.2), considerando o coeficiente de atrito depende da rugosidade, Terzidis(1982) deduziu algebricamente através do ajuste de mínimos quadrados a equação do fator de atrito para tubos de pequenos diâmetros em cloreto de polivinina (P.V.C.) e Polietileno, conforme segue:

$$f = 0.315 \cdot (1 + 2.1 \cdot \sqrt{\frac{k}{d}}) \cdot Re^{-0.25} = a \cdot Re^{-0.25} \quad (2.11)$$

A equação(2.11) é válida para os seguintes intervalos de número de Reynolds e de rugosidade relativa:

$$4000 \leq Re \leq R_{cr} \quad \text{e} \quad 0 \leq \frac{k}{d} \leq 0,04$$

$$\text{e } R_{cr} = \left(\frac{0,316}{f_{tb}} \right)^4 \quad (2.12)$$

onde:

f_{tb} é o fator de atrito;

(k) é a rugosidade do tubo;

(d) é o diâmetro interno do tubo;

O fator de atrito (f_b) é determinado através da equação explícita (2.13) para o qual o número de Reynolds assume o valor $1,0 \cdot 10^5$.

$$\frac{1}{\sqrt{f_b}} = -1,793 \cdot \log \left[\left(\frac{k}{3,7d} \right)^{1,114} + \frac{6,925}{Re} \right] \quad (2.13)$$

Comparando os resultados da equação (2.13) com a equação de Colebrook-White, obteve-se um erro médio de 0,28% e um erro máximo de 1,0%, para os seguintes intervalos de número de Reynolds e de rugosidade relativa:

$$Re \geq 1,0 \cdot 10^5 \text{ e } 10^{-6} \leq \frac{k}{d} \leq 0,05.$$

2.4.2.2 ESCOAMENTO TURBULENTO EM TUBOS RUGOSOS

Nikuradese analisou os dados de Darcy-Weisbach e verificou que para escoamentos turbulentos em tubos rugosos, com uma determinada rugosidade, o fator de atrito (f) variava somente com o número de Reynolds (Re) e de forma decrescente. O gradiente desta diminuição tornava-se menor a medida que a rugosidade relativa aumentava. Acima de uma certa faixa de Reynolds (Re), o fator de atrito (f) tornava-se independente de Reynolds, segundo BENEDICT(1980).

Em tubos rugosos, a equação do fator de atrito que melhor se ajusta aos dados de Nikuradese para escoamento turbulento, é conhecida como equação de Von Karman, sendo expressa pela equação (2.14):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{Re}{k} \right) + 1,74 = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,76d} \right) \quad (2.14)$$

Para determinar a vazão (Q) em escoamento turbulento rugoso, SOUZA(1986), trabalhou a equação de von Karman (2.14) de modo a isolar o número de Reynolds e o fator de atrito na forma adimensional representada pela função (2.15) obteve o fator de atrito (f) de modo explícito, para o seguinte intervalo da relação adimensional :

$$A = \left(\frac{Re \sqrt{f}}{\frac{d}{k}} \right) \geq 200 \quad (2.15)$$

Para obter o termo $(Re \sqrt{f})$, isola-se a equação de Darcy-Weisbach, da mesma forma apresentada para o caso de escoamentos turbulentos lisos, equação(2.9).

Verifica-se o intervalo do adimensional (A) e calcula-se, o fator de atrito (f).

Watters e Keller(1978) citado por HATHOOT et al.(1994), utilizaram para a equação do fator de atrito de Blasius um expoente menor do que 0.25 para escoamentos completamente turbulentos em tubulações plásticas de pequeno diâmetro. A equação é expressa a seguir:

$$f = 0.13 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d \cdot v}{4 \cdot Q} \right)^{0.172} \quad (2.16)$$

2.4.2.3 TRANSIÇÃO ENTRE TUBOS LISOS E RUGOSOS

Em 1939, Colebrook e White (C.W.), citados por BENEDICT(1980), desenvolveram uma função matemática para a região de transição entre o escoamento turbulento liso e rugoso. Esta função concorda com as medições efetuadas nas várias formas de tubulações comerciais rugosas. Colebrook modificou a

equação de atrito para tubos lisos de Prandtl, apresentando a seguinte equação equivalente :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.17)$$

Do mesmo modo, modificou a equação de atrito de von Karman para tubos completamente rugosos, expressando-a na seguinte forma logarítmica equivalente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{k/d}{3.76} \right) \quad (2.18)$$

Colebrook combinou simplesmente as equações teóricas do fator de atrito para tubos lisos e rugosos em apenas uma equação de transição. Partindo das equações (2.17) e (2.18), chegou a seguinte expressão:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{k/d}{3.76} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.19)$$

Nota-se que o fator de atrito da equação de Colebrook na região de transição reduz-se à equação de tubos lisos de Prandtl, quando a rugosidade relativa aproxima-se de zero, e à equação de tubos completamente rugosos de Von Karman para valores altos do número de Reynolds.

Até a metade da década de 70, para se determinar o fator de atrito, era necessário o uso do diagrama de Moody ou da equação iterativa(2.19) de C.W. A desvantagem no uso da equação de Darcy-Weisbach pela dificuldade de obtenção do fator de atrito (f) foi eliminado, empregando a equação explícita desenvolvida por Swamee e Jain (1976), citado por McENROE(1988), na qual obtém um erro relativo médio de 1% em relação a equação implícita de C.W. A equação de Swamee e Jain (1976) e expressa por:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{k}{3,7d} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.20)$$

A equação (2.20) abrange uma parte significativa da região de turbulência no diagrama de Moody, proporcionando um erro inferior que 1% dentro do seguinte intervalo :

$$10^{-6} \leq \frac{k}{d} \leq 10^{-2} \quad \text{e} \quad 5,0 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8.$$

Para se determinar a vazão (Q) em escoamentos do tipo turbulentos lisos e rugosos, SOUZA(1986), trabalhando com a equação de D.W., de modo a isolar o número de Reynolds e o fator de atrito na forma adimensional apresentada pela função (2.5), obteve o fator de atrito (f) de forma explícita para o seguinte intervalo da relação adimensional :

$$14 \leq A \leq 200$$

Procede-se agora da mesma forma empregada para os escoamentos turbulentos lisos e rugosos sendo que o fator de atrito poderá ser obtido pela equação de D.W., para o escoamento no intervalo de transição.

McENROE(1988) recomenda utilizar a equação explícita (2.20) à equação de Darcy-Weisbach, para escoamentos turbulentos completamente rugosos. Segundo ele, não há justificativas para continuar a utilizar a equação de Hazen-Williams e recomenda que ela seja abandonada.

As perdas de carga que ocorrem em sistemas de irrigação por aspersão nas conexões são significativas se a relação média de l/d (comprimento equivalente) seja menor do que 1000, onde l é o comprimento retilíneo do tubo, segundo Haghghi et al. (1988) citado por HATHOOT et al.(1994).

2.5 PERDA DE CARGA

Quando se fala em perda de carga em fluidos, esta-se referindo as perdas inerentes ao sistema hidráulico, isto é, as perdas que ocorrem devido ao atrito do fluido com as paredes da tubulação(perdas distribuídas), ou pelo surgimento de turbulência no centro da tubulação devido a mudanças de direção, expansões, bifurcações, isto é, (perdas localizadas). Por motivos de praticidade de cálculo, as perdas de carga serão divididas, embora na prática elas ocorram simultaneamente.

2.5.1 PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA

O escoamento de fluidos em sistemas hidráulicos é sempre acompanhado de perdas de pressão devido ao atrito deste com as paredes da tubulação. A magnitude da perda depende da rugosidade da parede interna da tubulação, do diâmetro da tubulação, da viscosidade do líquido e da velocidade do escoamento na tubulação.

O fator de atrito é influenciado pela rugosidade da tubulação que depende do tipo de material utilizado, sendo determinado experimentalmente. Para diversos materiais, a idade da tubulação influencia a rugosidade. Com a idade, o interior da superfície da tubulação torna-se rugosa devido a formação de elementos corrosivos e abrasivos. Para este caso, o fator de atrito é usado levando em conta a idade da tubulação.

Segundo FOX e McDONALD(1981), a perda de carga distribuída é caracterizada pela diminuição de pressão para escoamentos turbulentos ao longo de uma tubulação retilínea horizontal de seção constante, devido a transferência de energia mecânica em térmica, causada pelo atrito do fluido com as paredes da tubulação.

Para o cálculo da perda de carga usa-se alguns métodos simplificados, sendo o mais complexo o que utiliza a equação de D.W., que é a mais aceita universalmente.

TESTEZLAF(1982) determinou a perda de carga em tubos retilíneos de diâmetro interno de 0,100m, com engate tipo rápido, usados em sistema de irrigação por aspersão convencional, obteve valor de 0,007 para a rugosidade relativa (ϵ/d) em aço-zincado e 0,010 para tubos de alumínio.

A equação encontrada pelo autor para determinar a perda de carga distribuída em tubos de aço zincado foi a seguinte:

$$h_f = 2,40 \cdot 10^{-5} \cdot Q^{1,77} \quad (2.21)$$

TERZIDIS(1989) inseriu a equação (2.4) na equação de Darcy-Weisbach e obteve a seguinte expressão:

$$h_f = 0,0245 \left(1 + 2,1 \sqrt{\frac{k}{d}} \right) \cdot l \cdot v^{0,25} \cdot Q^{1,75} \cdot d^{-4,75} \quad (2.22)$$

A equação (2.22) é válida para o seguinte intervalo de rugosidade relativa e número de Reynolds:

$$Re > 10^4 \text{ e } 10^{-6} \leq \frac{k}{d} \leq 0,05$$

A equação(2.19) do fator de atrito de Von Karman, já se encontra na forma explícita, portanto inserindo na equação de Darcy-Weisbach, determina-se diretamente a perda de carga (h_f).

A equação explícita do fator de atrito (2.20), desenvolvida por Swamee e Jain (1976), citado por TERZIDIS(1989) se adapta plenamente ao regime de transição. O cálculo da perda de carga é direto ao se substituir a equação(2.19) à equação de Darcy Weisbach. A equação inclui um fator de atrito adimensional (f), que é função do número de Reynolds e da rugosidade da tubulação.

$$h_f = \left(\frac{f \cdot l}{d} \right) \left(\frac{v^2}{2 \cdot g} \right) \quad (2.23)$$

onde:

h_l é a perda de carga distribuída;

f é o fator de atrito;

l é o comprimento da tubulação retilínea;

d é o diâmetro interno da tubulação;

g é a aceleração da gravidade;

v é a velocidade média do escoamento;

De acordo com BERNUTH(1990), a equação de perda de carga de Darcy-Weisbach para tubos lisos devido ao escoamento próximo da parede do tubo é derivada da análise da tensão de cisalhamento e das leis de similaridade (análise dimensional). Por causa destas derivações, a equação é considerada teórica.

Muitos engenheiros na prática hesitam usar a equação de Darcy-Weisbach e preferem equações empíricas simples que não necessitam do cálculo do número de Reynolds e nem referências a tabelas de valores de viscosidade. Entretanto, com o aumento da temperatura, as mudanças na viscosidade podem conduzir a erros significativos. Combinando a equação de Blasius (2.10) e a equação de Darcy-Weisbach (2.23), BERNUTH e WILSON(1989) obtiveram uma equação similar a de Hazen-Williams, expressa pela equação(2.24) :

$$h_l = \frac{8 \cdot (4)^b}{\pi^{(2+b)}} \cdot l \cdot \left(\frac{a}{g}\right) v^{-b} \cdot \frac{Q^{2+b}}{d^{5+b}} \quad (2.24)$$

Onde:

h_l é a perda de carga ;

ν é viscosidade cinemática;

Q é a vazão;

l é o comprimento da tubulação;

a e b são os coeficientes da equação (2.10);

g é aceleração da gravidade;

d é o diâmetro interno da tubulação;

2.5.1.1 PERDA DE CARGA EM ACOPLAMENTOS

Os sistemas de irrigação por aspersão utilizam tubulações portáteis unidas entre si e as singularidades, por meio de acoplamento do tipo rápido.

JENSEN(1983) cita vários tipos de acoplamentos e conexões para as tubulações portáteis. Elas podem ser de dois tipos:

- (1) Conexão autovedante (Self-Sealing)
- (2) Vedação manual-mecânica (Mechanical-Sealing)

A conexão do tipo autovedante divide-se em dois tipos, a de fecho-automático (self-locking) e a de fecho-manual (hand-locking).

A conexão de fecho automático é geralmente disposta em gancho ou rosca, mantida próxima da parede do tubo pela ação combinada da pressão da água e da elasticidade interna da vedação.

Em tubos de alumínio com acoplamento espaçados de 9m, a perda de carga pode ser determinada com um aumento no fator de atrito (f) em até (11%), diminuindo o espaçamento para 6m ocorrerá um aumento de até (17%) e aumentando o espaçamento para 12m haverá um aumento do fator de atrito de até (8%), JENSEN(1983).

TESTEZLAF(1982), ensaiou tubulações com engate do tipo rápido, para diferentes materiais, obtendo os seguintes coeficientes de perda de carga (K) e comprimento equivalente (le) para o engate no diâmetro de 100mm:

$$K=0,03 \text{ e } le=0,17 \text{ (aço zincado)}$$

$$K=0,15 \text{ e } le=0,71 \text{ (alumínio)-fabricante (a)}$$

$$K=0,10 \text{ e } le=0,61 \text{ (alumínio)-fabricante (b)}$$

Quando utiliza-se acoplamentos para conectar dois trechos de tubos retilíneos ou conectar a tubulação principal a lateral, surgem perdas de carga devido

ao atrito do fluido com as paredes . A perda de carga em acoplamento plástico pode ser fornecida pelo comprimento equivalente em tubulação retilínea, mostrado na tabela(2.2), segundo Sarsfield(1984) citado por HATHOOT et al.(1994).

Tabela (2.2) Comprimento equivalente em tubulação plástica

Diâmetro(mm)	Comprimento Equivalente(m)
13	0.46
19	0.76
25	0.91
32	0.91
38	1.22
51	1.83
64	2.13
76	2.44
102	3.35
152	5.49
203	7.00

Fonte: Sarsfield(1984) citado por HATHOOT et al. (1994)

2.5.2 PERDAS DE CARGA LOCALIZADAS

2.5.2.1 PERDA DE CARGA EM CURVAS

Será de grande interesse obter maiores conhecimentos em singularidades, principalmente aquelas em que sua forma geométrica , tipo de material e conexão, mais se assemelham as singularidades utilizadas em sistema de irrigação por aspersão convencional.

Nas várias partes que compõem a curva ocorrem complexos fenômenos de escoamento, embora um esclarecimento completo do mecanismo exato da perda de pressão não tenha sido elucidado, ITO(1960).

Devido à viscosidade e a existência de distúrbios a montante, a velocidade na entrada das curvas não é uniforme. Uma curva causa perturbação no escoamento devido a isto ocorre um aumento de pressão e concomitantemente uma

correspondente diminuição da velocidade na parte côncava da curva. Na parte convêxa tem-se um decréscimo de pressão e aumento de velocidade. Esta diferença de pressões origina uma modificação da forma do escoamento, aparecendo na seção transversal do conduto, um duplo vórtice cuja influência se faz sentir numa extensão considerável a jusante da curva (cerca de 50 vezes o diâmetro do conduto). Os principais responsáveis pela perda de energia nas curvas são a diferença de pressão e o movimento espiral do duplo vórtice. Aumentando-se a largura e diminuindo-se a altura da seção do conduto, diminui-se a intensidade do duplo vórtice e conseqüentemente a perda de carga.

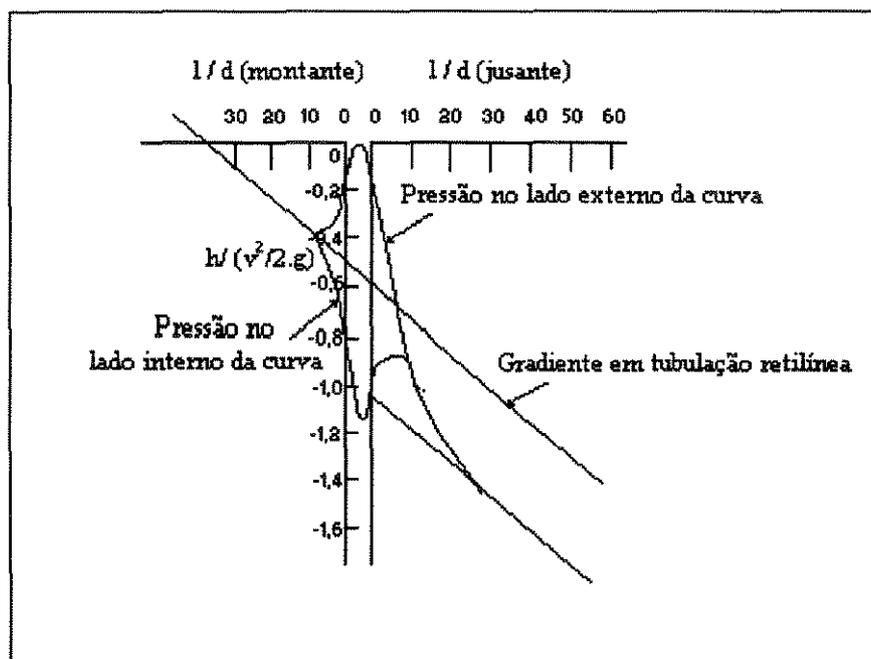
O escoamento secundário conduz a um acúmulo de micro vórtices de escoamento altamente turbulentos na entrada da curva, enquanto no restante da curva existe um aumento geral no nível de turbulência. Quando grandes áreas de deslocamentos ocorrem (assim como em curvas de 90°) muitas das perdas são devido a expansão da lâmina após a curva.

Inicialmente, ensaiando curvas com ângulo de deflexão variando a partir do zero, o distúrbio causado pela curva é ocasionado principalmente pelas perdas na saída. Quando o ângulo de deflexão atinge cerca de 90° , as perdas na saída atingem um limite máximo que depende da relação entre os raios e da forma da seção transversal da curva. Do mesmo modo para ângulos maiores que 90° e menores que 180° , haverá uma diminuição das perdas.

Para curvas com relação de raios (R/r) menores do que 0,8, pode esperar-se separações no escoamento. Para relações (R/r) entre 1,5 e 3,0, aproximadamente 40% das perdas ocorrem na saída. Em curvas com relação de raios maior do que 3,0, devido ao aumento do atrito nas paredes, ocorre uma porcentagem menor da perda total na saída.

A determinação da distribuição de pressão ao longo da curva incluindo o trecho retilíneo é mostrada através da figura (2.4), onde a abscissa representa a relação entre (l/d), número de diâmetros equivalentes e a ordenada representa a relação entre a carga estática e a cinética. Existe um comprimento a partir da região curva, para o qual ocorre um aumento na pressão ao longo da parede externa da curva, acompanhada por uma correspondente diminuição da pressão ao longo da

parede interna. A distorção nas condições de escoamento persistem a jusante e para alguns casos é necessário uma distância de aproximadamente 50 diâmetros de comprimento de tubo retilíneo. Esse comprimento a jusante e a montante da curva é necessário para que os efeitos no gradiente de pressão se tornem constantes.



Figura(2.4)- Distribuição da pressão ao longo de tubulação retilínea contendo uma curva de 90°

Fonte: ITO(1960)

Os resultados experimentais obtidos por ITO(1960) ajustam-se satisfatoriamente aos demais resultados que relacionam o ângulo de deflexão e o raio relativo. A perda de carga ocorre principalmente devido ao atrito com a parede. O coeficiente de perda de carga é proporcional ao ângulo de deflexão, para curvas onde os raios relativos são grandes. Para curvas com ângulo de deflexão e raios relativos pequenos os resultados experimentais são esparsos.

Quando um fluido é forçado a passar através de uma curva, parte considerável da energia é perdida a montante da saída, segundo ITO(1960).

O trabalho de LEVIN(1968) estabelece que a perda de carga em curvas

depende da relação entre o raio de curvatura e o diâmetro da tubulação, do ângulo de variação da direção do escoamento, da rugosidade relativa e do número de Reynolds. O autor apresenta os coeficientes de perda de carga através de âbacos para curvas contínuas.

No caso das curvas compostas por uma série de elementos retilíneos formando um determinado ângulo ($\Delta\theta$) entre os trechos, o ângulo total (θ), pode ser determinado por:

$$\theta = \Delta\theta \cdot n$$

Onde:

n é o número de ângulos elementares

Considerando $b = \frac{l}{d}$ o comprimento relativo de cada trecho, tem-se:

$$\frac{R}{d} = \frac{180 \cdot b}{\pi \cdot \Delta\theta} \quad (2.25)$$

Para um ângulo (θ) fixo, podem ser obtidos os valores ótimos da relação (b) e do ângulo ($\Delta\theta$).

Empregando os mesmos âbacos das curvas contínuas, o autor apresenta as correlações necessárias para obter os coeficientes (K) quando a relação (b) não é a ótima em função do valor do ângulo elemental ($\Delta\theta$).

Segundo MILLER(1971), embora numerosos estudos tenham sido realizados para medir as perdas de carga em curvas, os resultados obtidos em ensaios são limitados devido não terem sido utilizadas as definições do coeficiente de perda. Parte dos ensaios experimentais mencionados foram realizados para altos número de Reynolds, acima de 10^6 .

Os dados fornecidos para escoamentos em fluidos turbulentos e incompressíveis em curvas circulares de seção constante envolvem os seguintes

parâmetros geométricos: ângulo de deflexão(θ) , o raio relativo (R / r) e forma da seção transversal. Na figura(2.5) faz-se a representação de uma curva de 90° .

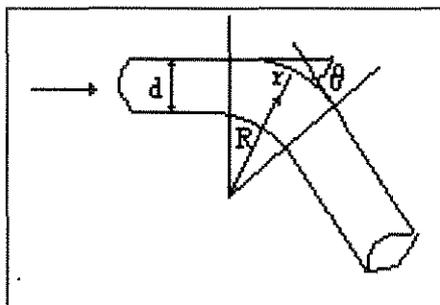


Figura (2.5)- Geometria da Curva

Fonte: MILLER(1971)

As perdas de carga que ocorrem em peças curvas são maiores do que as verificadas em escoamento turbulento através de certo trecho de tubo retilíneo de mesmo comprimento. A perda de carga adicional resulta sobretudo de movimentos secundários e é convenientemente representada pelo comprimento equivalente em tubo retilíneo. Este comprimento equivalente depende do raio de curvatura (R).

O coeficiente de perda de carga baseado no gradiente de pressão total é definido como:

$$K = \frac{p_1 - p_2}{\frac{\rho \cdot v^2}{2}} \quad (2.26)$$

Onde:

$p_1 - p_2$ é a diferença de pressão total na entrada e saída

$q = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$ é a energia cinética média do trecho analisado

Para escoamentos incompressíveis em tubulações de seção constante, a diferença entre a pressão total e a estática é a mesma.

