

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 01 / 08 / 01

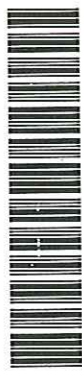
Ass.: Guilherme

DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL
DE EJETORES DE BAIXO CUSTO

Iran Eduardo Lima Neto



DEDALUS - Acervo - EESC



31100036380

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Hidráulica e Saneamento

ORIENTADOR: Prof. Dr. Rodrigo de Melo Porto

SÃO CARLOS

2001

FOLHA DE JULGAMENTO

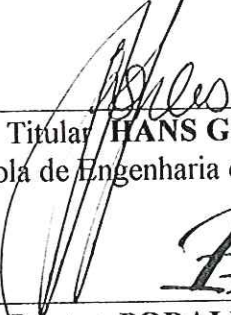
Candidato: Engenheiro **IRAN EDUARDO LIMA NETO**

Dissertação defendida e julgada em 28-06-2001 perante a Comissão Julgadora:




Prof. Doutor **RODRIGO DE MELO PORTO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado



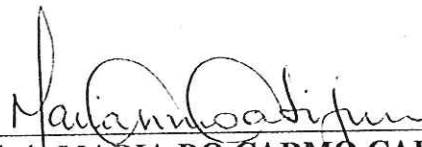
Prof. Titular **HANS GEORGE ARENS**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado




Prof. Doutor **PODALYRO AMARAL DE SOUZA**
(Escola Politécnica/USP)

Aprovado



Profª. Associada **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Coordenadora do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia (Hidráulica e Saneamento)



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Ao Professor Rodrigo de Melo Porto, pela excelente orientação fornecida, fruto de um misto de sabedoria, determinação, bom humor, otimismo e complacência.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, pela bolsa de estudo concedida.

À Fundação de amparo à pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pela contribuição financeira para a compra dos materiais necessários à realização dos experimentos.

Ao Professor José Carlos de Araújo, meu maior incentivador à realização desse curso de mestrado, por durante a graduação, quando foi meu professor e orientador, ter sido um exemplo de dedicação à profissão e, sobretudo, de ética e amizade.

Ao Professor Hans George Arens, pelas valiosas sugestões e pelo apoio dado durante os experimentos.

Ao Técnico do Laboratório de Hidráulica da EESC, Édson, pelo auxílio na montagem experimental e pela colaboração durante a coleta dos dados.

Às Secretárias do Departamento de Hidráulica e Saneamento, Sá e Pavi, pelo carinho, atenção e presteza.

À Universidade Federal do Ceará, UFC, por ter me dado suporte para ingressar no curso de mestrado em uma das mais conceituadas universidades do país.

E, finalmente, à minha família e aos meus velhos amigos, que sempre estiveram ao meu lado, e à todos os amigos do SHS ou não, que foram

Aos meu pais, Iran Filho e Catarina

Às minhas irmãs, Bela e Carol

Ao meu avô, Iran

muito mais que colegas, contribuindo para que esse período de dois anos se tornasse uma das melhores etapas da minha vida.

Agradeço.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vi
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 APLICAÇÕES.....	6
2.1.1 Dragagem.....	6
2.1.2 Bombeamento de poços.....	7
2.1.3 Sistema de drenagem.....	7
2.1.4 Dispositivo de escorva.....	8
2.1.5 Bombeamento de reforço (booster).....	9
2.1.6 Bombeamento de sedimentos.....	11
2.1.7 Mistura, aeração e diluição.....	12
2.1.8 Engenharia Agrícola.....	13
2.1.9 Engenharia Aeronáutica.....	14
2.1.10 Engenharia Industrial.....	14
2.2 DIMENSIONAMENTO.....	15
2.2.1 Forma e ângulo do bocal de alimentação.....	17
2.2.2 Relação entre os diâmetros do jato e da linha de alimentação.....	18
2.2.3 Relação de áreas.....	19
2.2.4 Distância do jato.....	20
2.2.5 Forma e ângulo do bocal de sucção.....	21
2.2.6 Comprimento da garganta.....	22
2.2.7 Ângulo do difusor.....	23
2.3 TEORIA.....	25
2.3.1 Equacionamento.....	25
2.3.2 Perdas de carga.....	28
2.3.3 Curvas características.....	34
2.3.4 Cavitação.....	35
2.4 ENSAIOS.....	38
3. METODOLOGIA.....	41
3.1 ESTUDO EXPERIMENTAL.....	41
3.1.1 Materiais.....	41
3.1.2 Esquema de montagem.....	54
3.1.3 Tipos de Ensaios.....	56
3.2 ANÁLISE TEÓRICA.....	59

3.2.1 Equação do rendimento	59
3.2.2 Ajuste das curvas	65
3.2.3 Cavitação	67
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	69
4.1 ENSAIO 1	69
4.2 ENSAIO 2	79
4.3 ENSAIO 3	83
4.4 ANÁLISE DE CAVITAÇÃO	96
5. CONCLUSÕES	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes do ejetor	1
Figura 2 – Dragagem.....	6
Figura 3 – Bombeamento de poços.....	7
Figura 4 – Drenagem.....	8
Figura 5 – Escorva de bombas centrífugas	9
Figura 6 – Escorva de sifões	9
Figura 7 – Bombeamento de uma linha subterrânea	10
Figura 8 – Reforço da pressão de uma rede de água	10
Figura 9 – Sistemas de três reservatórios	11
Figura 10 – Bombeamento de sedimentos	11
Figura 11 – Mistura ou aeração.....	12
Figura 12 – Diluição de esgoto.....	12
Figura 13 – Ejetor do tipo A.....	15
Figura 14 – Ejetor do tipo B.....	15
Figura 15 – Comportamento da pressão na garganta.....	31
Figura 16 – Curvas $M \times N$ e $M \times \eta$	34
Figura 17 – Concordância entre os dados experimentais e a teoria	36
Figura 18 – Esquema experimental (Winoto, 2000).....	38
Figura 19 – Vista da bomba.....	42
Figura 20 – Vista do transdutor de vazão de 25mm	43
Figura 21 – Vista do transdutor de vazão de 32mm	43
Figura 22 – Vista dos medidores de vazão	44
Figura 23 – Vista do manômetro	44
Figura 24 – Ejetor B(25)	46

Figura 25 – Ejetor A1(25)	46
Figura 26 – Ejetor A2(25)	47
Figura 27 – Ejetor A3(25)	47
Figura 28 – Ejetor B(32)	48
Figura 29 – Ejetor A1(32)	48
Figura 30 – Ejetor A2(32)	49
Figura 31 – Ejetor A3(32)	49
Figura 32 – Vista inferior dos ejetores A2(32) e B(32), sem as luvas	50
Figura 33 – Vista do ejetor A2(32) completo.....	50
Figura 34 – Vista do vacuômetro	51
Figura 35 – Vista das caixas d’água	52
Figura 36 – Vista do registro de agulha de 32mm	53
Figura 37 – Vista do registro de globo de 25mm.....	53
Figura 38 – Esquema de montagem experimental	55
Figura 39 – Vista da montagem experimental.....	56
Figura 40 – Vista do ejetor A2(25) montado na linha	57
Figura 41 – Seções do ejetor.....	59
Figura 42 – Rendimentos dos ejetores de 25mm	78
Figura 43 – Rendimentos dos ejetores de 32mm	78
Figura 44 – Tensões máximas de sucção (ejetores de 25mm).....	82
Figura 45 – Tensões máximas de sucção (ejetores de 32mm).....	83
Figura 46 – Curva de rendimento ajustada B(25)	84
Figura 47 – Curva de rendimento ajustada A1(25)	85
Figura 48 – Curva de rendimento ajustada A2(25)	86
Figura 49 – Curva de rendimento ajustada A3(25)	87
Figura 50 – Curva de rendimento ajustada B(32)	88

Figura 51 – Curva de rendimento ajustada A1(32)	89
Figura 52 – Curva de rendimento ajustada A2(32)	90
Figura 53 – Curva de rendimento ajustada A3(32)	91
Figura 54 – Curvas teóricas $M \times N'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo A).....	94
Figura 55 – Curvas teóricas $M \times \eta'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo A).....	94
Figura 56 – Curvas teóricas $M \times N'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo B).....	95
Figura 57 – Curvas teóricas $M \times \eta'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo B).....	95
Figura 58 – Análise de cavitação (ejetores de 25mm).....	97
Figura 59 – Análise de cavitação (ejetores de 32mm).....	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de D_J/D	18
Tabela 2 – Valores de R para cada ejetor	20
Tabela 3 – Valores de θ para cada ejetor	22
Tabela 4 – Valores de L_G para cada ejetor	23
Tabela 5 – Valores de L_D para cada ejetor	24
Tabela 6 – Fórmulas de rendimento	25
Tabela 7 – Rendimentos máximos obtidos	26
Tabela 8 – Especificações dos medidores de pressão (Winoto, 2000) ..	39
Tabela 9 – Especificações dos medidores de vazão (Winoto, 2000)	39
Tabela 10 – Características da bomba centrífuga	42
Tabela 11 – Especificações dos medidores de vazão	43
Tabela 12 – Custo do ejetor A(32)	51
Tabela 13 – Registros.....	53
Tabela 14 – Dados experimentais E1/B(25)	70
Tabela 15 – Cálculos E1/B(25)	70
Tabela 16 – Dados experimentais E1/A1(25)	71
Tabela 17 – Cálculos E1/A1(25)	71
Tabela 18 – Dados experimentais E1/A2(25)	72
Tabela 19 – Cálculos E1/A2(25)	72
Tabela 20 – Dados experimentais E1/A3(25)	73
Tabela 21 – Cálculos E1/A3(25)	73
Tabela 22 – Dados experimentais E1/B(32)	74
Tabela 23 – Cálculos E1/B(32)	74
Tabela 24 – Dados experimentais E1/A1(32)	75

Tabela 25 – Cálculos E1/A1(32).....	75
Tabela 26 – Dados experimentais E1/A2(32).....	76
Tabela 27 – Cálculos E1/A2(32).....	76
Tabela 28 – Dados experimentais E1/A3(32).....	77
Tabela 29 – Cálculos E1/A3(32).....	77
Tabela 30 – Dados experimentais E2/B(25).....	79
Tabela 31 – Dados experimentais E2/A1(25).....	80
Tabela 32 – Dados experimentais E2/A2(25).....	80
Tabela 33 – Dados experimentais E2/A3(25).....	80
Tabela 34 – Dados experimentais E2/B(32).....	81
Tabela 35 – Dados experimentais E2/A1(32).....	81
Tabela 36 – Dados experimentais E2/A2(32).....	81
Tabela 37 – Dados experimentais E2/A3(32).....	82
Tabela 38 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga B(25)	84
Tabela 39 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A1(25).....	85
Tabela 40 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A2(25).....	86
Tabela 41 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A3(25).....	87
Tabela 42 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga B(32)	88
Tabela 43 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A1(32).....	89
Tabela 44 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A2(32)	90
Tabela 45 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A3(32).....	91
Tabela 46 – Coeficientes de atrito calculados-E3/Ejetores de 25 mm ...	92
Tabela 47 – Coeficientes de atrito calculados-E3/Ejetores de 32 mm ...	93
Tabela 48 – Ponto de início teórico da cavitação (ejetores de 25mm) ..	97
Tabela 49 – Ponto de início teórico da cavitação (ejetores de 32mm) ..	97

LISTA DE SÍMBOLOS

A – área (mm^2)

C_d – coeficiente de descarga

D – diâmetro (mm)

$E1$ – ensaio de rendimento máximo

$E2$ – ensaio de pressão de sucção máxima

$E3$ – ensaio para ajuste das curvas

f – coeficiente de atrito

h – perda de carga (mH_2O)

H – carga total (mH_2O)

K – coeficiente de perda de carga localizada

L – comprimento (mm)

M – relação de vazão experimental

M' – relação de vazão teórica de início de cavitação

N – relação de carga experimental

N' – relação de carga teórica

Q – vazão (l/s)

P/γ – carga de pressão (mH_2O)

P_{ATM}/γ – carga relativa à pressão atmosférica (mH_2O)

P_V/γ – carga relativa à pressão de vapor do fluido de sucção (mH_2O)

r – coeficiente de correlação

R – relação entre as áreas do jato e da garganta

Re – número de Reynolds

S – relação entre as velocidades do jato e de sucção na entrada da garganta

V – velocidade (m/s)

$V^2/2g$ – carga de velocidade (mH_2O)

x – distância do jato à entrada da garganta (mm)

α – ângulo do bocal de alimentação ($^\circ$)

β – ângulo do difusor ($^\circ$)

θ – ângulo do bocal de sucção ($^\circ$)

η - rendimento experimental (%)

η' - rendimento teórico (%)

ε - rugosidade absoluta do tubo (mm)

ν - viscosidade cinemática (m²/s)

A1(25) – ejetor do tipo A de 25mm ($R = 0,25$)

A2(25) – ejetor do tipo A de 25mm ($R = 0,35$)

A3(25) – ejetor do tipo A de 25mm ($R = 0,53$)

A1(32) – ejetor do tipo A de 32mm ($R = 0,25$)

A2(32) – ejetor do tipo A de 32mm ($R = 0,35$)

A3(32) – ejetor do tipo A de 32mm ($R = 0,53$)

B(25) – ejetor do tipo B de 25mm ($R = 0,35$)

B(32) – ejetor do tipo B de 32mm ($R = 0,35$)

subscrições:

1, 2, 3 – seções de alimentação, sucção e descarga dos ejetores

B – bocal de alimentação

D – difusor

G – garganta ou câmara de mistura

J – jato ou saída do bocal de alimentação

S – câmara de sucção

RESUMO

Lima Neto, I. E. (2001). *Desenvolvimento e avaliação experimental de ejetores de baixo custo*. São Carlos, 107p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Os ejetores são dispositivos largamente utilizados nos mais diversos ramos da engenharia. Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Hidráulica da Escola de Engenharia de São Carlos – USP, com o propósito de avaliar experimental e teoricamente o desempenho de ejetores de baixo custo, projetados e construídos em conexões do tipo "tê" de PVC, onde água foi utilizada tanto como fluido primário como secundário. Os ensaios foram realizados com ejetores de diâmetros nominais de 25mm e de 32mm com relações de áreas de 0,25; 0,35 e 0,53. Foi utilizado também, para cada diâmetro, um ejetor mais compacto e sem câmara de mistura, com a relação de áreas de valor intermediário. Os ejetores comuns apresentaram rendimentos mais elevados do que os compactos, sendo o máximo de 30,52% alcançado com o ejetor de 25mm e relação de áreas de 0,35. Os coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores foram ajustados através de um modelo unidimensional. O fenômeno da cavitação também foi analisado. Os resultados mostraram que os ejetores de baixo custo apresentam funcionamento similar ao dos ejetores convencionais.

Palavras – chave: ejetor; baixo custo; bomba injetora.

ABSTRACT

Lima Neto, I. E. (2001). *Development and experimental evaluation of low cost ejectors*. São Carlos, 107p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The ejectors are devices widely used in the most several branches of the engineering. This work was developed at the Laboratory of Hydraulics of the School of Engineering of São Carlos – USP, with the purpose of evaluating experimentally and theoretically the acting of low cost ejectors, projected and built in connections of the type "tee" of PVC, where water was used as much primary fluid as secondary. The experiments were accomplished with ejectors of nominal diameters of 25mm and of 32mm with area ratio of 0,25; 0,35 and 0,53. It was also used, for each diameter, a more compact ejector and without mixing chamber, with the area ratio of intermediate value. The common ejectors presented higher efficiencies than the compact ones, being the maximum of 30,52% reached with the ejector of 25mm and area ratio of 0,35. The coefficients of head loss in each component of the ejectors were adjusted through one-dimensional model. The phenomenon of the cavitation was also analyzed. The results showed that the low cost ejectors present similar operation to the conventional ejectors.

Keywords: ejector; low cost; jet pump.

1. INTRODUÇÃO

Os ejetores, também chamados de injetores ou bombas injetoras, são aparelhos normalmente fabricados com chapas e tubos metálicos modelados em torno. Esses equipamentos são compostos basicamente por cinco partes: bocais de alimentação e de sucção, câmara de sucção, câmara de mistura ou garganta, e difusor. A Figura 1 representa a forma típica de um ejetor:

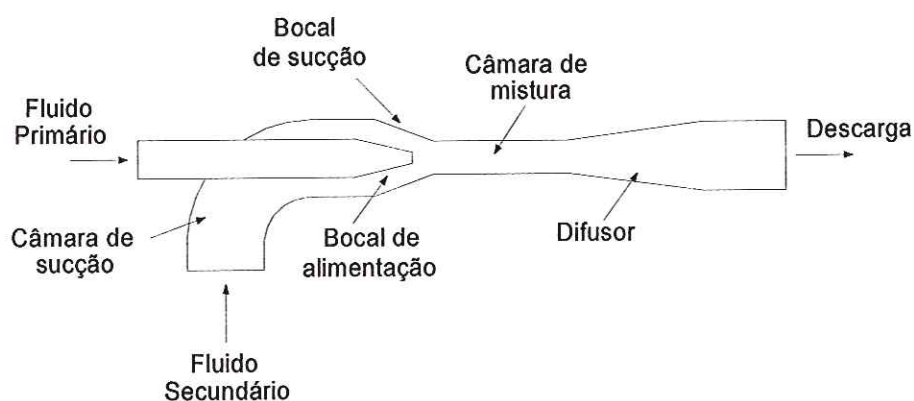


Figura 1 – Componentes do ejetor

Utilizando a energia hidráulica normalmente proveniente de uma bomba centrífuga, os ejetores são usados para aspirar e recalcar um fluido

através da criação de um vácuo na câmara de sucção. Isto ocorre porque o jato na saída do bocal de alimentação converte o trabalho de pressão em energia cinética e, conseqüentemente, a pressão nesse ponto torna-se menor do que a atmosférica provocando o arraste do fluido secundário. Em seguida, ocorre mistura turbulenta na garganta até que o fluido combinado entra no difusor e, a medida que a velocidade vai diminuindo, há um ganho de pressão. Devido às perdas produzidas, a pressão de saída do aparelho é sempre inferior à de entrada.

Os ejetores são usados nas áreas de engenharia civil, mecânica, química e industrial para bombear líquidos, gases ou mesmo sólidos granulares. Suas aplicações mais frequentes são: bombeamento de poços, dragagem hidráulica, escorva de bombas ou sifões, drenagem de valas ou câmaras, mistura ou diluição de fluidos e aeração de tanques.

As principais vantagens desses aparelhos em relação às bombas convencionais são: baixo custo, facilidade de instalação e operação, não existência de partes móveis, dispensa de lubrificação, funcionamento uniforme, baixo nível de ruído e possibilidade de operação sob diversas condições de pressões e vazões de alimentação. A maior desvantagem é a elevada perda de carga localizada que eles produzem, que é geralmente maior que a metade da pressão de alimentação. Entretanto, em muitas de suas aplicações, o rendimento energético tem importância secundária e as suas vantagens sobre os outros sistemas de bombeamento os tornam em muitos casos a alternativa mais apropriada.

No Brasil, devido à carência de informações técnicas a respeito do funcionamento dos ejetores e à dificuldade de encontrá-los no mercado, já que a grande maioria é fabricada em outros países, o uso desses equipamentos é restrito basicamente ao bombeamento de poços e a algumas aplicações industriais. O rendimento máximo dos ejetores utilizados nesses casos é da ordem de 30% e o seu custo, dependendo da

complexidade de construção e do tipo de material empregado, pode variar de R\$ 300,00 a R\$1.000,00 para aparelhos com diâmetros nominais de 32mm.

Com o surgimento de ejetores fabricados em PVC ou polietileno, mais compactos e de custo inferior, como os do tipo Venturi, observa-se que esses equipamentos vêm sendo cada vez mais incorporados nos sistemas agrícolas para a injeção de produtos químicos nas linhas de irrigação. Embora o custo desses aparelhos seja em torno R\$150,00 para diâmetros nominais de 32mm, os rendimentos máximos alcançados são geralmente inferiores a 15%.

Finalmente, buscando fornecer uma contribuição para o estudo dos ejetores de modo a incentivar o seu uso nas mais diversas áreas, este trabalho tem como objetivos:

- Desenvolver ejetores de construção mais simples e de custo reduzido, nos quais se utilizam bocais torneados em tarugos de PVC e conexões do tipo "tê" de mesmo material para compor o corpo do equipamento.
- Desenvolver também ejetores mais compactos, sem câmara de mistura, para comparar os resultados.
- Avaliar experimentalmente cada ejetor, sob diversas condições de funcionamento, e levantar conjuntos de curvas características.
- Verificar as faixas de rendimentos e tensões de sucção dos ejetores, assim como os seus limites operacionais.
- Avaliar a influência da relação entre as áreas do jato e da garganta no desempenho dos ejetores.

- Desenvolver uma formulação teórica para o rendimento e ajustar os coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores.
 - Gerar conjuntos de curvas de rendimento teóricas para diversas relações de áreas.
 - Analisar o fenômeno da cavitação nos ejetores.
-

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo MUELLER (1964), os ejetores foram utilizados pela primeira vez por James Thomson¹ em 1852 com o propósito de elevar água de valas em substituição às rodas d'água. Em 1870, Rankine² desenvolveu uma teoria unidimensional de mistura de duas correntes fluidas, baseada nas equações da continuidade e da conservação da quantidade de movimento, que foi aplicada por Gosline & O'Brien³ no estudo dos ejetores.

Essa teoria foi aprimorada através da introdução de perdas de carga no sistema por pesquisadores como CUNNINGHAM (1957), MUELLER (1964), REDDY & KAR (1968), SANGER (1970), HATZIAVRAMIDIS (1991) e WINOTO et al. (2000), que apesar do tratamento diferenciado das mesmas, obtiveram resultados similares.

Atualmente, mesmo sabendo que o processo de mistura nos ejetores é tridimensional, a maioria dos pesquisadores utiliza nas suas análises a teoria proposta por Gosline & O'Brien³ e a complementa com um estudo experimental.

¹ THOMSON, J. (1852). *On a jet pump or apparatus for drawing up water by power of a jet*. Report, British Assn., London, England, p. 130.

² RANKINE, J. M. (1870). *On the mathematical theory of combined streams*. Royal Soc., London, England, v. 19, p. 90.

³ GOSLINE, J. E.; O'BRIEN, M. P. (1934). *The water jet pump*. Publications in Engineering, University of California, v. 3, n. 3, p. 167-190.

Os ejetores desenvolvidos neste trabalho, embora sejam menos onerosos que os convencionais, são constituídos basicamente das mesmas partes e apresentam funcionamento similar. Portanto, esse capítulo foi subdividido em quatro tópicos que revisam a literatura clássica desses equipamentos: Aplicações, Dimensionamento, Teoria e Ensaio.

2.1 Aplicações

Apesar de os ejetores apresentarem um rendimento baixo, quando comparados aos sistemas de bombeamento convencionais, esses equipamentos têm-se demonstrado capazes de realizar diversas tarefas com melhor custo - benefício. A seguir, são apresentadas algumas aplicações dos ejetores na engenharia civil:

2.1.1 Dragagem

A Figura 2 mostra um sistema de dragagem hidráulica onde o ejetor é alimentado por uma bomba centrífuga para retirar o material sólido acumulado no fundo de um canal. De acordo com SILVESTER (1961), esse tipo de dragagem apresenta duas principais vantagens em relação aos demais: o sedimento não obstrui ou erode o rotor da bomba e a linha de sucção torna-se pressurizada evitando a introdução de ar na tubulação.

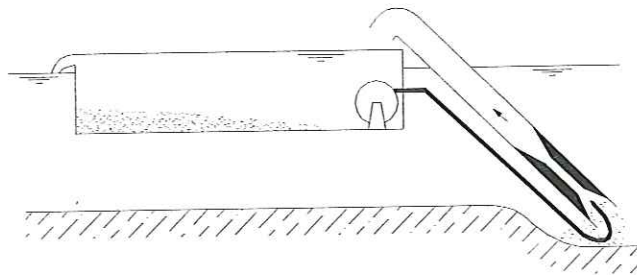


Figura 2 – Dragagem

2.1.2 Bombeamento de poços

A associação de um ejetor a uma bomba centrífuga é frequentemente usada quando a profundidade do poço ultrapassa o limite de cavitação da bomba ou quando o seu diâmetro não permite a instalação da mesma próximo ao nível da água, tendo esta que situar-se sobre o solo. Assim, o ejetor promove a pressurização da tubulação de sucção evitando que ocorra cavitação. Conforme STEPANOFF (1964), a altura de elevação não deve ultrapassar 125 pés (38,1m). No caso de poços menores, o autor cita ainda que o ejetor pode ser colocado acima do nível do solo permitindo uma altura máxima de elevação de 25 pés (7,6m). A Figura 3 mostra esses dois tipos de associação de ejetores à bombas centrífugas:

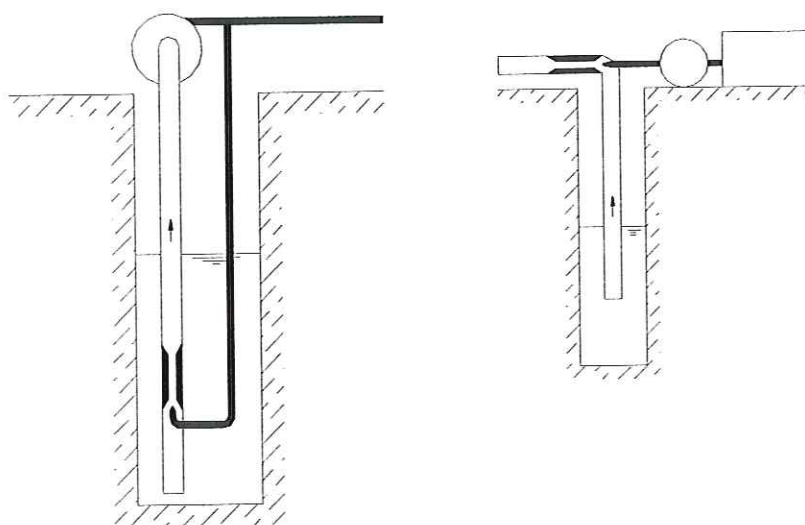


Figura 3 – Bombeamento de poços

2.1.3 Sistema de drenagem

Segundo SILVESTER & MUELLER (1968), utilizando uma alta pressão de alimentação é possível se retirar água de profundidades superiores a 20 pés (6,1m) através de sistemas de ejetores em série (Figura

4). Uma vantagem desses sistemas em relação aos convencionais é que todas as tubulações funcionam sob pressão, expulsando o ar existente e tornando os vazamentos claramente visíveis.