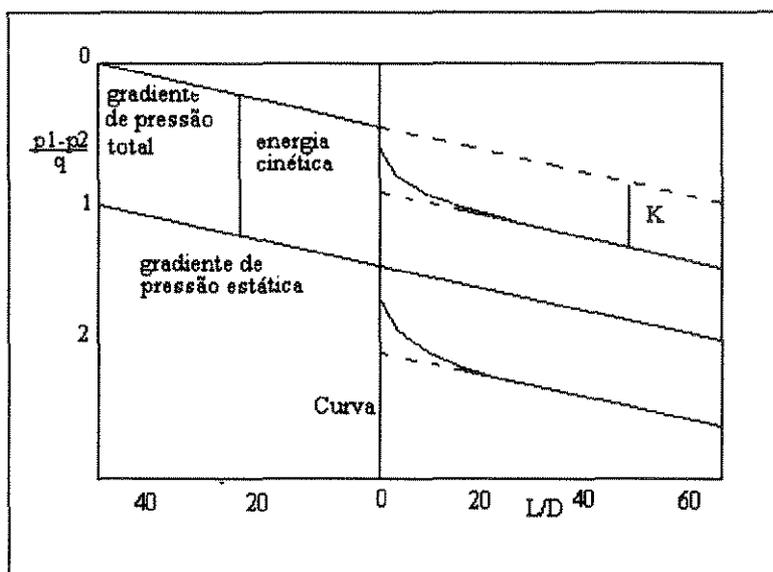


Figura (2.6) Coeficiente de perda de carga

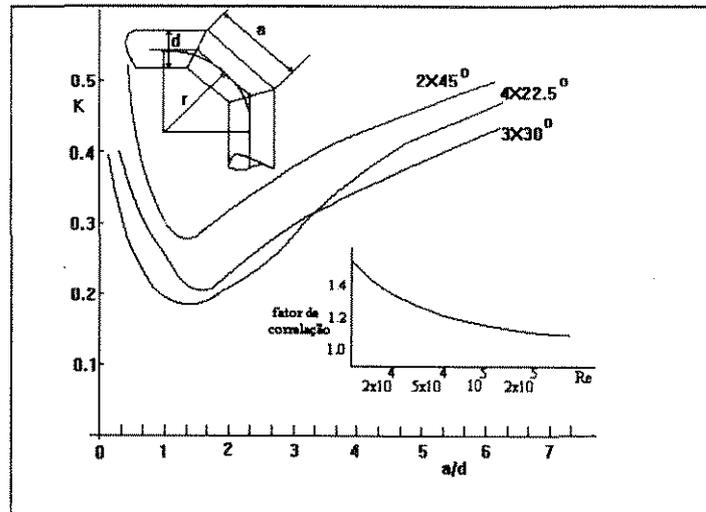
Fonte: MILLER(1971)

O coeficiente de perda de carga na curva independe do trecho retilíneo, é conveniente então assumir no gráfico da figura(2.6) que o comprimento da singularidade tenha valor nulo .

As perdas que ocorrem na entrada como na saída do tubo são incluídas no coeficiente de perda de carga.

Embora a definição do coeficiente de perda de carga seja unicamente a perda atribuída a curva, a sua determinação experimental não é tão simples. Normalmente as perdas são determinadas pela diferença entre as medidas nas tomadas de pressão, localizadas a montante e a jusante da curva, no qual subtrai-se a perda por atrito no trecho considerado entre as duas tomadas. A perda por atrito pode ser até 10 vezes maior que a perda de carga localizada para pequenos ângulos de deflexão.

Os coeficientes de perda de carga em curvas de 90° com seções compostas, podem ser vistos na figura(2.7), onde o coeficiente (K) é relacionado com o comprimento equivalente dos trechos curvos (a/d)



Figura(2.7) Coeficiente de perda para curvas de 90° compostas ,
relacionadas ao comprimento (a).

Fonte: MILLER(1971)

MILLER(1971) também correlacionou a perda de carga em curvas compostas com o raio equivalente(r/d) conforme figura(2.8).

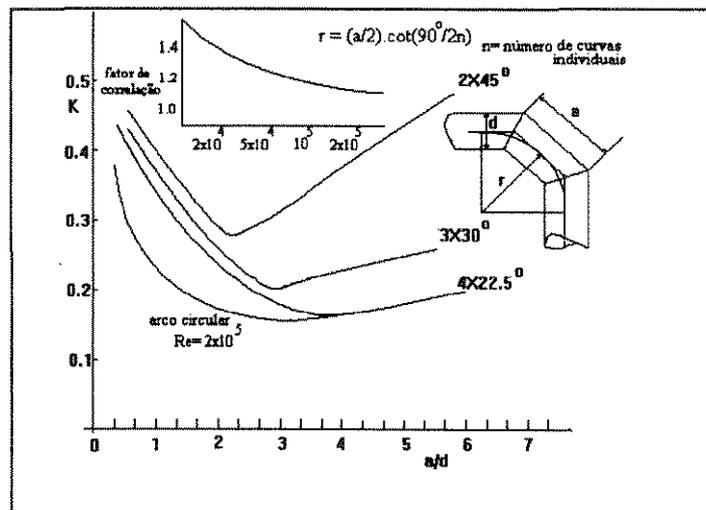
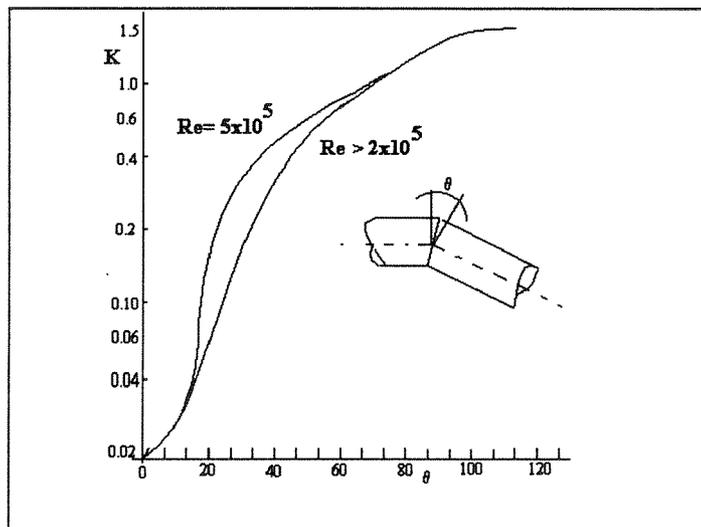


Figura (2.8) Coeficiente de perda para curva de 90° compostas
em relação ao raio equivalente

Fonte: MILLER(1971)

Os coeficientes de perda de carga para curvas simples em função do ângulo destas são mostrados figura(2.9). Acima de Reynolds $2 \cdot 10^5$, o coeficiente de perda é aproximadamente constante, segundo MILLER(1971).



Figura(2.9) Coeficiente de perda para curvas simples

Fonte: ITO(1960)

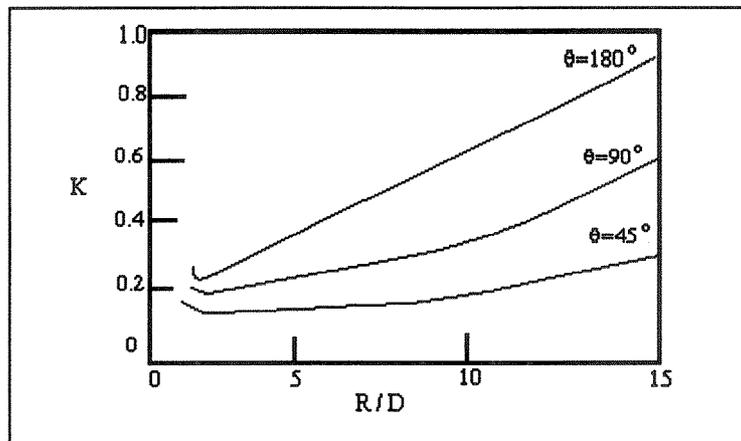
Conforme BENEDICT(1980), os tubos curvos, também conhecidos como cotovelos, são elementos comuns em muitos sistemas de tubulações. Diversos trabalhos foram desenvolvidos para curvas, especialmente para a de 90° sendo que os resultados empíricos das perdas tem sido apresentados na forma de gráficos, equações e nomogramas.

As duas variáveis mais comuns que envolvem tubulações curvas são o raio relativo (R/r) onde (R) representa o raio de curvatura do cotovelo, (r) o raio interno da curva e (Re) o número de Reynolds. Outras variáveis envolvidas são : a rugosidade relativa (k/d) da parede interna do cotovelo, e as condições de entrada e saída da curva.

De acordo com BENEDICT(1980), o trabalho de ITO(1960) é completo e sistemático, apresentando equações empíricas que representam bem seus resultados experimentais. Os resultados obtidos no seu trabalho concordam com os de outros

experimentadores. ITO(1960) testou curvas lisas a uma distância mínima equivalente a 50 diâmetros em comprimento de tubo retilíneo a montante e a jusante da singularidade, embora seus ensaios pudessem ser realizados com precisão para curvas ensaiadas a uma distância equivalente a aproximadamente 20 diâmetros de tubo retilíneo a montante e a 30 diâmetros a jusante da curva. Os resultados foram obtidos variando o número de Reynolds de 10^4 à 10^6 , no entanto são válidos para valores maiores do números de Reynolds (Re).

O coeficiente de perda em curvas lisas é fornecido através de método gráfico, conforme BENEDICT(1980) , utilizando a figura(2.10).



Figura(2.10) Coeficiente de perda de carga para curvas lisas ($Re= 2. 10^5$).

Fonte: BENEDICT(1977)

Ito(1960) citado por BENEDICT(1980) determinou o coeficiente de perda de carga (K) através da equação(2.27) válida para a relação adimensional $Re \left(\frac{r}{R}\right)^2 < 91$

$$K = 0,00873. \alpha . f . \theta . \frac{R}{r} \quad (2.27)$$

Onde:

K é o coeficiente de perda de carga

α é o fator empírico

f é o fator de atrito

θ é o ângulo da curva em graus

O fator de atrito (f) obtido por Ito(1959) citado por BENEDICT(1980), para escoamento turbulento em curvas lisas, é obtido através da equação (2.28).

$$f = \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ 0,0029 + \frac{0,304}{\left[Re \left(\frac{r}{R}\right)^2 \right]^{0,25}} \right\} \quad (2.28)$$

O fator(α) é expresso através das equações(2.29 e 2.30) para curvas com ângulos de 45° e 90°. Para tubos curvos com raios relativos altos, (α) é igual a um ,conforme ITO(1960).

$$\alpha_{\theta=45} = 1 + 14,2 \left(\frac{R}{r}\right)^{-1,47} \quad (2.29)$$

$$\alpha_{\theta=90} = 0,95 + 17,2 \left(\frac{R}{r}\right)^{-1,96} \quad (2.30)$$

Para $Re \left(\frac{r}{R} \right)^2 > 91$, calcula-se (K) do mesmo modo efetuado anteriormente, utilizando a equação(2.26.):

$$K = 0,00241 \cdot \alpha \cdot \theta \left(\frac{R}{r} \right)^{0,84} \cdot Re^{-0,17} \quad (2.26)$$

Segundo Schichting (1968) citado por BERNUTH e WILSON (1989), são necessários 300 diâmetros para estabilizar escoamentos laminares e 100 diâmetros para escoamentos turbulentos.

Uma curva causa uma perturbação no escoamento devido diferenças de pressão entre a entrada e a saída. Esta diferença de pressões origina uma modificação da forma do escoamento, ocorrendo na seção transversal do conduto, um duplo vórtice, cuja influência se faz sentir numa extensão grande a jusante da curva (cerca de 50 vezes o diâmetro do conduto). Esta diferença de pressão e o movimento espiral do duplo vórtice são os principais responsáveis pelas perdas de energia nas curvas, LENCASTRE(1987).

VIEIRA et al.(1993) determinaram a perda de carga em curvas de 45°, 90° e também em curva dupla em aço zincado . As peças foram ensaiadas para vazões de até 0,030 m³/s .Estas peças são normalmente utilizadas em sistema de irrigação por aspersão com engate rápido. Obtiveram os seguintes resultados para os coeficientes de perda de carga (K) e para o número de comprimentos equivalentes(n), para as peças apresentadas, conforme mostra a tabela(2.3).

Tabela (2.3) - Coeficiente de Perda de Carga em Curvas

PEÇAS	0,075m		0,100m	
	K	n	K	n
Curva de 90°	1,52	101,3	1,68	123,6
Curva de 45°	1,14	92,3	1,06	83,1
Curva dupla	2,10	168,8	1,85	142,4

Fonte: VIEIRA et al.(1993)

2.5.2.2 PERDA DE CARGA EM TÊS

A utilização de conexões no formato tê é usual em sistema irrigação por aspersão para proporcionar a junção das linhas principais com as linhas laterais. A união é feita através de engate rápido.

Na figura(2.11) representa o caso no qual o escoamento somente entra ou sai através do trecho retilíneo(1-2). Levin(1968) citado por WOOD et al.(1993), determinou experimentalmente as perdas para as conexões tê, sendo expressas através das equações(2.32) à (2.34):

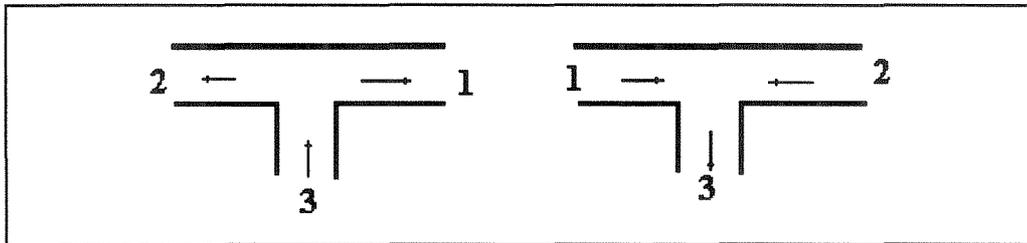


Figura (2.11) Escoamento entrando e saindo da singularidade (tê).

Fonte: WOOD et al (1993)

$$K_{13} = K_{23} = 1 + \frac{1}{a^2} + \frac{3}{a^2}(q^2 - q) \quad (2.32)$$

$$K_{31} = 1 + 0.3 \cdot \frac{q^2}{a^2} \quad (2.33)$$

$$K_{32} = 1 + 0.3 \frac{(1-q)^2}{a^2} \quad (2.34)$$

Onde:

a: é a relação entre as áreas no trecho (1-3);

q: é a relação entre os escoamentos no trecho (1-3)

Os tês são conexões muito utilizadas em sistemas de irrigação por aspersão, essencialmente nos sistemas de tubulações convencionais unindo a linha principal à linha lateral, promovendo a mudança de direção do escoamento, geralmente a 90°.

Os primeiros testes em tês foram realizados no início do século por Thoma, usando técnicas de ensaios conhecidas na época. A discrepância entre os resultados do coeficiente de perda nas singularidades é devido ao surgimento de erros nas determinações das características geométricas das tubulações, na medição da vazão e da pressão. Um estudo criterioso para a determinação das perdas em derivações no formato tê, em escoamentos combinados foram realizados por Blaisdell e Manson(1963), citados por MILLER (1971), com isto a utilização dos coeficientes de perda de carga passaram a ser confiáveis, fornecendo razoável precisão, suficientes para serem utilizadas em sistemas hidráulicos.

As derivações na forma de tê são normalmente a 90° e geralmente localizadas onde o espaço é restrito e o custo das construções especiais são altos.

MILLER(1971) determinou o coeficiente de perda de carga em derivações tê para escoamentos combinados e divididos. O coeficiente de perda (K_{ij}) será definido para escoamentos na direção de (i) para (j), como sendo a relação da perda de carga total entre o trecho (i) e (j) e a carga cinética do escoamento combinado. As equações de (2.35) à (2.38) expressas a seguir, apresentam o coeficientes (K_{ij}) para cada situação de escoamento.

a. escoamento combinado:

$$K_{13} = \frac{\left(\frac{v_1^2}{2.g} + h_1\right) - \left(\frac{v_3^2}{2.g} + h_3\right)}{\frac{v_3^2}{2.g}} \quad (2.35)$$

$$K_{23} = \frac{\left(\frac{v_2^2}{2.g} + h_2\right) - \left(\frac{v_3^2}{2.g} + h_3\right)}{\frac{v_3^2}{2.g}} \quad (2.36)$$

b. escoamento dividido:

$$K_{31} = \frac{\left(\frac{v_3^2}{2.g} + h_3\right) - \left(\frac{v_1^2}{2.g} + h_1\right)}{\frac{v_3^2}{2.g}} \quad (2.37)$$

$$K_{32} = \frac{\left(\frac{v_3^2}{2.g} + h_3\right) - \left(\frac{v_2^2}{2.g} + h_2\right)}{\frac{v_3^2}{2.g}} \quad (2.38)$$

Onde:

v_i é a velocidade média na seção transversal do conduto no trecho (i).

h_i é a energia de pressão obtida no trecho (i).

Para conexões na forma de tê de mesma seção transversal do tubo transversal, os vários coeficientes (K_{ij}) podem ser apresentados como função da relação entre as vazões através dos gráficos apresentado através das figuras (2.12) (escoamento combinado) e figura(2.13) (escoamento dividido).

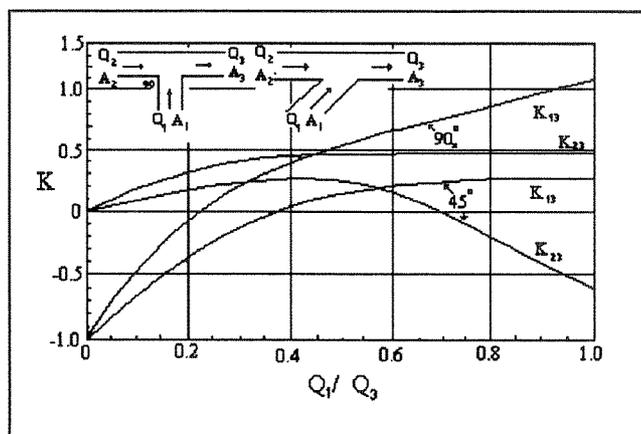


Figura (2.12) Coeficiente de perda de carga para escoamentos combinados em tê a 45° e 90°

Fonte: MILLER(1971)

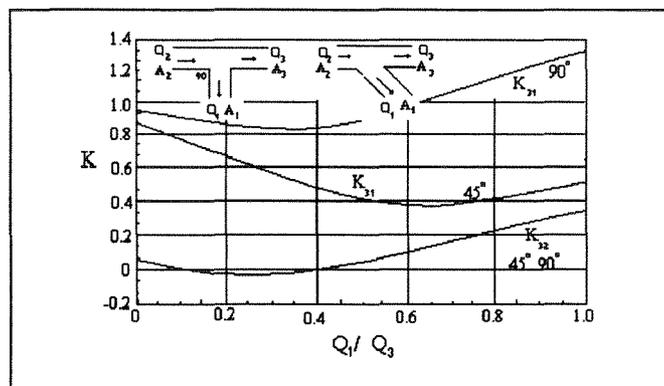
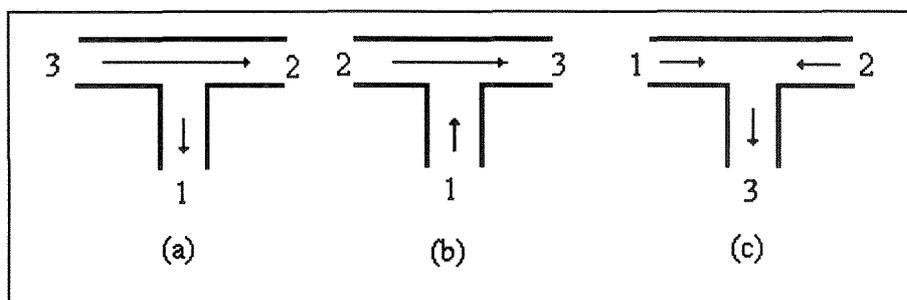


Figura (2.13) Coeficiente de perda de carga para escoamentos divididos em tês a 45° e 90°.

Fonte: MILLER(1971)

Os coeficientes de perda de carga para escoamentos ocorrendo somente no trecho retilíneo foram determinados por LAURIA e LAURIA(1990) , encontrando valores de $K= 0.796$ para $Re=500$.

O coeficiente de perda de carga em derivações na forma de tê, será apresentado a seguir para o escoamento ocorrendo em duas situações: escoamento dividido e combinado, segundo o sentido do escoamento no trecho retilíneo e na derivação da junção tê . Na figura (2.14) são mostrados os diversos sentidos do escoamento para junções tê.



Figura(2.14) Tipos de escoamentos em junções em forma de tê

(a)-escoamento dividido, (b)-escoamento combinado, (c)-escoamento bilateral

Fonte: WOOD et al.(1993)

Muitos textos listam valores dos coeficientes de perda ou comprimento equivalente em singularidades na forma de tês, como Bober e Kenyon (1980), Evit e Liu (1987), Hodge (1985), John e Haberman (1988), Vennard e Street (1975), citados por WOOD et al.(1993).

Para o caso mostrado na figura 2.14(a), onde o escoamento é dividido, ocorrem perdas no trecho(2) obtidas por: $K_2.(v^2_2/2.g)$ e no trecho(1) por $K_1.(v^2_1/2.g)$, onde (K_2) é o coeficiente de perda no trecho retilíneo e (K_1) é o coeficiente para a derivação. Na figura 2.14(b) e 2.14(c) o escoamento é combinado, sendo que para o caso da figura 2.14(b), as perdas são $K_2.(v^2_2/2.g)$ e $K_1.(v^2_1/2.g)$, e do mesmo modo, (K_2) é o coeficiente de perda no trecho retilíneo e (K_1) é o coeficiente para a derivação. Em muitos sistemas hidráulicos, as perdas que surgem devido as singularidades, são de pequena relevância na determinação da perda de carga total. Entretanto, em sistemas hidráulicos utilizando tubulações de trechos curtos e de diâmetros maiores, o uso de constantes para as perdas pode produzir erros significantes, segundo WOOD et al.(1993).

Todas as combinações possíveis para o escoamento que ocorrem no trecho(3), conforme figura(2.15), serão mostradas a seguir :

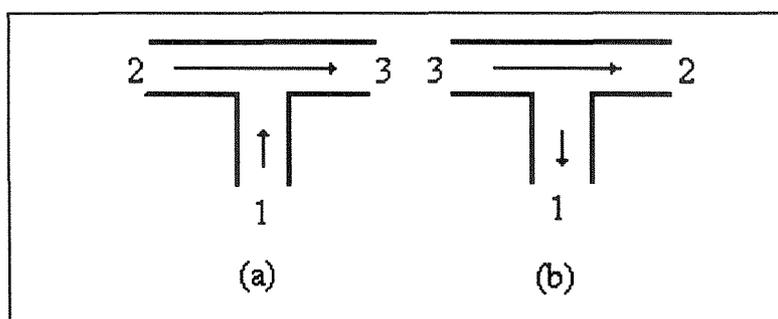


Figura.(2.15) Escoamento dividido e combinado em junção tê

Fonte: WOOD et al (1993)

$$K_{31}.(v^2_3/2.g) \quad (\text{Escoamento dividido -trecho 3-1})$$

$$K_{32}.(v^2_3/2.g) \quad (\text{Escoamento dividido -trecho 3-2})$$

$$K_{13} \cdot (v^2/2 \cdot g) \quad (\text{Escoamento combinado- trecho 1-3})$$

$$K_{23} \cdot (v^2/2 \cdot g) \quad (\text{Escoamento combinado- trecho 2-3})$$

Para conseguir comparar o valor do coeficiente obtido nas equações na forma (K_{ij}) com o coeficiente de perda de carga constante apresentado em referências, WOOD et al.(1993) modificou o coeficiente de perda da seguinte maneira:

$$K'_{31} = \frac{K_{31}}{\left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)^2} \quad (2.39)$$

$$K'_{32} = \frac{K_{32}}{\left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)^2} \quad (2.40)$$

Similar transformação é necessária para (K'_{13}) e (K'_{23}) . O coeficiente modificado está representado na figura (2.16) no qual emprega escala logarítmica no eixo da ordenada.

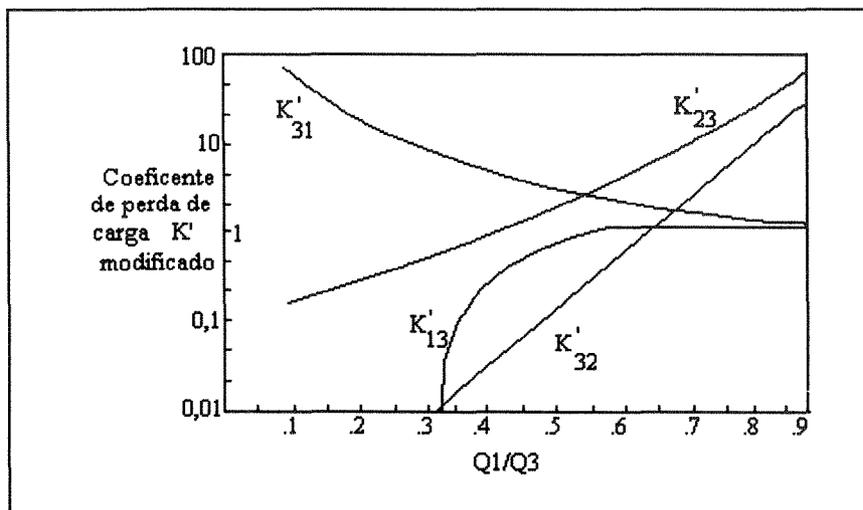


Figura (2.16)- Coeficiente de perda de carga modificado (K')

Fonte: WOOD et al (1993)

O uso de coeficientes constantes fornece uma representação inadequada e não tem correlação com os resultados observados. Para baixas ou altas taxas de escoamento, o coeficiente pode tornar-se possivelmente alto ou negativo.

Quando um escoamento com alta velocidade combina-se com um de baixa velocidade, a ação de jato permite que haja transferência de energia do escoamento de alta para o de baixa.

O coeficiente de perda de carga negativo significa simplesmente que a energia específica do fluido no trecho em particular seja maior do que a do trecho combinado (escoamento dividido ou combinado).

SERRE et al.(1994) necessitou obter valores para a perda de carga em junções do tipo tê para o caso de escoamento combinado. Devido a limitações de velocidade, foi importante conhecer as perdas de carga associadas não somente ao atrito com o tubo retilíneo, mas também pelo estrangulamento da seção hídrica causado pela confluência do orifício do conduto e do trecho retilíneo, figura (2.17).

Para isto foi conduzido um estudo experimental de pequenas proporções com o objetivo de aprimorar o entendimento da mecânica do escoamento e da dissipação de energia em tubulações com junções combinadas a 90°.

A perda de carga associada com o escoamento na entrada da derivação, é descrito pela equação da energia(primeira lei da termodinâmica) aplicada ao volume de controle em uma seção imediatamente a montante do jato, seção(3) e a jusante, seção(2). A seção(3) está localizada onde declividade da linha de energia coincide com a declividade produzida pelo atrito para escoamentos turbulentos. A perda de energia por unidade de tempo (ΔE) é igual a energia interna do volume de controle para seções(2) e (3) subtraída da energia que sai da seção (3).

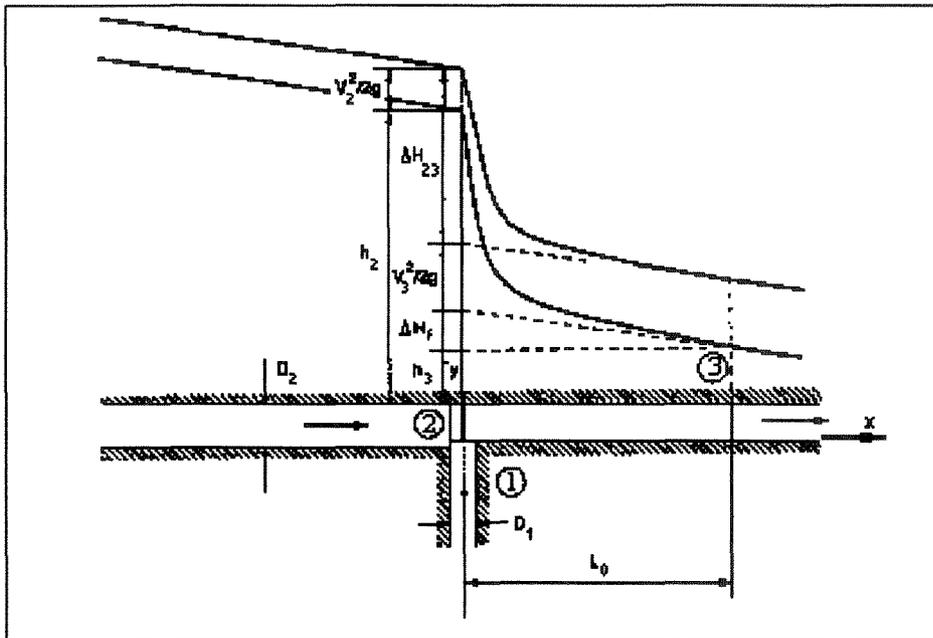


Figura (2.17) Volume de controle para singularidade em forma de tê

Fonte: SERRE et al.(1994)

$$\frac{\Delta E}{\rho \cdot g} = Q_2 \cdot \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right) + Q_1 \cdot \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \right) - (Q_1 + Q_2) \cdot \left(h_3 + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \right) \quad (2.41)$$

$$\frac{\Delta E}{\rho \cdot g} = Q_2 \cdot \Delta H_{23} + Q_1 \cdot \Delta H_{13} + (Q_1 + Q_2) \cdot \Delta H_f \quad (2.42)$$

Substituindo a equação (2.42) na (2.41), tem-se:

$$Q_2 \left[\left(h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(h_3 + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + \Delta H_{23} + \Delta H_f \right) \right] + Q_1 \left[\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \right) - \left(h_3 + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + \Delta H_{13} + \Delta H_f \right) \right] = 0 \quad (2.43)$$

A conservação da energia é satisfeita se cada termo em colchetes da equação (2.43), tenha valor numérico igual a zero, ou seja:

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = h_3 + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + \Delta H_{23} + \Delta H_f \quad (2.44)$$

e

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2.g} = h_3 + \frac{v_3^2}{2.g} + \Delta H_{13} + \Delta H_f \quad (2.45)$$

A expressão da perda de carga de (ΔH_{23}) e (ΔH_{13}) , é tradicionalmente obtida como o produto do coeficiente adimensional (K) e da carga cinética.

$$\Delta H_{23} = K_{23} \cdot \frac{v_3^2}{2.g} \quad (2.46)$$

$$\Delta H_{13} = K_{13} \cdot \frac{v_3^2}{2.g} \quad (2.47)$$

A alternativa descrita é obtida quando a seção(2) é localizada imediatamente a jusante do jato . A equação (2.41) permanece sem mudanças porém a equação (2.42) será expressa como:

$$\frac{\Delta E}{\rho.g} = (Q_2 + Q_1) \cdot \Delta H_{23} + Q_1 \cdot \Delta H_{12} + (Q_1 + Q_2) \cdot \Delta H_f \quad (2.48)$$

Onde:

(ΔH_{12}) é a diferença de energia entre as seções(1) e (2). A conservação de energia será satisfeita se:

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2.g} = h_3 + \frac{v_3^2}{2.g} + \Delta H_{23} + \Delta H_f \quad (2.49)$$

e

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2.g} = h_3 + \frac{v_3^2}{2.g} + \Delta H_{23} + \Delta H_{12} + \Delta H_f \quad (2.50)$$

O coeficiente de perda de carga (K_{12}) é associado com (ΔH_{12}) e é definido como:

$$\Delta H_{12} = K_{12} \cdot \frac{v_2^2}{2.g} \quad (2.51)$$

Combinando a equação da energia com a da continuidade e a do momento, Blaisdell e Manson(1963) citados por WOOD et al (1993), derivaram a seguinte equação para o cálculo de (K_{23}) e (K_{13}) .

$$K_{23} = 2 \cdot \frac{Q_1}{Q_3} - \left(\frac{Q_1}{Q_3} \right)^2 \quad (2.52)$$

$$K_{13} = -1 + 4 \cdot \frac{Q_1}{Q_3} - \left[2 - \left(\frac{A_3}{A_1} \right)^2 \right] \left(\frac{Q_1}{Q_3} \right)^2 \quad (2.53)$$

A experiência foi conduzida em uma tubulação plástica de 37m de comprimento, com diâmetro interno de 444mm. A tubulação de derivação de 4,6m de comprimento, uniu-se a tubulação principal a 90°, numa distância de 35 diâmetros a jusante do trecho inicial da tubulação.

Os piezômetros foram instalados ao longo da tubulação principal, 13 diâmetros a montante da junção e 15 diâmetros a jusante. Também foram instalados piezômetros na derivação, permitindo medir o diferencial de pressão entre a derivação e a tubulação principal.

O diâmetro interno da tubulação de derivação variou entre 63,5 e 203,2mm. As relações entre as áreas variaram entre 0,02 e 0,21. Para as vazões a relação esteve entre 0 e 1,0.

A perda de carga (ΔH_{23}) , foi determinada como a diferença entre a energia total nas seções(2) e (3), reduzida da perda de carga por atrito (ΔH_f) . Os resultados mostram que grande parte da perda de energia (80-90%) ocorreram a aproximadamente quatro diâmetros da junção. A perda restante(10%) ocorreram muito gradualmente em um comprimento relativamente grande.

A perda de carga entre a derivação e a tubulação principal, (ΔH_{13}) , foi determinada pela diferença entre a energia total na derivação, seção (1), e o trecho retilíneo, seção (3). No trecho(1-3), a perda de carga na singularidade é reduzida da perda por atrito (ΔH_f) que ocorreu no trecho retilíneo. A perda de carga (ΔH_{12}) foi

calculada como a diferença da energia total entre as seções (1) e (2). Os coeficientes (K_{23} , K_{13}) e (K_{12}), foram obtidos através das equações (2.46), (2.47) e (2.51).

Os erros na medição de (Q , A) e (ΔH) foram estimados em 1%, 0,5% e 10% respectivamente, resultando em um erro de 11% no cálculo do coeficiente de perda de carga.

Não foram reproduzidos os valores obtidos por corresponderem somente a escoamentos combinados.

2.5.2.3 PERDA DE CARGA EM YPSILON

As junções tipo ypsilon são um caso particular dos tês, portanto é válido o mesmo raciocínio considerando o tipo de escoamento e a geometria.

MILLER(1971) apresentou o gráfico do coeficiente de perda de carga (K_{31}) em tês com escoamentos divididos e com ângulos entre as derivações de 45, 60, 90 e 120° mostrados na figura (2.18).

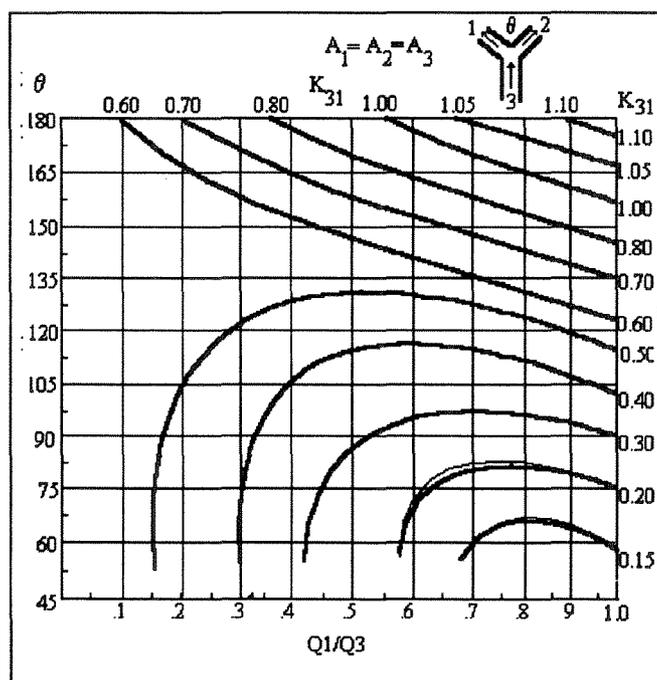


Figura (2.18) Escoamento dividido para a peça tipo Ypsilon - K_{31}

Fonte: MILLER(1971)

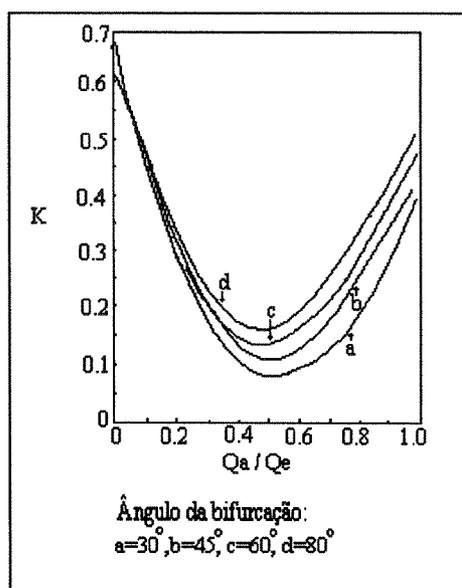
Preliminarmente deve-se supor a singularidade na forma de um ypsilon como um tê modificado, para os quais os ângulos entre as derivações são variáveis.

Segundo SCHREIBER(1978) as bifurcações em forma de ypsilon usadas em usinas hidrelétricas de pequena queda, podem apresentar considerável perda de carga, desta maneira aconselha-se efetuar pesquisas em modelo reduzido.

A determinação da perda de carga em derivações em forma de ypsilon ,depende da relação determinada pela equação(2.54):

$$h_f = \left(f \cdot \frac{l}{d} + K\right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.54)$$

Para determinar o coeficiente (K) da equação(2.54), o autor utilizou a figura(2.19), onde (K) depende da relação (Qa/Qe), onde o termo (Qe) é a vazão em cada ramal de tubo após a bifurcação e (Qa) é a vazão no ramal principal, isto é a montante da bifurcação. Segundo o autor a relação dos diâmetros, tanto a montante como a jusante da bifurcação não tem grande influência situando-se nos limites 0,4 e 0,7. As curvas de (a) a (d) representam as configurações para os ângulos de 30°, 45°, 60° e 80°.



Figura(2.19) Valores do coeficiente(K) para derivação ypsilon

LEE et al.(1993) estudaram em modelo reduzido os efeitos da perda de carga em um conduto forçado com bifurcação em forma de ypsilon. O objetivo principal da pesquisa foi o de estudar a localização da derivação ypsilon em uma curva e determinar a variação da perda de carga provocada pelo ypsilon, para otimizar o projeto estrutural.

A determinação do coeficiente de perda de carga para derivações do tipo ypsilon foram efetuadas através dos resultados obtidos no modelo, calculado da seguinte maneira:

$$K = \frac{h_l}{h_v} \quad (2.55)$$

Onde:

h_l é a perda de carga localizada

h_v é a carga cinética

O coeficiente de perda de carga obtido está dentro do intervalo 0.2 a 0.3, para relação de vazões de valor 0,5. Para escoamentos assimétricos, (K) esteve na faixa de 0.3 a 0.4. Devido a separação do escoamentos ocorreu a formação de vórtices.

Segundo WOOD et al.(1993), as equações desenvolvidas por Gardel (1957) tem se mostrado adequadas de acordo com os ensaios experimentais. As equações são expressas em função do sentido do escoamento nas derivações, do ângulo da derivação, da relação entre as seções transversais e da relação entre as vazões nos trechos. Como a derivação na forma de ypsilon é uma ramificação do formato tê, poderá ser empregado o equacionamento das derivações tê, conforme citado por MILLER(1971) e WOOD et al.(1993). As equações de (2.56) à (2.59) que seguem, serão expressas em termos do ângulo (θ) da derivação, e da relação entre as vazões, para os diferentes formas de escoamentos (divididos e combinados, ver figura(2.12)).

$$K_{13} = -0.92(1-q)^2 - q^2 \left[1.2 \left(\frac{\cos\theta}{a} - 1 \right) + 0.8 \left(1 - \frac{1}{a^2} \right) - (1-a) \frac{\cos\theta}{a} \right] + (2-a)q(1-q) \quad (2.56)$$

$$K_{23} = 0.03(1-q^2) - q^2 \left[1 + 1.62 \left(\frac{\cos\theta}{a} - 1 \right) - 0.38 \cdot (1-a) \right] + (2-a)q(1-q) \quad (2.57)$$

$$K_{31} = 0.95(1-q)^2 + q^2 \left(1.3 \cot \frac{180-\theta}{2} - 0.3 + \frac{0.4-0.1a}{a^2} \right) + 0.4q(1-q) \left(1 + \frac{1}{a} \right) \cot \frac{180-\theta}{2} \quad (2.58)$$

$$K_{32} = 0.03(1-q)^2 + 0.35q^2 - 0.2q(1-q) \quad (2.59)$$

Onde:

(a) é a relação das áreas do trecho 1 e do trecho 3.

(q) é a relação de vazões entre o trecho 1 e o trecho 3

(θ) é o ângulo entre o trecho 1 e o trecho 3.

Os resultados obtidos por VIEIRA et al.(1993) para os coeficientes de perda de carga e comprimento equivalente em ypsilon de 45° e 90° com junções em engate tipo rápido em aço zincado estão apresentados na tabela(2.4). As tubulações foram ensaiadas para vazões máximas de 0,030 m³/s.

Tabela (2.4) Valores para coeficientes de Ypsilon de 45° e 90°

	d=0,075m		d=0,100m	
Peças	K	n	K	n
Ypsilon 45°	1,17	90,5	1,06	82,2
Ypsilon 90°	1,40	100,1	1,20	105,3

Fonte: VIEIRA et al.(1993)

2.5.2.4 PERDA DE CARGA EM VÁLVULAS

As válvulas são comumente utilizadas em sistemas de irrigação por aspersão convencional para possibilitar o controle das vazões nas linhas laterais e a união destas com a linha principal.

Os dados publicados sobre perdas de carga em válvulas podem ser usados para dar uma indicação aproximada do coeficiente de perda. Segundo MILLER (1971):

a) O coeficiente de perda é frequentemente calculado pela pressão diferencial entre os pontos imediatamente anteriores e posteriores a válvula. Como a influência da válvula se estende trinta ou mais diâmetros a jusante, o erro percentual na medição do coeficiente de perda de carga para valores pequenos de $K (< 0.5)$ é frequentemente alto.

b) Não existe semelhança geométrica entre um ou outro tamanho de válvula ou entre diferentes fabricantes.

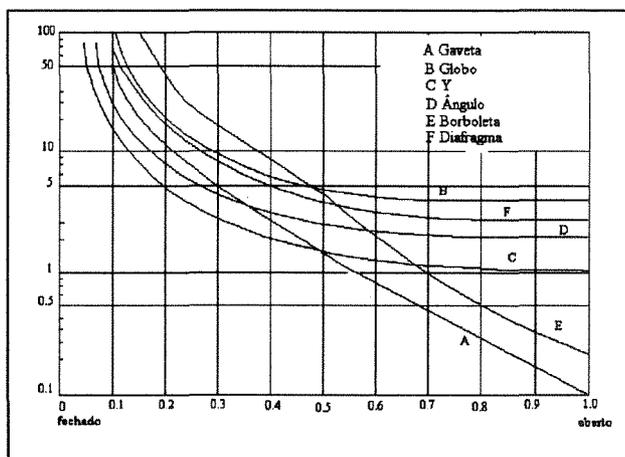
c). Normalmente somente as dimensões nominais são utilizadas

d). O número de Reynolds é frequentemente desprezado.

Por causa de uma grande faixa de coeficientes de perda registrados para o mesmo tipo de válvulas, somente o valor médio para válvulas completamente abertas é calculado para todos os tamanhos. A variação no coeficiente de perda de carga para válvulas de diferentes fabricantes é maior do que a variação no coeficiente de perda para diferentes tamanhos de válvulas para o mesmo fabricante. Quando a válvula é usada com o propósito de controle da vazão pode ser exigida uma abertura parcial pré-determinada da válvula, para um bom controle das características. Uma perda relativamente alta é então aceitável. O controle das características de operação de válvula devem ser fornecidos pelo fabricante.

Todos os coeficientes de perda são baseados em um valor médio da energia cinética, calculados para número de Reynolds acima de 5.10^3 .

Os coeficientes de perda para vários tipos de válvulas são mostradas na figura(2.20), qual apresenta-se a situação de válvula fechada e as diversas posições até a correspondente posição totalmente aberta.



Figura(2.20) Perda de Carga em Válvulas

Fonte: MILLER(1971)

Segundo PAIR et al. (1975) , a utilização de tipos diferentes de acoplamentos para conectar duas tubulações principais, ocasiona perdas de carga adicionais devido a passagem do fluido através do acoplamento.

O coeficiente de perda (K) em válvulas de globo flangeadas de diâmetro nominal 0,075 e 0,100m são de valor 7,0 e 6,3, respectivamente, e para válvulas de globo rosqueadas obteve-se valores de (K= 6,0 e 6,7), segundo Cornell citado por PAIR et al. (1975).

Do ponto de vista da perda de carga, as válvulas podem dividir-se em dois grupos básicos, sendo que o critério de classificação é o tipo de escoamento. O primeiro grupo compreende os tipos de válvulas nas quais o escoamento não sofre grandes mudanças de direção; estão neste grupo as válvulas de cunha ou adufa, as válvulas de borboleta, as válvulas de tampão e ainda as de retenção de batente e de retenção esféricas. No segundo grupo estão as válvulas em que o caminho do escoamento é bastante sinuoso ou aquelas cuja seção de saída tem direção diferente da seção de entrada. Estão neste grupo as válvulas de globo, as válvulas em ângulo e válvulas em “y”, conforme LENCASTRE(1987).

TESTEZLAF(1982) realizou ensaios com válvulas de gaveta de 1,5 polegadas, em tubulação usada em sistemas de irrigação por aspersão com engate

rápido, obtendo os seguintes valores para o coeficiente de perda de carga (K) e para o comprimento equivalente, conforme tabela (2.5):

Tabela (2.5) Coeficiente de perda de carga em válvula de gaveta

K	le	abertura
0,43	0,96	aberto
0,73	1,64	2 voltas fechadas
4,11	9,32	5 voltas fechadas
22,47	50,96	7 voltas fechadas

Fonte: TESTEZLAF(1982)

Os ensaios realizados em válvula de esfera (aberta), resultou em uma perda de carga localizada de 0,50 para Reynolds igual a 100000.

Segundo LAURIA e LAURIA(1990) a existência de resultados experimentais e teóricos indicam que uma relação geral entre o coeficiente de perda de carga singular e o número de Reynolds aparenta ser de difícil obtenção.

As características operacionais das válvulas são dependentes da dissipação no sistema de condutos. Nesse caso, as singularidades devem ser tratadas como elementos indissociáveis do seu conduto.

A variabilidade de configurações geométricas e a reduzida disponibilidade de informações experimentais sobre a influência do número de Reynolds em escoamentos através de singularidades, bem como as dificuldades em determiná-las, justificam um estudo sobre até que ponto é válida a consideração dessa influência para a perda de carga em singularidades.

Os resultados disponíveis indicam que o coeficiente de perda de carga singular não se altera apreciavelmente com o acréscimo do número de Reynolds até que um valor crítico relativo seja alcançado.

Apesar de comumente ser estabelecido o valor de 10^5 como limite geral a partir do qual o número de Reynolds deixa de influir no coeficiente de perda de carga singular, os resultados experimentais indicam que para válvulas totalmente abertas o limite para o número de Reynolds a partir do qual deixa de influir no coeficiente de

perda é de 10^3 . LAURIA e LAURIA (1990) ao ensaiar válvulas de retenção do tipo disco e mola encontraram valores inferiores para Reynolds próximo de 10^5 .