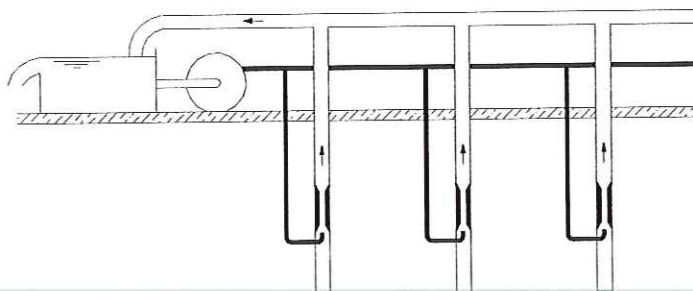


Figura 4 – Drenagem

Conforme PETERS (1969), os ejetores são usados frequentemente na drenagem de poços, porões, túneis, etc. A ausência de peças móveis permite que o equipamento opere com águas sujas, ácidas e de alto teor de impurezas.

2.1.4 Dispositivo de escorva

SILVESTER (1961) cita que os ejetores podem ser utilizados como dispositivos auto-escorvantes de bombas centrífugas. A Figura 5 consiste em um sistema composto por um tanque pequeno na linha de sucção, e por um ejetor fixado no topo de uma válvula de descarga. No início, a válvula está fechada e o ejetor é usado para retirar o ar da linha. Quando a tubulação é completamente preenchida pela água, a válvula é aberta. Não é requerida válvula de pé nesse tipo de instalação, a qual compensaria a perda de carga extra devido ao tanque.

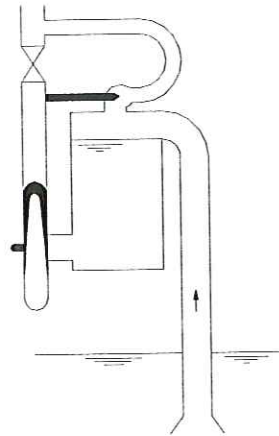


Figura 5 – Escorva de bombas centrífugas

A Figura 6 mostra um sistema de escorva de sifões. De acordo com MUELLER (1964), os ejetores mantêm os sifões em operação contínua sem a necessidade do uso de válvulas de pé, e sem o acúmulo de bolhas de vapor na tubulação.

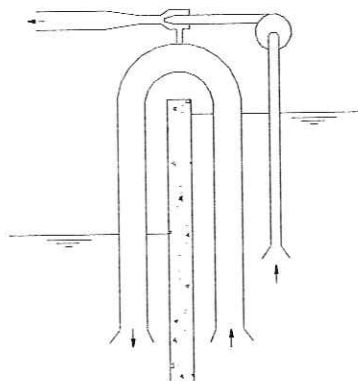


Figura 6 – Escorva de sifões

2.1.5 Bombeamento de reforço (*booster*)

Utilizando-se um conjunto ejetor - bomba centrífuga como *booster* (Figura 7), a eficiência global de operação é em torno de 60% (SILVESTER & MUELLER, 1968).

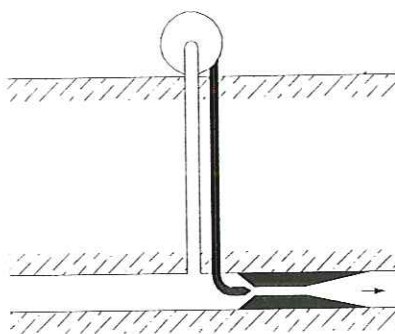


Figura 7 – Bombeamento de uma linha subterrânea

Embora o rendimento das bombas centrífugas que executam a mesma tarefa seja maior, SILVESTER (1961) cita algumas vantagens de se utilizar esse sistema: uma bomba de velocidade específica mais baixa pode ser usada ao invés de uma unidade especial; a bomba pode ser substituída mais facilmente caso cargas mais altas sejam requeridas, ou uma segunda máquina pode ser colocada em série; se a linha estiver abaixo do solo a bomba motriz pode ser fixada sobre o mesmo com o mínimo de perda de pressão; o jato e a garganta podem ser construídos na tubulação principal, já que eles provocam pouca resistência ao escoamento quando o equipamento não é usado como *booster*; as válvulas de controle requeridas são menores; e o efeito do golpe de aríete no processo de início e de parada do bombeamento é diminuído.

Para MUELLER (1964), os ejetores podem ser usados também para reforçar a pressão de abastecimento de uma rede de água como no esquema da Figura 8.

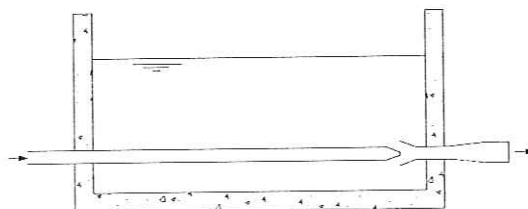


Figura 8 – Reforço da pressão de uma rede de água

SILVESTER & MUELLER (1968) citam ainda que ejetores podem ser alimentados por um reservatório elevado com o propósito de transportar água de um ponto baixo para um reservatório de nível intermediário (Figura 9). Além disso, quando o ejetor não estiver operando, tem-se a opção de se abastecer o reservatório inferior. Os autores ressaltam que a dispensa de manutenção em terrenos montanhosos, por exemplo, faz desses equipamentos alternativas bastante econômicas.

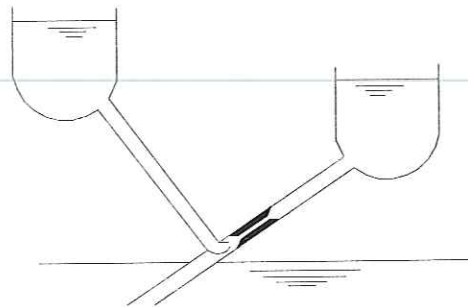


Figura 9 – Sistemas de três reservatórios

2.1.6 Bombeamento de sedimentos

O transporte de carvão, areia, esgoto, dentre outros materiais particulados, pode ser realizado por meio de um ejetor associado a uma bomba centrífuga (Figura 10). As principais vantagens desse sistema em relação aos outros são: o material a ser transportado não necessita passar pelo rotor da bomba, evitando assim que o mesmo seja erodido, e o não entupimento da unidade motriz no caso de uma queda de energia (SILVESTER & MUELLER, 1968).

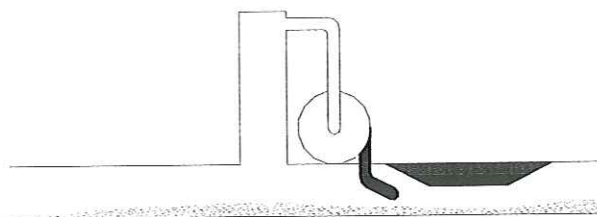


Figura 10 – Bombeamento de sedimentos

2.1.7 Mistura, aeração e diluição

Os ejetores são alternativas eficientes e econômicas largamente utilizadas nas indústrias de tratamento de efluentes. Esses equipamentos realizam mistura e diluição de soluções químicas usadas para a neutralização de água e de esgoto. Além disso, utilizando um desses fluidos como força motriz, os ejetores são capazes de aspirar e adicionar à massa líquida o oxigênio necessário ao tratamento biológico (TRANSVAC, 1999). A Figura 11 mostra como os ejetores podem ser usados para mistura ou aeração de tanques:

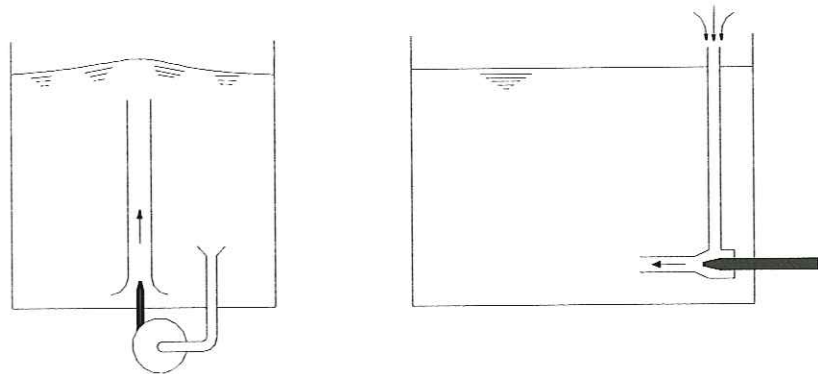


Figura 11 – Mistura ou aeração

De acordo com SILVESTER & MUELLER (1968), no processo de transferência da quantidade de movimento ocorre mistura quase que completa dos fluidos na garganta dos ejetores. Portanto, esses equipamentos podem ser utilizados também para diluir líquidos como o esgoto. No esquema da Figura 12 o esgoto é despejado pelo coletor, aspirado pelo ejetor, misturado com a água e diluído posteriormente.

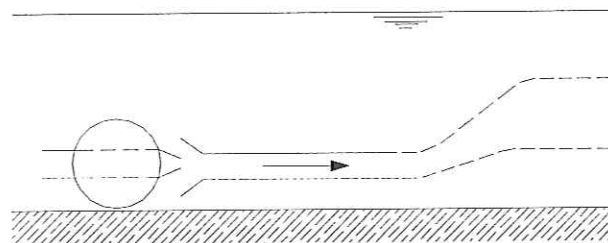


Figura 12 – Diluição de esgoto

* As figuras apresentadas foram desenhadas com base nas ilustrações contidas nos trabalhos dos autores citados.

Além dessas aplicações, os ejetores têm sido frequentemente utilizados nas seguintes áreas:

2.1.8 Engenharia Agrícola

Nesse ramo, os ejetores são normalmente chamados de injetores. Segundo BISCONER (1985), o uso desses equipamentos para aplicação de fertilizantes através dos sistemas de irrigação tem se tornado uma prática rotineira, considerando os baixos custos de instalação e operação, e a eficiência dos produtos aplicados. Conforme o autor, a abrangência deste tipo de técnica se estendeu para o uso e aplicação de diversos produtos químicos agrícolas como herbicidas, inseticidas e fungicidas, gerando o aparecimento de um conjunto de técnicas denominado Quimigação. De acordo com ABRÉU et al. (1987), ao invés de o injetor ser acoplado diretamente na linha principal, estando submetido a uma vazão provavelmente superior à sua capacidade, pode-se instalar o equipamento em paralelo. Nesse caso, deve-se colocar uma válvula que permita a derivação de parte do fluxo para o circuito que contém o injetor. Os autores acrescentam ainda como vantagem a dispensa de um reservatório de produtos químicos capaz de suportar a pressão da rede.

TYSON & CURTIS (1991) citam que o custo da Quimigação é entre um terço e a metade do custo de outras técnicas, como a aplicação de produtos por via aérea ou no solo, e que os riscos de contaminação dos operadores do sistema e de poluição do meio ambiente são menores.

2.1.9 Engenharia Aeronáutica

Conforme MARINI et al. (1992), os ejetores realizam transferência de combustível em aeronaves utilizando geralmente a energia desperdiçada por excesso de capacidade dos *boosters*. Assim, o fluxo em excesso, em vez de retornar ao tanque com perda de pressão, passa pelo ejetor através de um *by-pass*. O uso de ejetores nesse caso elimina problemas como o peso, o custo de bombas de transferência adicionais e a necessidade de pressurização do tanque. Além disso, os ejetores tem boa resistência à cavitação, quando comparados a outros tipos de bombas, e os custos com manutenção são mínimos.

2.1.10 Engenharia Industrial

A possibilidade de utilização de várias fontes de energia, garantindo a confiabilidade, permite que os ejetores apresentem um desempenho eficaz numa vasta gama de aplicações dentro do seu processo produtivo. Esses equipamentos são usados para remoção de gases de câmaras, drenagem de filtros ou condensadores, transferência de líquidos, extração de solventes, etc. Utilizando vapor como fluido motriz, os ejetores são capazes de expurgar líquidos em processos a vácuo. Utilizando líquido, gás ou ar, é possível se transportar e diluir lodo sem provocar cisalhamento mecânico. Em tanques, os ejetores são usados para cozimento, aquecimento e circulação utilizando vapor como fluido motriz. Em linha, utiliza-se líquido para circulação de solução de limpeza, gás ou ar para aeração, e vapor para aquecer líquidos enquanto movidos. Os ejetores realizam essas tarefas de forma mais simples e econômica do que os outros sistemas mais complexos (PENBERTHY, 1999).

2.2 Dimensionamento

Os ejetores convencionais são normalmente fabricados em PVC, polietileno, bronze ou aço. Neste trabalho, foram desenvolvidos ejetores de construção mais simples e de custo reduzido, os quais são compostos por duas peças torneadas em tarugos de PVC, inseridas em uma conexão do tipo "tê" de mesmo material. Na Figura 13, as partes hachuradas correspondem às peças torneadas e o "tê" está representado pelas linhas tracejadas:

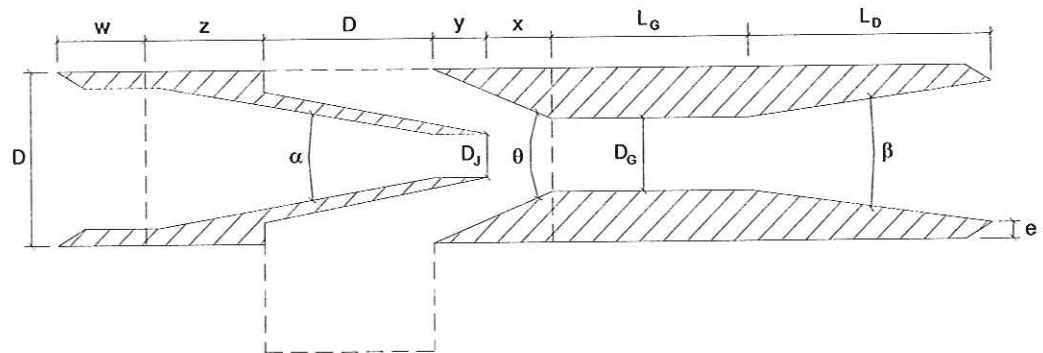


Figura 13 – Ejetor do tipo A

Foi dimensionado também outro tipo de ejetor, mais compacto e sem câmara de mistura, de forma similar aos desenvolvidos por ROJAS (1995). A Figura 14 representa esse ejetor:

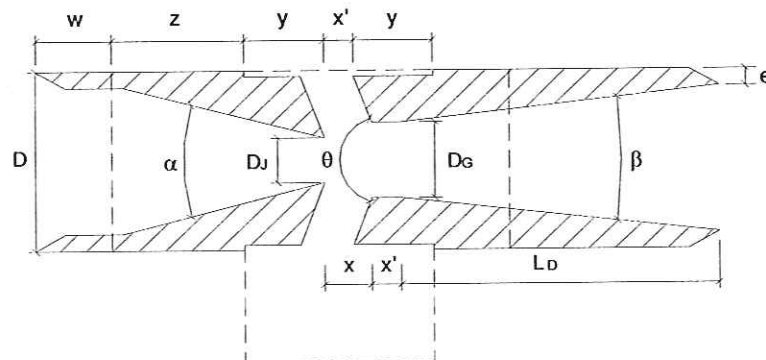


Figura 14 – Ejetor do tipo B

Para cada diâmetro nominal D dos "tês", um de 25mm e um de 32mm, foram dimensionados quatro ejetores, três do tipo A e um do tipo B. Convencionando-se que os números entre parênteses correspondem aos diâmetros nominais, tem-se para os "tês" utilizados $z(25) = 18,0\text{mm}$ e $z(32) = 22,5\text{mm}$.

A distância w foi arbitrada como maior do que 20mm para permitir a colagem de adaptadores de união dos ejetores à linha. Portanto, adotou-se $w(25) = 23,4\text{mm}$ e $w(32) = 30,0\text{mm}$. Arbitrou-se também que a espessura em qualquer parte das peças, exceto nas regiões chanfradas, deve ser maior do que 2mm para garantir que o material não fissurasse no processo de torneamento dos tarugos. Logo, adotou-se $e(25) = 2,34\text{mm}$ e $e(32) = 3,00\text{mm}$. Essas dimensões mantiveram as proporções dos diâmetros, isto é, $w(32)/w(25)$ assim como $e(32)/e(25)$ são iguais à relação 32mm/25mm.

Nos ejetores do tipo A, optou-se por inserir na saída do bocal de alimentação uma parte cilíndrica, de comprimento y , para promover perfis de velocidades mais uniformes na entrada da garganta. Esse comprimento será definido posteriormente no item 2.2.4 deste trabalho pois adotou-se como padrão para esse tipo de ejetor $x + y = z$. Portanto, para os ejetores de 25mm tem-se $y = 18 - x$ e para os de 32mm tem-se $y = 22,5 - x$.

Nos ejetores do tipo B, foi arbitrado $x'(25) = 3,9\text{mm}$ e $x'(32) = 5,0\text{mm}$. A relação $x'(32)/x'(25)$ também manteve a proporção dos diâmetros de 32mm/25mm. Esses valores foram adotados para permitir a passagem do fluxo de sucção pela região anular e para torná-lo paralelo ao jato na entrada do difusor.

Geralmente, os pesquisadores que tratam sobre o dimensionamento ótimo dos ejetores analisam os seguintes parâmetros em função do rendimento e da resistência à cavitação: relação de áreas, distância do jato, comprimento da garganta e ângulo do difusor.

Para o total dimensionamento dos ejetores utilizados neste trabalho, foram analisados além desses parâmetros a relação entre os diâmetros do jato e da linha de alimentação, e as geometrias dos bocais de alimentação e de sucção.

2.2.1 Forma e ângulo do bocal de alimentação

Segundo MUELLER (1964), o bocal deve apresentar um coeficiente de descarga máximo de forma que as perdas sejam reduzidas. Entretanto, apesar de o autor ter obtido experimentalmente maiores coeficientes de descarga com bocais em forma de boca-de-sino do que com bocais cônicos, estes últimos proporcionaram melhores rendimentos aos ejetores. Isto pode ter ocorrido devido ao fato de os bocais cônicos produzirem perfis de velocidades mais uniformes na entrada da garganta.

O autor cita ainda que Schulz & Fasol⁴ estudaram o efeito da utilização de bocais com múltiplos jatos e observaram que embora nesse caso os comprimentos requeridos da câmara de mistura sejam reduzidos, a eficiência máxima alcançada é menor.

WINOTO et al. (2000) testaram jatos de seções transversais circulares, quadradas e triangulares e obtiveram melhores resultados com os primeiros tipos. Os resultados experimentais mostraram que o uso de seções transversais não circulares reduz a eficiência dos ejetores porque os cantos pontiagudos aumentam consideravelmente as perdas no bocal e na garganta.

Como o intuito deste trabalho é desenvolver ejetores de fabricação simples e que apresentem bons rendimentos, o bocal de alimentação foi dimensionado com perfil cônico e com um só orifício circular.

⁴ SCHULZ, F.; FASOL, K. H. (1958). *Wasserstrahlpumpen zur förderung von flüssigkeiten*. Springer Verlag, Vienna, Austria.

Em relação ao ângulo de convergência α , REDDY & KAR (1968) recomendam que este deve ser entre 16° e 20°. Portanto, visando reduzir o comprimento dos ejetores adotou-se $\alpha = 20^\circ$. Vale ressaltar que esse valor está de acordo com limites recomendados por DELMÉE (1983) para um tubo de Venturi clássico, o qual apresenta um ângulo convergente de 21° ($\pm 1^\circ$).

2.2.2 Relação entre os diâmetros do jato e da linha de alimentação

Esse parâmetro não foi citado por nenhum pesquisador como fator capaz de influenciar no rendimento dos ejetores. Não obstante, quanto menor for D_j/D maior será o esforço que a bomba terá que fazer para alimentar o sistema. Esse valor também não pode ser muito grande pois a relação entre as áreas do jato e da garganta, assim como os demais parâmetros, deve obedecer certos limites para se atingir a eficiência máxima.

A Tabela 1 apresenta os valores de D e de D_j/D utilizados pelos seguintes pesquisadores:

Referência	D (mm)	D_j/D
Mueller (1964)	38,0	0,28 - 0,42
Sanger (1970)	33,5	0,26 - 0,45
Oliveira (1993)	32 e 50	0,25 e 0,24
Rojas (1995)	25 e 32	0,16 e 0,24

Tabela 1 – Valores de D_j/D

No dimensionamento dos ejetores deste trabalho optou-se por adotar um valor médio de $D_j/D = 0,25$. Logo, para os ejetores de 25mm e de 32mm os valores para D_j são respectivamente 6,25mm e 8mm.

2.2.3 Relação de áreas

Conforme STEPANOFF (1964), a relação entre as áreas do jato e da garganta ($R = A_J/A_G$) é o fator mais importante no dimensionamento dos ejetores no que diz respeito ao alcance da eficiência máxima de operação. O autor analisou o comportamento de ejetores comerciais com R variando de 0,100 a 0,625 e verificou que o rendimento mais alto foi obtido com $R = 0,281$. Outra importante característica dos ejetores é a resistência à cavitação. Observando os resultados de diversos ensaios, o autor constatou que quanto maior é o valor de R , menor é a faixa de operação dos ejetores fora do regime de cavitação, fenômeno este que é responsável pela queda no rendimento desses equipamentos.

Segundo SILVESTER & MUELLER (1968), a relação de áreas R pode variar teoricamente entre 0 e 1, sendo utilizados na prática valores entre 0,02 e 0,90. Entretanto, a máxima eficiência normalmente ocorre para R em torno de 0,33. Esse valor ótimo foi obtido teórica e experimentalmente por SILVESTER (1961), o qual avaliou ejetores com R variando entre 0,18 e 0,73.

SANGER (1970) analisou em seus experimentos ejetores com baixas relações de áreas e observou que altas eficiências também podem ser alcançadas com esses equipamentos. Contudo, utilizando valores de R de 0,066; 0,108; 0,141 e 0,197, o autor verificou que o rendimento é diretamente proporcional a esse parâmetro.

WINOTO et al. (2000) investigaram a influência da relação de áreas no funcionamento dos ejetores e verificaram que para valores de R de 0,15; 0,26 e 0,40, maiores rendimentos são alcançados com o valor intermediário.

Como um dos objetivos deste trabalho é analisar o efeito da relação de áreas no desempenho dos ejetores, os equipamentos foram

dimensionados com valores de R em torno dos recomendados pelos autores. A Tabela 2 mostra os valores de R para os ejetores do tipo A:

Ejetor	R
A1	0,25
A2	0,35
A3	0,53

Tabela 2 – Valores de R para cada ejeter

Os valores de R utilizados para os ejetores de 25mm são iguais aos valores utilizados para os ejetores de 32mm. Espera-se que $R = 0,35$ proporcione melhores rendimentos. Portanto, os ejetores do tipo B foram dimensionados com esse valor.

2.2.4 Distância do jato

Segundo MUELLER (1964), a distância da saída do bocal de alimentação à garganta, medida em diâmetros do jato, tem uma influência considerável no rendimento dos ejetores. Maiores valores de x/D_J permitem que os fluxos motriz e de sucção sejam paralelos à entrada da câmara de mistura requerendo assim menores comprimentos da mesma. Por outro lado, a diminuição dessa distância aumenta a eficiência até o ponto em que a área de sucção na entrada da garganta é reduzida, obstruindo a vazão de sucção. O autor avaliou ejetores com vários tipos de bocais de alimentação e de sucção e constatou que o valor de x/D_J ótimo está em torno de 1,0. Esse valor é o mesmo recomendado por STEPANOFF (1964).