O autor comparou os resultados de perda de carga singular com os de Harris, Kemler e Moody, e observou que estes eram muito mais incertos que para condutos lineares. Isto pode ser atribuído a uma maior complexidade das áreas de passagem e as variações súbitas no escoamento.

No regime de turbulência completa, as características operacionais das válvulas estão relacionadas a dissipação no sistema de condutos. Portanto, propõe a variação do coeficiente de perda de carga em singularidades (válvulas de esfera, cotovelos e tês), segundo o número de Reynolds, por meio de uma função exponencial do tipo hiperbólico. Da teoria da semelhança, obtém-se o coeficiente de perda de carga singular (K), na qual depende de um parâmetro característico da geometria e do número de Reynolds, segundo LAURIA e LAURIA(1990). Desta maneira tem-se que:

$$K = K_0 + \frac{C_1}{Re^n} \quad (2.60)$$

Os termos C_1 e n da equação(2.60) podem ser supostos constantes, uma vez fixada a configuração geométrica da singularidade, podendo representar a equação(2.61) do seguinte modo:

$$K = a.Re^{-1} + b \quad (2.61)$$

Onde:

(a) e (b) são constantes

VIEIRA et al.(1993) realizaram ensaios em válvula de derivação com engate tipo rápido de aço zincado nos diâmetros internos de 0,075 e 0,100m, obtendo coeficientes de perda de carga de 7,78 e 7,00 para os respectivos diâmetros. Os ensaios foram conduzidos para vazões de até 0,03(m³/s).

2.6 CONCLUSÃO

De acordo com a revisão bibliográfica apresentada neste capítulo, pode-se observar que não há quantidade suficiente de dados disponíveis sobre perdas de carga em peças especiais de tubulações em aço zincado com engate rápido, peças estas que são muito utilizadas nos sistemas de irrigação por aspersão convencional.

3. METODOLOGIA

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será feita a descrição do banco de ensaio utilizado, bem como a metodologia a ser adotada para se determinar a perda de carga localizada nas peças especiais de irrigação por aspersão.

3.2 BANCO DE ENSAIO

As características principais da instalação empregada no desenvolvimento da pesquisa podem ser visualizadas na figura (3.1) e nas fotos (3.1) e (3.2).

As tubulações utilizadas são de aço zincado com engate rápido, adaptadas ao sistema hidráulico do Laboratório de Hidráulica da Faculdade de Engenharia Civil (FEC) da UNICAMP. As peças especiais utilizadas para a determinação da perda de carga podem ser vistas nas figuras (3.2) e (3.3) e através das fotos(3.3) e (3.4) Foram montados dois conjuntos nos diâmetros nominais de 0,100 e 0,125m.

As tubulações foram mantidas na posição por meio de suportes de madeira presos no piso do laboratório.

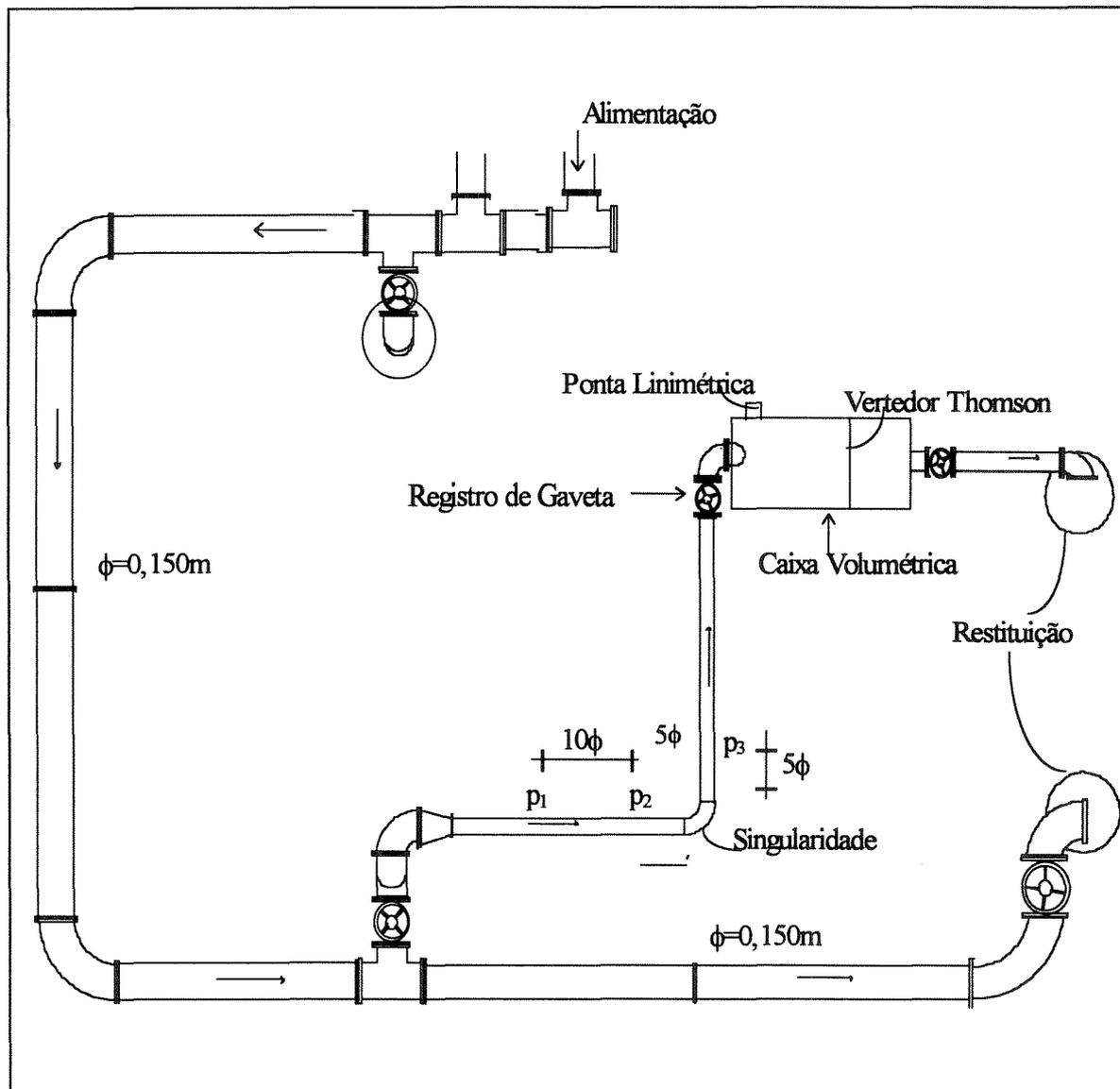


Figura (3.1)- Banco de Ensaio

Laboratório de Hidráulica (FEC)

(sem escala)

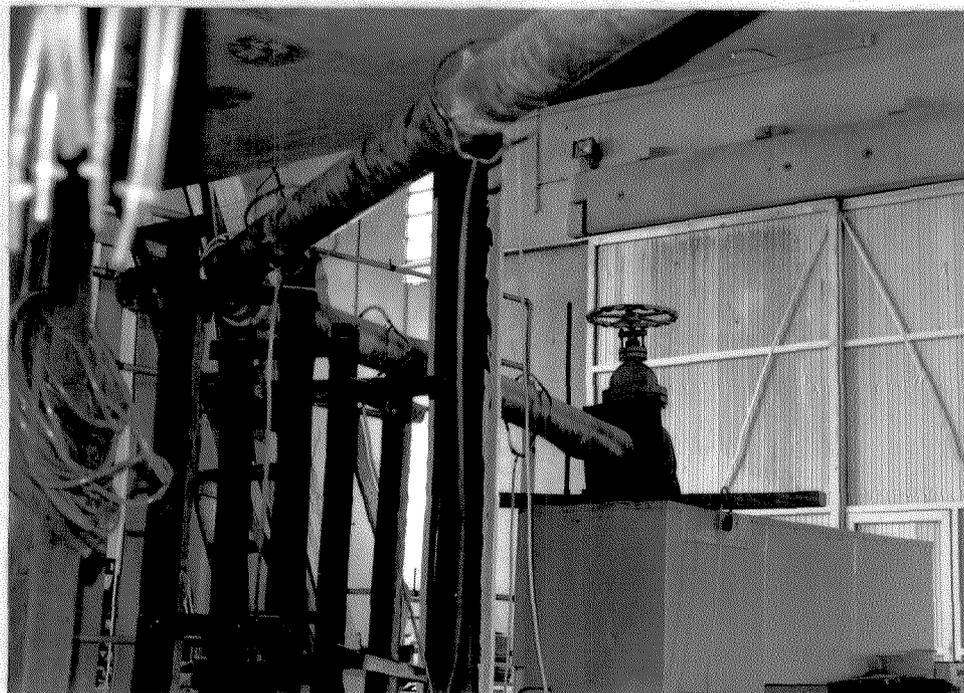


Foto (3.1)- Vista do banco de ensaio
(tomadas de pressão e caixa volumétrica)

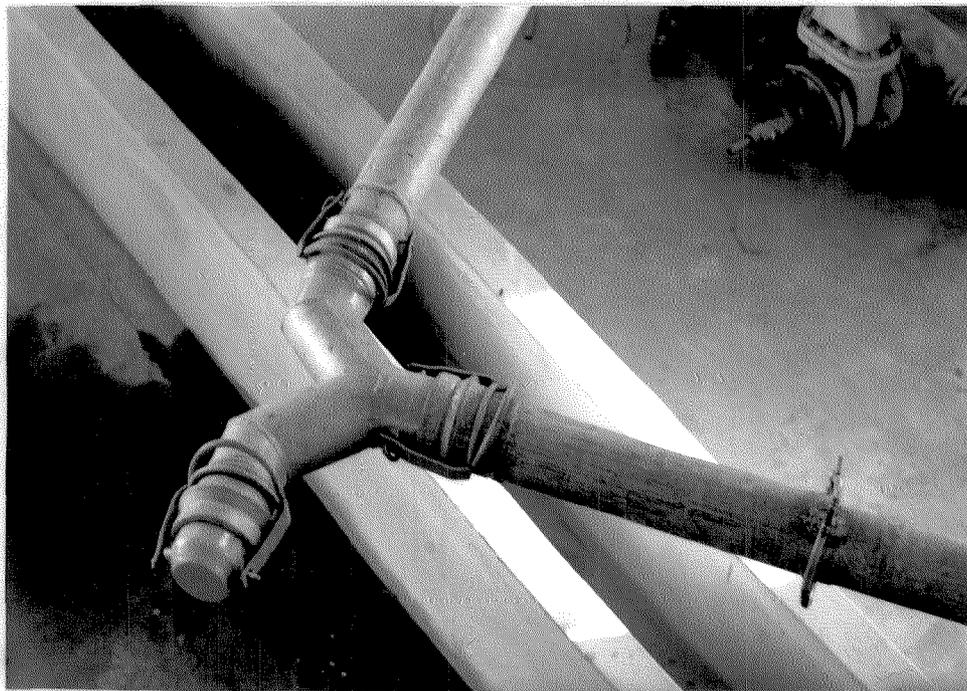
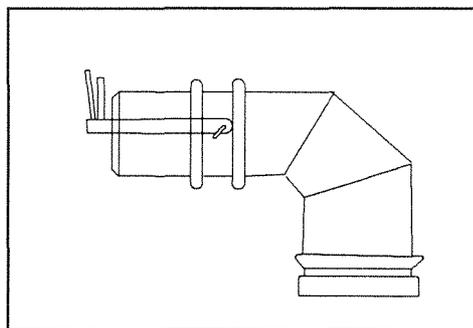
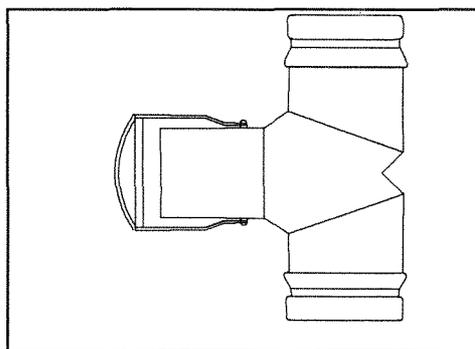


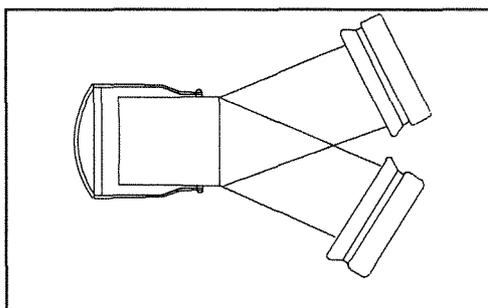
Foto (3.2)- Vista superior do ypsilon de 90°



(a) -Curva com engate rápido

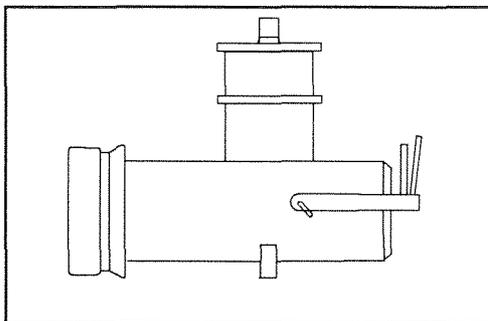


(b)- Tê final com engate rápido

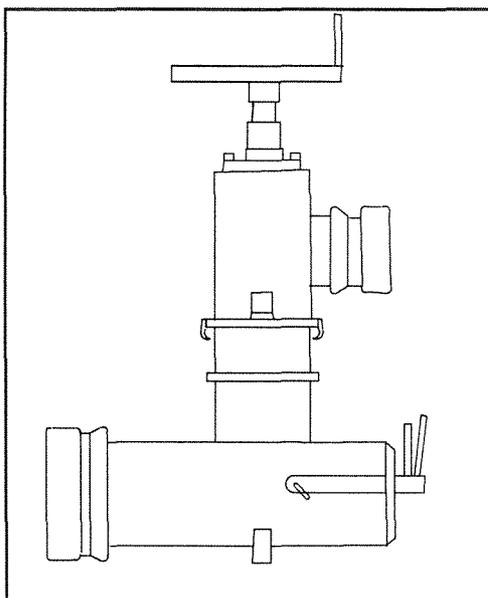


(c)- Ypsilon com engate rápido

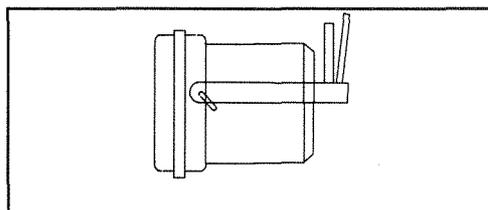
Figura (3.2)- Peças especiais utilizadas em sistemas de irrigação por aspersão



(a) Hidrante de linha com engate rápido

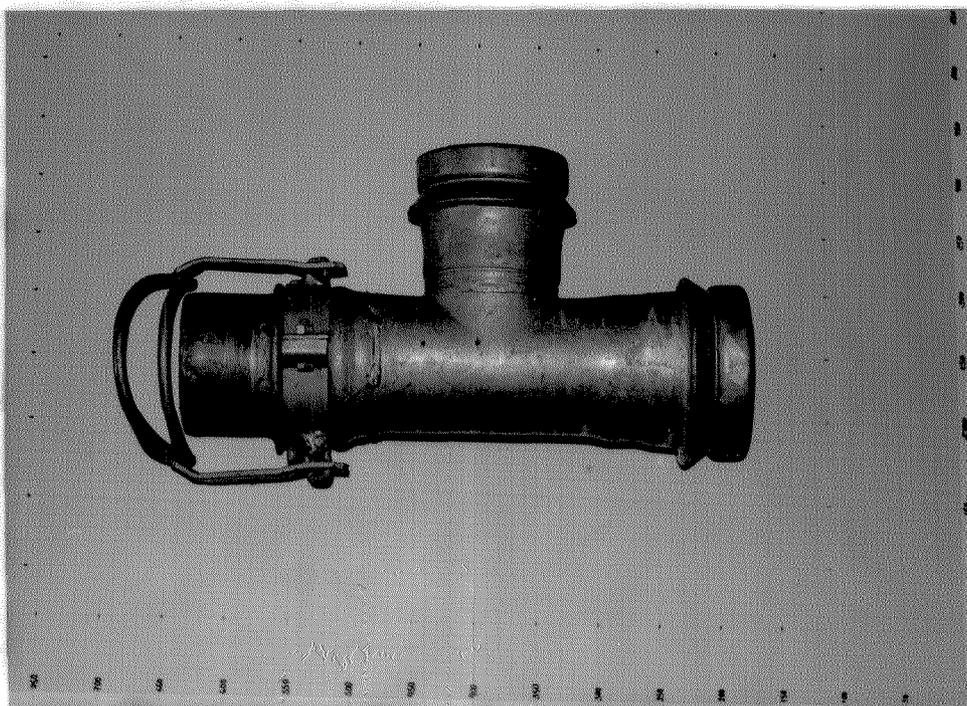


(b) Curva de derivação acoplada a hidrante de linha

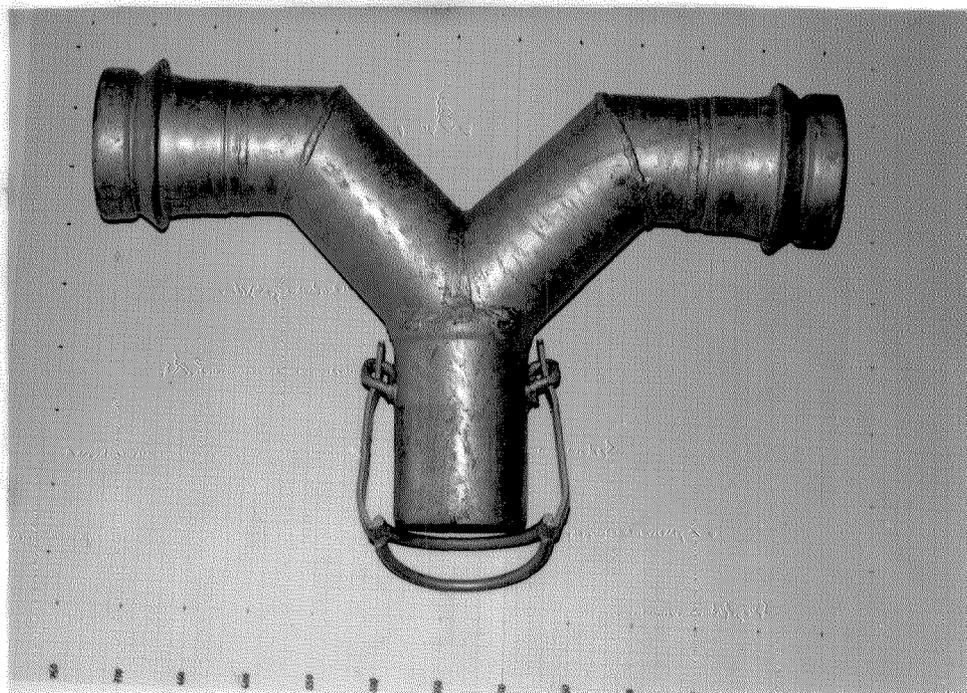


(c) Ponta de aço com engate rápido

Figura (3.3)- Peças especiais utilizadas em sistemas



Foto(3.3)- Tê em aço zincado com engate do tipo rápido



Foto(3.4)- Ypsilon de 90° em aço zincado com engate rápido

3.3 EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO

A alimentação foi realizada por uma tubulação de 0,15m de diâmetro instalada no circuito interno do laboratório.

A modelagem das vazões foi realizada por meio de registros de diâmetro igual ao da tubulação.

Um sistema de duas bombas recalca água do reservatório inferior até a instalação de ensaio, retornando para o reservatório por um sistema de tubulações dispostas no piso do laboratório.

As duas bombas apresentaram as seguintes características:

Bomba : centrífuga, marca- IMBIL/ITA , tipo (125-260);

Vazão Máxima: 180 m³/h;

Rotação: 1760 rpm;

Potência: 25 c.v.

A medição das vazões que escoam pela instalação de ensaio foram realizadas com o auxílio de um medidor do tipo Venturi curto de 0,15m inserido na linha de alimentação. A diferença de pressão foi lida num manômetro utilizando água como fluido. O medidor de vazão foi calibrado no Centro Tecnológico de Hidráulica (USP) com caixa volumétrica, tendo sido empregado por GENOVEZ(1991).

Para o ensaio das peças com saída para duas derivações (ypsilon, tê e válvula de derivação), a vazão no outro ramal foi medida com o auxílio de um vertedor triangular, tipo Thomson, inserido numa caixa metálica, conforme GENOVEZ(1986). O vertedor pode ser visto na figura (3.4) e foto (3.5).

O vertedor Thomson tem um ângulo de 90° e bissetriz vertical. Foi construído em chapa metálica de 5mm de espessura e com o bordo em chapa de aço inoxidável.

A caixa metálica do vertedor foi construída em chapa metálica de 4mm de espessura, tem as dimensões do desenho da figura (3.4). Pode ser observada uma câmara provida de uma parede de vidro e comunicada com a caixa por meio de dois furos. Nela foi instalada uma ponta limimétrica com a finalidade de poder-se obter as

cargas no vertedouro triangular. Outra ponta linimétrica foi instalada coincidindo com o vértice do vertedor, para poder determinar a cota do vértice.

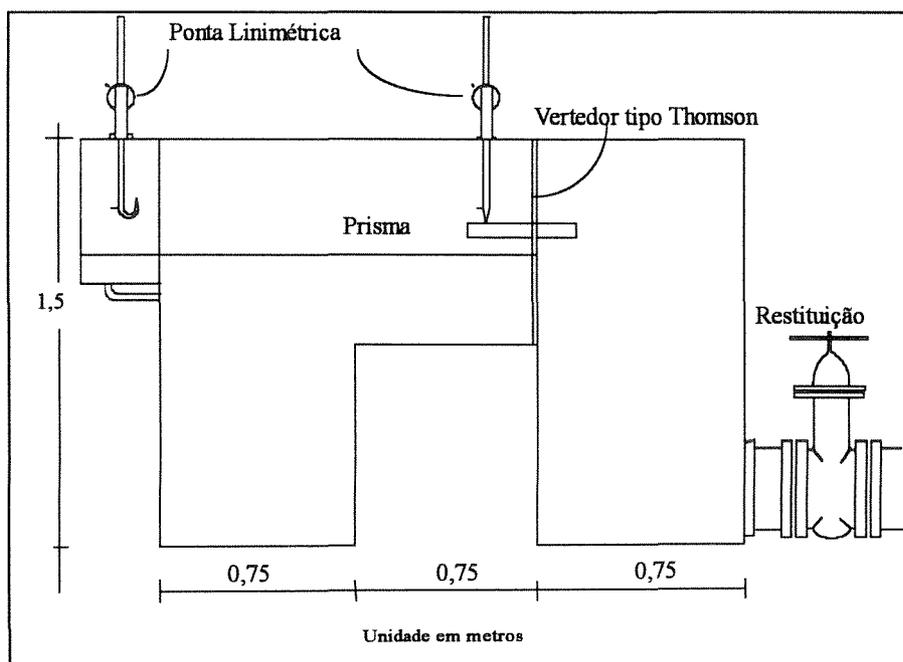
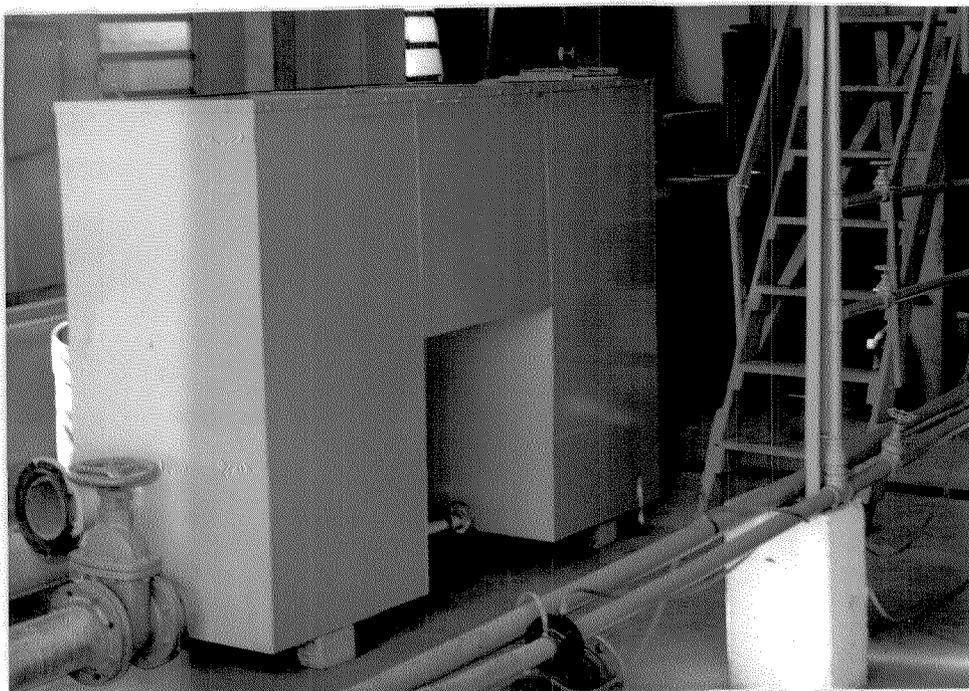


Figura (3.4)-Dimensões da caixa metálica (vista lateral)

Fonte: GENOVEZ(1986)



Foto(3.5) Vista da caixa metálica com o vertedor Thomson

O medidor Thomson foi aferido indiretamente, através de medições realizadas com um diafragma, calibrado no Centro Tecnológico de Hidráulica com caixa volumétrica e instalado no circuito em série com o medidor Thomson.