CUNNINGHAM et al. (1970) observaram que aumentando o valor de x/D_J a cavitação é reduzida. Isto ocorre porque afastando-se o jato da câmara de mistura aumenta-se a área anular, reduz-se a velocidade do fluido secundário, elevando-se assim a pressão estática. Os autores

recomendam o valor de $x/D_J = 1,0$ para se evitar o fenômeno da cavitação e para se obter uma boa performance fora desse regime.

Como a maioria dos autores recomenda $x/D_J = 1,0$, os ejetores foram dimensionados com esse valor. Logo, para os ejetores de 25mm, tem-se $x = 6,25\text{mm}$ e $y = 18 - x = 11,75\text{mm}$. Para os ejetores de 32mm tem-se $x = 8\text{mm}$ e $y = 22,5 - x = 14,5\text{mm}$.

2.2.5 Forma e ângulo do bocal de sucção

MUELLER (1964) utilizou nos ejetores quatro tipos de bocais: um cônico curto e um longo, um na forma de boca-de-sino e um cilíndrico. A variação do rendimento alcançado com cada tipo foi menor do que 3%, sendo o máximo de 36,7% obtido com o primeiro tipo.

Conforme o citado autor, Kroll⁵ recomenda que se o bocal do tipo cônico for usado o ângulo θ deve ser maior do que 20° . Ueda⁶ estudou o mesmo tipo de bocal de sucção e concluiu que para ângulos de 24° a 56° a variação na performance é muito pequena. CAIRNS & NA (1969) utilizaram ângulos de 30° a 50° e obtiveram eficiência máxima para $\theta = 40^\circ$.

CUNNINGHAM (1957) analisou experimentalmente ejetores com bocais cônicos e com ângulo $\theta = 120^\circ$. De acordo com o autor, menores ângulos eliminam a borda pontiaguda na entrada da garganta. Entretanto, comparando as curvas de performance entre ejetores convencionais, com bocais de $\theta = 60^\circ$, e os ejetores utilizados no trabalho, não se observa nenhuma vantagem em se utilizar menores ângulos.

⁵ KROLL, A. E. (1947). *The design of jet pumps*. Chemical Engineering Progress, v. 1, n. 2, p. 21.

⁶ UEDA, T. (1954). *Study on the water jet pump*. Transactions, Japanese Soc. of Mechanical Engrs., Tokyo, Japan, v. 20, n. 89, p. 25.

No dimensionamento dos ejetores deste trabalho adotou-se a forma cônica pois além de ser de simples fabricação apresenta maiores rendimentos, de acordo com Mueller. Nos ejetores do tipo A, o ângulo θ adotado variou de acordo com a relação R de cada ejetor, respeitando-se os limites recomendados por Ueda⁶. A Tabela 3 mostra os valores de θ para os ejetores do tipo A:

Ejetor	θ
A1(25)	38,3°
A2(25)	43,9°
A3(25)	49,0°
A1(32)	39,2°
A2(32)	44,7°
A3(32)	50,0°

Tabela 3 – Valores de θ para cada ejetor

Nos ejetores do tipo B não foi possível se manter os limites de θ devido à sua geometria diferenciada. Portanto, a partir dos valores de x adotados, foi definido um ângulo de 140° tanto para o ejetor de 25mm como para o de 32mm.

2.2.6 Comprimento da garganta

Esse parâmetro é medido normalmente em diâmetros da garganta. Conforme SANGER (1970), o comprimento ideal é aquele que proporciona mistura completa dos fluidos. Gargantas mais curtas causam continuação da mistura no difusor, aumentando as perdas e podendo até provocar descolamento do fluxo. Gargantas mais longas permitem que haja mistura completa mas aumentam as perdas por atrito. Com o objetivo de se chegar a um valor ótimo desse comprimento, o autor avaliou, sob as mesmas

condições e configurações dos ejetores, três gargantas com L_G/D_G de 3,54; 5,66 e 7,25, obtendo melhores resultados com o valor intermediário.

De acordo com SILVESTER (1961), Kroll⁵ resumiu os resultados de experimentos com ejetores de gases e concluiu que o comprimento ótimo da garganta é de 7 vezes o seu diâmetro, embora valores de 5 a 10 proporcionem rendimentos de 3% do máximo. Gosline & O'Brien³ verificaram em seus testes com ejetores de água que um comprimento da garganta de 6 diâmetros é suficiente para que haja mistura completa, e que maiores comprimentos resultam em perdas adicionais por atrito. MUELLER (1964) analisou os resultados de diversos trabalhos e verificou que os autores recomendam L_G/D_G variando entre 5 e 9.

Os ejetores do tipo A foram dimensionados com $L_G/D_G = 5$ pois além desse valor estar dentro dos limites recomendados pelos autores ($5 < L_G/D_G < 9$), optou-se pela construção de uma garganta mais curta para se reduzir o comprimento total dos ejetores. A Tabela 4 mostra os valores de L_G para cada ejetor:

Ejetor	L_G (mm)
A1(25)	62,5
A2(25)	52,5
A3(25)	43,0
A1(32)	80,0
A2(32)	67,5
A3(32)	55,0

Tabela 4 – Valores de L_G para cada ejetor

2.2.7 Ângulo do difusor

Segundo REDDY & KAR (1968), o ângulo e a distribuição de velocidade na entrada do difusor são os principais fatores que influenciam

nas perdas de carga nesse componente do ejetor. No processo de conversão da energia cinética em trabalho de pressão ocorrem perdas devido ao atrito e a difusão. SILVESTER (1961) enfatiza que os difusores não devem ser muito longos pois acarretam em perda excessiva na fricção, nem muito curtos pois são acrescentadas perdas devido à turbulência.

FLÜGEL (1939) e ENGEL (1963) recomendam valores para β entre 6° a 8° para se atingir maiores rendimentos do difusor. MUELLER (1964) comparou os resultados de diversos trabalhos e verificou que os autores recomendam β variando entre 4° e 10° .

Com o mesmo intuito de se reduzir o comprimento dos ejetores, mantendo-se as recomendações feitas, adotou-se $\beta = 10^\circ$. Esse ângulo, assim como o do bocal de alimentação, também está de acordo com os limites de um tubo de Venturi, pois segundo DELMÉE (1983), os ângulos divergentes devem ser de $11^\circ (\pm 4^\circ)$. O comprimento dos difusores L_D foi definido de acordo com as relações de áreas R , o ângulo β adotado, e a espessura e das peças. A Tabela 5 mostra os valores de L_D para cada ejetor do tipo A:

Ejetor	L_D (mm)
A1(25)	44,5
A2(25)	56,0
A3(25)	66,8
A1(32)	57,0
A2(32)	71,5
A3(32)	85,5

Tabela 5 – Valores de L_D para cada ejetor

Os ejetores do tipo B têm os mesmos valores de R que os ejetores do tipo A2, logo os valores de L_D são iguais para os aparelhos de mesmo diâmetro.

2.3 Teoria

No estudo teórico dos ejetores os pesquisadores geralmente abordam os seguintes assuntos: tipos de equações utilizadas na avaliação do rendimento, forma de análise das perdas de carga, curvas características desses equipamentos e fenômeno da cavitação. Portanto, esse capítulo foi subdividido em cada um desses temas.

2.3.1 Equacionamento

Para SILVESTER (1961), o tipo de equação usada para o cálculo do rendimento dos ejetores varia conforme a sua aplicação. A Tabela 6 apresenta quatro fórmulas propostas pelo citado autor e suas respectivas aplicações na engenharia civil:

Rendimento (η)	Aplicação
$\frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3} \text{ ou } \frac{H_3(Q_1 + Q_2)}{H_1Q_1 + H_2Q_2}$	Bombeamento de poços, dragagem e demais sistemas ejetor - bomba centrífuga
$\frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3}$	Bombeamento de reforço (<i>booster</i>)
$\frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_2}{H_1}$	Dispositivo de Escorva

Tabela 6 – Fórmulas de rendimento

onde Q é a vazão e H a soma das cargas de pressão e de velocidade em cada ponto. Os índices 1, 2 e 3 correspondem

respectivamente aos pontos de alimentação, de sucção e de descarga do ejetor.

A primeira equação foi escolhida para ser utilizada neste trabalho pois segundo MUELLER (1964), além desta ser a mais usada no estudo dos ejetores, avalia tanto as perdas globais no sistema como o processo de mistura dos fluidos. Cabe salientar que essa equação é obtida realizando-se um balanço de potência entre os pontos 1, 2 e 3.

A Tabela 7 apresenta os rendimentos máximos obtidos por diversos pesquisadores que utilizaram a mesma fórmula para análise de ejetores de água:

Referência	$\eta_{\text{máx}}(\%)$
Citrini (1956)	29,0
Silvester (1961)	30,0
Mueller (1964)	36,7
Stepanoff (1964)	35,0
Reddy & Kar (1968)	33,5
Sanger (1970)	38,7
Winto et al. (2000)	29,0

Tabela 7 – Rendimentos máximos obtidos

Vale ressaltar que quando se utiliza fluidos de alta viscosidade o rendimento do ejetor é reduzido. CUNNINGHAM (1957) utilizou óleo e alcançou um rendimento máximo de 27,0%. LEWIS (1965) utilizou mercúrio e obteve rendimentos menores que 20,0%.

Os equipamentos mais compactos, como o ejetor do tipo B deste trabalho, também apresentam rendimentos inferiores. ROJAS (1995) ensaiou ejetores desse tipo e obteve um rendimento máximo de 10,5%. OLIVEIRA (1993) realizou experimentos com ejetores comerciais, desprovidos de câmara de mistura, e obteve rendimentos menores que

13,0%. Ambos os pesquisados utilizaram água como fluidos primário e secundário.

Em relação à associação de ejetores, utilizando um único estágio ou dois aparelhos em série, os rendimentos são praticamente os mesmos, para as mesmas condições de funcionamento. Utilizando dois ejetores em paralelo os rendimentos são inferiores. Os resultados da pesquisa de MARINI et al. (1992) mostraram que para esse tipo de associação os rendimentos variam de 1/2 a 2/3 dos obtidos nos outros dois casos.

SANGER (1970) realizou um estudo teórico e experimental de ejetores de água e desenvolveu uma equação geral para o rendimento que engloba quatro parâmetros fundamentais, todos expressos na forma adimensional. Esses parâmetros são:

- 1) Relação entre as áreas do jato e da garganta, $R = \frac{A_J}{A_G}$.
- 2) Relação entre as vazões de sucção e de alimentação, $M = \frac{Q_2}{Q_1}$.
- 3) Relação de carga, $N = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3}$.
- 4) Rendimento, $\eta = MN$, o qual equivale à fórmula proposta por MUELLER (1964).

No estudo teórico, o autor fez as seguintes considerações:

- 1) Os fluidos primário e secundário são incompressíveis e de mesma densidade.
- 2) As temperaturas dos fluidos primário e secundário são iguais.
- 3) A distância do jato à garganta é zero ($x/D_J = 0$).
- 4) A espessura da parede do bocal de alimentação é zero.

Através de uma análise unidimensional, apresentada inicialmente por Gosline & O'Brien³, o referido autor aplicou as equações de continuidade, de energia e de quantidade de movimento através do ejetor e obteve a seguinte fórmula para a relação de carga:

$$N = \frac{2R + \frac{2R^2M^2}{1-R} - (1 + K_G + K_D)R^2(1+M)^2 - (1 + K_S)\frac{R^2M^2}{(1-R)^2}}{1 + K_B - 2R - \frac{2R^2M^2}{1-R} + R^2(1+M)^2(1 + K_G + K_D)} \quad (1)$$

WINOTO et al. (2000) desenvolveram uma fórmula semelhante a essa. No entanto, ao invés de K_D , os autores utilizaram no equacionamento $K_D(1-a)^2$, onde a = relação entre as áreas do difusor.

O rendimento η é obtido então pelo produto dessa equação por M . Os termos K_B , K_S , K_G e K_D correspondem respectivamente aos coeficientes de perda de carga no bocal de alimentação, na câmara de sucção, na garganta e no difusor. O autor acrescentou ainda que esses coeficientes podem ser estimados com base na literatura ou obtidos através de ajuste.

Diversos autores desenvolveram equações do rendimento considerando outros parâmetros e tratando diferentemente as perdas de carga. MUELLER (1964), por exemplo, definiu dois parâmetros S e R' , onde $S = V_S/V_J$ e $R' = A_J/(A_G - A_J)$, e desenvolveu uma fórmula para η em função dos mesmos, ao invés de M e R .

2.3.2 Perdas de carga

Dos pesquisadores adotados como referência, MUELLER (1964) é o que analisa as perdas de carga de maneira mais completa. Conforme o

citado autor, as perdas em cada componente do ejetor podem ser expressas em função dos coeficientes K_B , K_S , K_G e K_D das seguintes formas:

1) Perdas no bocal de alimentação:

Mueller verificou que os bocais provocam perdas consideráveis. Baseado na equação de Darcy - Weisbach, o autor expressou essas perdas como uma soma das perdas por atrito em pequenas seções ao longo do comprimento do bocal. Assim, a perda total no bocal é dada por:

$$h_1 = K_B \frac{V_J^2}{2g} \quad (2)$$

onde K_B é expresso em função do coeficiente de descarga C_d , e V_J é a velocidade média do jato:

$$K_B = \left(\frac{1}{C_d^2} - 1 \right) \quad (3)$$

sendo,

$$V_J = \frac{Q_1}{A_J} \quad (4)$$

Mueller obteve com bocais cônicos valores experimentais de C_d em torno de 0,94. FLÜGEL (1939) recomenda valores entre 0,97 e 0,99. ENGEL (1963) sugere valores para C_d entre 0,92 e 0,95. SILVESTER & MUELLER (1968) adotaram $C_d = 0,95$. Segundo BENEDICT (1984), C_d em geral pode variar de 0,88 e 0,99 para números de Reynolds compreendidos entre 10^3 e 10^7 .

2) Perdas na câmara de sucção:

Mueller dividiu essa perda em duas partes: uma devido à perda localizada na curva e outra devido à perda no bocal de sucção. A primeira, expressa por K_C , varia de acordo com a forma da câmara. A segunda, como foi visto anteriormente para o bocal de alimentação, é expressa em função de C_d . Logo, tem-se:

$$K_S = \left(\frac{1}{C_d^2} - 1 \right) \quad (5)$$

Assim, a perda total na câmara de sucção é dada em função de K_C , K_S e V_S :

$$h_2 = (K_C + K_S) \frac{V_S^2}{2g} \quad (6)$$

onde V_S é a velocidade média de sucção na entrada da garganta dada por:

$$V_S = \frac{Q_2}{A_G - A_J} \quad (7)$$

Mueller utilizou uma câmara de sucção no formato curvo e adotou $K_C = 0,90$. Esse valor é o mesmo recomendado por AZEVEDO NETTO & ALVAREZ (1973) para um cotovelo de 90° .

O autor obteve com bocais cônicos valores experimentais de C_d variando entre 0,85 e 0,97. FLÜGEL (1939) sugere valores para C_d entre 0,92 e 0,96. SILVESTER & MUELLER (1968) também adotaram $C_d = 0,95$ na sucção.

3) Perdas na garganta:

Mueller verificou que a mistura dos fluidos é acompanhada de um crescimento da pressão estática. Portanto, se o comprimento da garganta exceder o valor ótimo, esta pode ser dividida em duas partes: uma onde há aumento da pressão e o fluxo não é uniforme, e outra na qual a pressão do fluido misturado começa a decair devido ao atrito. A Figura 15 representa o comportamento da pressão na garganta:

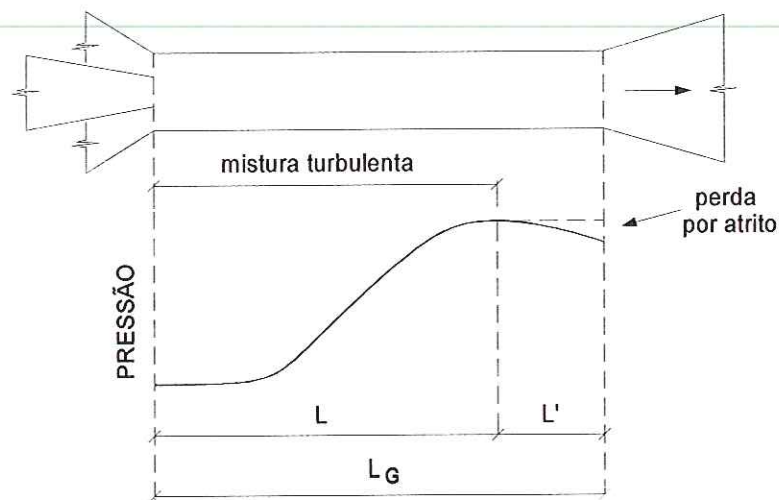


Figura 15 – Comportamento da pressão na garganta

Através de uma comparação dos resultados experimentais, Mueller concluiu que para uma mesma vazão total, a perda por atrito na garganta é menor que a perda em um tubo com as mesmas dimensões. Portanto, considerando um comprimento da garganta ótimo, a equação de Darcy - Weisbach foi modificada da seguinte forma:

$$h_3 = K_G \frac{V_G^2}{2g} \quad (8)$$

onde,

$$K_G = f \frac{L}{D} \quad (9)$$

e

$$V_G = \frac{1}{2} \sqrt{V_S + V_D} \quad (10)$$

sendo,

$$V_D = \frac{Q_1 + Q_2}{A_G} \quad (11)$$

onde f é o coeficiente de atrito de Darcy - Weisbach, L e D são respectivamente o comprimento e o diâmetro da garganta e V_G é a média geométrica das velocidades de sucção e de saída da garganta.

Caso o comprimento exceda o valor ótimo, o autor cita que a perda na parte de escoamento uniforme é calculada pela aplicação direta da equação de Darcy - Weisbach:

$$h_3' = K_G' \frac{V_D^2}{2g} \quad (12)$$

onde,

$$K_G' = f \frac{L'}{D} \quad (13)$$

REDDY & KAR (1968) obtiveram em seus experimentos f em torno de 0,015. SILVESTER & MUELLER (1968) adotaram valores para f de 0,012 e 0,015.

Outros pesquisadores como SANGER (1970) e WINOTO et al. (2000) obtiveram bons resultados desconsiderando o comprimento excedente e admitindo que a velocidade na garganta V_G é constante e igual a V_D .

4) Perdas no difusor:

Mueller cita que os difusores são geralmente incorporados na construção dos ejetores, logo suas perdas devem ser consideradas. A equação empírica para essas perdas é dada por:

$$h_4 = K_D \frac{V_D^2}{2g} \quad (14)$$

sendo,

$$K_D = (1 - \eta_D)(1 - a)^2 \quad (15)$$

onde V_D é a velocidade média na entrada do difusor, a é a relação entre as áreas do mesmo e η_D é o rendimento.

O autor obteve rendimentos entre 0,75 e 0,90 para difusores com ângulos entre 3,5° e 10,7°. Segundo FLÜGEL (1939), η_D varia de 0,75 a 0,80 para ângulos do difusor entre 6° e 8°. Conforme ENGEL (1963), η_D varia de 0,70 a 0,80 para os mesmos ângulos. REDDY & KAR (1968) obtiveram rendimentos entre 0,60 e 0,80 para um ângulo de 5°.

Pesquisadores como CITRINI (1956) e REDDY & KAR (1968) simplificaram o cálculo de K_D e desconsideraram a parcela $(1 - a)^2$.

2.3.3 Curvas características

Dispondo dos coeficientes de perda de carga é possível se avaliar teoricamente o desempenho dos ejetores através da curva $M \times N$. Autores como CITRINI (1956) e SILVESTER & MUELLER (1968) atribuíram valores para M e R e avaliaram o comportamento dessa curva, já que N é função dos coeficientes de perda de carga e desses dois parâmetros.

STEPANOFF (1964) resumiu os resultados de diversos trabalhos e concluiu que as características gerais dos ejetores podem ser expressas através das curvas $M \times N$. O autor mostra na Figura 16 que a forma típica dessas curvas é praticamente linear e que a inclinação depende exclusivamente da relação de áreas R :

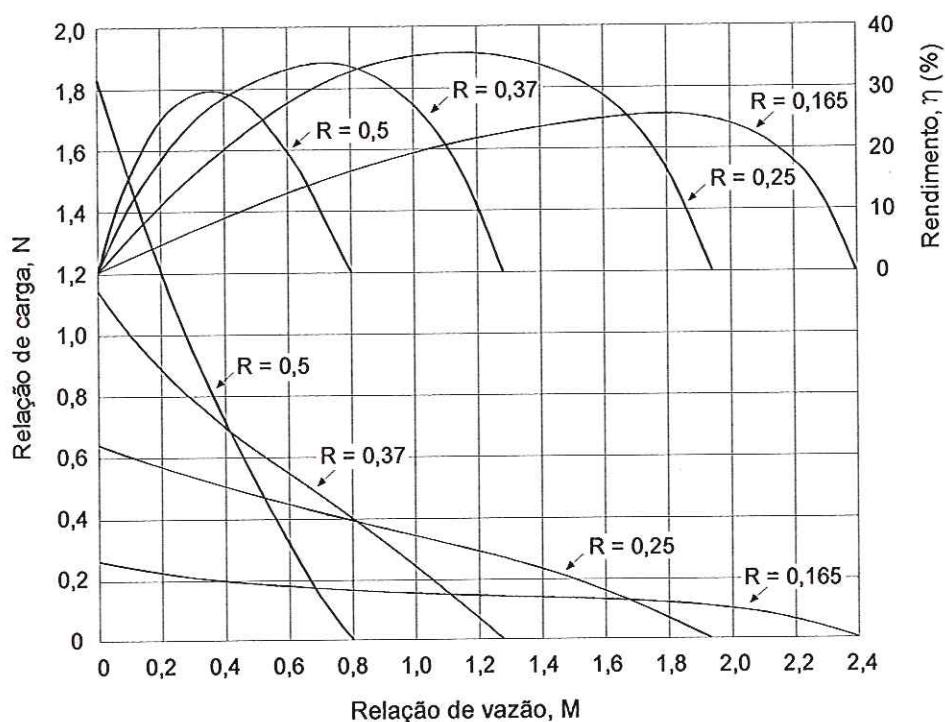


Figura 16 – Curvas $M \times N$ e $M \times \eta$

Como o rendimento é obtido pelo produto de M por N , observa-se que o valor máximo é alcançado no ponto em que M e N estão em torno da metade dos seus valores limites. SANGER (1970) verificou que a

diminuição do rendimento é causada por um aumento considerável das perdas de carga devido à turbulência, podendo haver até descolamento do fluxo.

As curvas $M \times N$ e $M \times \eta$ foram utilizadas nas análises deste trabalho porque além de serem aplicadas na maioria dos estudos de ejetores, são de fácil construção e representam bem os limites e pontos ótimos de operação.

Alguns pesquisadores propuseram outros tipos de curva. ELGER et al. (1991), por exemplo, recomendam as seguintes curvas para a avaliação da performance dos ejetores:

$$\left(K_{1-3} \equiv \frac{(H_1 - H_3)}{(V_3^2 / 2g)} \right) = f_1 \left(\frac{Q_2}{Q_3}, \text{Re} = \frac{V_3 D_3}{\nu}, G \right)$$

$$\left(K_{2-3} \equiv \frac{(H_2 - H_3)}{(V_3^2 / 2g)} \right) = f_2 \left(\frac{Q_2}{Q_3}, \text{Re} = \frac{V_3 D_3}{\nu}, G \right)$$

onde os índices 1, 2 e 3 correspondem respectivamente aos pontos de alimentação, de sucção e de descarga do ejetor, ν é a viscosidade cinemática do fluido e G é um fator geométrico adimensional dos ejetores, como a relação R , por exemplo.

2.3.4 Cavitação

Segundo STEPANOFF (1964), os ejetores também estão sujeitos à cavitação assim como as bombas centrífugas. O fenômeno ocorre nesses equipamentos provocando um ruído característico e um processo erosivo na câmara de mistura.