No medidor Thomson foram colocadas duas pontas linimétricas, ver figura (3.5). Com a ponta linimétrica instalada na câmara especial, provida de parede de vidro, foram lidas as cargas no vertedor. Para transferir a cota h' do vértice até a ponta de medida, adotaram-se dois métodos.

Em primeiro lugar, conforme mostrado na figura(3.5) , colocou-se uma das pontas coincidindo com o vértice, obtendo-se a cota Z' . Fechando o registro de saída encheu-se a caixa com água até superar o vértice, tendo-se a leitura da cota do nível d'água correspondente a Z'' , e a h na ponta de medição. Fazendo $h - (Z' - Z'')$ obteve-se h_0 .

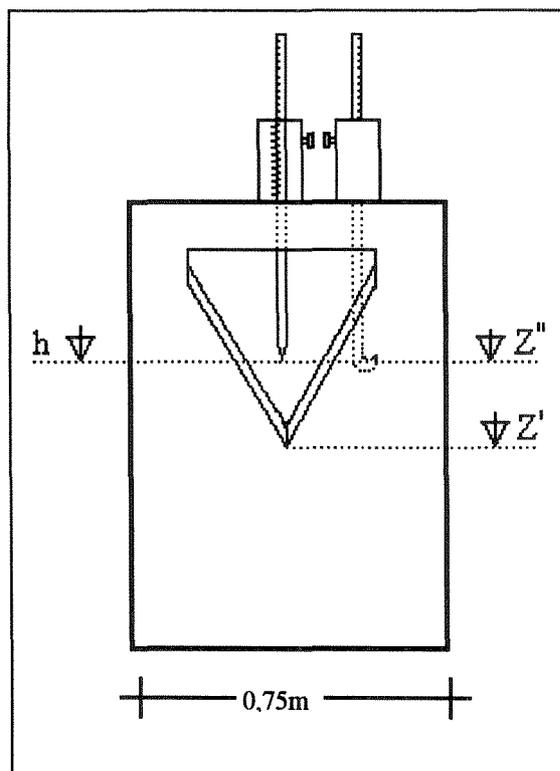


Figura (3.5)- Transferência das cotas no vertedor triangular tipo Thomson

Fonte: GENOVEZ(1986)

Posteriormente, apoiou-se um prisma triangular com ângulo de 90° , em um dos extremos no vertedor triangular e o outro extremo foi suspenso de modo que a face superior resultasse horizontal. Com relação a essa face mediu-se a cota $y = Z_1 - Z_2$, do nível d'água no caixote e simultaneamente a cota h na ponta de medida, figura (3.6). Somando em h a diferença entre y e a altura do prisma (a), obteve-se a carga h_0 .

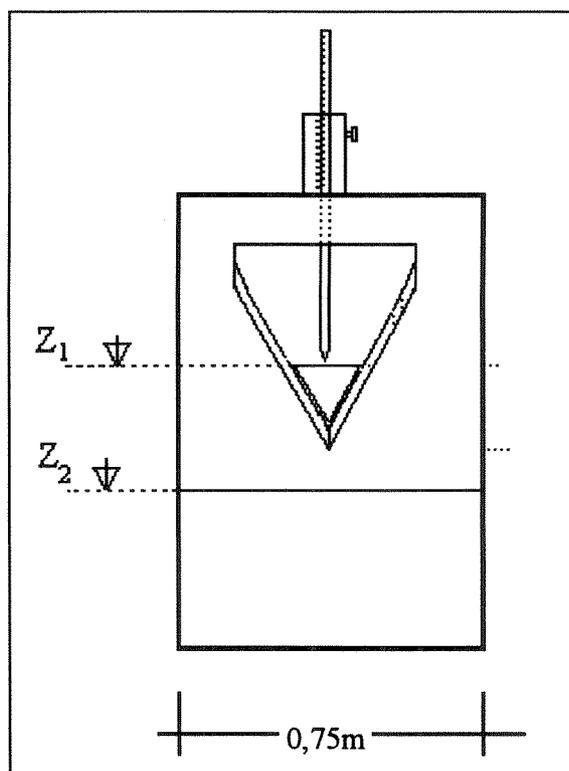


Figura (3.6)- Aferição da cota do vertedor triangular

Fonte: GENOVEZ(1986)

As características das pontas linimétricas são:

comprimento: 0,80m

precisão : 0,10mm

3.4 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO DA TUBULAÇÃO

O processo de medição do diâmetro interno dos tubos, empregados na pesquisa, realizou-se através de equipamentos de fácil alcance, determinando-os pelo método gravimétrico.

Em primeiro lugar fecha-se as extremidades do tubo com placa de acrílico adaptada a flange por meio de parafusos e veda-se o anel interno, evitando possíveis vazamentos. Transfere-se este volume para um recipiente que já tinha sido pesado em balança previamente aferida. Desta maneira, determina-se o peso específico da água para a temperatura do ensaio e obtem-se o diâmetro interno médio do tubo a ser ensaiado. Para os dois tubos utilizados na pesquisa, resultaram diâmetros internos de 0,102m (diâmetro nominal 0,100m) e de 0,123m (diâmetro nominal 0,125m).

3.5 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA

O esquema hidráulico do banco de ensaio encontra-se na figura(3.1). O procedimento usado para obtenção dos parâmetros hidráulicos, foi desenvolvido de forma análoga para todas as singularidades.

Ligada a bomba e efetuado o procedimento para a retirada de ar das tubulações inicia-se a leitura da perda de carga. Foi verificada a possível entrada de ar nas tomadas de pressão, assim como vazamentos nestas. A leitura nas tomadas de pressão se fez após um período de tempo de aproximadamente 10 a 15 minutos após a regulagem da vazão no registro. Os tubos foram ensaiados até o máximo de sua capacidade. Devido a grande perda de carga em peças como tês e válvulas de derivação o número de ensaios realizados para estas peças foram menores. Isto devido em parte a oscilação na leitura das cotas piezométricas para valores de pressão menores do que $0,7 \text{ kgf/cm}^2$.

3.5.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA

Em primeiro lugar determinou-se a perda de carga distribuída considerando a localização das tomadas de pressão, figura (3.1). A perda de carga neste caso, será a diferença entre as leituras das tomadas de pressão a montante da singularidade, desta forma teremos:

$$h_l = (p_1 - p_2) \quad (3.1.)$$

Onde:

p_1 e p_2 são as pressões obtidas por meio dos manômetros (1) e (2), em m.c.a ou mmHg

h_l é a perda de carga distribuída, em m.c.a;

3.5.2 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA LOCALIZADA

Para avaliar a perda de carga localizada para cada peça foram utilizadas as tomadas de pressão já instaladas, considerando que será obtida pela diferença entre as leituras nas tomadas de pressão a montante da singularidade e a jusante, subtraindo-se a perda de carga distribuída no trecho analisado. Desta forma:

$$h_{fl} = (p_2 - p_3) - (p_1 - p_2) \quad (3.2.)$$

Onde:

h_{fl} é a perda de carga localizada, em m.c.a;

p_2 e p_3 são as pressões obtidas por meio dos manômetros (2) e (3), em m.c.a ou mmHg;

De acordo com este procedimento, foram determinadas as perdas de carga nos dois diâmetros característicos (0,100 e 0,125m).

3.6 CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS

Em algumas situações de escoamentos em condutos forçados o número de Reynolds apresenta papel secundário. Porém, há situações em que este adimensional tem grande influência no escoamento, principalmente no caso dos escoamentos através de medidores de vazão e em singularidades, LAURIA e LAURIA(1990). Deste modo será feita a determinação do valor de Reynolds para as diferentes situações de escoamentos.

O cálculo do número de Reynolds é obtido pela seguinte relação:

$$Re = v. d / \nu \quad (3.3)$$

Onde:

v é a velocidade média da água no interior da tubulação em m/s;

ν é a viscosidade em m^2/s (água= $1,01.10^{-6}$ à 20 °C);

d é o diâmetro interno da tubulação, em m;

3.7 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA LOCALIZADA

O escoamento em um sistema de tubos pode ser obrigado a passar através de uma variedade de acessórios, curvas ou mudanças abruptas de seção. Perdas de carga adicionais resultam sobretudo do deslocamento do fluxo (a energia é eventualmente dissipada pela mistura violenta nas zonas de deslocamento). Estas perdas poderão ser pequenas e (denominam-se perdas locais) se comparadas com as perdas contínuas para sistemas de tubulações compostas de longos trechos retilíneos. As perdas de carga locais são expressas pela seguinte relação:

$$K = \frac{h_{fl}}{\left(\frac{v^2}{2.g} \right)} \quad (3.4)$$

onde:

K é o coeficiente de perda de carga localizada. (adimensional)

h_{fl} é a perda de carga localizada em m.c.a ;

v é a velocidade média do escoamento ao longo da singularidade em (m/s);

g é a constante gravitacional em (m/s²);

O coeficiente de perda de carga (K), será determinado experimentalmente para cada singularidade. As perdas de carga locais podem também ser expressas pelas equações de (3.4) e (3.5).

$$h_l = \frac{f.l_e.v^2}{2.d.g} \quad (3.5)$$

onde:

f é o fator de atrito (adimensional);

l_e é o comprimento equivalente dado em (m);

v é a velocidade média na singularidade ensaiada dada em (m/s);

d é o diâmetro interno da tubulação em (m);

g é a constante gravitacional dada em (m/s²);

Os dados experimentais para as perdas de carga locais são abundantes, mas diferem uns dos outros de acordo com a fonte de origem. Deste modo podem aparecer valores diferentes para a mesma configuração de escoamento.

3.8 MÉTODO DOS COMPRIMENTOS EQUIVALENTES OU VIRTUAIS

Uma tubulação composta por diversas peças especiais e outras singularidades, sob o ponto de vista das perdas de carga, equivale a um trecho retilíneo de comprimento maior. É nessa simples idéia que se baseia o método de grande utilidade na prática para a consideração das perdas locais, conforme ALVAREZ(1982).

Através da fórmula de Darcy Weisbach. e da expressão geral de perdas localizadas chega-se a:

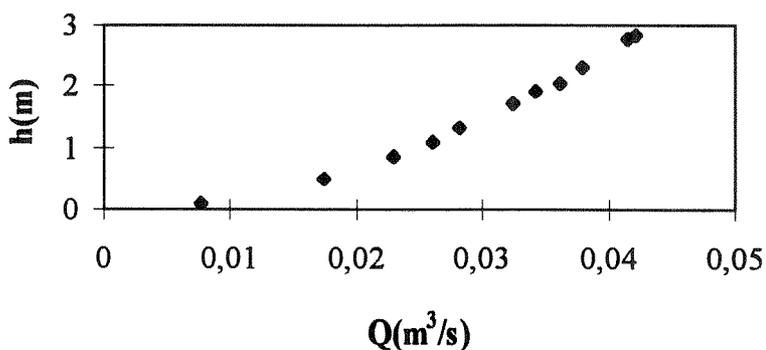
$$le = \frac{K.d}{f} \quad (3.5)$$

Para os escoamentos em curvas e demais acessórios das tubulações, o coeficiente de perda de carga (K), varia com o diâmetro de modo muito semelhante à variação do fator de atrito (f), em escoamento através de tubos retilíneos. Conseqüentemente, o comprimento equivalente $\left(\frac{le}{d}\right)$, tende a um valor constante para cada tamanho de peça acessória.

3.9 ENSAIOS

De acordo com o procedimento descrito neste capítulo, foram ensaiadas as singularidades nos dois diâmetros característicos.

Os resultados obtidos para cada peça podem ser visualizados nas figuras (3.7) à (3.23). Nos gráficos correspondentes têm-se a vazão (Q) expressa em m^3/s em função da perda de carga (h) em metros de coluna d'água.



Figura(3.7)- Curva de 90°-(100mm)

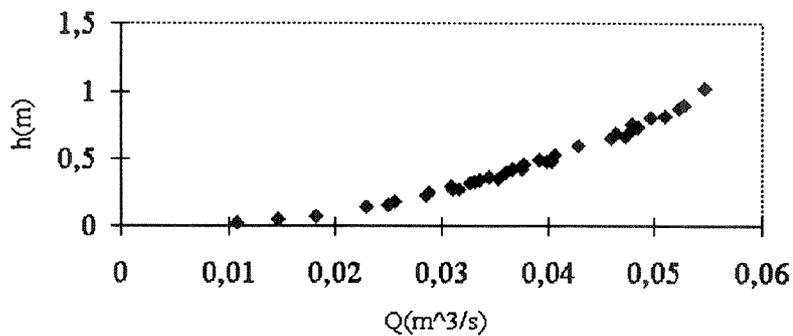


Figura (3.8)- Curva de 90°-(125mm)

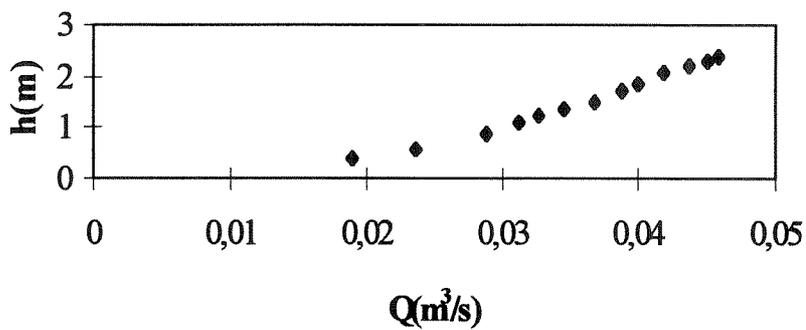


Figura (3.9)-Curva de 45° -(100mm)

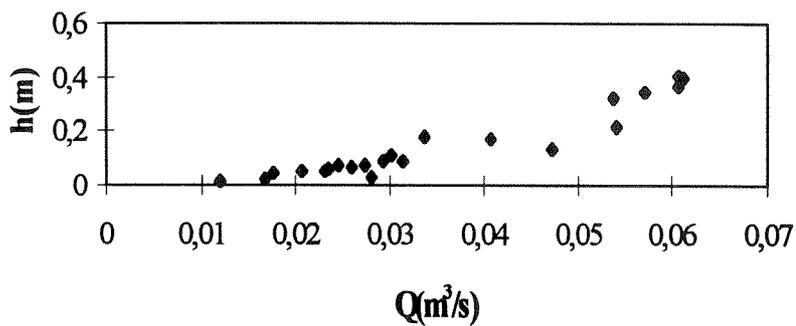


Figura (3.10)- Curva de 45° -(125mm)

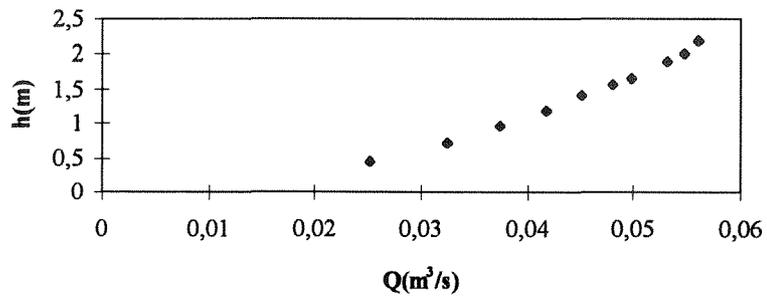


Figura (3.11)- Tê passagem direta- (100mm)

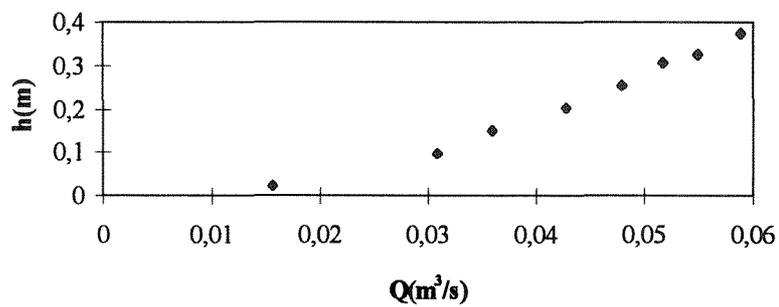


Figura (3.12)- Tê passagem direta- (125mm)

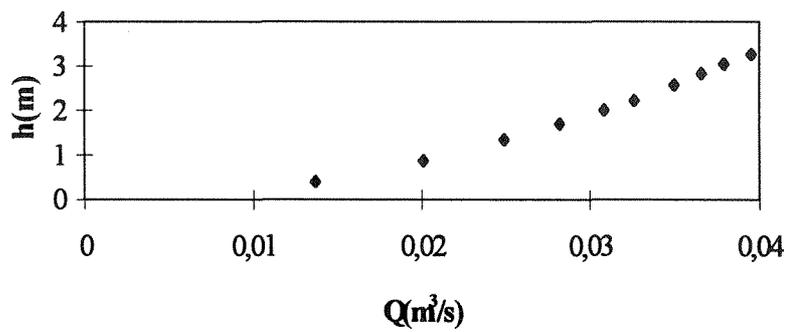


Figura (3.13)- Tê saída para lateral- (100mm)

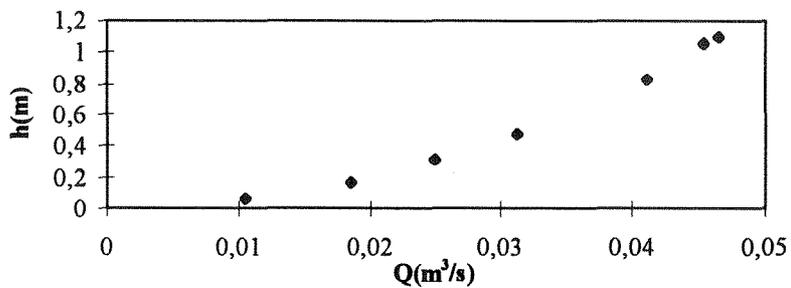


Figura (3.14)- Tê saída para lateral- (125mm)

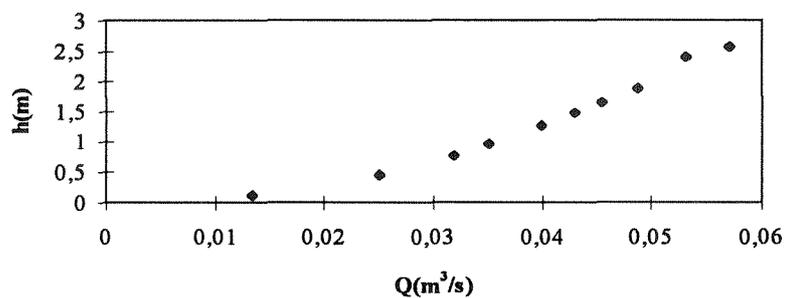


Figura (3.15)- Hidrante de linha-(100mm)

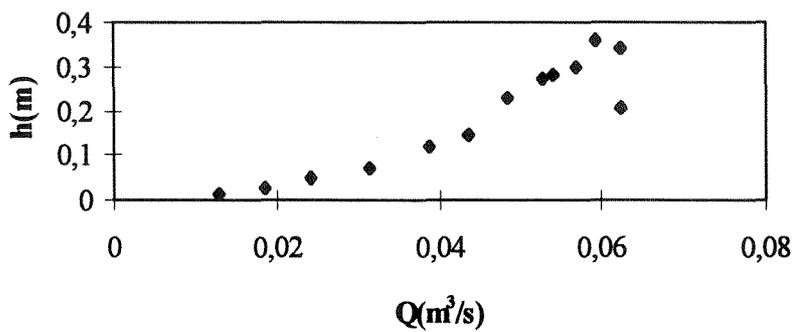


Figura (3.16)- Hidrante de linha-(125mm)

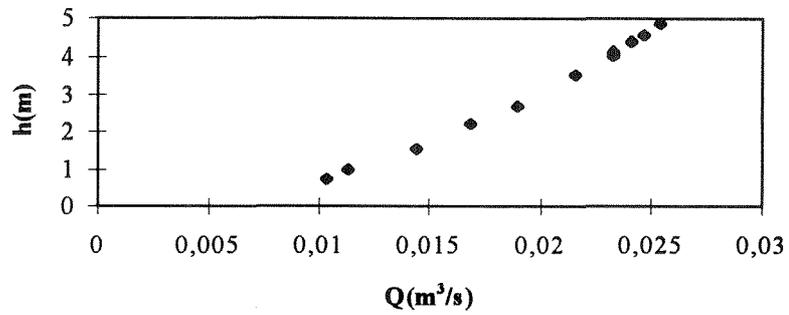


Figura (3.17)- Válvula de derivação -(100mm)

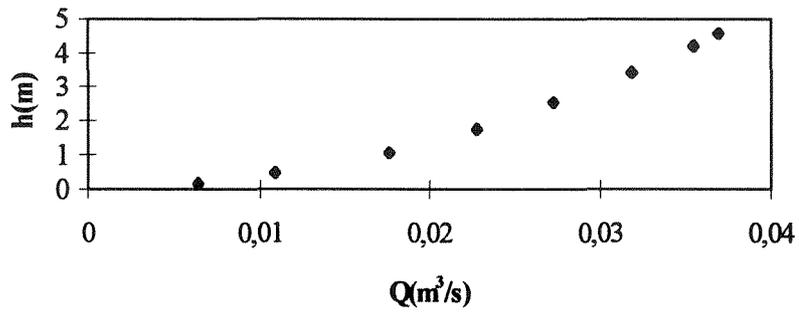


Figura (3.18)- Válvula de derivação -(125mm)

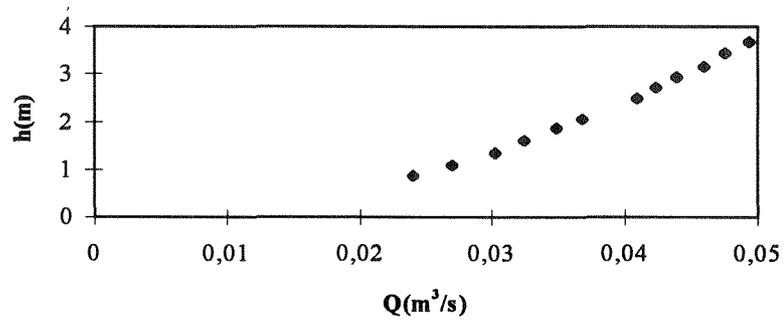


Figura (3.19)- Ypsilon de 90° -(100mm)

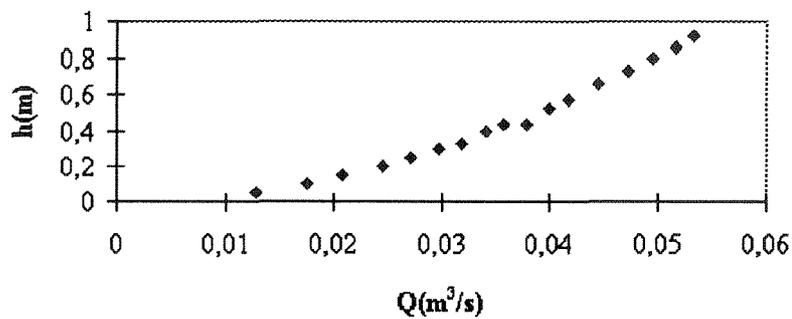


Figura (3.20)- Ypsilon de 90° -(125mm)

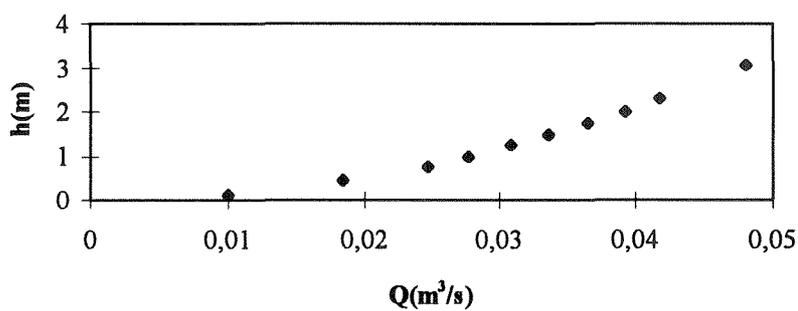


Figura (3.21)- Ypsilon de 45° -(100mm)

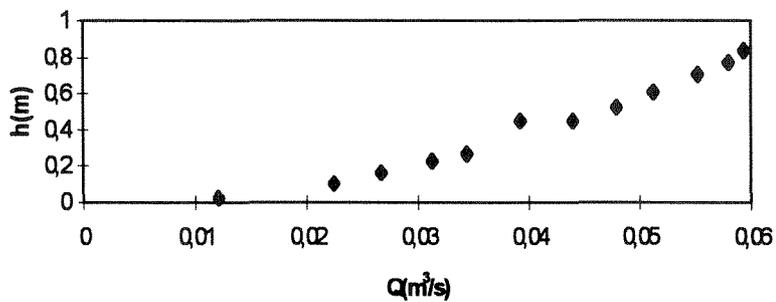


Figura (3.22)- Ypsilon de 45° -(125mm)

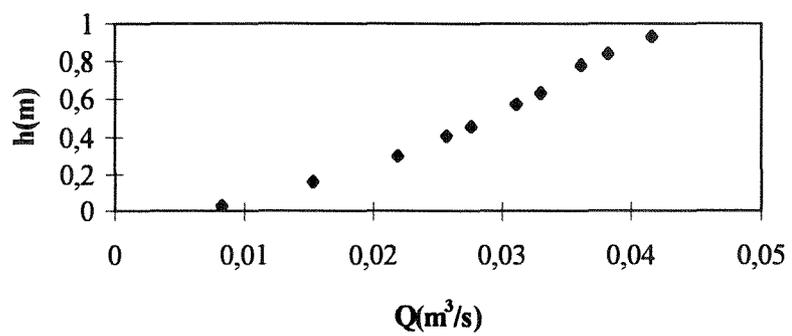


Figura (3.23)- Curva dupla -(125mm)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão analisados os resultados obtidos nos ensaios, para as singularidades vistas no capítulo (3).

4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Analisados os valores obtidos para o coeficiente de perda de carga (K), obtiveram-se ajustes de regressão linear com coeficientes de correlação altos nos escoamentos não combinados e coeficientes de perda (K) com ajuste não linear para escoamentos divididos.

4.2.1 CURVAS

Nos gráficos das figuras (3.7) à (3.10) são apresentados os resultados obtidos para a perda de carga em função da vazão líquida, nos diâmetros nominais ensaiados (0,100 e 0,125m).

A perda de carga depende da rugosidade relativa da tubulação e do número de Reynolds. Desta forma foram calculados os valores do coeficiente (K) de perda de carga localizada, segundo a equação (3.4). Os valores obtidos foram plotados em função do número de Reynolds. Os resultados são apresentados nos gráficos das figuras (4.1) e (4.2).

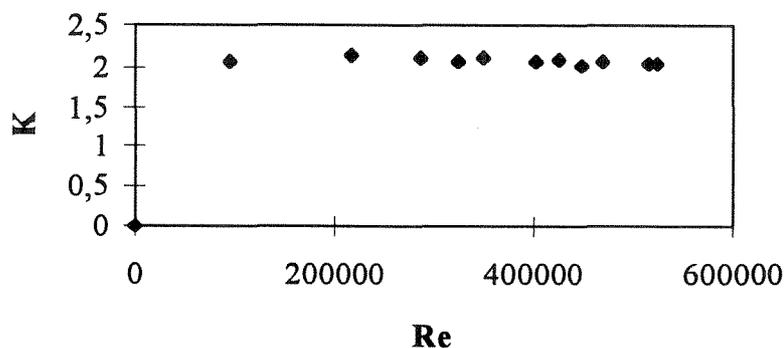


Figura (4.1)- Curva de 90° (100mm)

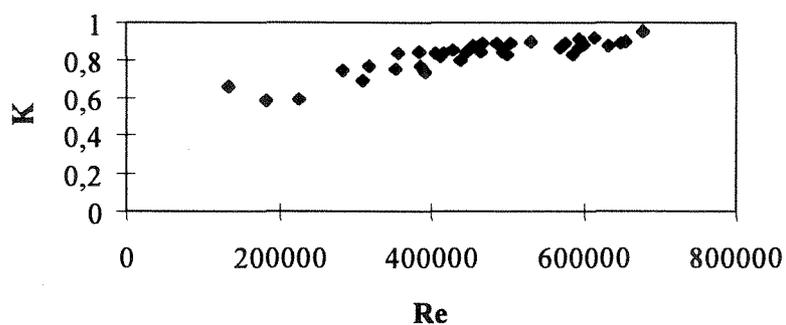


Figura (4.2)- Curva de 90° (125mm)

Analisando os gráficos das figuras(4.1) e (4.2), pode-se notar que a partir de valores do número de Reynolds da ordem de $3,0 \cdot 10^5$, o coeficiente de perda de carga é praticamente constante. O coeficiente de perda (K) é da ordem de 2,04 para diâmetros de 0,100m e de 0,94 para o de 0,125m. Nota-se que com o aumento do diâmetro da tubulação, o coeficiente de perda de carga diminui, como se esperava.

Os valores da perda de carga (h) em função da vazão (Q), são plotados nos gráficos das figuras (4.3) e (4.4).

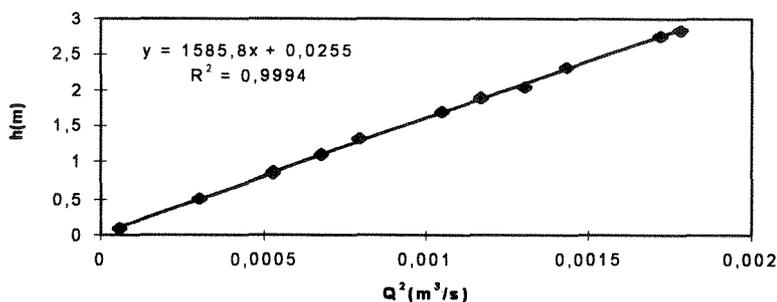


Figura (4.3)- Curva de 90° (100mm)

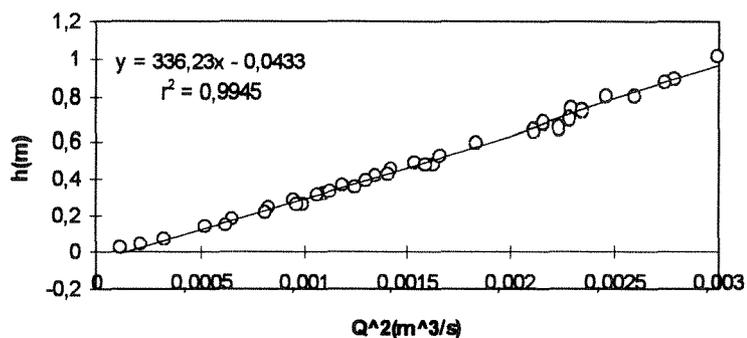


Figura (4.4)- Curva de 90° (125mm)

Desta forma pode ser rapidamente determinado o valor correspondente do coeficiente de perda de carga para cada vazão. Pode-se observar que o ajuste da regressão é satisfatório, o coeficiente r^2 apresenta o valor 0,9994 e 0,99918 para as curvas com diâmetros 0,100 e 0,125m, respectivamente.

Comparando os valores obtidos nos ensaios com os de outros pesquisadores, pode ser observado que MILLER(1971), obteve coeficientes (K) da ordem de 0,45 para curvas de 90° de seção composta. Já ITO(1960), obteve em suas pesquisas com curvas de 90° flangeadas valores de (K) variando entre 0 e 0,6 quando Reynolds se encontrava entre $2 \cdot 10^4$ e $4 \cdot 10^5$. Para as mesmas curvas, com união tipo rosca, obteve coeficientes variando entre 0,6 e 0,95 para (Re) entre $3 \cdot 10^4$ e $4 \cdot 10^5$.

Observando os resultados do trabalho experimental desenvolvido na pesquisa com as peças especiais usadas em sistemas de irrigação por aspersão, pode-se

concluir que os valores obtidos estão acima dos existentes. Valores estes obtidos para outras condições, isto é sem o engate do tipo rápido.

Da mesma forma que para as curvas de 90° , foi feita a mesma análise dos resultados para as curvas de 45° . Os valores experimentais estão nos gráficos das figuras (3.9) e (3.10). Nos gráficos das figuras (4.5) e (4.6) são plotados os valores do coeficiente (K) em função de Reynolds. Para valores de Re maiores do que $1,0 \cdot 10^5$, o coeficiente de perda de carga apresenta valores de 1,51 e 0,29 para os diâmetros de 0,100 e 0,125m, respectivamente.

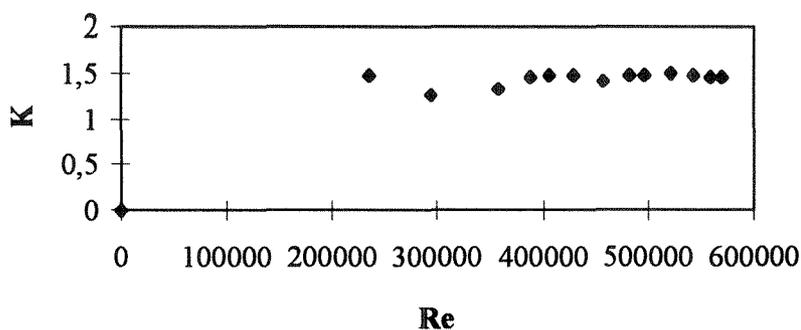


Figura (4.5)- Curva de 45° (100mm)

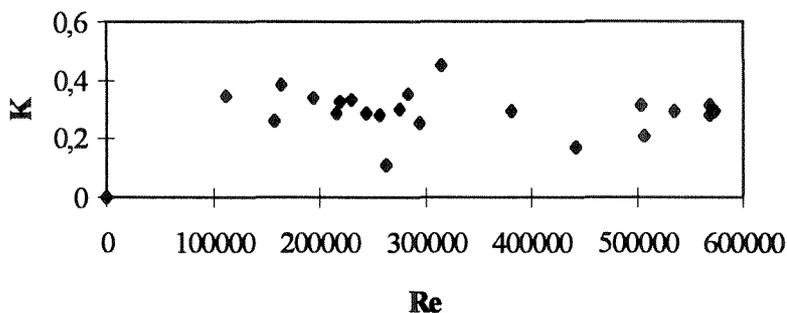


Figura (4.6)- Curva de 45° (125mm)

As figuras (4.7) e (4.8) mostram o ajuste de regressão linear para as curvas de 45°, com coeficientes r^2 de 0,9968 e 0,86 para os diâmetros 0,100 e 0,125m, respectivamente.

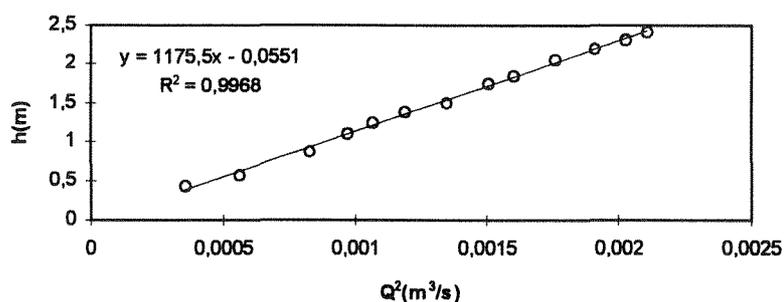


Figura (4.7)- Curva de 45° (100mm)

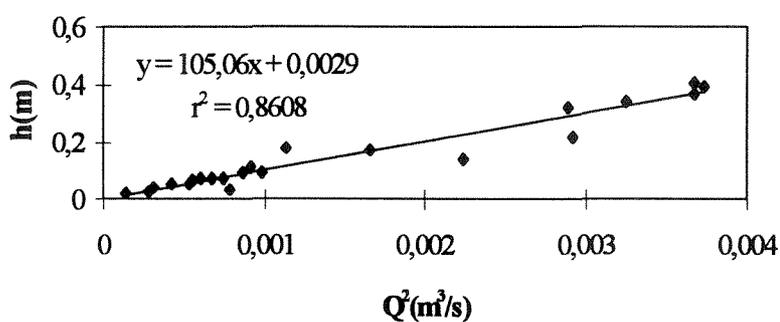


Figura (4.8)- Curva de 45° (125mm)

Comparando os resultados obtidos neste trabalho com os de MILLER(1971), pode-se destacar que ele obteve valores para o coeficiente de perda de carga variando entre 0,25 e 0,30 quando Re se encontrava acima do valor $2 \cdot 10^5$. Nota-se que é sensível a influência do tipo de engate empregado na instalação de ensaio para os tubos de 0,100m. Para os tubos de 0,125m os valores obtidos coincidem com os de MILLER(1971).

Referindo-se ao trabalho de ITO(1960) para curvas de 45°, destaca-se que foram obtidos coeficientes variando entre 0,30 a 0,45 para união rosqueável.

De acordo com o trabalho de PAIR et al (1975), o valor do coeficiente de perda de carga da curva rosqueada é de 0,80 para os tubos de 0,075m de diâmetro e de 0,70 para o mesmo tipo de curva com 0,100m de diâmetro.

4.2.2 TÊS

Nos gráficos das figuras (3.11) e (3.12) foram apresentados os resultados para a singularidade na forma de tê, com escoamento ocorrendo apenas no trecho retilíneo, conhecido como passagem direta.

O coeficiente de perda de carga (K) está plotado em função de (Re) para valores acima de $1,0 \cdot 10^5$, nas figuras (4.9) e (4.10). Pode-se notar a constância dos coeficientes de valores 0,84 e 0,31 para os diâmetros de tubo de 0,100 e 0,125m respectivamente. Estes valores estão bem próximos dos obtidos exclusivamente para o engate rápido, para esta situação a configuração geométrica é análoga ao tê com o escoamento ocorrendo somente no trecho retilíneo (passagem direta).

As figuras (4.11) e (4.12) mostram o ajuste de regressão linear da perda de carga(h) em função da vazão (Q), com r^2 de 0,9977 e 0,9963 para os tubos de 0,100 e 0,125m, respectivamente.

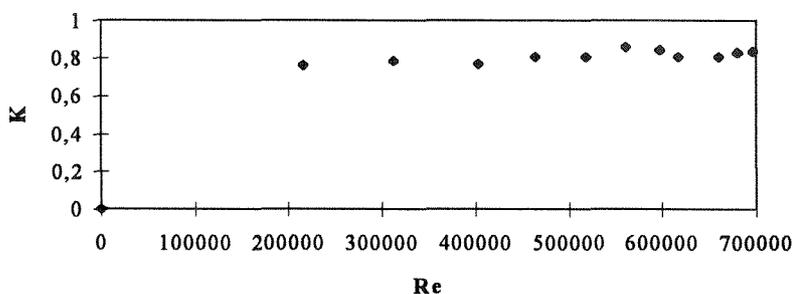


Figura (4.9)- Tê passagem direta (100mm)

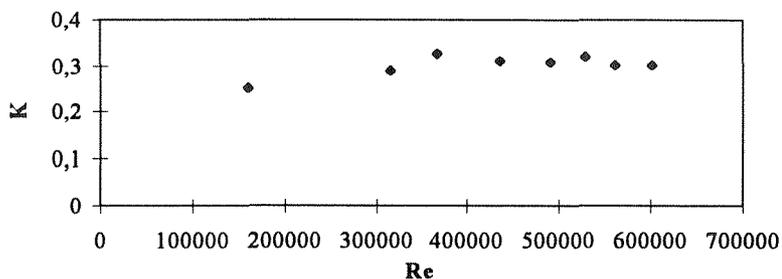


Figura (4.10)- Tê passagem direta (125mm)

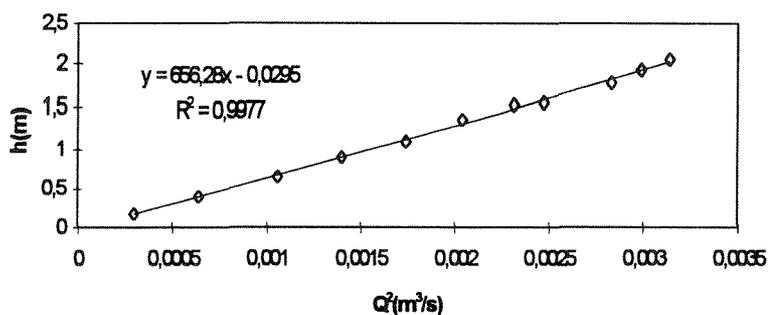


Figura (4.11)- Tê passagem direta (100mm)

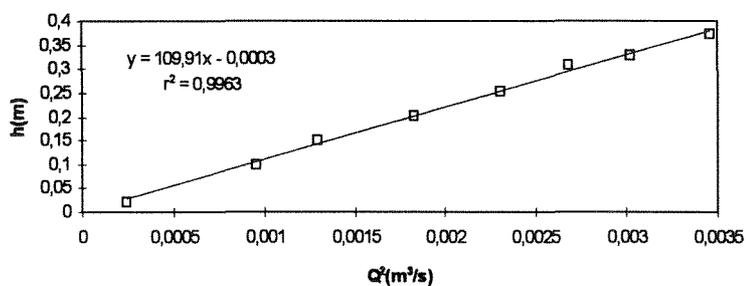


Figura (4.12)- Tê passagem direta (125mm)

Considerando a mesma sistemática desenvolvida para as curvas, os valores calculados do coeficiente (K), para a singularidade tê (saída para lateral), foram plotados em função de (Re). Também a perda de carga (h) foi colocada em função da vazão (Q). Nos gráficos das figuras (4.13) à (4.16) podem ser vistas as correlações.

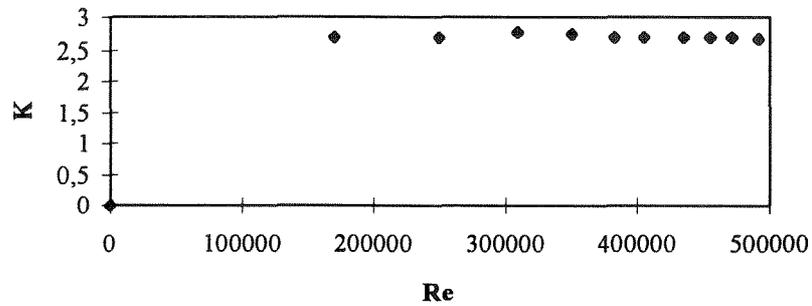


Figura (4.13)- Tê saída para lateral (100mm)

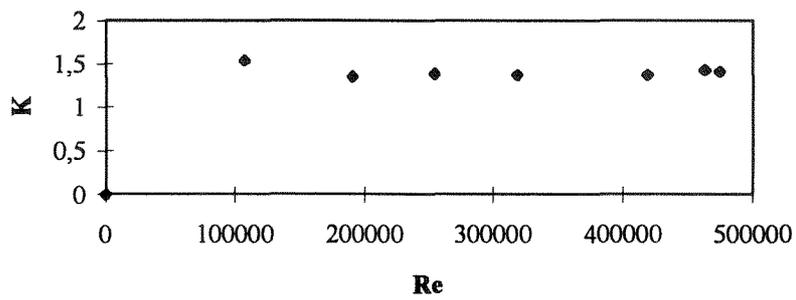


Figura (4.14)- Tê saída para lateral (125mm)

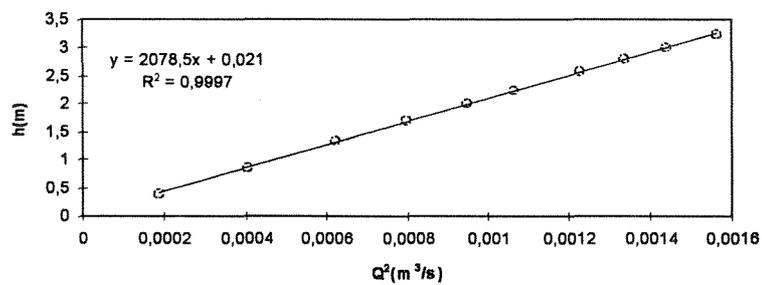


Figura (4.15) Tê saída para lateral (100mm)

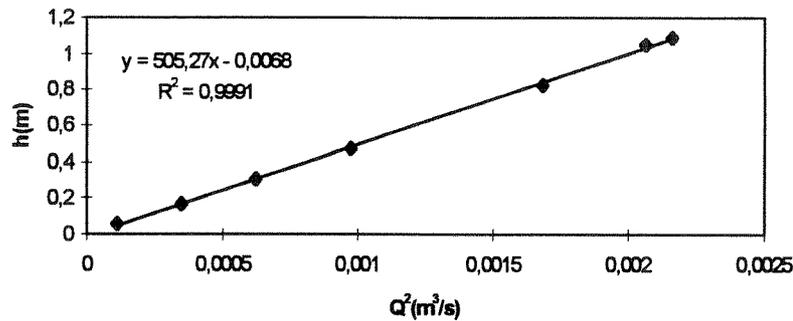
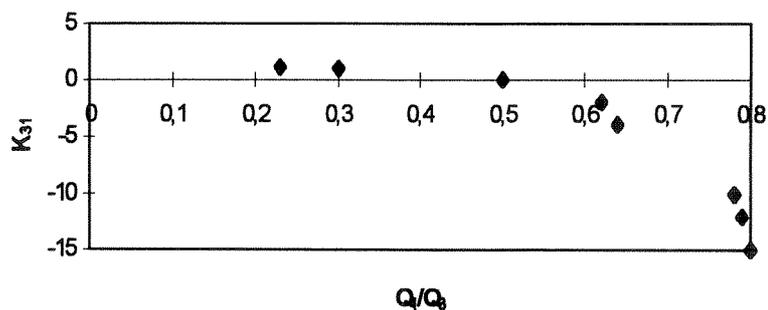


Figura (4.16)- Tê saída para lateral (125mm)

O coeficiente de perda de carga para tê saída de lado é praticamente constante, conforme figura (4.13) e (4.14) com valores da ordem de 2,67 e 1,42 para os diâmetros 0,100 e 0,125m, respectivamente. Pode-se observar que nestes ensaios (Re) é maior que $1,0 \cdot 10^5$.