Conforme CUNNINGHAM (1970), a cavitação é causada por pelo menos um desses três fatores: elevada velocidade do jato, baixa pressão de sucção, ou baixa pressão de descarga. O início do fenômeno é caracterizado pela diminuição brusca do rendimento com o aumento da relação de vazão M . A partir desse ponto $(M_L; N_L)$, a curva $M \times N$, calculada pela teoria convencional, não apresenta mais concordância com aos dados experimentais. O autor mostra isso na Figura 17:

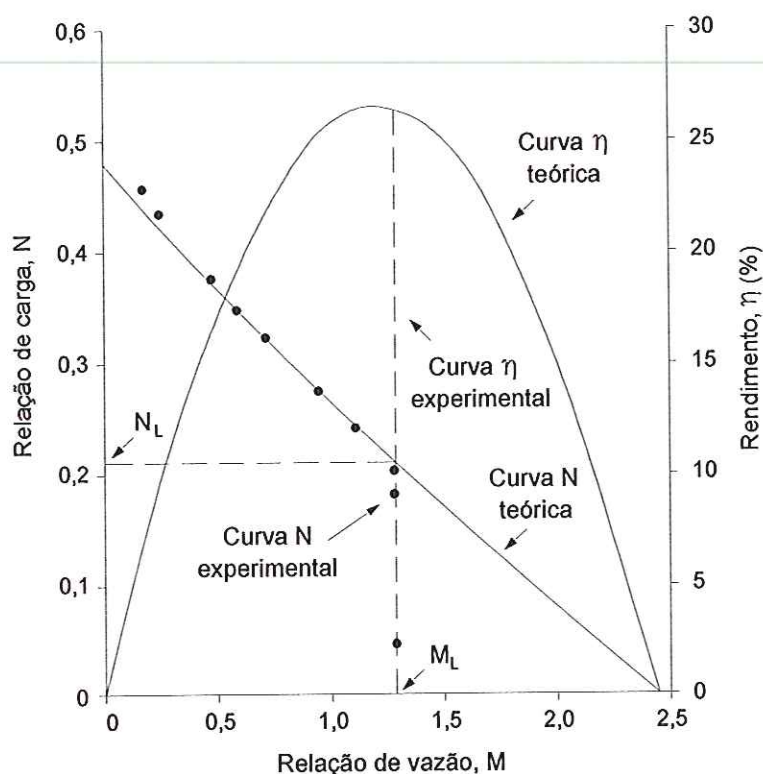


Figura 17 – Concordância entre os dados experimentais e a teoria

SILVESTER & MUELLER (1968), assim como a maioria dos pesquisadores, consideraram que a cavitação ocorre na entrada da garganta. A alta velocidade do jato acelera o fluido de sucção para dentro da garganta, fazendo com que maior parte da carga de pressão na saída do bocal de alimentação seja transformada em carga de velocidade, reduzindo a pressão nesse ponto, e tornando-a mínima na entrada da garganta. É

importante ressaltar que a pressão reduzida na zona de saída do bocal pode aumentar a descarga pelo mesmo para uma dada carga de alimentação.

Os autores analisaram diversos trabalhos sobre cavitação e propuseram a seguinte condição para a prevenção do fenômeno:

$$\frac{\frac{P_{ATM}}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} + H_2}{\frac{V_J^2}{2g}} \geq \frac{S^2}{C_d^2} \quad (16)$$

onde,

$$\frac{P_{ATM}}{\gamma} = \text{carga relativa à pressão atmosférica}$$

$$\frac{P_V}{\gamma} = \text{carga relativa à pressão de vapor do líquido de sucção}$$

$$S = \text{relação entre as velocidades do jato } V_J \text{ e de sucção } V_S$$

Essa equação pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{C_d^2 (1 - R)^2}{M^2 R^2} \geq \frac{\frac{V_J^2}{2g}}{\frac{P_{ATM}}{\gamma} - \frac{P_V}{\gamma} + H_2} \quad (17)$$

KUDIRKA & DeCOSTER (1979) analisaram o fenômeno da cavitação em ejetores bombeando água à temperaturas entre 55°C e 280°C. Os autores verificaram que os efeitos como a diminuição brusca do rendimento, a vibração e os ruídos provocados, foram muito menos severos a altas temperaturas do que a baixas temperaturas.

MARINI et al. (1992) estudaram ainda os efeitos da cavitação em ejetores montados em estágios simples, em série ou em paralelo. Os autores observaram que os sistemas de ejetores em paralelo são mais resistentes à cavitação que os demais, sendo os valores limites de M aproximadamente duas vezes maiores. Nos outros dois casos o início do fenômeno ocorreu para os mesmos valores de M .

2.4 Ensaios

Segundo CUNNINGHAM (1957), os ensaios de ejetores consistem na medida das pressões P_1 , P_2 e P_3 , e das vazões Q_1 e Q_2 . Geralmente os testes são realizados fixando-se a vazão de alimentação Q_1 e a pressão de sucção P_2 através do ajuste de registros na sucção e na linha de descarga. Assim, com um número de pontos de operação usualmente entre 10 e 15, é possível se gerar as curvas experimentais $M \times N$ e $M \times \eta$. Outros pesquisadores como MUELLER (1964) realizaram ensaios com ejetores fixando P_1 e P_2 ao invés de Q_1 e P_2 . A Figura 18 mostra o esquema experimental utilizado por WINOTO et al. (2000):

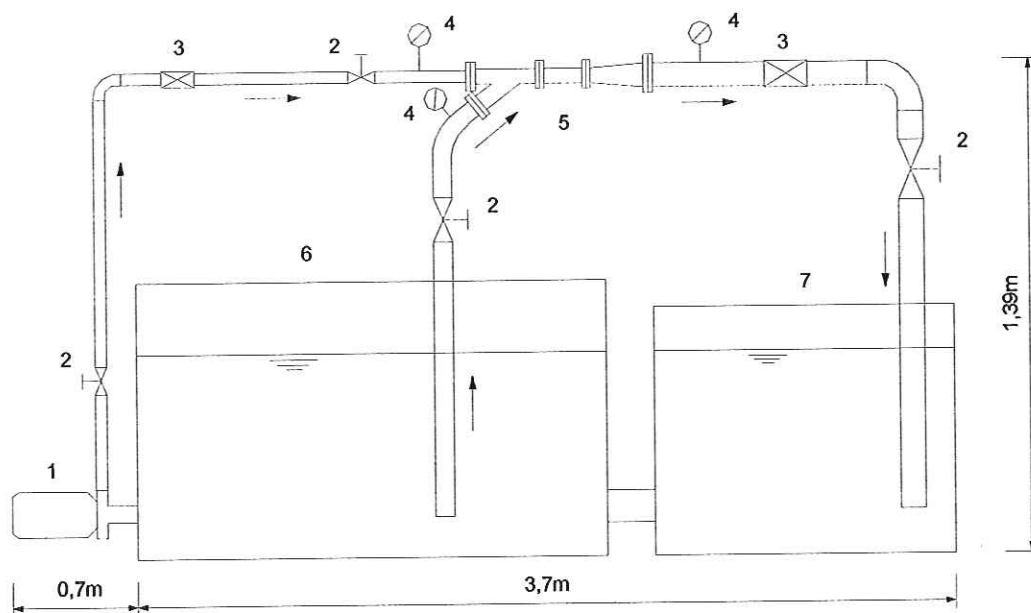


Figura 18 – Esquema experimental (Winoto, 2000)

A bomba centrífuga (1) capta água do tanque largo (6) e alimenta o ejetor (5). O fluido secundário também é captado do mesmo tanque, sendo a vazão resultante descarregada no tanque menor (7). Foram utilizados três medidores de pressão (4) e apenas dois de vazão (3), já que a vazão de descarga é a soma de Q_1 e Q_2 .

Os ensaios foram realizados para valores fixos de Q_1 e P_2 . Para cada teste, os registros de sucção e de descarga (2) foram ajustados de forma que P_3 variasse do seu valor mínimo, quando o registro de descarga está totalmente aberto, até o seu valor máximo, quando $Q_2 = 0$.

As especificações dos medidores de pressão e de vazão estão nas Tabelas 8 e 9:

Medidor de pressão	Faixa de operação	Precisão (%)
Alimentação	0 - 5 kgf/cm ²	± 1,5
Descarga	0 - 2 kgf/cm ²	± 1,5
Sucção	0 - 760 mm Hg	± 1,5

Tabela 8 – Especificações dos medidores de pressão (Winoto, 2000)

Medidor de vazão	Faixa de operação	Precisão (%)
Alimentação	4 - 20 m ³ /h	± 2
Descarga	5 - 30 m ³ /h	± 2

Tabela 9 – Especificações dos medidores de vazão (Winoto, 2000)

Vale ressaltar que os demais pesquisadores citados neste trabalho utilizaram equipamentos similares, porém os esquemas de montagem experimental adotados diferiram em algum aspecto. REDDY & KAR (1968), por exemplo, utilizaram três tanques, um de alimentação, um de sucção e um de descarga, sendo o ejetor e o tanque de sucção alimentados por bombas distintas. Além disso, os citados autores adaptaram medidores de

vazão nas tubulações de alimentação e de sucção, possibilitando o uso de um segundo aparelho de menor capacidade.

Outros pesquisadores como BOTREL (1996) realizaram experimentos com o ejetor associado em paralelo à bomba - centrífuga. Nesses sistemas, parte da água bombeada retorna à tubulação de sucção na qual se encontra o ejetor, resultando em uma diminuição da vazão de recalque e, conseqüentemente, em um aumento da altura manométrica.

3. METODOLOGIA

Esse capítulo foi dividido em duas partes: estudo experimental e análise teórica. Na primeira parte são apresentados os materiais utilizados na pesquisa, o esquema de montagem experimental e os tipos de ensaios realizados. Um levantamento do custo dos ejetores também foi apresentado. Na segunda parte foram desenvolvidas uma equação do rendimento para os ejetores deste trabalho e uma forma de ajuste dos coeficientes de perda de carga. Foi analisada também uma equação para detecção do ponto de início de cavitação.

3.1 Estudo Experimental

3.1.1 Materiais

Foram adquiridos basicamente os mesmos tipos de materiais utilizados por REDDY & KAR (1968) e WINOTO et al. (2000). A seguir, tem-se uma listagem desses materiais e dos acessórios necessários à realização dos ensaios:

1) Bomba centrífuga

Para o controle das pressões e vazões de alimentação foi utilizada uma bomba centrífuga de marca KSB e modelo Bloc 25-200 com as seguintes características:

Potência (CV)	7,5
Altura manométrica (mH ₂ O)	60
Vazão (m ³ /h)	8,0
Rotação (rpm)	3500
Diâmetro do rotor (mm)	180

Tabela 10 – Características da bomba centrífuga

A Figura 19 mostra o conjunto motor - bomba, as tubulações de sucção e de recalque, e um registro de gaveta de 50mm adaptado na saída da bomba:



Figura 19 – Vista da bomba

2) Medidores de vazão

Foram utilizados dois medidores digitais com transdutores de vazão do tipo magnético indutivo, de marca Conaut, modelo KC 1000/6, e com as seguintes características:

	Medidor 1	Medidor 2
Capacidade (m ³ /h)	8,0	7,0
Diâmetro (mm)	25	32
Precisão	±1%	±1%

Tabela 11 – Especificações dos medidores de vazão

A Figura 20 mostra o transdutor de vazão de 25mm:

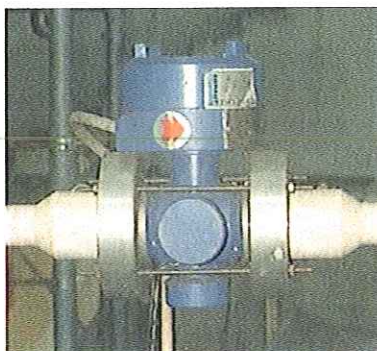


Figura 20 – Vista do transdutor de vazão de 25mm

A Figura 21 mostra o transdutor de vazão de 32mm montado na linha:



Figura 21 – Vista do transdutor de vazão de 32mm

A Figura 22 mostra os medidores digitais:



Figura 22 – Vista dos medidores de vazão

3) Medidores de pressão

Foram utilizados dois manômetros de marca IOPE, modelo Gulpress 1000, com leitura digital, precisão de duas casas decimais e fundo de escala equivalente a 60 mH₂O. A Figura 23 mostra um dos manômetros:

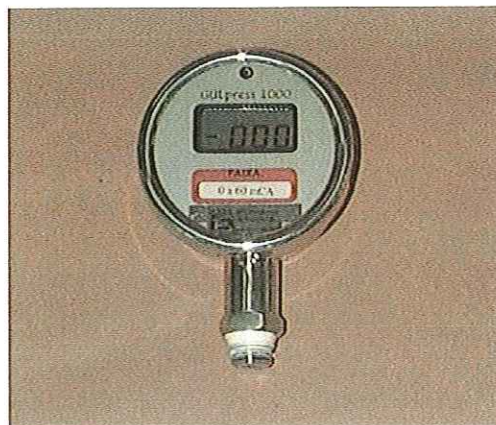


Figura 23 – Vista do manômetro

4) Ejetores

Oito ejtores foram desenhados conforme as medidas adotadas no item 2.2 deste trabalho. Os tarugos de PVC foram torneados na oficina mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos - USP. Os ejtores foram montados no Laboratório de Hidráulica da mesma escola. As peças torneadas foram inseridas e coladas nos "tês", assim como tubos curtos nas partes inferiores dos mesmos. Foram coladas nos extremos dos ejtores três luvas de união para que estes pudessem ser conectados às linhas principal e de sucção. Para os ejtores de 25mm, foram utilizados "tês" e luvas da marca Tigre, e para os de 32mm, da marca Fortilit. As Figuras nas páginas seguintes mostram as dimensões de cada ejtor:

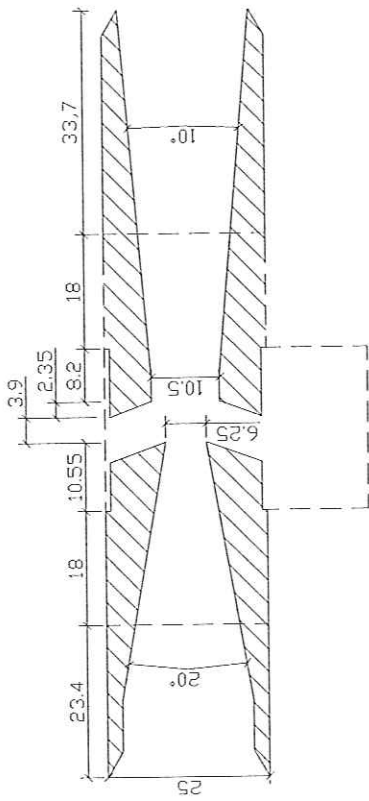


Figura 24 – Ejetor B(25)

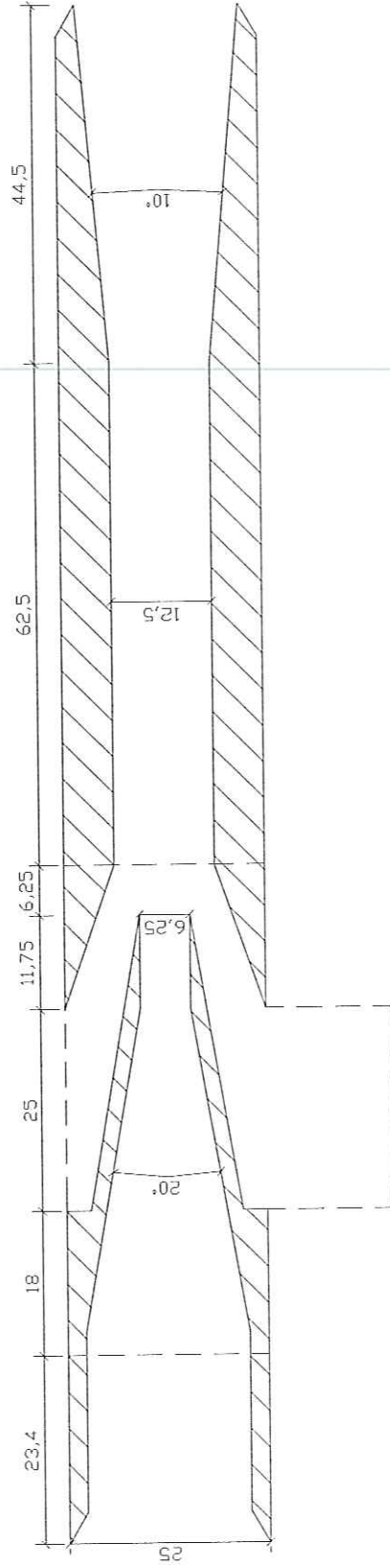


Figura 25 – Ejetor A1(25)

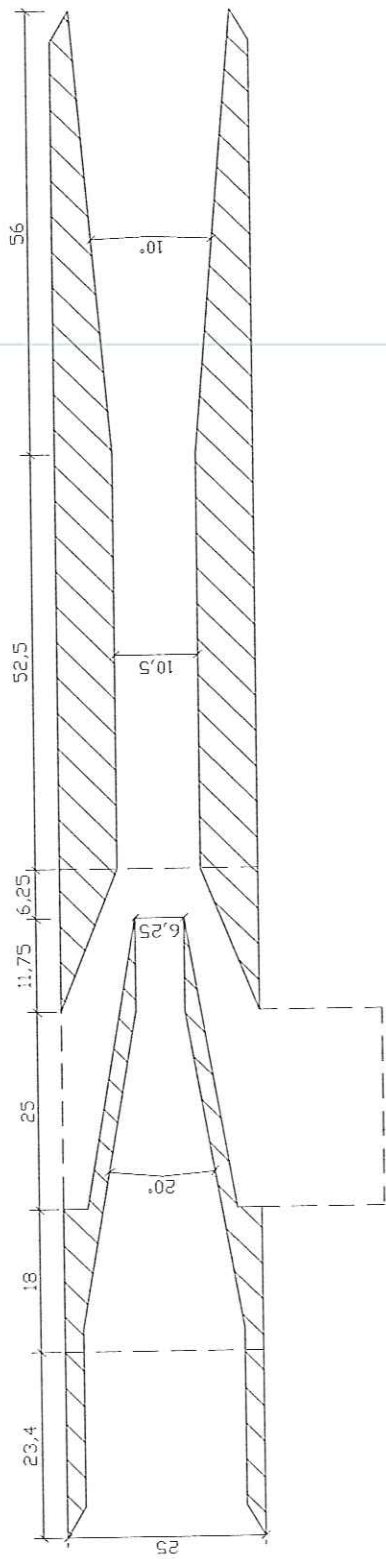


Figura 26 – Ejetor A2(25)

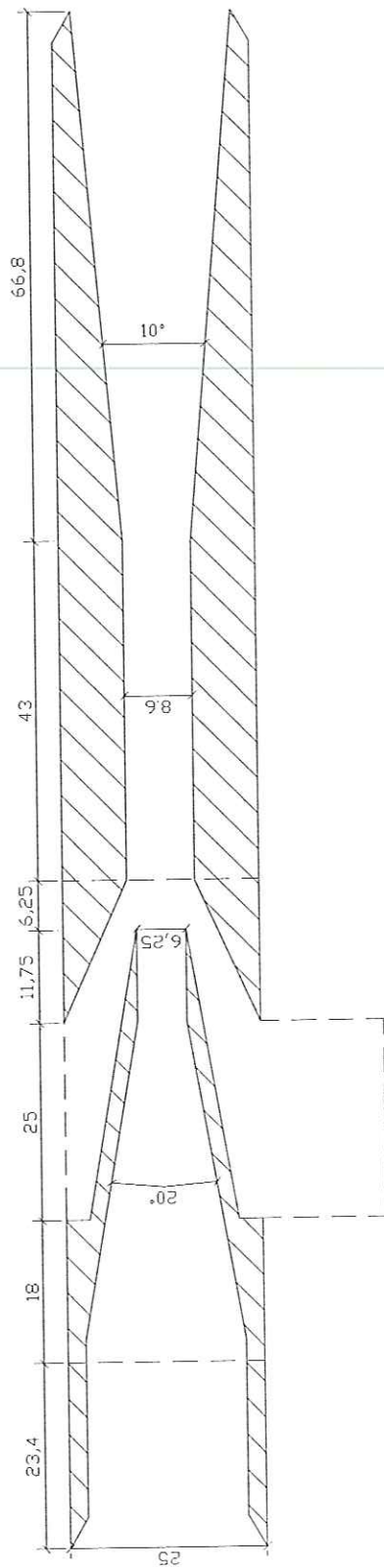


Figura 27 – Ejetor A3(25)

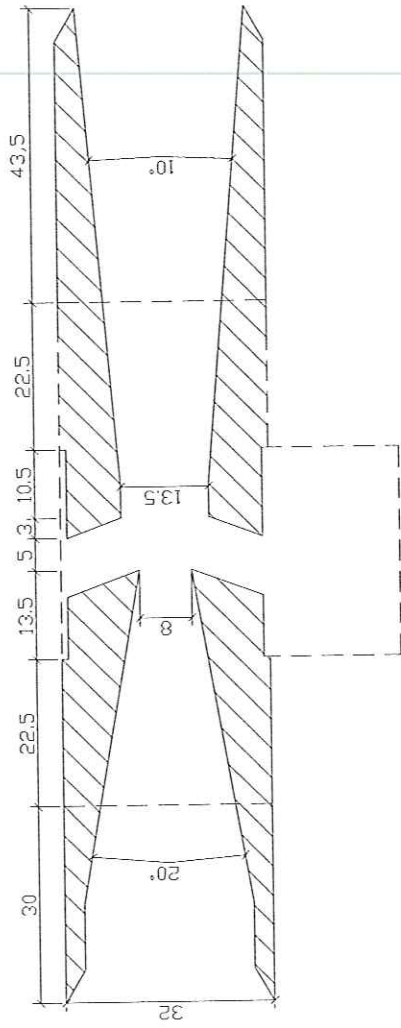


Figura 28 – Ejetor B(32)

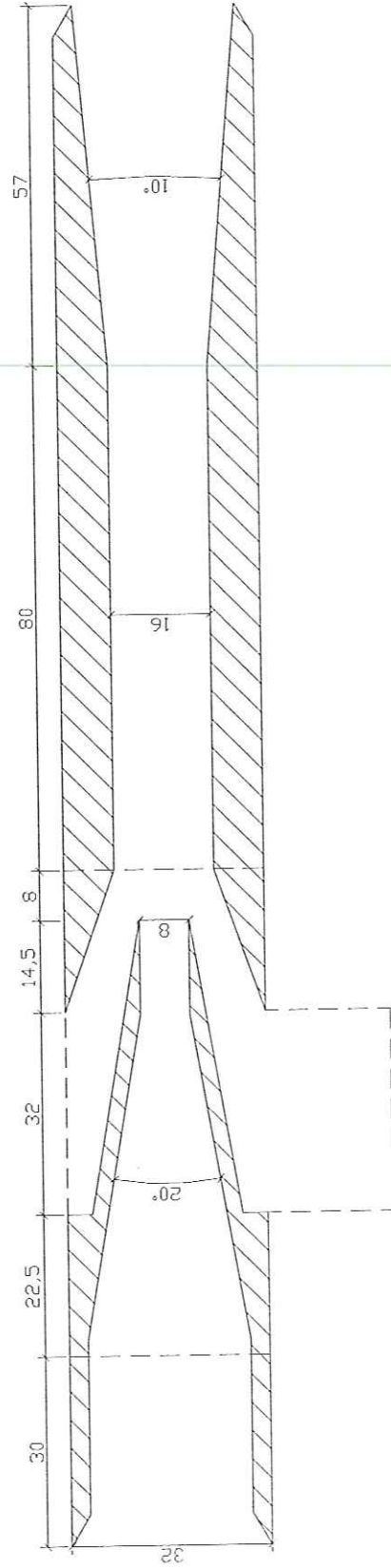


Figura 29 – Ejetor A1(32)

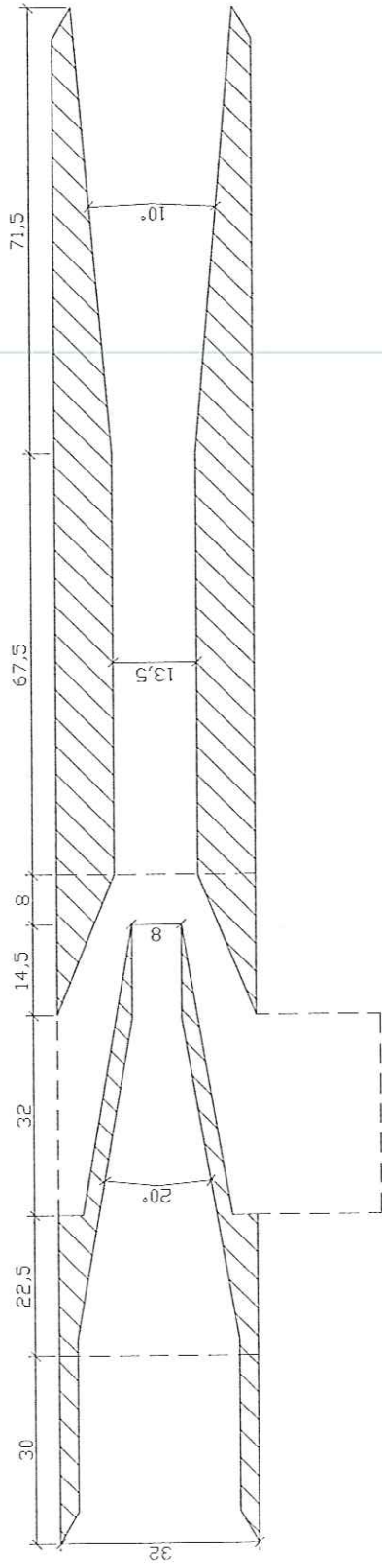


Figura 30 – Ejetor A2(32)

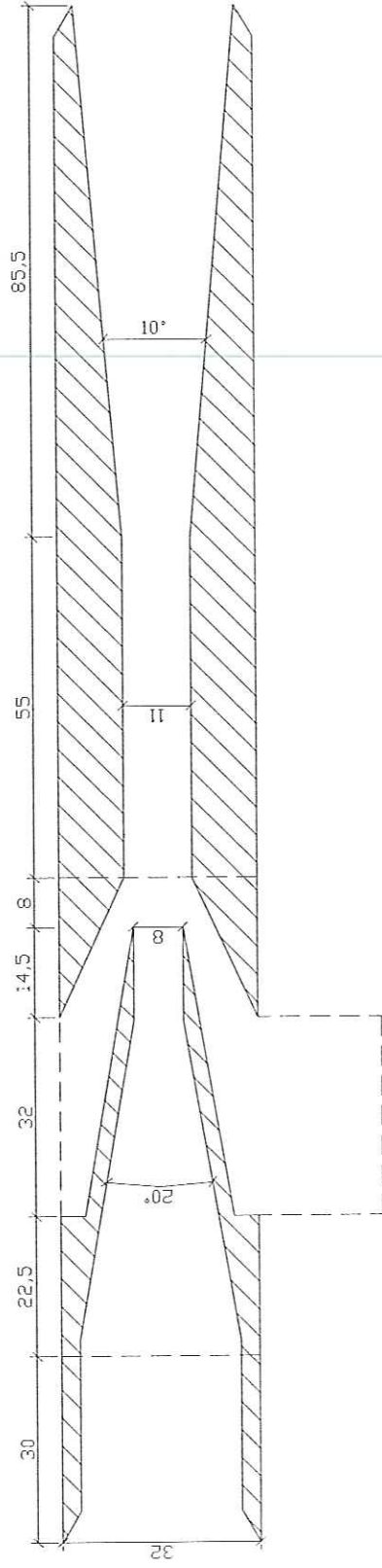


Figura 31 – Ejetor A3(32)

A Figura 32 mostra os ejetores dos tipos A2(32) e B(32), sem as luvas terem sido coladas ainda:

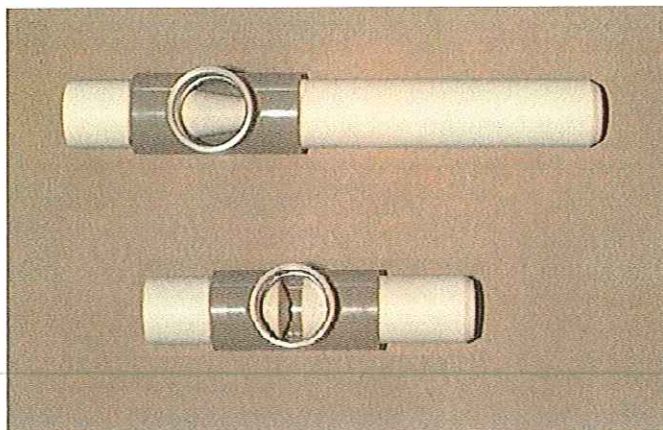


Figura 32 – Vista inferior dos ejetores A2(32) e B(32), sem as luvas

A Figura 33 mostra o ejetor A2(32) completo e com tomada de pressão em dois pontos diferentes:

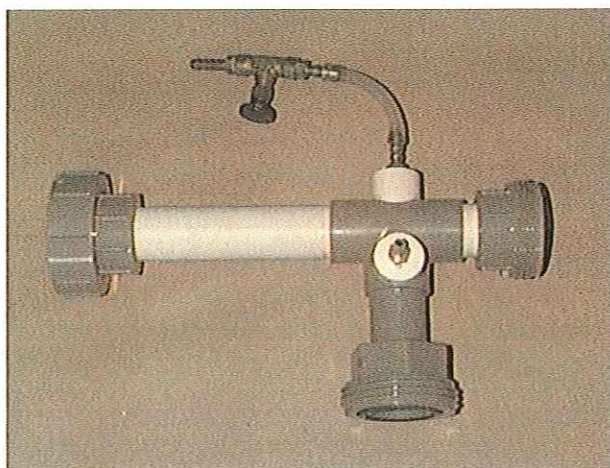


Figura 33 – Vista do ejetor A2(32) completo

O custo máximo desses ejetores foi estimado com base nos custos de mão de obra e dos materiais necessários para a fabricação dos ejetores do tipo A de 32mm:



Item	Valor (R\$)
Material, 0,45 kg de PVC	10,80
Mão de obra de torno, 2 horas	60,00
1 "tê" de 32 mm	0,84
3 luvas de união de 32mm	3,10
Custo total	74,74

Tabela 12 – Custo do ejetor A(32)

5) Vacuômetro

As pressões na sucção foram medidas através de um vacuômetro de coluna de mercúrio, com escala em milímetros e fundo de escala de 750 mm Hg, de marca IOPE e modelo CPR-750. A Figura 34 mostra o vacuômetro:



Figura 34 – Vista do vacuômetro

6) Caixas d'água

Foram utilizadas duas caixas d'água de amianto, de marca Eternit e com capacidade de 100 litros cada. Na Figura 35, observa-se que uma das caixas é utilizada para alimentar a outra através de uma tubulação no fundo das mesmas. Na caixa de sucção está inserida uma tubulação de 25mm com o transdutor de vazão de mesmo diâmetro apoiado entre duas escoras. O nível dessas caixas d'água é mantido aproximadamente constante através do uso de um extravasor na caixa de sucção.



Figura 35 – Vista das caixas d'água

7) Registros

A Tabela 13 mostra os tipos de registros utilizados, as marcas, os diâmetros e as quantidades dos mesmos:

Tipo de registro	D(mm)	Qtd.
Gaveta (Deca)	50	1
Globo (Tigre)	32	1
Agulha (Mipel)	32	2
Agulha (Mipel)	25	2

Tipo de registro	D(mm)	Qtd.
Globo (Akros)	25	1
Globo (Akros)	20	1

Tabela 13 – Registros

A Figura 36 mostra um registro de agulha de 32mm colocado na linha de alimentação dos ejetores. À direita do registro observa-se que a fixação da tubulação é feita através de braçadeiras e de escoras de ferro.



Figura 36 – Vista do registro de agulha de 32mm

A Figura 37 mostra o registro de globo de 25mm no interior da caixa d'água de sucção:



Figura 37 – Vista do registro de globo de 25mm

8) Acessórios

Os demais acessórios necessários à realização dos ensaios são: conexões, material elétrico para montagem da bomba, teflon, cola, mangueira do vacuômetro, amortecedor de oscilação de pressão na sucção, tarugos de PVC para confeccionar os suportes da mangueira e dos manômetros, etc.

3.1.2 Esquema de montagem

Utilizando dois tanques e uma bomba auxiliar já existentes no Laboratório de Hidráulica da Escola de Engenharia de São Carlos - USP, os materiais citados foram montados segundo a Figura 38, na página seguinte. A bomba (1) capta a água do tanque de alimentação e a conduz até o ejetor (9). O fluido secundário é elevado da caixa d'água (11), sendo o tanque de descarga então abastecido pela vazão resultante. A caixa d'água (11) é alimentada pela caixa auxiliar (14) para evitar problemas de turbulência na sucção. A bomba auxiliar abastece tanto a caixa (14) como o tanque de alimentação. A água do tanque de descarga retorna ao reservatório da bomba auxiliar através de um extravasor. O esquema utilizado neste trabalho é similar ao adotado por REDDY & KAR (1968). A diferença básica é que a descarga é feita em um nível acima da linha principal e não abaixo.

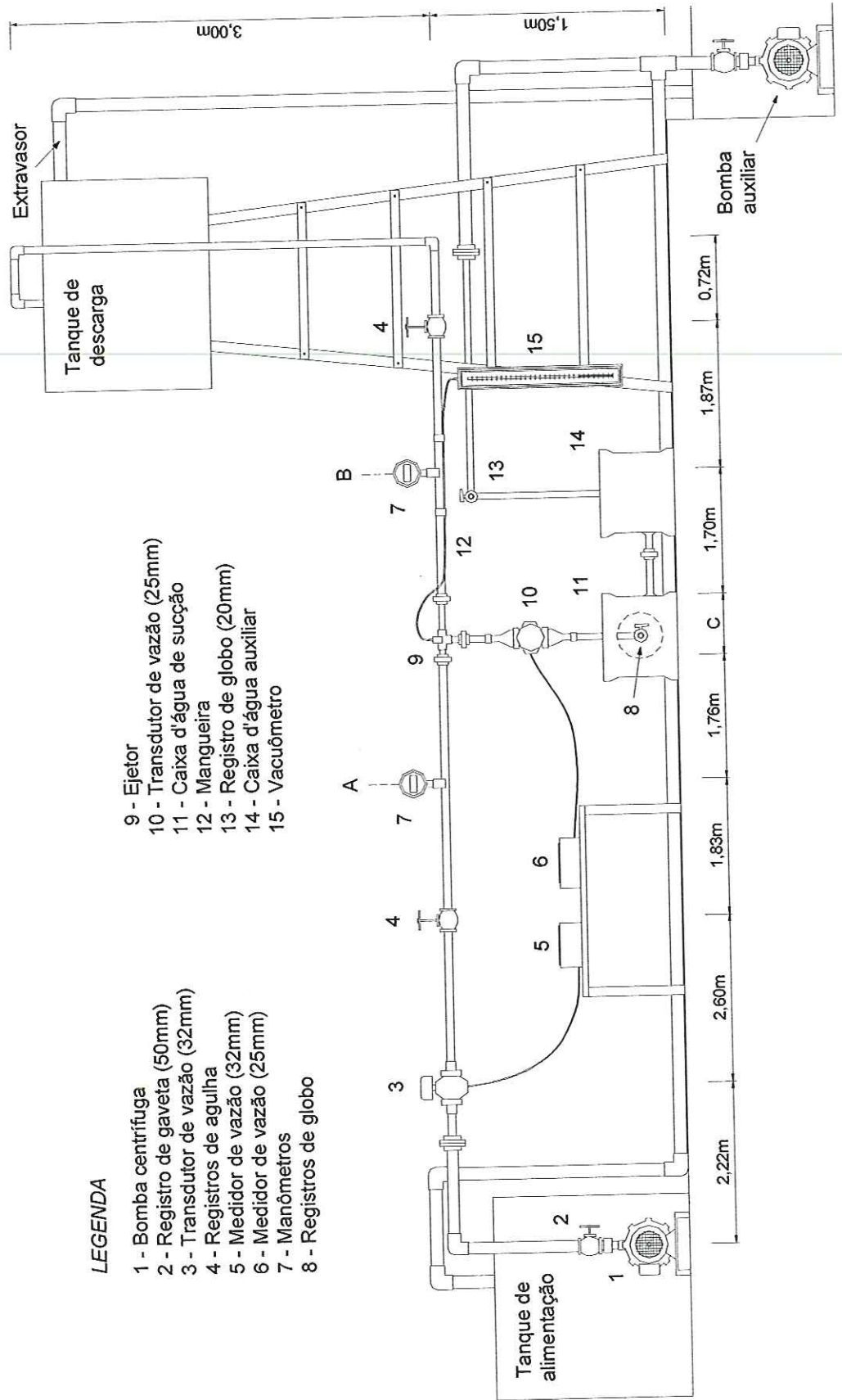


Figura 38 – Esquema de montagem experimental

A linha de saída da bomba (1) é de 50mm, sendo os diâmetros das tubulações de alimentação, de sucção e de descarga, e dos registros de agulha e de globo, iguais aos diâmetros dos "tês" dos ejetores utilizados. O comprimento total da linha varia de acordo com o comprimento C de cada ejetor. A Figura 39 mostra uma vista geral da montagem experimental:

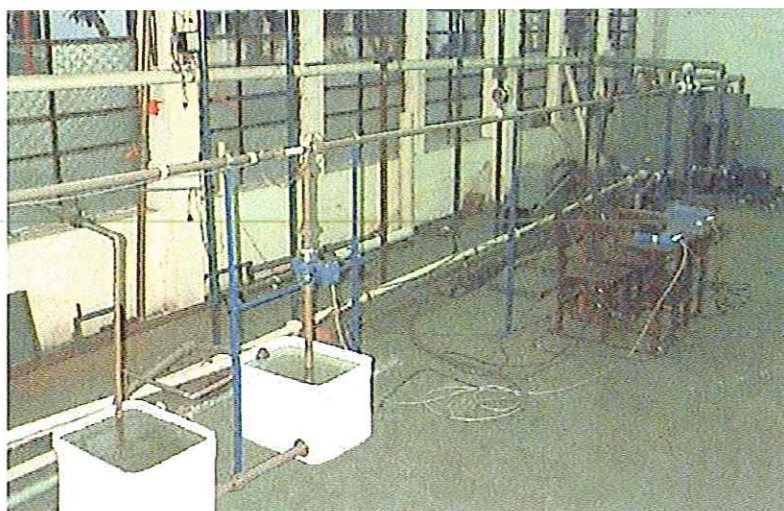


Figura 39 – Vista da montagem experimental

3.1.3 Tipos de Ensaios

Foram realizados experimentos preliminares com o ejetor A2(32) e observou-se que para as mesmas condições de funcionamento, a pressão de sucção não se alterava quando se utilizava o ponto de tomada de pressão na parte superior do "tê" ou na sua lateral. Portanto, nos demais ejetores essa pressão foi medida na parte superior dos "tês", necessitando de apenas um suporte para a mangueira do vacuômetro para cada ejetor. A Figura 40 mostra o ejetor A2(25) montado na linha com o detalhe do amortecedor de oscilação de pressão na mangueira:

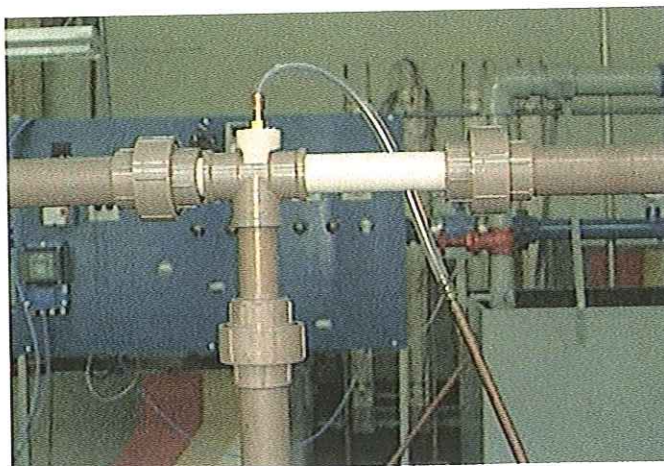


Figura 40 – Vista do ejeter A2(25) montado na linha

As pressões a montante e a jusante dos ejetores foram medidas nos pontos A e B (Figura 38). Sabendo as distâncias desses pontos aos pontos de entrada e de saída dos ejetores, tornou-se possível o cálculo das perdas de carga por atrito e, conseqüentemente, das pressões de alimentação e de descarga dos ejetores.

Buscando-se analisar os rendimentos máximos, as pressões de sucção máximas, os coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores e o fenômeno da cavitação, foram realizados três tipos de ensaios para cada aparelho:

1) Ensaio de rendimento máximo (E1)

Nesse ensaio P_A/γ variou de 10 a 50 mH₂O com incremento de 5 mH₂O. Isto foi conseguido através de ajustes no registro de agulha a montante dos ejetores, mantendo-se os demais registros abertos. Foi analisado o rendimento dos ejetores em função do número de Reynolds na tubulação de alimentação.

2) Ensaio de pressão de sucção máxima (E2)

Variou-se P_A/γ da mesma forma do ensaio anterior, porém manteve-se o registro de sucção fechado. Isto porque como as pressões e vazões de sucção são inversamente proporcionais, P_2 alcança o seu valor máximo quando Q_2 tende a zero. Analisou-se o gráfico adimensional $P_A/P_{A,MÁX} \times P_2/P_{2,MÁX}$, onde $P_{A,MÁX}$ e $P_{2,MÁX}$ são as pressões máximas no ponto A e na sucção, obtidas para cada diâmetro dos ejetores.

3) Ensaio para ajuste das curvas (E3)

Esse ensaio é do mesmo tipo do realizado por MUELLER (1964). Foram fixados valores de $P_A/\gamma = 50$ mH₂O e de $P_2/\gamma = -1,60$ mH₂O ajustando-se os registros de sucção e de descarga até o ponto em que Q_2 fosse igual a zero. Além disso, foi possível fixar-se também o valor de Q_1 para cada ejetor. Isto só foi conseguido porque nos ensaios com P_A/γ maior que 40 mH₂O, tanto as pressões como as vazões de alimentação não se alteravam quando os registros eram ajustados. Logo o valor de $P_A/\gamma = 50$ mH₂O foi escolhido para esse ensaio. O valor de $P_2/\gamma = -1,60$ mH₂O foi escolhido por esse ser o máximo obtido quando os registros de sucção e de descarga estavam completamente abertos. Portanto, no início dos ensaios com os ejetores que apresentavam valores absolutos de P_2/γ menores que 1,60, fechava-se o registro de sucção até que a pressão atingisse esse valor, já que a vazão é inversamente proporcional à pressão. Para a tomada de um próximo ponto de operação, fechava-se mais ainda o registro de sucção tornando o valor absoluto de P_2/γ maior que 1,60 e, fechando-se gradativamente o registro de descarga, P_2/γ retornava ao valor inicialmente fixado. Esse processo de fechamento dos registros de sucção e de descarga era repetido até que a vazão Q_2 fosse nula. Com um número fixo de 12

dados experimentais, foram traçadas curvas $M \times \eta$ e ajustados os coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores utilizando um modelo unidimensional.

3.2 Análise Teórica

3.2.1 Equação do rendimento

Na Figura 41, as seções 1, 2 e 3 representam respectivamente os pontos de alimentação, de sucção e de descarga do ejetor:

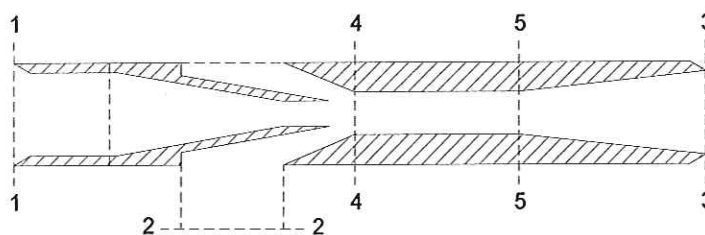


Figura 41 – Seções do ejetor

Medidas as vazões de alimentação e de sucção, e as pressões nos pontos A, B e na sucção do ejetor, as cargas nas seções 1, 2 e 3 foram calculadas pela equação de energia:

$$H_1 = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} - h_{A-1} \quad (18)$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (19)$$

$$H_3 = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + h_{3-B} \quad (20)$$

onde h_{A-1} e h_{3-B} são respectivamente as perdas de carga por atrito do ponto A à seção 1 e do ponto 3 à seção B, calculadas pela fórmula de Darcy - Weisbach:

$$h_{A-1} = f_{A-1} \frac{L_{A-1}}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} \quad (21)$$

$$h_{3-B} = f_{3-B} \frac{L_{3-B}}{D_3} \frac{V_3^2}{2g} \quad (22)$$

Os coeficientes de atrito f foram calculados pela fórmula de SWAMEE & JAIN (1976):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (23)$$

a qual é válida para $10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2}$ e $5 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8$. Onde ε é a rugosidade absoluta e $\text{Re} (=VD/\nu)$ é número de Reynolds, sendo ν a viscosidade cinemática.

Logo, a equação do rendimento utilizada é a mesma proposta por MUELLER (1964), expressa em função das relações de vazões e cargas totais nas seções 1, 2 e 3:

$$\eta = MN = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3} \quad (24)$$

Essa equação foi utilizada para compor as curvas de rendimento experimentais dos ensaios E1 e E3.

Aplicando as equações de continuidade, quantidade de movimento e energia através das seções, é possível se obter uma fórmula teórica para o

rendimento em função de M e N' , onde N' é a relação de carga teórica expressa em termos de M , R e dos coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores:

1) Equação de continuidade

Admitindo que o jato somente sofre influência da vazão de sucção na entrada da garganta, isto é, na seção 4, tem-se:

$$Q_4 = Q_1 + Q_2$$

onde $Q_1 = V_J A_J$ e $Q_2 = V_S A_S$, sendo $A_S = A_G - A_J$

Como a velocidade na seção 5 é dada por $V_D = \frac{Q_1 + Q_2}{A_G}$, tem-se:

$$Q_5 = V_D A_G$$

Logo, aplicando a equação de continuidade entre as seções 4 e 5, tem-se:

$$V_J A_J + V_S A_S = V_D A_G \quad (25)$$

Assim, as velocidades V_S e V_D podem ser expressas em função de V_J , M e R :

$$\frac{V_S}{V_J} = \frac{Q_2/A_S}{Q_1/A_J}$$

Como $R = \frac{A_J}{A_G}$ e $M = \frac{Q_2}{Q_1}$, tem-se:

$$V_S = V_J \left(\frac{MR}{1-R} \right) \quad (26)$$

Dividindo a eq. (25) por A_G , tem-se:

$$V_D = V_J R + V_S (1-R)$$

Logo, expressando V_S em função de V_J , tem-se:

$$V_D = V_J R (1+M) \quad (27)$$

2) Equação de quantidade de movimento

Fazendo um balanço das forças entre as seções 4 e 5, admitindo que os fluidos misturados têm a mesma densidade, e considerando a perda de carga por atrito h_3 na garganta, obtém-se a seguinte equação:

$$A_G \frac{P_4}{\gamma} + Q_1 \frac{V_J}{g} + Q_2 \frac{V_S}{g} = A_G \frac{P_5}{\gamma} + A_G h_3 + (Q_1 + Q_2) \frac{V_D}{g} \quad (28)$$

Como $Q_1 = V_J A_J$ e $Q_2 = V_S A_S$, essa equação pode ser simplificada dividindo-a por A_G , isolando P_4/γ , P_5/γ e h_3 , e colocando as velocidades em função de V_J :

$$\frac{P_4}{\gamma} - \frac{P_5}{\gamma} - h_3 = \frac{V_J^2}{g} \left[R^2 (1+M)^2 - R - \frac{M^2 R^2}{(1-R)} \right] \quad (29)$$

Considerando que a perda de carga na garganta é dada por:

$$h_3 = K_G \frac{V_D^2}{2g} \quad (30)$$

onde,

$$K_G = f \frac{L}{D} \quad (31)$$

e substituindo V_D por V_J , tem-se:

$$h_3 = K_G \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2 \quad (32)$$

Logo, a eq. (29) pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{P_4 - P_5}{\gamma} = \frac{V_J^2}{2g} \left[2R^2(1+M)^2 - 2R - \frac{2M^2R^2}{(1-R)} + K_3R^2(1+M)^2 \right] \quad (33)$$

3) Equação de energia

As energias totais nos pontos 1, 2 e 3 podem ser expressas em função das cargas de pressão nos pontos 4 e 5, das velocidades V_J , V_S e V_D , e das perdas de carga no bocal de alimentação (h_1), na câmara de sucção (h_2) e no difusor (h_4):

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_J^2}{2g} + h_1 \quad (34)$$

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_S^2}{2g} + h_2 \quad (35)$$

$$H_3 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} - h_4 \quad (36)$$

Além das velocidades V_S e V_D , as perdas de carga h_1 , h_2 e h_4 também podem ser expressas em função de V_J :

$$h_1 = K_B \frac{V_J^2}{2g} \quad (37)$$

onde,

$$K_B = \left(\frac{1}{C_d^2} - 1 \right) \quad (38)$$

sendo C_d o coeficiente de descarga do bocal de alimentação.

$$h_2 = K_S \frac{V_S^2}{2g} = K_S \frac{V_J^2}{2g} \frac{M^2 R^2}{(1-R)^2} \quad (39)$$

onde K_S é o coeficiente de perda total na câmara de sucção.

$$h_4 = K_D \frac{V_D^2}{2g} = K_D \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2 \quad (40)$$

onde,

$$K_D = (1 - \eta_D) \quad (41)$$

sendo η_D o rendimento do difusor.

Como $N = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_3}$, colocando as equações (34), (35) e (36) em função de P_4/γ , P_5/γ , R , M , V_J e dos coeficientes de perda de carga, essa equação passa a ser expressa da seguinte forma:

$$N' = \frac{\frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2 - K_D \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2 - \frac{P_4}{\gamma} - \frac{V_J^2}{2g} \frac{M^2 R^2}{(1-R)^2} - K_S \frac{V_J^2}{2g} \frac{M^2 R^2}{(1-R)^2}}{\frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_J^2}{2g} + K_B \frac{V_J^2}{2g} - \frac{P_5}{\gamma} - \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2 + K_D \frac{V_J^2}{2g} R^2 (1+M)^2} \quad (42)$$

Substituindo $\frac{P_4 - P_5}{\gamma}$ pela eq. (33), colocando os termos comuns em evidência, e desenvolvendo a expressão tem-se uma equação semelhante à desenvolvida por SANGER (1970):

$$N' = \frac{2R + \frac{2R^2 M^2}{1-R} - (1 + K_G + K_D) R^2 (1+M)^2 - (1 + K_S) \frac{R^2 M^2}{(1-R)^2}}{1 + K_B - 2R - \frac{2R^2 M^2}{1-R} + R^2 (1+M)^2 (1 + K_G + K_D)} \quad (43)$$

onde o rendimento teórico é dado por:

$$\eta' = MN' \quad (44)$$

3.2.2 Ajuste das curvas

Os coeficientes de perda de carga foram obtidos ajustando-se a eq. (44) aos dados experimentais. Isto foi conseguido através da utilização do método dos mínimos quadrados e da ferramenta de busca *Solver* do programa *Microsoft Excel*.