A perda de carga (h) em função da vazão (Q), apresenta r^2 de 0,9997 e 0,9991 para os diâmetros de 0,100 e 0,125m respectivamente, conforme figura (4.15) e (4.16). Os valores obtidos estão próximos dos correspondentes a curva de 90° , como era de se supor pois geometricamente apresentam configuração equivalente.

Para as singularidades na forma de tê, com escoamentos divididos no diâmetro de 0,100m, obtiveram-se os seguintes resultados, apresentados nas figuras (4.17) e (4.18).



Figura(4.17)- Tê com escoamento dividido (K_{31})-100mm

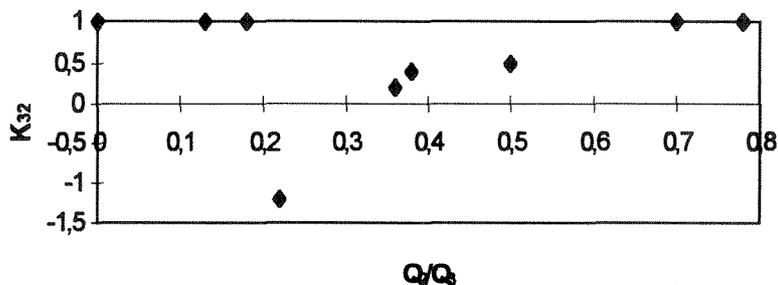


Figura (4.18)- Tê com escoamento dividido (K_{32})- 100mm

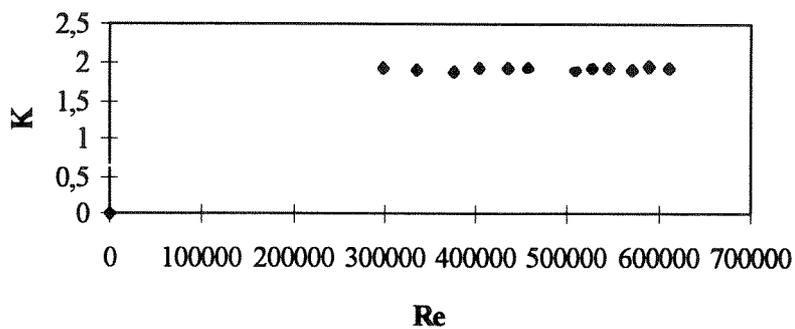
MILLER(1971), obteve valores de (K) para escoamentos divididos conforme gráfico da figura (2.13). Quando o escoamento ocorre simultaneamente com passagem direta e saída para lateral a perda de carga na singularidade assume valores variáveis.

Os tês com escoamentos divididos, mostram que a partir de uma certa relação de vazões ocorre uma perda de carga negativa, isto é, a perda de carga distribuída se torna mais significativa do que a localizada, para o trecho retilíneo.

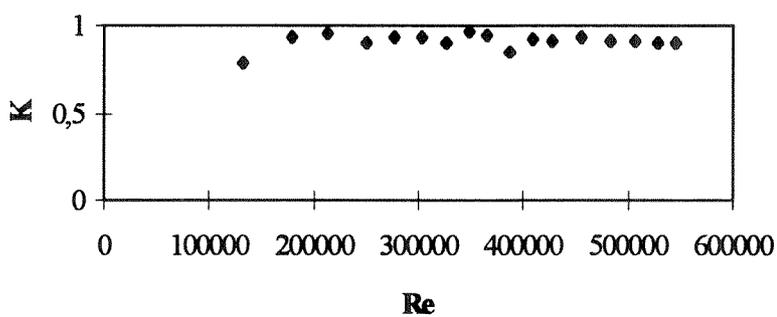
4.2.3 YPSILON

Esta junção é um caso particular do tê. Portanto foram feitas as mesmas considerações do item (4.2.2).

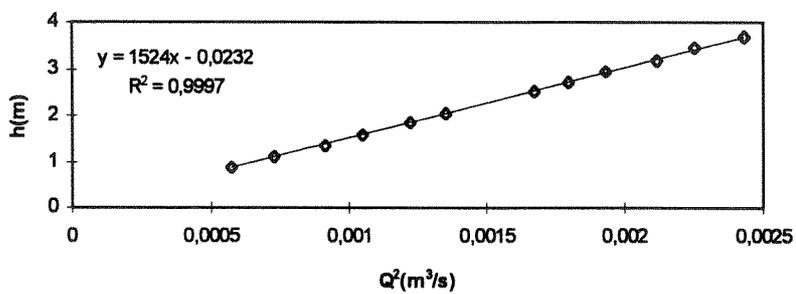
Nos gráficos das figuras (4.19) à (4.22) foram apresentados os valores do coeficiente de perda de carga em função do Reynolds e da perda de carga em função da vazão. A situação ensaiada para o ypsilon de 90° correspondem ao caso do escoamento em apenas uma das saídas (derivação).



Figura(4.19)- Ypsilon de 90° (100mm)



Figura(4.20)- Ypsilon de 90° (125mm)



Figura(4.21)- Ypsilon de 90° (100mm)

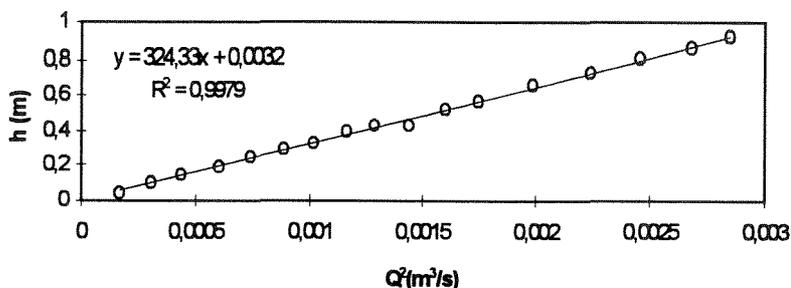
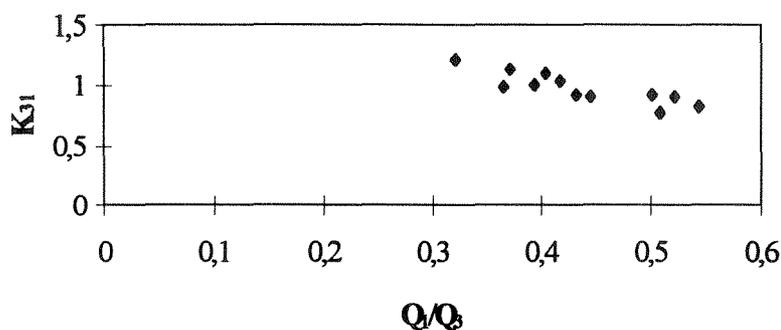


Figura (4.22)- Ypsilon de 90° (125mm)

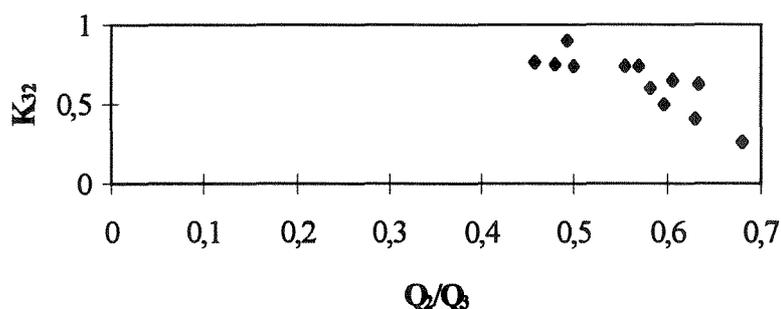
Considerando o escoamento só numa direção, para Reynolds acima de $2 \cdot 10^5$ obtiveram coeficientes (K) de 1,96 e 0,91, para tubos de 0,100 e 0,125m, conforme vistos nas figuras (4.19) e (4.20), respectivamente.

Os ajustes de regressão linear estão representados através das figuras(4.21) e (4.22), com r^2 de 0,9997 e 0,9979 para os diâmetros de 0,100 e 0,125m respectivamente. Os valores obtidos estão bem próximos dos correspondentes as curvas de 90° . Portanto poderia ser utilizado o valor do coeficiente (K) das curvas de 90° na falta do valor exato do ypsilon.

Para a situação de escoamento dividido, foram calculados os coeficientes (K_{31}) e (K_{32}) em função da relação de vazões, figuras (4.23) e (4.24) para tubos de 0,100m. Pode-se verificar a variação do coeficiente com relação a razão das vazões de saída e de entrada. No caso de três com escoamento pelos dois ramais, a perda de carga será calculada considerando os coeficientes em cada ramal. Como a peça ensaiada é simétrica, esperava-se coeficientes de perda de carga semelhantes, mas isto não ocorreu provavelmente devido a que o trecho de tubulação que deriva para a caixa volumétrica proporcionou vazões maiores. Desta forma foram maiores as perdas de carga nesse ramal.



Figura(4.23)- Ypsilon de 90° (125mm)- escoamento dividido



Figura(4.24) Ypsilon de 90° (125mm)- escoamento dividido

Normalmente, nos manuais de cálculo o coeficiente global da perda de carga na singularidade(K), é obtido multiplicando-se o coeficiente de perda (K_{ij}) em um dos ramais por dois. Nos resultados dos ypsilons de 90°, pode ser verificado que o valor do coeficiente(K) é menor que duas vezes o coeficiente em cada ramal.

Para a singularidade do tipo ypsilon de 45°, os resultados dos ensaios foram apresentados nas figuras (3.21) e (3.22). Para o escoamento ocorrendo somente em uma derivação, o coeficiente de perda de carga (K) está plotado em função do número de Reynolds(Re) e a perda de carga localizada(h) em função da vazão(Q). Os resultados estão apresentados nas figuras (4.25) à (4.28).

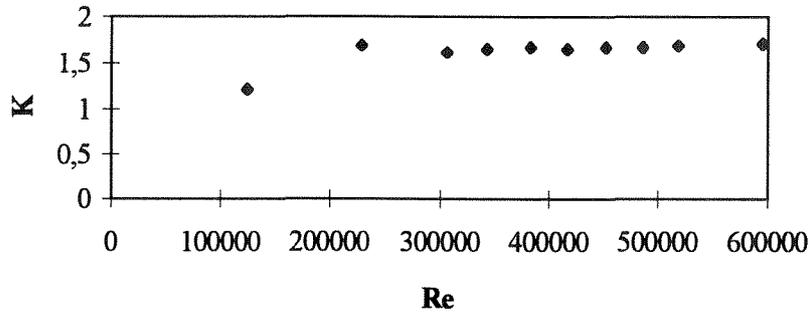


Figura (4.25)- Ypsilon de 45° (100mm)

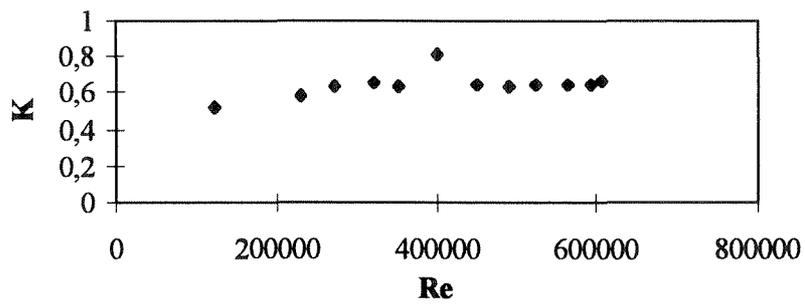


Figura (4.26)- Ypsilon de 45° (125mm)

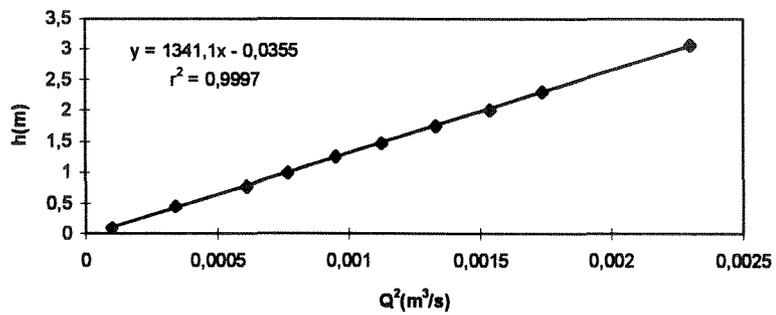


Figura (4.27)- Ypsilon de 45° (100mm)

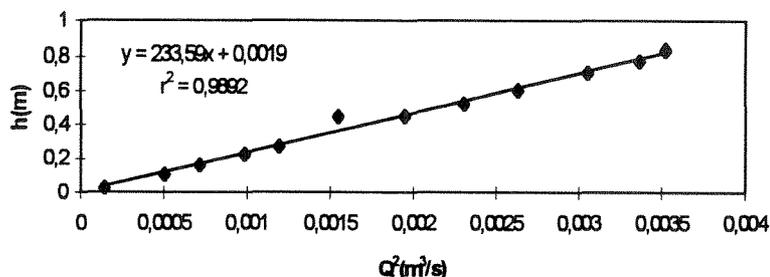


Figura (4.28)- Ypsilon de 45° (125m)

Os valores do coeficiente de perda de carga são praticamente constantes para Reynolds(Re) acima de $2 \cdot 10^5$, com valor de 1,72 e 0,67 para os diâmetros de 0,100 e 0,125m, respectivamente, conforme pode ser visto nas figuras(4.25) e (4.26).

As figuras (4.27) e (4.28) mostram o ajuste de regressão linear apresentando r^2 de 0,9997 e 0,9962 para as tubos de 0,100 e 0,125m, respectivamente.

Para a situação de escoamento dividido, foram calculados os coeficientes (K_{31}) e (K_{32}) em função da relação de vazões. Nos gráficos das figuras (4.29) à (4.31) são colocadas as relações os diâmetros de 0,100 e 0,125m. Pode-se verificar a variação do coeficiente em relação a razão das vazões de saída e de entrada. No caso da vazão passar pelos dois ramais, a perda de carga será calculada considerando os coeficientes independentes para cada ramal. Como a peça ensaiada é simétrica, esperava-se coeficientes de perda de carga semelhantes.

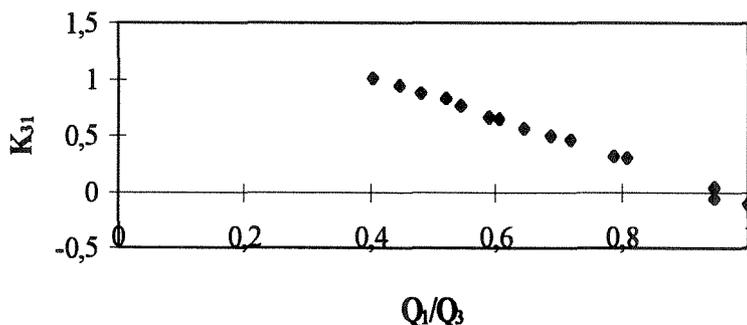


Figura (4.29)- Ypsilon de 45° (100mm)- escoamento dividido

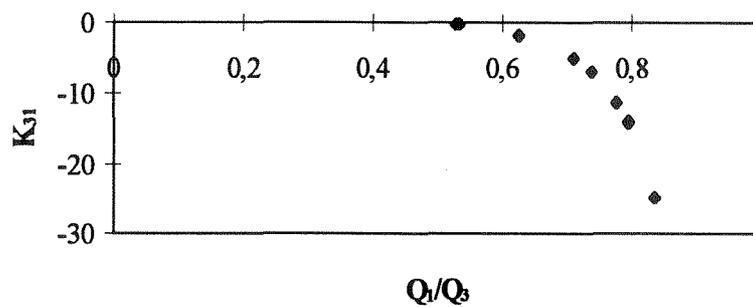


Figura (4.30)- Ypsilon de 45° (125mm)- escoamento dividido

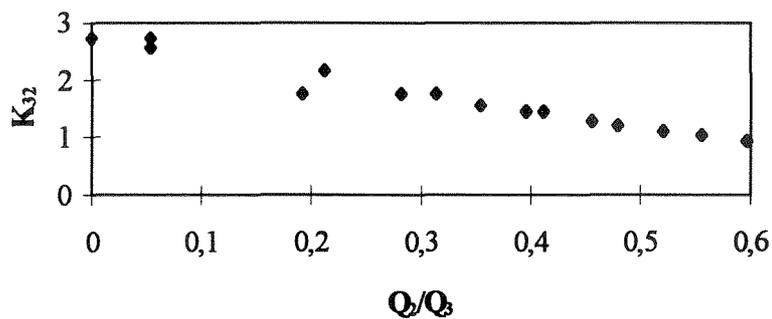


Figura (4.31)- Ypsilon de 45° (100mm)- escoamento dividido

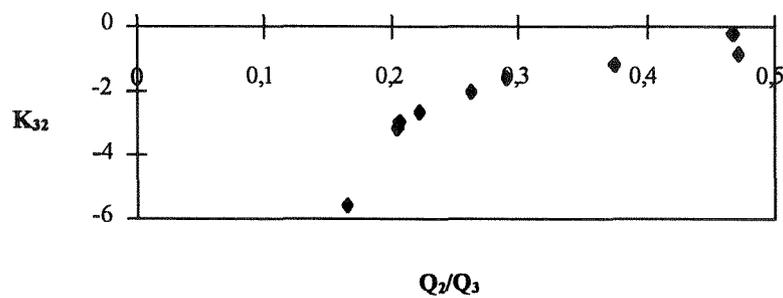


Figura (4.32)- Ypsilon de 45° (125mm)- escoamento dividido

4.2.4 VÁLVULA DE DERIVAÇÃO

A válvula de derivação é instalada junto ao hidrante de linha, como pode ser visto na foto(4.1.).

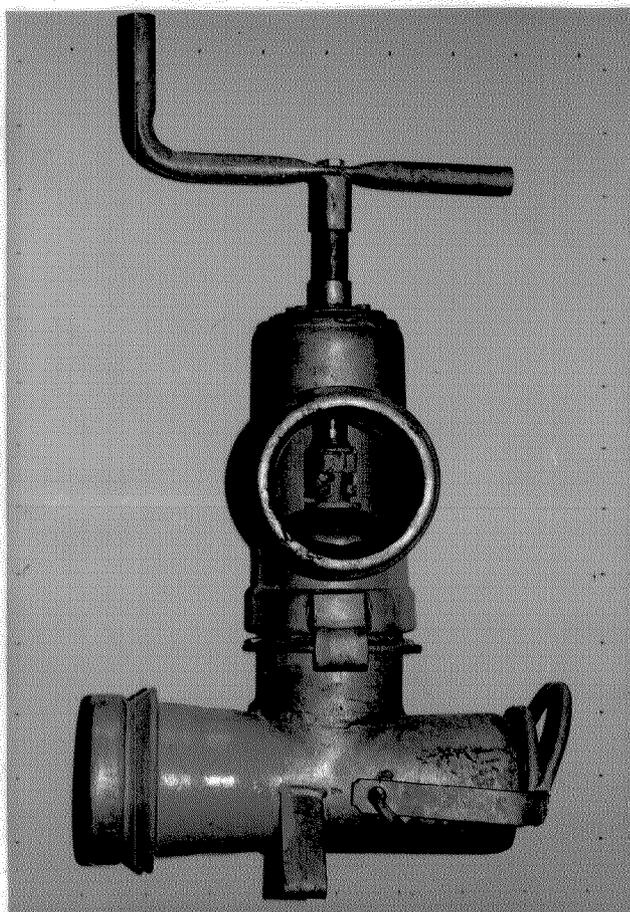


Foto (4.1) - Vista lateral de uma válvula de derivação

Nos gráficos das figuras(3.15) e (3.16) foram apresentados os resultados obtidos na operação do hidrante de linha com a válvula completamente fechada. Operação esta frequente no campo quando deseja-se isolar certas linhas. Esta situação ocorre quando já foi atingida a capacidade de campo.

Nas figuras (4.33) e (4.34) foram plotados os valores dos coeficientes (K) em função do Reynolds, obtendo-se resultado praticamente constante para a faixa de Reynolds ensaiada. O coeficiente(K) apresentou valores de 1,06 e 0,27 para os diâmetros de 0,100 e 0,125m, respectivamente.

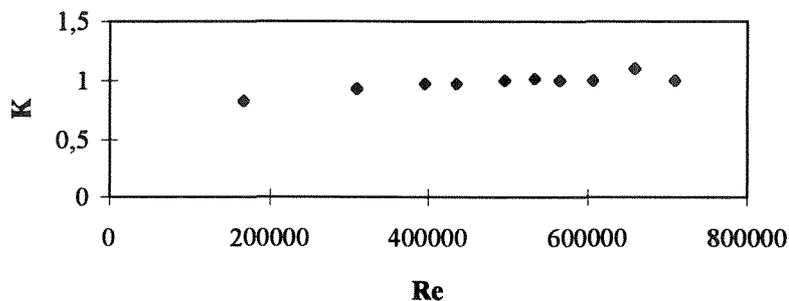


Figura (4.33)- Hidrante de linha (100mm)

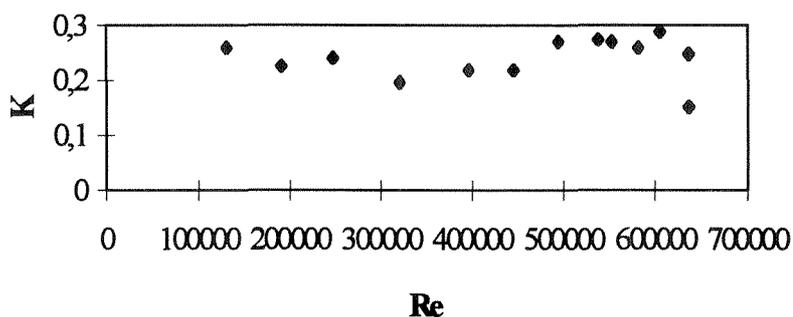


Figura (4.34)- Hidrante de linha (125mm)

Nos gráficos das figuras (4.35) e (4.36), a perda de carga (h) é plotada em função da vazão (Q), apresentando ajuste de regressão linear, com r^2 de 0,9934 e 0,9853 para diâmetros de 0,100 e 0,125m, respectivamente.