Para cada um dos 12 valores de M medidos tem-se um valor de N e de N' correspondentes. Assim, como $\eta = MN$ e $\eta' = MN'$, a função objetivo foi expressa da seguinte forma:

$$\text{Minimizar } \sum_1^{12-n} (\eta - \eta')^2, \text{ variando } K_B, K_S, K_G \text{ e } K_D \quad (45)$$

Sujeita às restrições:

$$0,041 < K_B < 0,181$$

$$K_S > 0,90$$

$$0,060 < K_G < 0,075$$

$$0,10 < K_D < 0,30$$

Esses limites foram determinados com base no item 2.3.2 deste trabalho. Os limites de K_B são para valores de C_d variando entre 0,92 e 0,98, os de K_G são para valores de f entre 0,012 e 0,015, e os de K_D são para valores de η_D entre 0,70 e 0,90. Adotou-se um limite inferior para K_S de 0,90 admitindo-se que a perda na câmara de sucção é maior do que a perda em um cotovelo de 90°.

O número n do somatório corresponde ao número de pontos que entraram no regime de cavitação. Considerou-se então que esses pontos são aqueles contidos na faixa de declínio brusco do rendimento, caracterizada por ruídos típicos do fenômeno. Logo, como a fórmula de η' é válida somente para os pontos fora desse regime, o somatório deve ser estendido até o ponto 12- n .

Para os ejetores do tipo do B a função objetivo utilizada foi a mesma. Porém, como esses ejetores não possuem garganta e apresentam rendimentos mais baixos, as restrições foram modificadas da seguinte forma:

$$0,156 < K_B < 0,262$$

$$K_S > 0,90$$

$$K_G = 0$$

$$0,20 < K_D < 0,40$$

Os limites de K_B são para valores de C_d variando entre 0,89 e 0,93, e os de K_D são para valores de η_D entre 0,60 e 0,80. Adotou-se o mesmo limite inferior para K_S admitindo-se que a perda na câmara de sucção desses ejetores é ainda maior do que a perda dos ejetores do tipo A.

Para se avaliar o nível de ajuste das curvas teóricas, calculou-se o coeficiente de correlação pela seguinte fórmula:

$$r = \frac{(12 - n)(\sum \eta \eta') - (\sum \eta)(\sum \eta')}{\sqrt{[(12 - n)\sum \eta^2 - (\sum \eta)^2][(12 - n)\sum \eta'^2 - (\sum \eta')^2]}}$$

Logo, quanto mais próximo de 1,0 for o valor de r^2 melhores serão os ajustes.

Para cada tipo de ejetor, utilizou-se a média dos coeficientes de perda de carga ajustados para gerar curvas teóricas $M \times N'$ e $M \times \eta'$ para valores de R variando de 0,20 a 0,80.

3.2.3 Cavitação

Os coeficientes de descarga ajustados e as curvas de rendimento experimentais, resultantes dos ensaios do tipo E3, foram utilizados no estudo da cavitação. Como nesse ensaio P_1 , Q_1 e P_2 foram mantidos aproximadamente constantes, a cavitação foi causada devido ao aumento de Q_2 e, conseqüentemente, aumento de M e redução de P_3 .

Baseando-se na eq.(17) do item 2.3.4 deste trabalho, a condição para que não ocorra cavitação é a seguinte:

$$X_1 - X_2 \geq 0 \quad (47)$$

onde,

$$X_1 = \frac{C_d^2 (1-R)^2}{M^2 R^2} \text{ e } X_2 = \frac{V_J^2 / 2g}{\frac{P_{ATM} - P_V + P_2}{\gamma}}$$

O valor teórico de M para o início do regime de cavitação, isto é, quando $X_1 = X_2$, foi chamado de M' . Portanto, o valor de M' para cada ejetor foi calculado variando-se M até que $X_1 - X_2 = 0$.

A carga relativa à pressão atmosférica foi calculada pela seguinte fórmula:

$$\frac{P_{ATM}}{\gamma} = \frac{13,6(760 - 0,081 \cdot h)}{1000}$$

Considerando que os experimentos foram realizados a uma altitude h de 880m, tem-se $P_{ATM}/\gamma = 9,37$ mH₂O. Adotou-se uma carga de pressão de vapor $P_V/\gamma = 0,24$ mH₂O, admitindo-se que o líquido de sucção está a uma temperatura de 20°C. Para simplificar os cálculos, a carga de velocidade na sucção foi desprezada devido ao seu valor mínimo.

Logo, foi realizada uma comparação entre os pontos de início de cavitação teóricos e experimentais através dos gráficos $M \times \eta$ de cada ejetor.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esse capítulo foi dividido em quatro partes: resultados e discussão dos ensaios 1, 2, 3 e da análise de cavitação. Nas tabelas apresentadas, os dados experimentais são P_A/γ , Q_1 , Q_2 , P_2/γ e P_B/γ . As velocidades V_1 , V_2 e V_3 foram calculadas pela equação de continuidade. Os demais parâmetros foram calculados pelas fórmulas apresentadas no item 3.2 deste trabalho. Para o cálculo das perdas de carga adotou-se $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (20°C) e $\varepsilon = 0,0015 \text{ mm}$ (PVC), sendo os valores de $L_{A-1} = 1,76\text{m}$ e de $L_{3-B} = 1,70\text{m}$ obtidos na Figura 38.

4.1 Ensaio 1

Através de ajustes no registro de alimentação, sendo os registros de sucção e de descarga mantidos completamente abertos, foram obtidas as seguintes tabelas de resultados para cada ejetor:

Ejetor B(25)

$P_{A1}/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$Q_2(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$
10,00	0,453	0,000	-1,46	4,10
15,00	0,539	0,053	-1,47	5,00
20,00	0,614	0,103	-1,49	6,20
25,00	0,678	0,150	-1,50	7,30
30,00	0,747	0,183	-1,51	8,50
35,00	0,797	0,219	-1,52	9,80
40,00	0,903	0,272	-1,54	10,90
45,00	0,956	0,300	-1,55	12,40
50,00	0,997	0,331	-1,56	13,70

Tabela 14 – Dados experimentais E1/B(25)

$V_1(\text{m/s})$	$V_2(\text{m/s})$	$V_3(\text{m/s})$	Re_{A-1}	Re_{3-B}	f_{A-1}	f_{3-B}	$h_{A-1}(\text{m})$	$h_{3-B}(\text{m})$	$H_1(\text{mH}_2\text{O})$	$H_2(\text{mH}_2\text{O})$	$H_3(\text{mH}_2\text{O})$	M	N	$\eta(\%)$
0,922	0,000	0,922	23060	23060	0,0251	0,0251	0,077	0,074	9,97	-1,46	4,22	0,00	0,99	0,00
1,098	0,108	1,205	27446	30134	0,0241	0,0235	0,104	0,119	14,96	-1,47	5,19	0,10	0,68	6,69
1,251	0,209	1,460	31266	36501	0,0233	0,0225	0,131	0,166	19,95	-1,48	6,48	0,17	0,59	9,89
1,381	0,306	1,686	34520	42160	0,0228	0,0218	0,156	0,215	24,94	-1,49	7,66	0,22	0,53	11,72
1,522	0,373	1,896	38057	47394	0,0223	0,0213	0,186	0,265	29,93	-1,51	8,95	0,25	0,50	12,22
1,624	0,447	2,071	40603	51780	0,0220	0,0208	0,208	0,310	34,93	-1,51	10,33	0,28	0,48	13,25
1,839	0,555	2,394	45979	59844	0,0214	0,0202	0,260	0,401	39,91	-1,52	11,59	0,30	0,46	13,97
1,947	0,611	2,558	48667	63947	0,0211	0,0199	0,287	0,452	44,91	-1,53	13,19	0,31	0,46	14,57
2,032	0,673	2,705	50790	67625	0,0209	0,0197	0,310	0,500	49,90	-1,54	14,57	0,33	0,46	15,12

Tabela 15 – Cálculos E1/B(25)

Ejetor A1(25)

$P_{A/\gamma}$ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	$P_{2/\gamma}$ (mH ₂ O)	$P_{B/\gamma}$ (mH ₂ O)
13,50	0,483	0,000	-1,46	4,00
15,00	0,506	0,039	-1,46	4,20
20,00	0,583	0,119	-1,47	5,60
25,00	0,644	0,186	-1,49	6,90
30,00	0,706	0,247	-1,50	8,20
35,00	0,753	0,297	-1,52	9,80
40,00	0,783	0,347	-1,54	11,00
45,00	0,839	0,403	-1,55	12,00
50,00	0,883	0,442	-1,56	13,40

Tabela 16 – Dados experimentais E1/A1(25)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_{A-1}	Re_{3-B}	f_{A-1}	f_{3-B}	h_{A-1} (m)	h_{3-B} (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,985	0,000	0,985	24617	24617	0,0247	0,0247	0,086	0,083	13,46	-1,46	4,13	0,00	0,60	0,00
1,030	0,079	1,109	25748	27729	0,0244	0,0240	0,093	0,102	14,96	-1,46	4,37	0,08	0,55	4,23
1,188	0,243	1,432	29710	35793	0,0236	0,0226	0,120	0,151	19,95	-1,47	5,87	0,21	0,52	10,66
1,313	0,379	1,692	32822	42301	0,0231	0,0218	0,143	0,216	24,95	-1,48	7,26	0,29	0,49	14,28
1,437	0,504	1,941	35935	48526	0,0226	0,0211	0,168	0,276	29,94	-1,49	8,67	0,35	0,48	16,73
1,534	0,606	2,139	38340	53478	0,0223	0,0207	0,188	0,328	34,93	-1,51	10,36	0,40	0,48	19,07
1,596	0,707	2,303	39896	57580	0,0221	0,0204	0,202	0,375	39,93	-1,51	11,65	0,44	0,47	20,62
1,709	0,821	2,530	42726	63239	0,0217	0,0200	0,228	0,443	44,92	-1,52	12,77	0,48	0,44	21,33
1,800	0,900	2,699	44989	67484	0,0215	0,0197	0,250	0,498	49,92	-1,52	14,27	0,50	0,44	22,15

Tabela 17 – Cálculos E1/A1(25)

Ejetor A2(25)

P_A/γ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	P_2/γ (mH ₂ O)	P_B/γ (mH ₂ O)
10,00	0,406	0,061	-1,46	3,50
15,00	0,481	0,169	-1,47	4,60
20,00	0,553	0,250	-1,49	6,10
25,00	0,615	0,322	-1,51	7,50
30,00	0,669	0,369	-1,52	9,10
35,00	0,722	0,414	-1,55	10,50
40,00	0,772	0,450	-1,58	11,70
45,00	0,817	0,489	-1,59	12,70
50,00	0,861	0,533	-1,60	13,40

Tabela 18 – Dados experimentais E1/A2(25)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_{A-1}	Re_{3-B}	f_{A-1}	f_{3-B}	h_{A-1} (m)	h_{3-B} (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,826	0,124	0,951	20655	23768	0,0258	0,0249	0,063	0,078	9,97	-1,46	3,62	0,15	0,80	12,07
0,979	0,345	1,324	24475	33105	0,0247	0,0230	0,085	0,140	14,96	-1,47	4,83	0,35	0,62	21,91
1,126	0,509	1,635	28154	40886	0,0239	0,0220	0,109	0,204	19,96	-1,47	6,44	0,45	0,59	26,48
1,253	0,656	1,910	31337	47748	0,0233	0,0212	0,131	0,268	24,95	-1,49	7,95	0,52	0,56	29,10
1,364	0,753	2,116	34096	52912	0,0229	0,0208	0,153	0,322	29,94	-1,50	9,65	0,55	0,55	30,32
1,471	0,843	2,315	36784	57863	0,0225	0,0204	0,175	0,378	34,94	-1,51	11,15	0,57	0,53	30,52
1,573	0,917	2,490	39330	62249	0,0221	0,0200	0,197	0,431	39,93	-1,53	12,45	0,58	0,51	29,64
1,664	0,996	2,660	41594	66493	0,0219	0,0198	0,217	0,485	44,92	-1,54	13,55	0,60	0,48	28,78
1,754	1,087	2,841	43857	71021	0,0216	0,0195	0,239	0,546	49,92	-1,54	14,36	0,62	0,45	27,69

Tabela 19 – Cálculos E1/A2(25)

Ejetor A3(25)

$P_{A\gamma}$ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	$P_{2\gamma}$ (mH ₂ O)	$P_{B\gamma}$ (mH ₂ O)
10,00	0,414	0,081	-1,51	4,20
15,00	0,497	0,144	-1,51	5,20
20,00	0,569	0,203	-1,52	6,30
25,00	0,636	0,256	-1,54	7,50
30,00	0,692	0,294	-1,55	8,90
35,00	0,744	0,328	-1,56	10,10
40,00	0,797	0,361	-1,58	11,10
45,00	0,844	0,372	-1,59	12,00
50,00	0,889	0,372	-1,59	12,90

Tabela 20 – Dados experimentais E1/A3(25)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_{A-1}	Re_{3-B}	f_{A-1}	f_{3-B}	h_{A-1} (m)	h_{3-B} (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,843	0,164	1,007	21080	25183	0,0256	0,0246	0,065	0,086	9,97	-1,51	4,34	0,20	1,04	20,21
1,013	0,294	1,307	25324	32681	0,0245	0,0231	0,090	0,137	14,96	-1,51	5,42	0,29	0,73	21,11
1,160	0,413	1,573	29002	39330	0,0237	0,0221	0,115	0,190	19,95	-1,52	6,62	0,36	0,61	21,71
1,296	0,521	1,817	32398	45414	0,0231	0,0215	0,139	0,245	24,95	-1,52	7,91	0,40	0,55	22,26
1,409	0,600	2,009	35227	50224	0,0227	0,0210	0,162	0,294	29,94	-1,53	9,40	0,43	0,53	22,66
1,517	0,668	2,184	37915	54609	0,0223	0,0206	0,184	0,341	34,93	-1,54	10,68	0,44	0,50	22,20
1,624	0,736	2,360	40603	58995	0,0220	0,0203	0,208	0,391	39,93	-1,55	11,78	0,45	0,47	21,44
1,720	0,758	2,479	43008	61966	0,0217	0,0201	0,231	0,427	44,92	-1,56	12,74	0,44	0,44	19,59
1,811	0,758	2,569	45272	64230	0,0215	0,0199	0,253	0,456	49,91	-1,56	13,69	0,42	0,42	17,63

Tabela 21 – Cálculos E1/A3(25)

Ejetor B(32)

P_A/γ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	P_2/γ (mH ₂ O)	P_B/γ (mH ₂ O)
11,50	0,736	0,000	-1,44	3,70
15,00	0,832	0,051	-1,44	4,40
20,00	0,956	0,108	-1,45	5,60
25,00	1,061	0,161	-1,45	6,90
30,00	1,142	0,207	-1,46	8,00
35,00	1,242	0,308	-1,47	8,20
40,00	1,328	0,361	-1,49	9,30
45,00	1,408	0,403	-1,50	10,30
50,00	1,483	0,467	-1,51	11,40

Tabela 22 – Dados experimentais E1/B(32)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_{A-1}	Re_{3-B}	f_{A-1}	f_{3-B}	h_{A-1} (m)	h_{3-B} (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,915	0,000	0,915	29290	29290	0,0237	0,0237	0,056	0,054	11,49	-1,44	3,80	0,00	0,68	0,00
1,034	0,064	1,098	33103	35148	0,0230	0,0227	0,069	0,074	14,99	-1,44	4,54	0,06	0,57	3,53
1,188	0,135	1,323	38021	42332	0,0223	0,0217	0,088	0,103	19,98	-1,45	5,79	0,11	0,51	5,78
1,319	0,200	1,520	42222	48632	0,0217	0,0211	0,106	0,132	24,98	-1,45	7,15	0,15	0,48	7,32
1,420	0,257	1,677	45427	53661	0,0214	0,0206	0,121	0,157	29,98	-1,46	8,30	0,18	0,45	8,16
1,544	0,383	1,927	49406	61674	0,0210	0,0200	0,140	0,201	34,98	-1,47	8,59	0,25	0,38	9,46
1,651	0,449	2,100	52832	67201	0,0207	0,0197	0,158	0,235	39,98	-1,48	9,76	0,27	0,37	10,11
1,751	0,501	2,252	56037	72064	0,0204	0,0194	0,176	0,266	44,98	-1,49	10,82	0,29	0,36	10,31
1,844	0,580	2,425	59022	77590	0,0202	0,0191	0,193	0,304	49,98	-1,50	12,00	0,32	0,36	11,18

Tabela 23 – Cálculos E1/B(32)

Ejetor A1(32)

P_A/γ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	P_2/γ (mH ₂ O)	P_B/γ (mH ₂ O)
11,00	0,725	0,000	-1,50	3,40
15,00	0,831	0,038	-1,50	4,50
20,00	0,925	0,143	-1,50	5,90
25,00	1,025	0,229	-1,51	7,30
30,00	1,122	0,307	-1,51	8,90
35,00	1,208	0,376	-1,52	10,30
40,00	1,294	0,438	-1,54	11,80
45,00	1,367	0,494	-1,55	13,10
50,00	1,442	0,549	-1,56	14,80

Tabela 24 – Dados experimentais E1/A1(32)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_1	Re_3	f_1	f_3	Δh_1 (m)	Δh_3 (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,901	0,000	0,901	28848	28848	0,0237	0,0237	0,054	0,052	10,99	-1,50	3,49	0,00	0,67	0,00
1,033	0,047	1,079	33048	34540	0,0230	0,0228	0,069	0,072	14,99	-1,50	4,63	0,05	0,59	2,67
1,150	0,178	1,328	36806	42498	0,0224	0,0217	0,083	0,104	19,98	-1,50	6,09	0,16	0,55	8,45
1,275	0,285	1,559	40785	49903	0,0219	0,0210	0,100	0,138	24,98	-1,51	7,56	0,22	0,52	11,64
1,395	0,382	1,777	44653	56866	0,0215	0,0204	0,117	0,174	29,98	-1,50	9,24	0,27	0,52	14,16
1,502	0,468	1,970	48079	63056	0,0211	0,0199	0,134	0,210	34,98	-1,51	10,71	0,31	0,50	15,68
1,610	0,544	2,154	51506	68914	0,0208	0,0196	0,151	0,246	39,98	-1,52	12,28	0,34	0,50	16,84
1,699	0,615	2,314	54380	74053	0,0206	0,0193	0,167	0,280	44,98	-1,53	13,65	0,36	0,49	17,53
1,793	0,682	2,475	57364	79193	0,0203	0,0190	0,183	0,315	49,98	-1,54	15,43	0,38	0,49	18,69

Tabela 25 – Cálculos E1/A1(32)

Ejetor A2(32)

P_A/γ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	P_2/γ (mH ₂ O)	P_B/γ (mH ₂ O)
10,00	0,797	0,038	-1,44	4,70
15,00	0,958	0,164	-1,45	6,60
20,00	1,103	0,256	-1,46	8,50
25,00	1,225	0,335	-1,47	10,40
30,00	1,339	0,408	-1,50	12,30
35,00	1,442	0,469	-1,51	14,20
40,00	1,536	0,532	-1,52	16,10
45,00	1,617	0,592	-1,55	17,90
50,00	1,689	0,672	-1,58	19,30

Tabela 26 – Dados experimentais E1/A2(32)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_1	Re_3	f_1	f_3	Δh_1 (m)	Δh_3 (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,991	0,047	1,038	31721	33214	0,0232	0,0230	0,064	0,067	9,99	-1,44	4,82	0,05	1,21	5,70
1,192	0,204	1,395	38132	44653	0,0223	0,0215	0,089	0,113	14,98	-1,45	6,81	0,17	1,01	17,29
1,371	0,318	1,689	43879	54048	0,0216	0,0206	0,114	0,159	19,98	-1,46	8,80	0,23	0,92	21,27
1,523	0,416	1,939	48743	62061	0,0211	0,0200	0,137	0,204	24,98	-1,47	10,80	0,27	0,86	23,62
1,665	0,508	2,173	53274	69522	0,0207	0,0195	0,161	0,250	29,98	-1,49	12,79	0,31	0,83	25,33
1,793	0,584	2,376	57364	76043	0,0203	0,0192	0,183	0,293	34,98	-1,49	14,78	0,33	0,81	26,24
1,910	0,661	2,571	61122	82288	0,0201	0,0189	0,205	0,338	39,98	-1,50	16,78	0,35	0,79	27,28
2,010	0,736	2,746	64327	87869	0,0199	0,0186	0,225	0,380	44,98	-1,52	18,66	0,37	0,77	28,07
2,100	0,836	2,936	67201	93948	0,0197	0,0184	0,243	0,429	49,98	-1,54	20,17	0,40	0,73	28,98

Tabela 27 – Cálculos E1/A2(32)

Ejetor A3(32)

P_A/γ (mH ₂ O)	Q_1 (l/s)	Q_2 (l/s)	P_2/γ (mH ₂ O)	P_B/γ (mH ₂ O)
10,00	0,767	0,088	-1,50	4,60
15,00	0,922	0,169	-1,51	6,10
20,00	1,017	0,258	-1,51	7,50
25,00	1,103	0,361	-1,52	8,80
30,00	1,178	0,431	-1,54	10,30
35,00	1,253	0,496	-1,55	11,70
40,00	1,322	0,525	-1,55	12,90
45,00	1,383	0,528	-1,56	13,70
50,00	1,450	0,532	-1,56	14,40

Tabela 28 – Dados experimentais E1/A3(32)

V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_3 (m/s)	Re_1	Re_3	f_1	f_3	Δh_1 (m)	Δh_3 (m)	H_1 (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)
0,953	0,109	1,062	30506	33987	0,0234	0,0228	0,060	0,070	9,99	-1,50	4,73	0,11	1,18	13,51
1,147	0,211	1,357	36695	43437	0,0224	0,0216	0,083	0,108	14,98	-1,51	6,30	0,18	0,90	16,53
1,264	0,321	1,585	40453	50732	0,0220	0,0209	0,098	0,142	19,98	-1,51	7,77	0,25	0,76	19,30
1,371	0,449	1,820	43879	58248	0,0216	0,0203	0,114	0,182	24,98	-1,51	9,15	0,33	0,67	22,06
1,464	0,535	2,000	46864	63995	0,0213	0,0199	0,128	0,215	29,98	-1,52	10,72	0,37	0,64	23,23
1,558	0,617	2,174	49848	69577	0,0210	0,0195	0,143	0,250	34,98	-1,53	12,19	0,40	0,60	23,83
1,644	0,653	2,297	52611	73501	0,0207	0,0193	0,157	0,276	39,98	-1,53	13,44	0,40	0,56	22,40
1,720	0,656	2,376	55043	76043	0,0205	0,0192	0,170	0,293	44,98	-1,54	14,28	0,38	0,52	19,66
1,803	0,661	2,464	57695	78861	0,0203	0,0190	0,185	0,313	49,98	-1,54	15,02	0,37	0,47	17,38

Tabela 29 – Cálculos E1/A3(32)

A partir dessas tabelas, foram traçados gráficos (Figuras 42 e 43) que representam o comportamento da eficiência dos ejetores em função do número de Reynolds na tubulação de alimentação.

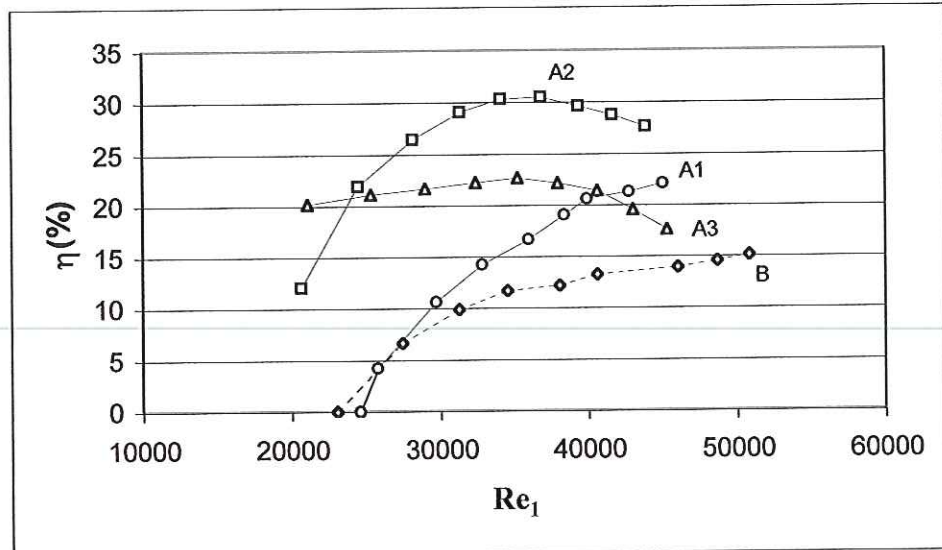


Figura 42 – Rendimentos dos ejetores de 25mm

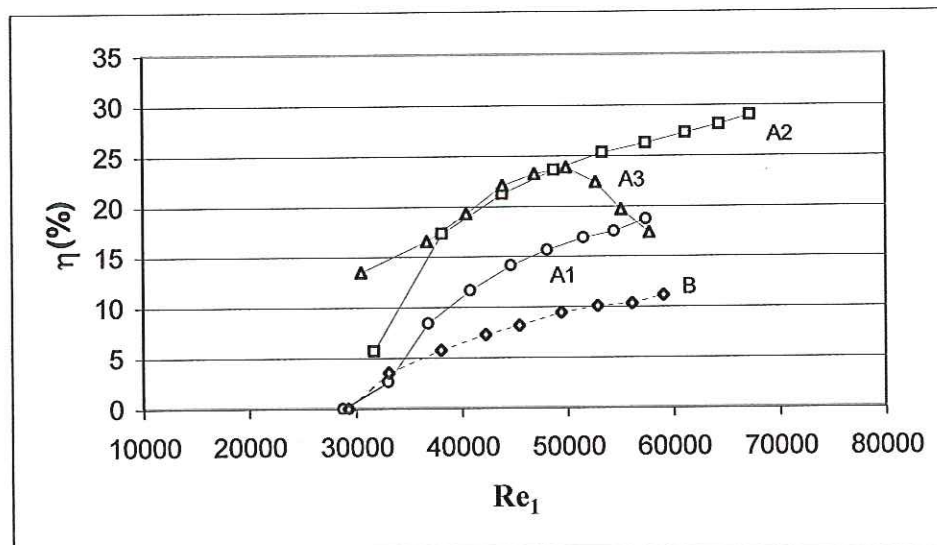


Figura 43 – Rendimentos dos ejetores de 32mm

Nos ejetores do tipo A, observa-se que o valor de $R = 0,35$ proporciona rendimentos maiores que os demais. O rendimento máximo de 30,52% foi alcançado com o ejetor A2(25). Entretanto, como a curva apresentada pelo ejetor A2(32) não atingiu o seu ponto de máximo, é

provável que o rendimento desse aparelho seja maior ainda que o do ejetor A2(25).

Analisando os ejetores de $R = 0,35$, verifica-se que o rendimento dos aparelhos do tipo A é entre o dobro e o triplo do rendimento dos aparelhos do tipo B, os quais alcançaram um máximo de 15,12% com o ejetor B(25). Apesar de as curvas apresentadas pelos ejetores do tipo B não terem atingido os pontos de rendimento máximo, nota-se através da inclinação das mesmas que esses pontos estavam próximos.

Nos ejetores dos tipos A1 e B só foi iniciado o processo de mistura para cargas de alimentação em torno de 15,0 mH₂O. Nota-se nos gráficos que esse intervalo corresponde a números de Reynolds compreendidos em uma faixa entre 25.000 e 30.000.

4.2 Ensaio 2

Através de ajustes no registro de alimentação, sendo mantido o registro de sucção fechado ($Q_2 \cong 0$) e o de descarga aberto, foram obtidas as seguintes tabelas de resultados para cada ejetor:

Ejetor B(25)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,453	1,49	9,70	0,20	0,16
15,00	0,542	2,77	9,30	0,30	0,30
20,00	0,642	4,39	8,90	0,40	0,48
25,00	0,711	6,91	8,20	0,50	0,76
30,00	0,769	7,98	7,60	0,60	0,88
35,00	0,842	8,28	6,80	0,70	0,91
40,00	0,872	8,38	5,90	0,80	0,92
45,00	0,906	8,52	4,80	0,90	0,93
50,00	0,922	8,59	4,00	1,00	0,94

Tabela 30 – Dados experimentais E2/B(25)

Ejetor A1(25)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,481	0,87	8,20	0,20	0,10
15,00	0,514	1,84	7,80	0,30	0,20
20,00	0,614	3,31	7,30	0,40	0,36
25,00	0,675	5,08	6,70	0,50	0,56
30,00	0,719	6,72	6,30	0,60	0,74
35,00	0,733	8,73	5,60	0,70	0,96
40,00	0,772	9,08	5,10	0,80	1,00
45,00	0,811	9,08	4,20	0,90	1,00
50,00	0,844	9,08	4,00	1,00	1,00

Tabela 31 – Dados experimentais E2/A1(25)

Ejetor A2(25)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,386	2,12	7,00	0,20	0,23
15,00	0,486	5,46	6,60	0,30	0,60
20,00	0,608	8,17	6,20	0,40	0,90
25,00	0,653	8,91	5,90	0,50	0,98
30,00	0,700	8,91	5,50	0,60	0,98
35,00	0,731	8,91	5,10	0,70	0,98
40,00	0,764	8,91	4,90	0,80	0,98
45,00	0,792	8,91	4,70	0,90	0,98
50,00	0,897	8,92	4,00	1,00	0,98

Tabela 32 – Dados experimentais E2/A2(25)

Ejetor A3(25)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,456	3,82	8,30	0,20	0,42
15,00	0,586	7,82	7,60	0,30	0,86
20,00	0,656	9,11	7,30	0,40	1,00
25,00	0,711	9,11	6,80	0,50	1,00
30,00	0,758	9,11	6,30	0,60	1,00
35,00	0,803	9,11	5,80	0,70	1,00
40,00	0,850	9,11	5,40	0,80	1,00
45,00	0,900	9,11	4,80	0,90	1,00
50,00	0,925	9,11	3,70	1,00	1,00

Tabela 33 – Dados experimentais E2/A3(25)

Ejetor B(32)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,675	1,13	3,20	0,20	0,13
15,00	0,853	2,68	4,40	0,30	0,30
20,00	1,019	4,95	5,50	0,40	0,55
25,00	1,147	6,53	6,40	0,50	0,72
30,00	1,253	7,51	7,30	0,60	0,83
35,00	1,344	7,85	8,10	0,70	0,87
40,00	1,425	8,17	8,80	0,80	0,90
45,00	1,497	8,27	9,40	0,90	0,91
50,00	1,569	8,37	10,10	1,00	0,92

Tabela 34 – Dados experimentais E2/B(32)

Ejetor A1(32)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,647	0,86	3,20	0,20	0,09
15,00	0,819	2,05	4,30	0,30	0,23
20,00	0,967	3,57	5,20	0,40	0,39
25,00	1,094	5,20	6,10	0,50	0,58
30,00	1,214	6,68	7,00	0,60	0,74
35,00	1,308	8,17	7,90	0,70	0,90
40,00	1,394	8,96	8,40	0,80	0,99
45,00	1,464	8,97	9,20	0,90	0,99
50,00	1,528	8,98	9,80	1,00	0,99

Tabela 35 – Dados experimentais E2/A1(32)

Ejetor A2(32)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,825	2,18	4,80	0,20	0,24
15,00	1,061	5,77	6,30	0,30	0,64
20,00	1,194	8,04	7,30	0,40	0,89
25,00	1,289	8,92	8,20	0,50	0,99
30,00	1,381	8,92	8,90	0,60	0,99
35,00	1,461	8,92	9,60	0,70	0,99
40,00	1,544	8,93	10,30	0,80	0,99
45,00	1,625	8,95	10,90	0,90	0,99
50,00	1,692	8,97	11,60	1,00	0,99

Tabela 36 – Dados experimentais E2/A2(32)

Ejetor A3(32)

$P_A/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$Q_1(\text{l/s})$	$P_2/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_B/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	$P_A/P_{A\text{máx}}$	$P_2/P_{2\text{máx}}$
10,00	0,825	4,32	4,30	0,20	0,48
15,00	0,925	8,29	5,10	0,30	0,92
20,00	1,017	9,02	5,70	0,40	1,00
25,00	1,103	9,02	6,30	0,50	1,00
30,00	1,181	9,02	6,90	0,60	1,00
35,00	1,253	9,03	7,40	0,70	1,00
40,00	1,325	9,03	8,00	0,80	1,00
45,00	1,386	9,05	8,60	0,90	1,00
50,00	1,453	9,05	9,30	1,00	1,00

Tabela 37 – Dados experimentais E2/A3(32)

Para $P_{A,\text{MÁX}}/\gamma = 50 \text{ mH}_2\text{O}$, os ejetores de 25mm e 32mm atingiram cargas de pressão de sucção máximas ($P_{2,\text{MÁX}}/\gamma$) de respectivamente 9,11 mH₂O e 9,05 mH₂O. Essas cargas foram alcançadas com os ejetores do tipo A3. Porém, nos outros ejetores do tipo A os valores máximos de P_2/γ chegaram bem próximos a esses. Os ejetores do tipo B apresentaram valores um pouco abaixo dos demais.

Nas Figuras 44 e 45 observa-se que quanto menor é a relação de áreas R mais gradativo é o aumento de $P_2/P_{2,\text{MÁX}}$, sendo as inclinações das curvas apresentadas pelos ejetores do tipo B mais suaves.

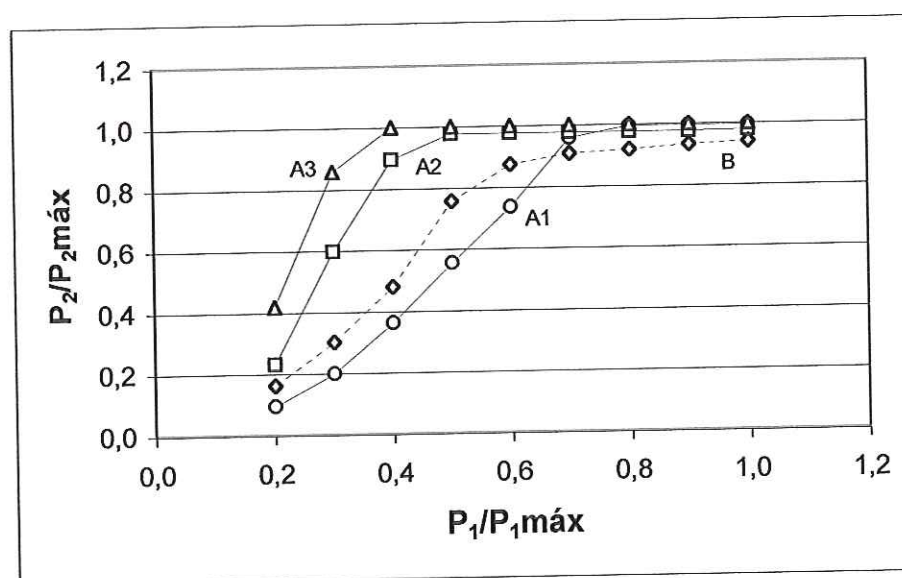


Figura 44 – Tensões máximas de sucção (ejetores de 25mm)

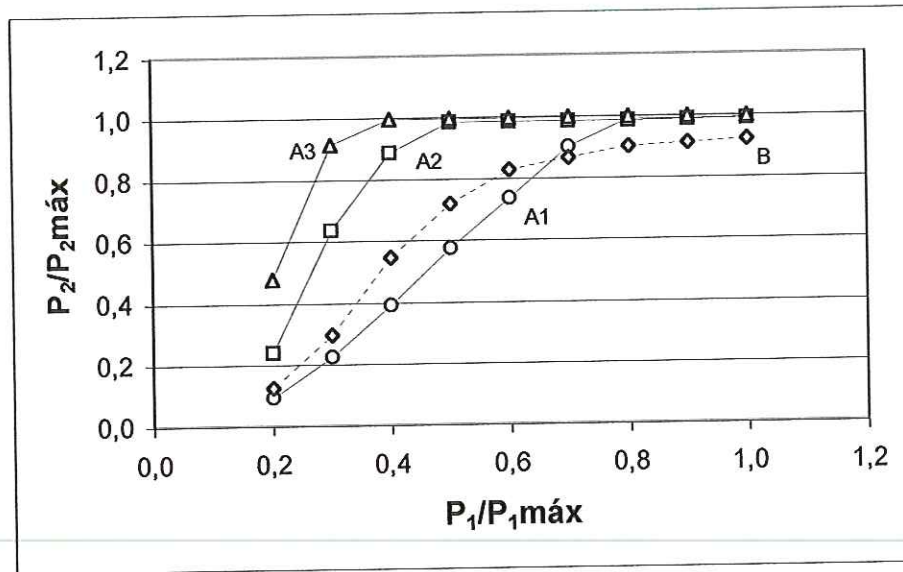


Figura 45 – Tensões máximas de sucção (ejetores de 32mm)

4.3 Ensaio 3

Para todos os ejetores manteve-se $P_A/\gamma = 50 \text{ mH}_2\text{O}$ e $P_2/\gamma = -1,60 \text{ mH}_2\text{O}$ através de ajustes nos registros de sucção e de descarga, sendo os valores de Q_1 e H_1 constantes para cada aparelho. Observou-se que um ruído característico da cavitação iniciava-se a partir dos pontos de declínio brusco do rendimento. Portanto, como o modelo é válido somente para a região fora desse regime, esses pontos foram desconsiderados tanto no somatório de $(\eta - \eta')^2$ como no ajuste de r^2 . Vale ressaltar que o fenômeno de descolamento do fluxo também pode ter influenciado na diminuição do rendimento dos ejetores, porém de forma mais gradual. As tabelas e os gráficos nas páginas seguintes mostram os resultados desse ensaio:

Ejetor B(25)

(Q₁ = 0,972 l/s e H₁ = 49,91 mH₂O)

Q ₂ (l/s)	P _B /γ(mH ₂ O)	H ₂ (mH ₂ O)	H ₃ (mH ₂ O)	M	N	η(%)	N'	η'(%)	(η-η') ²
0,000	24,20	-1,60	24,69	0,00	1,04	0,00	0,91	0,00	0,00
0,017	23,80	-1,60	24,30	0,02	1,01	1,73	0,89	1,52	0,05
0,028	23,20	-1,60	23,71	0,03	0,97	2,76	0,88	2,50	0,07
0,050	22,50	-1,60	23,03	0,05	0,92	4,71	0,85	4,37	0,12
0,067	22,00	-1,60	22,55	0,07	0,88	6,05	0,83	5,69	0,13
0,092	21,30	-1,60	21,88	0,09	0,84	7,90	0,80	7,54	0,13
0,117	20,40	-1,60	21,00	0,12	0,78	9,38	0,77	9,21	0,03
0,144	19,40	-1,60	20,03	0,15	0,72	10,76	0,73	10,84	0,01
0,189	18,30	-1,59	18,98	0,19	0,67	12,92	0,67	12,93	0,00
0,231	16,50	-1,59	17,22	0,24	0,58	13,65	0,60	14,25	0,36
0,278	15,20	-1,58	15,98	0,29	0,52	14,79	0,52	14,93	0,02
0,325	13,50	-1,58	14,34	0,33	0,45	14,96	0,44	14,65	0,10

Tabela 38 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga B(25)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 1,00$ tem-se $C_d = 0,930$, $K_s = 3,96$ e $\eta_D = 0,73$.

A perda de carga variou de 51% a 71% da carga de alimentação (H₁) para M variando de 0 a 0,33. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,998$:

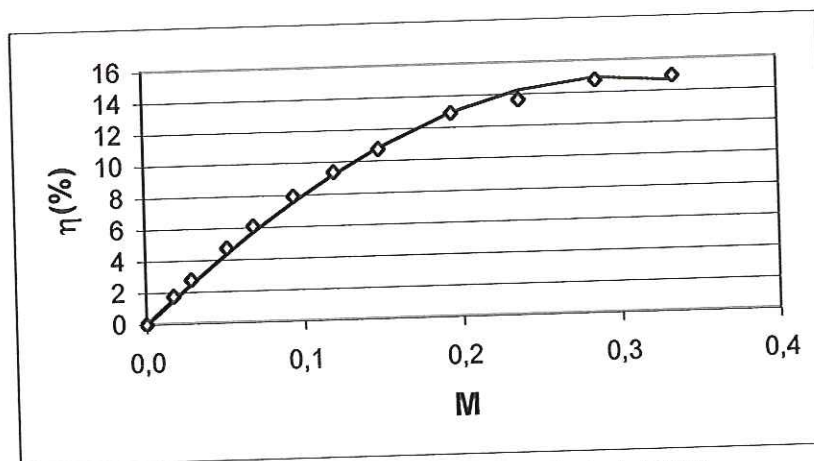


Figura 46 – Curva de rendimento ajustada B(25)

Ejetor A1(25)

($Q_1 = 0,881$ l/s e $H_1 = 49,92$ mH₂O)

Q_2 (l/s)	P_B/γ (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)	N'	η' (%)	$(\eta-\eta')^2$
0,000	17,50	-1,60	17,90	0,00	0,61	0,00	0,62	0,00	0,00
0,011	17,40	-1,60	17,81	0,01	0,61	0,76	0,60	0,76	0,00
0,028	17,20	-1,60	17,63	0,03	0,60	1,88	0,60	1,89	0,00
0,056	17,00	-1,60	17,45	0,06	0,59	3,70	0,59	3,70	0,00
0,075	16,70	-1,60	17,17	0,09	0,57	4,88	0,58	4,94	0,00
0,108	16,40	-1,60	16,90	0,12	0,56	6,89	0,57	6,97	0,01
0,139	16,00	-1,60	16,53	0,16	0,54	8,56	0,56	8,76	0,04
0,203	15,60	-1,59	16,20	0,23	0,53	12,15	0,53	12,21	0,00
0,239	15,10	-1,59	15,73	0,27	0,51	13,75	0,52	14,00	0,06
0,289	14,70	-1,58	15,39	0,33	0,49	16,12	0,50	16,27	0,02
0,367	14,10	-1,57	14,88	0,42	0,47	19,55	0,46	19,33	0,05
0,436	13,30	-1,56	14,16	0,50	0,44	21,77	0,44	21,54	0,06

Tabela 39 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A1(25)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 0,24$ tem-se $C_d = 0,940$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 64% a 72% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,50. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 1,000$:

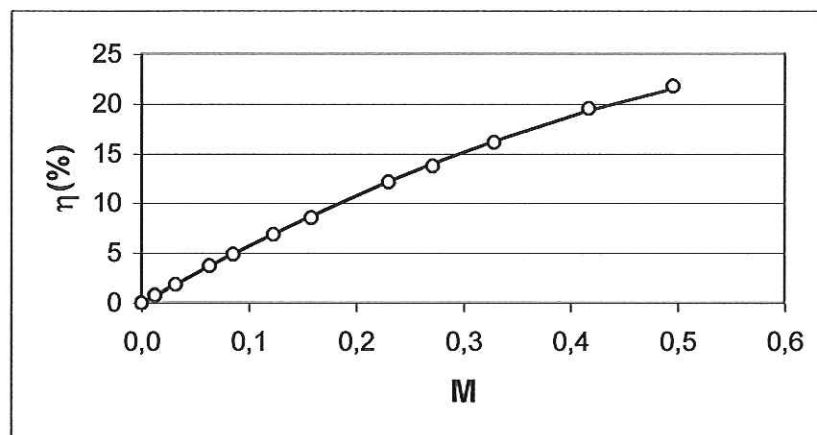


Figura 47 – Curva de rendimento ajustada A1(25)

Ejetor A2(25)

($Q_1 = 0,861$ l/s e $H_1 = 49,92$ mH₂O)

Q_2 (l/s)	P_B/γ (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)	N'	η' (%)	$(\eta-\eta')$ ²
0,000	23,30	-1,60	23,69	0,00	0,96	0,00	1,08	0,00	0,00
0,042	22,70	-1,60	23,12	0,05	0,92	4,46	1,03	4,97	0,26
0,108	21,80	-1,60	22,28	0,13	0,86	10,87	0,94	11,86	0,97
0,186	20,50	-1,59	21,06	0,22	0,79	16,96	0,85	18,33	1,85
0,236	19,50	-1,59	20,11	0,27	0,73	19,96	0,79	21,61	2,73
0,303	18,50	-1,58	19,18	0,35	0,68	23,75	0,71	24,92	1,38
0,350	17,60	-1,57	18,33	0,41	0,63	25,62	0,65	26,52	0,80
0,414	16,30	-1,56	17,11	0,48	0,57	27,36	0,57	27,62	0,07
0,453	15,60	-1,56	16,46	0,53	0,54	28,30	0,53	27,68	0,40
0,497	14,60	-1,55	15,51	0,58	0,50	28,63	0,47	27,12	2,27
0,517	14,00	-1,54	14,94	0,60	0,47	28,27	0,44	26,66	2,57
0,533	13,40	-1,54	14,36	0,62	0,45	27,69	0,42	26,16	2,33

Tabela 40 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A2(25)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 15,62$ tem-se $C_d = 0,961$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 53% a 71% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,62. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais e a faixa onde ocorre possível descolamento do fluxo, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,987$:

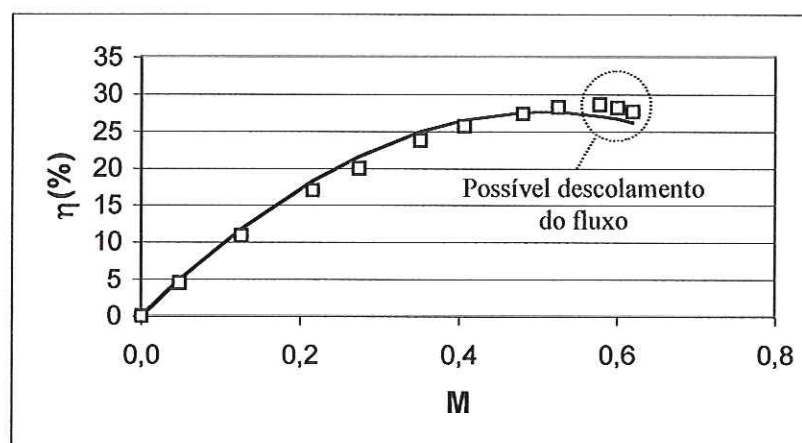


Figura 48 – Curva de rendimento ajustada A2(25)

Ejetor A3(25)

($Q_1 = 0,886$ l/s e $H_1 = 49,92$ mH₂O)

Q_2 (l/s)	P_B/γ (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)	N'	η' (%)	$(\eta - \eta')$ ²
0,000	29,90	-1,60	30,31	0,00	1,63	0,00	1,85	0,00	0,00
0,031	29,30	-1,60	29,74	0,03	1,55	5,35	1,70	5,87	0,26
0,058	28,20	-1,60	28,66	0,07	1,42	9,37	1,58	10,37	1,00
0,111	26,40	-1,60	26,91	0,13	1,24	15,54	1,36	17,01	2,17
0,183	23,20	-1,59	23,78	0,21	0,97	20,09	1,08	22,44	5,51
0,253	20,10	-1,59	20,75	0,29	0,77	21,86	0,83	23,74	3,57
0,314	17,60	-1,58	18,32	0,35	0,63	22,31	0,61	21,43	0,77
0,342	16,50	-1,58	17,25	0,39	0,58	22,23	0,50	19,17	9,36
0,358	15,40	-1,57	16,17	0,40	0,53	21,27	0,43	17,40	14,95
0,378	13,70	-1,57	14,50	0,43	0,45	19,34	0,35	14,92	-
0,381	13,10	-1,57	13,90	0,43	0,43	18,45	0,34	14,73	-
0,381	12,70	-1,57	13,50	0,43	0,41	17,77	0,34	14,53	-

Tabela 41 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A3(25)

Para $\min \Sigma(\eta - \eta')^2 = 37,59$ tem-se $C_d = 0,942$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 39% a 73% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,43. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais e as faixas onde ocorrem possível descolamento do fluxo e cavitação, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,934$:

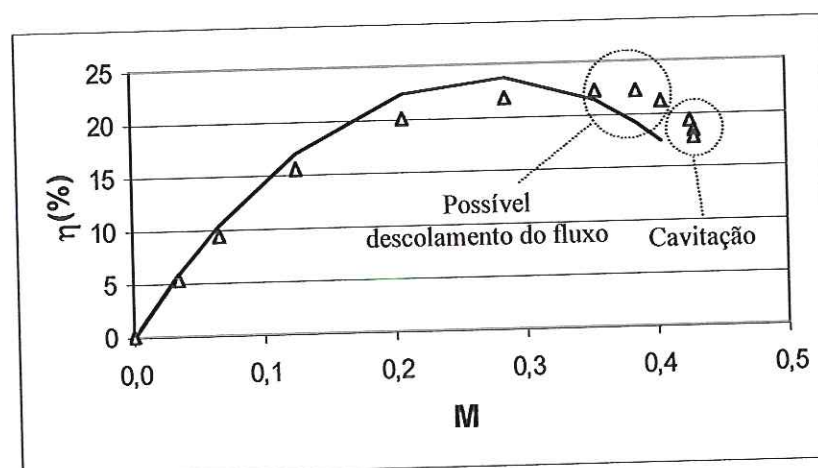


Figura 49 – Curva de rendimento ajustada A3(25)

Ejetor B(32)

(Q1 = 1,483 l/s e H1 = 49,98 mH₂O)

Q ₂ (l/s)	P _B /γ(mH ₂ O)	H ₂ (mH ₂ O)	H ₃ (mH ₂ O)	M	N	η(%)	N'	η'(%)	(η-η') ²
0,000	20,00	-1,60	20,36	0,00	0,74	0,00	0,72	0,00	0,00
0,040	19,20	-1,60	19,58	0,03	0,70	1,89	0,70	1,90	0,00
0,076	18,20	-1,60	18,60	0,05	0,64	3,31	0,68	3,49	0,03
0,117	17,20	-1,60	17,62	0,08	0,59	4,67	0,65	5,11	0,19
0,182	16,00	-1,60	16,45	0,12	0,54	6,60	0,60	7,36	0,57
0,238	15,60	-1,60	16,08	0,16	0,52	8,35	0,55	8,85	0,26
0,289	14,40	-1,59	14,90	0,20	0,47	9,16	0,51	9,86	0,48
0,329	13,60	-1,59	14,13	0,22	0,44	9,73	0,47	10,36	0,40
0,375	12,80	-1,59	13,35	0,25	0,41	10,31	0,42	10,61	0,09
0,399	12,30	-1,59	12,86	0,27	0,39	10,46	0,39	10,60	0,02
0,436	11,50	-1,59	12,09	0,29	0,36	10,61	0,35	10,37	0,06
0,456	11,20	-1,58	11,80	0,31	0,35	10,76	0,33	10,14	0,39

Tabela 42 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga B(32)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 2,48$ tem-se $C_d = 0,890$, $K_s = 5,25$ e $\eta_D = 0,60$.