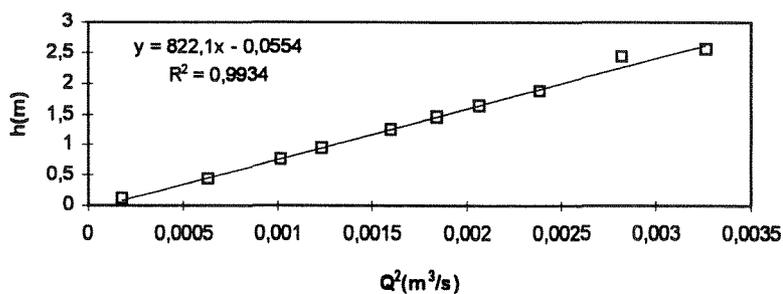


Figura (4.35)- Hidrante de linha (100mm)

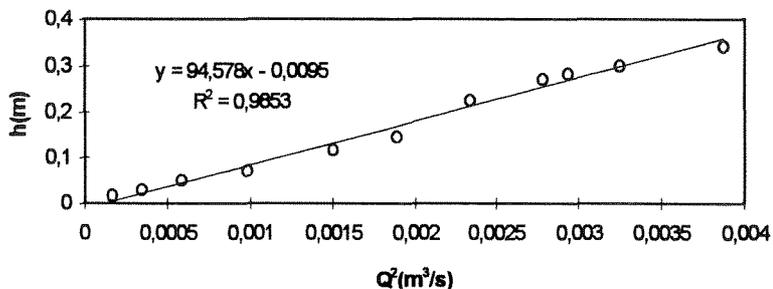
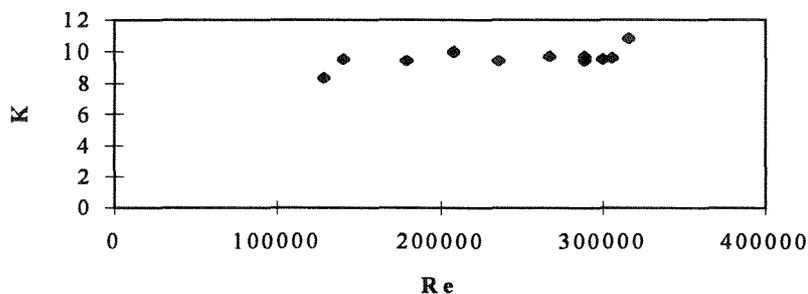


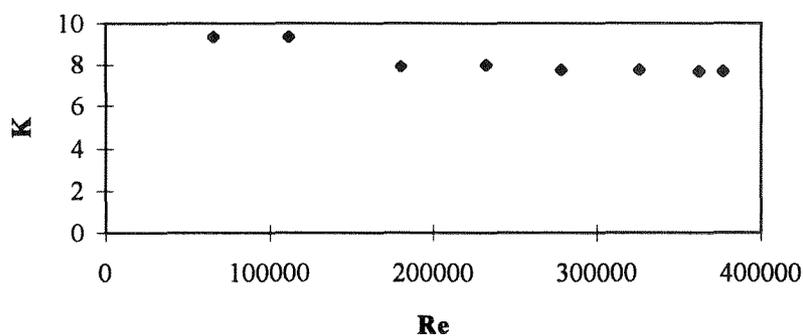
Figura (4.36) - Hidrante de linha (125mm)

Comparando estes resultados com os de outras singularidades que apresentam configuração geométrica equivalente (tê de passagem direta), pode-se observar que os resultados são semelhantes. No caso do hidrante de linha associado a válvula de derivação, a perda de carga foi ligeiramente superior como era de se esperar devido a geometria particular da peça. Esta influência não é tão sensível no caso da peça com diâmetro de 0,125m.

No que se refere as válvulas de derivação, os resultados estão plotados nos gráficos das figuras (3.16) e (3.17). Considera-se a perda de carga na válvula de derivação, como sendo a perda em parte do trecho do hidrante de linha e parte propriamente na válvula. Desta forma a perda de carga obtida é a da peça completa, ou seja, hidrante e válvula, já que não há possibilidade de ser instalada com outra configuração. Foram plotados os coeficientes (K) em função de Reynolds e estão representados nos gráficos das figuras (4.37) e (4.38). Da observação do gráfico pode se destacar que foram obtidos valores de (K) próximos de 10, para os diâmetros utilizados. Constata-se que os valores são praticamente independentes de Reynolds para a faixa de valores ensaiados neste trabalho.



Figura(4.37)- Válvula de derivação p/ lateral (100mm)



Figura(4.38)- Válvula de derivação p/ lateral (125mm)

Nas figuras (4.39) e (4.40) são plotados os valores da perda de carga da singularidade em função da vazão (Q). O ajuste de regressão linear fornece valores para r^2 de 0,9885 e 0,9999, isto nos diâmetros de 0,100 e 0,125m, respectivamente. Pela observação dos gráficos pode ser constatado a constância dos valores. Nesta série de ensaios todo o escoamento que passou pela linha principal foi desviado integralmente para a linha lateral, isto é, passando apenas pela válvula de derivação.

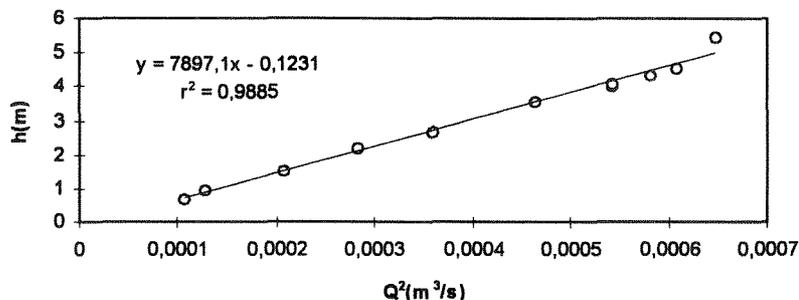


Figura (4.39)- Válvula de derivação p/ lateral (100mm)

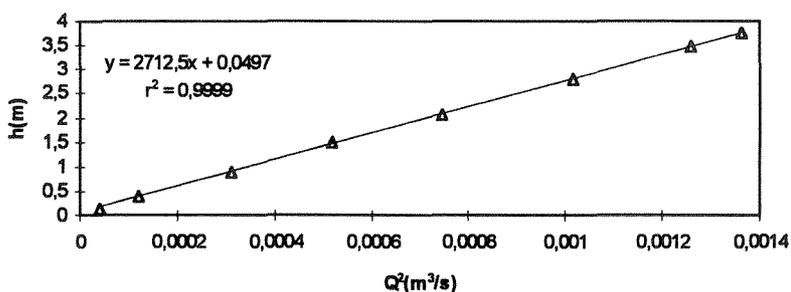


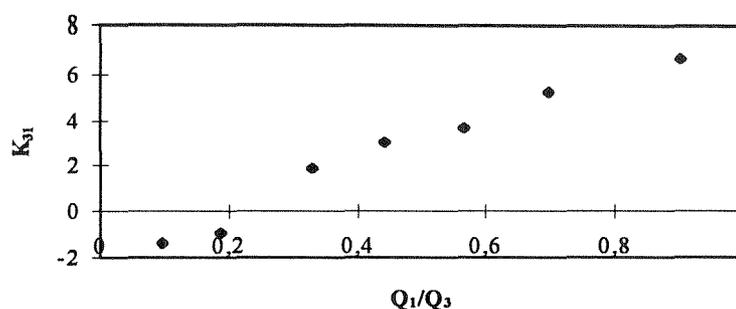
Figura (4.40)- Válvula de derivação p/ lateral (125mm)

A válvula ensaiada neste trabalho, tem um comportamento hidráulico que a aproxima das válvulas tipo globo. MILLER(1971) obteve coeficiente de perda de carga de valor numérico 4,0 para as válvulas do tipo globo na situação correspondente a abertura total. No seu trabalho não faz referência ao tipo de material ou de junção empregada. De acordo com PAIR et al. (1975), os resultados obtidos para as válvulas globo flangeadas variam entre 7,0 e 6,3 para tubos de 0,075 e 0,100m de diâmetro, respectivamente. Já para as válvulas tipo globo rosqueadas ele obteve valores de 6,0 e 5,7 para os mesmos diâmetros já citados.

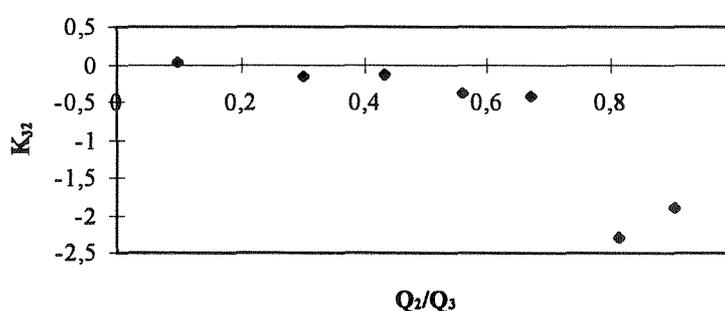
LENCASTRE(1987), apresentou uma tabela de resultados do coeficiente (K) para válvulas tipo globo, nos quais se encontram no intervalo de 5,2 e 10,3.

Também foram executados alguns ensaios com escoamento dividido. Assim, (K_{31}) é o coeficiente de perda para a situação em que parte do escoamento passa da

linha principal para a válvula. O coeficiente (K_{32}) corresponde a situação de passagem do escoamento pela base da válvula. Nas figuras (4.41) e (4.42) são plotados os coeficientes para a situação correspondente ao escoamento dividindo-se em dois ramais, para 0,100m de diâmetro. Observa-se que para a relação (Q_1/Q_3) próxima de 1,0(um), o coeficiente (K_{31}) se aproxima do valor obtido para a válvula completamente aberta. Já para o coeficiente (K_{32}), o andamento do gráfico apresenta um comportamento descrito por SERRE et al.(1994) onde há um ganho de energia na seção localizada a jusante da singularidade.



Fig(4.41)- Válvula de derivação (100mm)- escoamento dividido(1-3)

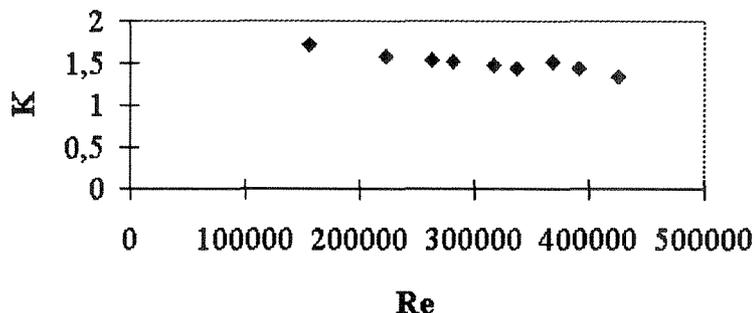


Fig(4.42) Válvula de derivação (100mm)- escoamento dividido(2-3)

4.2.5 CURVA DUPLA

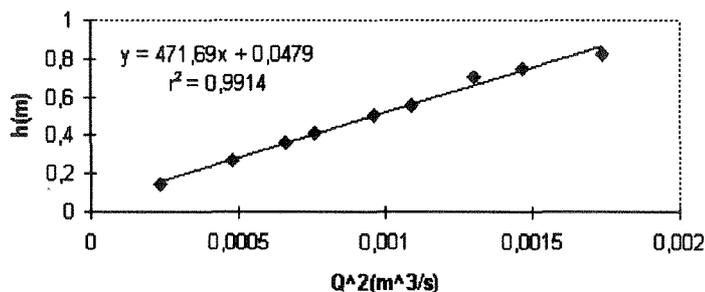
No caso específico desta peça tem-se a contribuição da perda de carga no trecho retilíneo. Os resultados dos ensaios foram apresentados no gráfico da figura (3.23).

Na figura (4.43) está plotado o coeficiente (K) em função do número de Reynolds (Re) para o diâmetro de 0,125m. Para (Re) maior do que $1,0 \cdot 10^5$, o coeficiente manteve-se praticamente constante assumindo valor 1,38.



Figura(4.43)- Curva dupla (125mm)

No gráfico da figura (4.44) foi colocada a perda de carga em função da vazão, com coeficiente r^2 de 0,9899.



Figura(4.44)- Curva dupla (125mm)

Na literatura não foram obtidas referências quanto ao valor do coeficiente de perda de carga para este tipo de singularidade, embora possamos fazer analogia desta peça como a composição de duas curvas de 45° somadas ao trecho retilíneo o que fornece um coeficiente bem próximo ao ensaído.

4.3. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Na tabela (4.1) são apresentados os valores do coeficiente de correlação r^2 (para ajuste de regressão linear) e o coeficiente angular da reta (m) para cada peça especial e configuração ensaiada.

A equação da reta de regressão ($y=mx+b$) apresenta um coeficiente angular que é obtido através da relação (h/Q^2).

Através da equação (3.4) e da equação da reta ($y=mx+b$), para $b \cong 0$, obtem-se o valor do coeficiente de perda de carga(K):

$$K=2.m.g.A^2$$

Na tabela(4.1) podem ser observadas as correlações entre configurações semelhantes, como as existentes entre o engate rápido, tê passagem direta e hidrante de linha assim como também entre a curva de 90° e o ypsilon de 90°.

Tabela(4.1)- Resultados para o coeficiente de perda de carga

Diâmetro Nominal	0,100				0,125			
	m				m			
Peça Especial	K	le	r^2	m	K	le	r^2	m
Curva de 45°	1,51	10,2	0,9968	1175,5	0,28	2,2	0,8090	99,9
Curva de 90°	2,04	13,4	0,9994	1585,8	0,94	7,7	0,9918	364,0
Curva Dupla	-----	-----	-----	-----	1,38	10,5	0,9899	492,0
Hidrante de Linha	1,06	7,2	0,9934	822,1	0,26	2,2	0,9853	94,6
Tê (passagem direta)	0,84	5,8	0,9977	656,28	0,31	2,5	0,9963	109,9
Tê (saída p/ lateral)	2,67	17,5	0,9997	2078,5	1,42	11,1	0,9991	505,3
Ypsilon de 45°	1,72	11,4	0,9997	1341,1	0,67	5,4	0,9892	233,6
Ypsilon de 90°	1,96	13,4	0,9997	1524,0	0,91	7,3	0,9979	324,3
Válvula Derivação	10,57	66,2	0,9991	8232,7	7,61	56,3	0,9999	2712,5
Engate Rápido	0,68	4,7	0,9976	527,39	0,24	2,0	0,9934	86,2

Nota-se que o tê com saída para a lateral apresentou valores superiores as da curva de 90°.

Observando os valores dos coeficientes de perda de carga para os dois diâmetros ensaiados, pode-se notar que o aumento do diâmetro conduz a uma diminuição do coeficiente como era de se esperar.

Os coeficientes de perda de carga obtidos neste trabalho experimental foram colocados em função do número de Reynolds para cada configuração adotada e peça ensaiada. Recomenda-se empregar os valores dos coeficientes dentro dos limites aqui definidos.

5. CONCLUSÕES

Uma instalação de irrigação por aspersão é composta de tubulações portáteis e de muitas peças especiais, que normalmente não são utilizadas nas instalações hidráulicas convencionais. Isto se deve principalmente a necessidade de operação e mudança de local das linhas de irrigação. O tipo de união empregado para as peças denominadas de engate rápido, assim como o tipo de material (aço zincado), são diferentes dos utilizados nos sistemas comuns.

No estudo experimental desenvolvido nesta pesquisa, utilizando peças especiais, tais como curvas, curvas duplas, hidrante de linha, derivação para lateral, tê, ypsilons, foram determinados os valores dos coeficientes de perda de carga. Os valores obtidos foram comparados com os de peças semelhantes como no caso das curvas e tê, mas com outro tipo de material. Para esta situação os coeficientes obtidos foram maiores, devido principalmente à influência do tipo de junção empregada. Para o caso do hidrante de linha com válvula de derivação, os resultados foram comparados com os da válvula tipo globo, por apresentar similaridade na forma geométrica. Nesta condição, os valores resultantes mantiveram-se porém no limite superior daqueles encontrados na bibliografia. Em todas as combinações de escoamento tratados neste trabalho verificou-se o comportamento do coeficiente de perda de carga localizada com o número de Reynolds, desta maneira recomenda-se empregar os valores dos coeficientes dentro dos limites definidos neste trabalho.

Desta forma, de acordo com os resultados obtidos, o projetista de sistemas hidráulicos de irrigação por aspersão poderá adotar os coeficientes de perda de carga localizada apresentados neste trabalho. Com eles o projeto hidráulico será otimizado, uma vez que ele contará com os coeficientes de perda de carga localizada levando em conta os efeitos do engate rápido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVAREZ, A. N. G. A. Manual de Hidráulica. 7.ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, v.II, 1982. 335p.
- ASSY, T.M. O emprego da fórmula universal de perda de carga e as limitações das fórmulas empíricas. São Paulo: Cetesb., 1977. 64p.
- BENEDICT, R. P. Fundamentals of pipe flow. Pensylvania, EUA: 1980. 531p.
- BERNUTH, R.D. & WILSON T. Friction factors for small diameter plastic pipe. ASCE, Journal of Hydraulic Engineering, v.115, n.2, p.183-192, Feb. 1989.
- BERNUTH, R.D. Simple and accurate friction loss equation for plastic pipe. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, Amsterdam, v.116, n.2, Mar/Apr. 1990.
- FOX, R.W. & McDONALD, A.T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 2.ed., Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1981. 561p.
- GENOVEZ, A. I. B. Arrastamento de ar em poço com embocadura tipo tulipa (Estudo experimental comparativo) São Paulo: USP, 1986. 174p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1986.
-
- Estudo do efeito de escala no arrastamento de ar em poço com embocadura tipo tulipa São Paulo: USP, 1991. Tese (Doutorado em Engenharia Civil)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1991.
- HATHOOT, H.M, AB0-GHOBAR, H.M, AL-AMOUD, A.I., et al. Analysis and design of sprinkler irrigation laterals. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v.120, n.3, p.534-549, may/jun, 1994.

- ITO, H. Pressure losses in smooth pipe bends. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering. v.82, série D, n.1, p.131-143, Mar., 1960.
- JENSEN, M.E. Design and operation of farm irrigation systems. ASAE, Michigan, 1983, 829p.
- KAMAND, F.Z. Hydraulic friction factors for pipe flow. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v.114, n.2, p.311-323, May, 1988.
- LAURIA D. & LAURIA J.C. Significado do número de Reynolds na perda de carga de singularidades como elementos integrados a condutos. In: XIV Congresso Latino-Americano de Hidráulica. Montevideo, v.1, p.85-96, 1990.
- LEE B. K., COLEMAN, H.W., KIM, J.H. et al. Hydraulic model studies of Y-branch. ASCE, Proceeding of the 1993 Conference. San Francisco, v.2, p.1689-1695, July, 1993.
- LENCASTRE, A. Handbook of Hydraulic Engineering, Chichester, 1987. 540p.
- LEVIN, L. Formulaire des conduites forcées oléoducs et conduits d'aération, Paris: Dunod, 1983, 829p.
- MILLER, D.S. Internal Flow, A guide to losses in pipe and ducts systems, England, BHRA, 1971, 329p.
- PAIR, C.H. HINZ, W.W., REID, C., et al. Sprinkler Irrigation, 4.ed., Silver Spring, Maryland: 1975. 615p.
- SCHREIBER, G.P. Usinas Hidrelétricas. São Paulo : Editora Edgard Blucher Ltda, 1978, 237p.
- SERRE, M., ODGAARD, J., ELDER, A. Energy loss at combining pipe junction . ASCE, Journal of Hydraulic Engineering, v.120, n.7, July, 1994.
- SOARES, A.A Métodos de irrigação por aspersão In: HERNANDEZ, F.B.T, MORAES, J.F.L., LEANDRO, W.M. Irrigação: Momento atual e perspectivas. Jaboticabal: 1987, p.39-48.
- SOUZA, P.A. Nova formulação explícita para o cálculo do fator de atrito (f) de escoamento forçado. In: XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, p.75-81.
- _____ Quatro formulações unificadas e explícitas para o cálculo do fator de atrito (f) de escoamento forçado. In: XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, p.67-74.

- TESTEZLAF, R. Estudo de perda de carga em tubulações e engates rápidos utilizados em linhas de irrigação. Campinas: UNICAMP, Maio, 1982. 97p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)- Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, 1982.
- TERZEDIS, G. Simple and accurate friction loss equation for plastic pipe. ASCE Journal of Hydraulic Engineering v116, n2, p.501-504, March/April, 1980.
- TSUTSUI H. World Irrigation- Problems and prospects. Journal of Irrigation Engineering and Rural Planning n.22, p.52-61, Feb. 1992.
- VIEIRA, D.B., GENOVEZ, A.I.B., ALMEIDA, A, Estudo da perda de carga em peças especiais de aspersão. In: XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola. Bahia, v.4, p.2294-2311, julho, 1993.
- WOOD D.J., REDDY L.S., FUNK J.E. Modeling pipe networks dominated by junctions. ASCE, Journal of Hydraulic Engineering, v.119, n.8, p. 949-958, Aug., 1993.

OBRAS CONSULTADAS

- ACKERS, P., WHITE, W.R., PERKINS, J.A. et al. Weirs and flumes for flow measurements. New York: John Wiley & Sons, 1980. 327p.
- ALBERTSON, M.L. & BOUWER, H. Future of irrigation in balanced third world development. Agricultural Water Management. Amsterdam: v.21, p.33-44, June, 1992.
- BENEDICT, R.P. Fundamentals of temperature, pressure and flow measurements. 3ed. New York: John Wiley & Sons, 1984, 532p.
- COELHO, A.C. Medição de água e controle de perdas. ABES: Rio de Janeiro: 1983 339p.
- HILLEL, D. Advances in Irrigation, New York : v.2 ,1983, 427p.
- HOOPER W.B. Chemical Engineering.. Mcgraw-Hill, v.188, n.17, p.96-100, Aug., 1981.
- _____ Chemical Engineering.. Mcgraw-Hill, v.93, n.3, p.108-109, Feb., 1986.
- _____ Chemical Engineering, Mcgraw-Hill, v.95, n16, p.89-92, Nov., 1988.
- KUMAR D., HEATWOLE, C.D., ROSS, B.B., et al. Cost models for preliminary economic evaluation of sprinkler irrigation systems. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v.118, n.5, p.757-773, Sept. / Oct., 1992.
- MARTIN, D.L., GILLEY J.R., SUPALLA, R.J. Evaluation of irrigation planning decisions. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v115, n.1, p.58-77, Feb., 1989.

- MOIGNE G. J-M. L., FREDERIKSEN H.D., OCHS W.J. Future irrigation prospects and actions in developing countries. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v.115, n.4,p.656-661, Aug. 1989.
- MOLDEN D.J., GATES T.K. Performance measures for evaluation of irrigation-water-delivery system. ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, v.116, n.6, p.804-823, Nov./Dec., 1990.
- SHANAN, L. Planning and management of irrigation systems in developing. Agricultural Water Management, v.22, 234p., Jan., 1992.
- _____ Interrelated a hydraulic, economic e enviroment. Agricultural Water Management, v.22, p.113-145, Jan.,1992.
- SIMON, A.L. Hydraulics. 3ed. New York.:John Wiley & Sons, 1986. 493p.
- VENNARD, J.K. & STREET R.L. Elementos de Mecânica dos fluidos 5.ed. Rio de Janeiro: ed. Guanabara Dois S.A., 1978. 687p.
- VIEIRA, D.B. As técnicas de Irrigação. São Paulo: ed. Globo S.A., 1989, 263p.
- ZHANG N.,YANG W-J., XU Y. et al. Flow characteristics in flow networks. Experiments in Fluids. v.14, n.1-2, p.25-32, 1993.

ABSTRACT

Sprinkler irrigation systems are constituted of portable mechanical-sealing pipes and especial pieces like bends, double elbow, mainline tee valve, lateral take off elbows and tees.

It is very difficult for the designer of sprinkler irrigation systems to determine correctly the singular head loss coefficients are not available for steel galvanized mechanical-sealing pipes and pieces.

A study was conducted in the Hydraulic Laboratory to evaluate the singular head loss coefficients in ordinary pieces of 0,100m and 0,125m nominal diameter.

The results of the research indicated for the singular head loss coefficients values greater than those available for different kind of material and junction. The singular head loss is geometry and junction dependent. The designer of sprinkler irrigation systems will be more confident with the correct head loss coefficients.