A perda de carga variou de 59% a 76% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,31. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,988$:

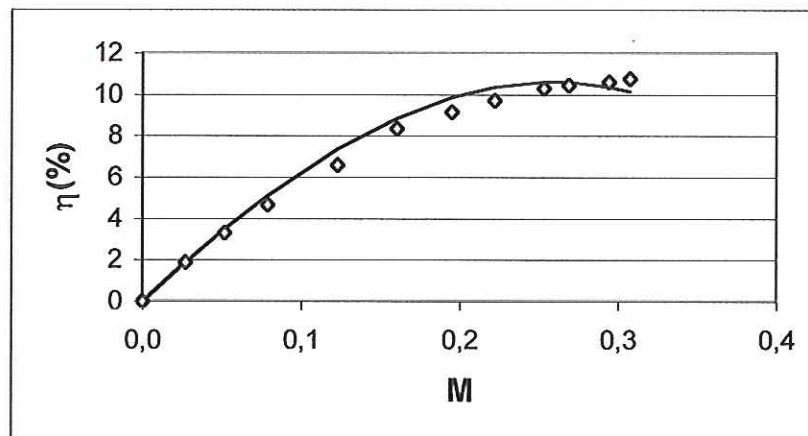


Figura 50 – Curva de rendimento ajustada B(32)

Ejetor A1(32)

($Q_1 = 1,442$ l/s e $H_1 = 49,98$ mH₂O)

Q_2 (l/s)	P_B/γ (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)	N'	η' (%)	$(\eta-\eta')^2$
0,000	18,00	-1,60	18,34	0,00	0,63	0,00	0,60	0,00	0,00
0,024	17,80	-1,60	18,15	0,02	0,62	1,02	0,59	0,97	0,00
0,039	17,60	-1,60	17,96	0,03	0,61	1,65	0,59	1,59	0,00
0,068	17,40	-1,60	17,77	0,05	0,60	2,84	0,58	2,76	0,01
0,107	16,70	-1,60	17,09	0,07	0,57	4,22	0,58	4,27	0,00
0,197	16,20	-1,60	16,63	0,14	0,55	7,48	0,55	7,58	0,01
0,242	15,70	-1,60	16,16	0,17	0,53	8,80	0,54	9,12	0,10
0,333	15,40	-1,59	15,91	0,23	0,51	11,87	0,52	12,08	0,05
0,385	15,10	-1,59	15,63	0,27	0,50	13,38	0,51	13,62	0,06
0,475	14,90	-1,58	15,48	0,33	0,50	16,30	0,49	16,10	0,04
0,526	14,60	-1,58	15,21	0,37	0,48	17,64	0,48	17,39	0,06
0,544	14,40	-1,58	15,03	0,38	0,48	17,94	0,47	17,82	0,01

Tabela 43 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A1(32)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 0,35$ tem-se $C_d = 0,936$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 63% a 70% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,38. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,999$:

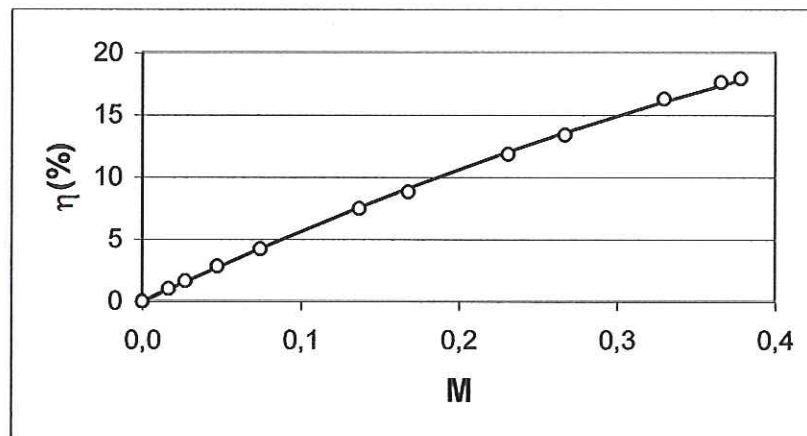


Figura 51 – Curva de rendimento ajustada A1(32)

Ejetor A2(32)

(Q₁ = 1,689 l/s e H₁ = 49,98 mH₂O)

Q ₂ (l/s)	P _B /γ(mH ₂ O)	H ₂ (mH ₂ O)	H ₃ (mH ₂ O)	M	N	η(%)	N'	η'(%)	(η-η') ²
0,000	27,10	-1,60	27,56	0,00	1,30	0,00	1,16	0,00	0,00
0,032	26,70	-1,60	27,18	0,02	1,26	2,39	1,14	2,15	0,06
0,082	26,10	-1,60	26,60	0,05	1,21	5,85	1,10	5,34	0,27
0,121	25,50	-1,60	26,02	0,07	1,15	8,25	1,07	7,67	0,34
0,172	25,00	-1,60	25,55	0,10	1,11	11,33	1,04	10,56	0,60
0,213	24,50	-1,60	25,08	0,13	1,07	13,47	1,01	12,68	0,63
0,268	23,80	-1,59	24,41	0,16	1,02	16,14	0,97	15,40	0,55
0,339	22,90	-1,59	23,55	0,20	0,95	19,09	0,92	18,52	0,32
0,419	22,00	-1,59	22,70	0,25	0,89	22,11	0,87	21,61	0,25
0,522	20,70	-1,58	21,47	0,31	0,81	24,99	0,80	24,85	0,02
0,569	20,10	-1,57	20,90	0,34	0,77	26,05	0,77	26,08	0,00
0,643	19,30	-1,57	20,15	0,38	0,73	27,72	0,73	27,64	0,00

Tabela 44 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A2(32)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 3,03$ tem-se $C_d = 0,980$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 45% a 60% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,38. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,999$:

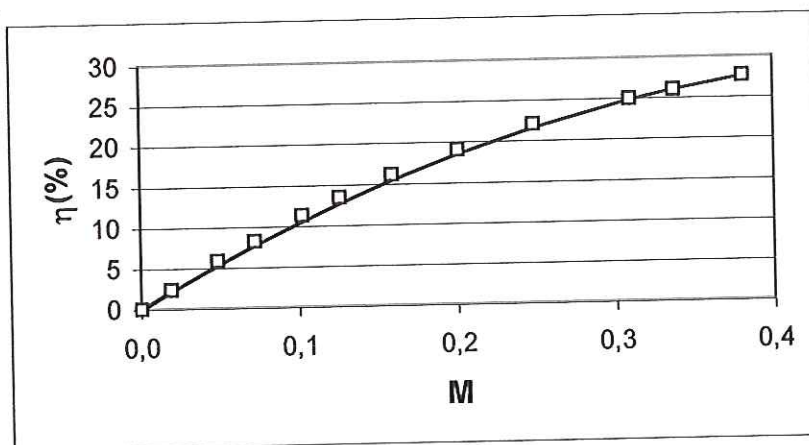


Figura 52 – Curva de rendimento ajustada A2(32)

Ejetor A3(32)

($Q_1 = 1,442$ l/s e $H_1 = 49,98$ mH₂O)

Q_2 (l/s)	P_B/γ (mH ₂ O)	H_2 (mH ₂ O)	H_3 (mH ₂ O)	M	N	η (%)	N'	η' (%)	$(\eta-\eta')^2$
0,000	30,00	-1,60	30,34	0,00	1,63	0,00	1,70	0,00	0,00
0,050	28,90	-1,60	29,26	0,04	1,49	5,17	1,57	5,43	0,07
0,108	27,30	-1,60	27,69	0,08	1,31	9,87	1,42	10,68	0,65
0,175	25,60	-1,60	26,02	0,12	1,15	14,00	1,27	15,42	2,02
0,231	24,40	-1,60	24,85	0,16	1,05	16,83	1,15	18,39	2,44
0,304	22,80	-1,59	23,29	0,21	0,93	19,67	1,00	21,02	1,84
0,372	21,30	-1,59	21,83	0,26	0,83	21,47	0,86	22,10	0,40
0,446	19,50	-1,58	20,07	0,31	0,72	22,38	0,70	21,72	0,44
0,481	18,80	-1,58	19,39	0,33	0,69	22,85	0,63	20,94	3,64
0,506	18,20	-1,58	18,80	0,35	0,65	22,92	0,57	20,12	7,86
0,525	17,00	-1,58	17,61	0,36	0,59	21,59	0,53	19,33	-
0,531	14,00	-1,58	14,62	0,37	0,46	16,85	0,52	19,08	-

Tabela 45 – Ajuste dos coeficientes de perda de carga A3(32)

Para $\min \Sigma(\eta-\eta')^2 = 19,35$ tem-se $C_d = 0,927$, $K_s = 0,90$, $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. A perda de carga variou de 39% a 71% da carga de alimentação (H_1) para M variando de 0 a 0,37. O gráfico abaixo mostra o ajuste da curva teórica aos dados experimentais e a faixa onde ocorre cavitação, sendo o quadrado do coeficiente de correlação $r^2 = 0,968$:

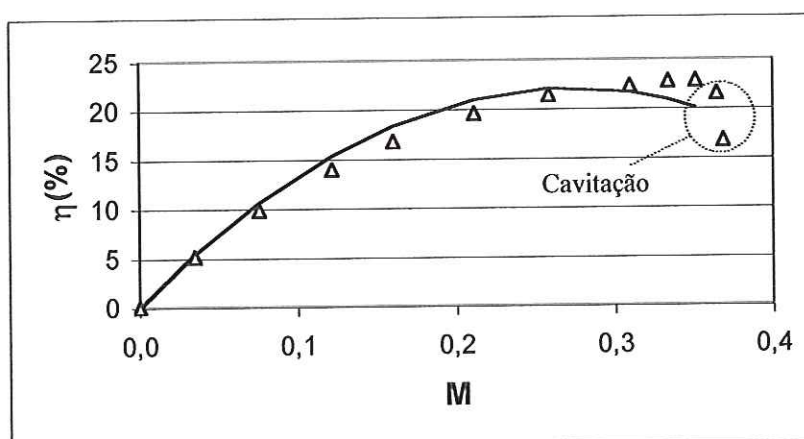


Figura 53 – Curva de rendimento ajustada A3(32)

Verificou-se que a perda de carga nos ejetores é diretamente proporcional à vazão de sucção Q_2 e, conseqüentemente, à relação de vazão M .

Como os ejetores dos tipos A2(25) e A3(25) apresentam faixas de decaimento da eficiência mais graduais (Figuras 48 e 49), é provável que nesses pontos tenha ocorrido o fenômeno de descolamento do fluxo.

A curva teórica utilizada apresentou bons ajustes para todos os ejetores, uma vez que r^2 variou de 0,934 a 1,000. Observou-se que quanto menos os ejetores se aproximavam dos pontos de máxima eficiência, melhor era a concordância entre as curvas experimentais e teóricas.

Nos ejetores dos tipos A1, A2 e A3 de 25mm os coeficientes de descarga C_d ajustados foram respectivamente 0,940; 0,961 e 0,942. Os coeficientes K_s , f e η_D foram iguais a 0,90; 0,012 e 0,90 para os três ejetores. Nos ejetores dos tipos A1, A2 e A3 de 32mm os coeficientes de descarga ajustados foram respectivamente 0,936; 0,980 e 0,927, sendo os demais coeficientes iguais aos obtidos com os ejetores de 25mm.

As tabelas seguintes mostram os valores dos coeficientes de atrito na garganta, calculados pela fórmula de SWAMEE & JAIN (1976):

A1(25)			A2(25)			A3(25)		
V_D (m/s)	Re	f	V_D (m/s)	Re	f	V_D (m/s)	Re	f
7,18	89695	0,0189	9,94	104422	0,0185	15,26	131194	0,0180
7,27	90827	0,0189	10,43	109475	0,0184	15,78	135718	0,0179
7,40	92525	0,0188	11,20	117559	0,0182	16,26	139830	0,0179
7,63	95354	0,0187	12,09	126991	0,0179	17,17	147644	0,0177
7,79	97335	0,0187	12,67	133054	0,0178	18,41	158337	0,0175
8,06	100730	0,0185	13,44	141138	0,0176	19,61	168619	0,0174
8,31	103843	0,0184	13,99	146865	0,0175	20,66	177667	0,0172
8,83	110351	0,0182	14,72	154612	0,0174	21,14	181779	0,0172
9,12	114029	0,0181	15,17	159328	0,0173	21,42	184247	0,0171
9,53	119122	0,0180	15,69	164718	0,0172	21,76	187126	0,0171
10,16	127045	0,0178	15,91	167076	0,0172	21,81	187537	0,0171
10,73	134119	0,0176	16,10	169097	0,0171	21,81	187537	0,0171

Tabela 46 – Coeficientes de atrito calculados - E3/Ejetores de 25 mm

A1(32)			A2(32)			A3(32)		
V_D (m/s)	Re	f	V_D (m/s)	Re	f	V_D (m/s)	Re	f
7,17	114728	0,0180	11,80	159291	0,0171	15,17	166876	0,0171
7,29	116607	0,0179	12,02	162304	0,0170	15,70	172664	0,0170
7,36	117822	0,0179	12,37	167019	0,0170	16,31	179416	0,0169
7,51	120143	0,0178	12,64	170687	0,0169	17,01	187133	0,0168
7,70	123238	0,0177	13,00	175534	0,0168	17,60	193564	0,0168
8,15	130422	0,0176	13,28	179333	0,0168	18,37	202085	0,0167
8,37	133959	0,0175	13,67	184573	0,0167	19,09	209962	0,0166
8,83	141254	0,0173	14,17	191254	0,0166	19,86	218483	0,0165
9,08	145344	0,0172	14,73	198851	0,0165	20,23	222502	0,0164
9,53	152528	0,0171	15,45	208545	0,0164	20,49	225396	0,0164
9,79	156618	0,0170	15,78	212999	0,0163	20,70	227647	0,0164
9,88	158054	0,0170	16,29	219942	0,0162	20,75	228290	0,0164

Tabela 47 – Coeficientes de atrito calculados - E3/Ejetores de 32 mm

Os valores de f calculados são maiores que os ajustados. Portanto, a média das velocidades que atuam efetivamente sobre as paredes da garganta é menor que a velocidade média V_D na saída da mesma.

No ajuste das curvas para o ejetor do tipo B de 25mm, os coeficientes C_d , K_S e η_D foram respectivamente iguais a 0,930; 3,96 e 0,73. Para o ejetor do tipo B de 32mm os coeficientes ajustados C_d , K_S e η_D foram respectivamente iguais a 0,890; 5,25 e 0,60.

As figuras nas páginas seguintes apresentam as curvas $M \times N'$ e $M \times \eta'$ geradas a partir das médias dos coeficientes ajustados para os ejetores do tipo A e do tipo B, variando-se M e R . Assim, para os ejetores do tipo A utilizou-se $C_d = 0,948$; $K_S = 0,90$; $f = 0,012$ e $\eta_D = 0,90$. Para os ejetores do tipo B utilizou-se $C_d = 0,910$; $K_S = 4,61$ e $\eta_D = 0,67$.

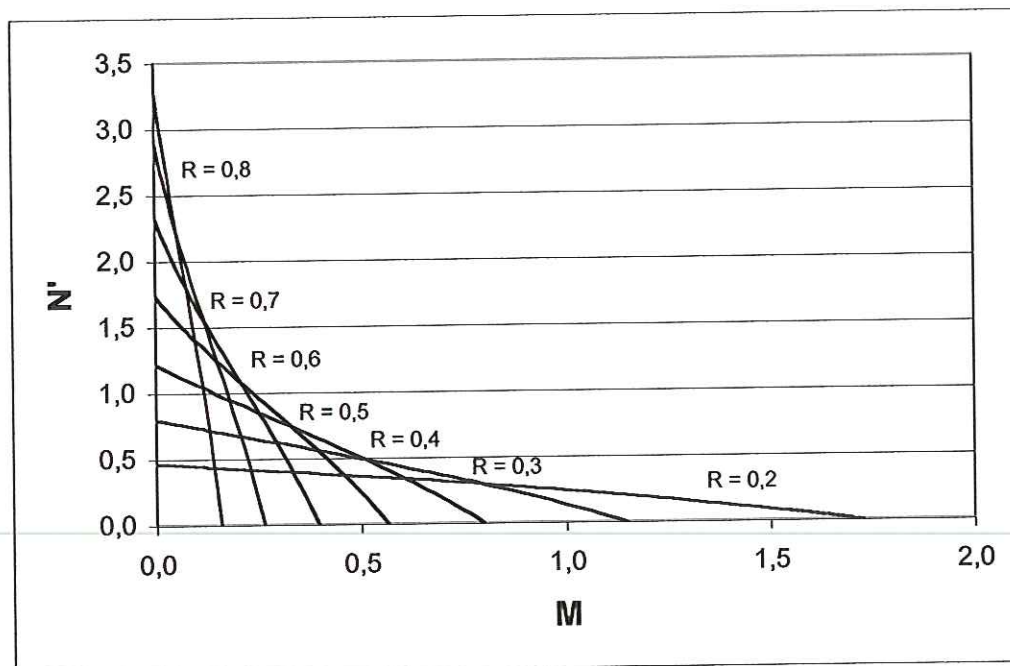


Figura 54 – Curvas teóricas $M \times N'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo A)

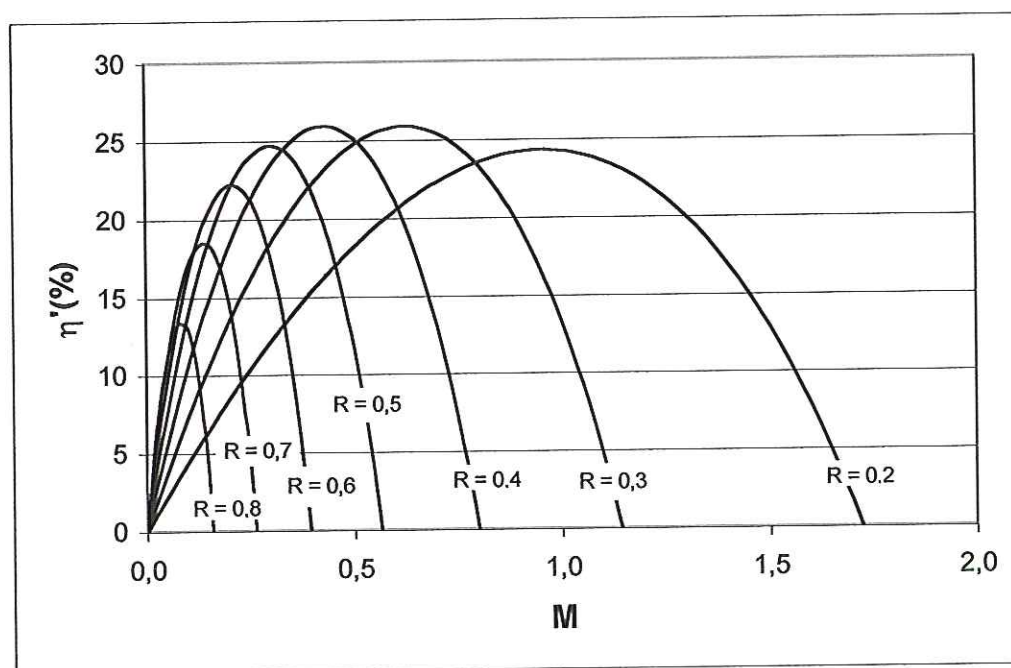


Figura 55 – Curvas teóricas $M \times \eta'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo A)

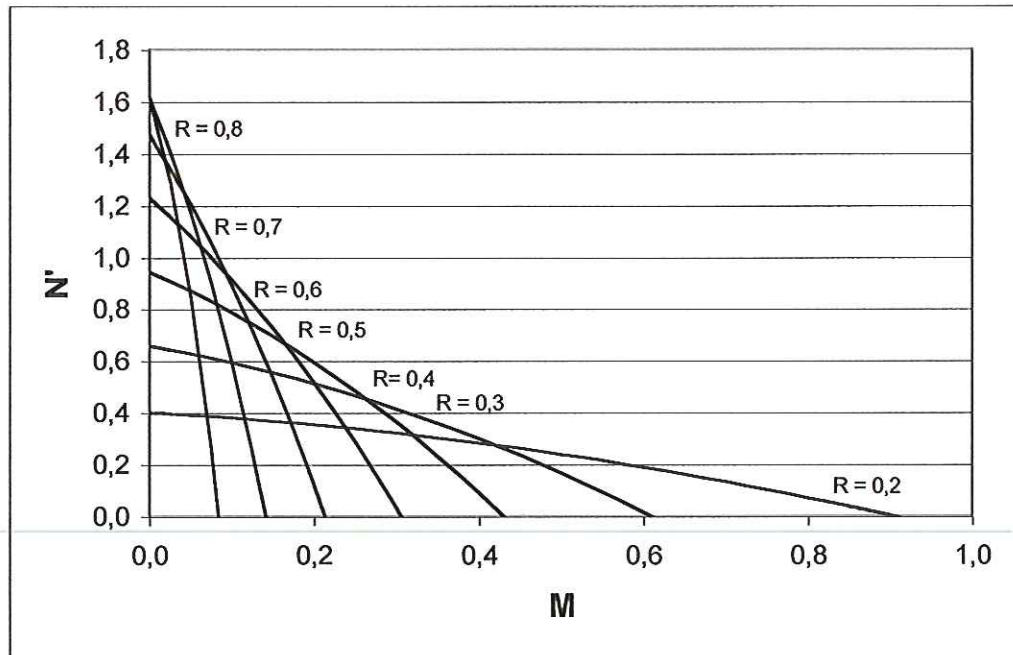


Figura 56 – Curvas teóricas $M \times N'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo B)

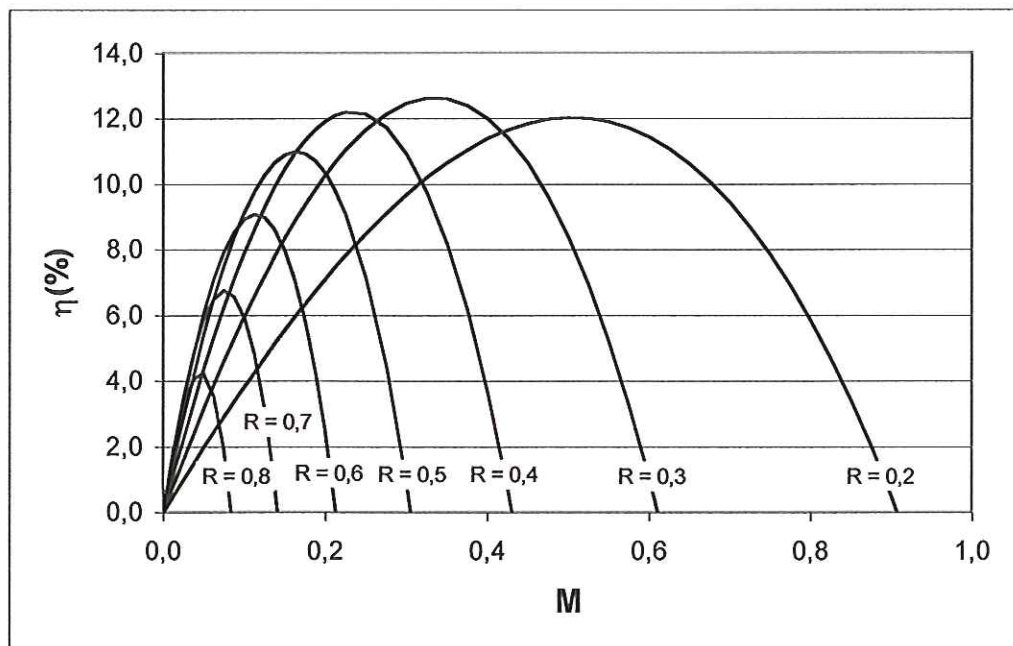


Figura 57 – Curvas teóricas $M \times \eta'$ para diversas relações de áreas (ejetores do tipo B)

As curvas $M \times N'$ geradas para os ejetores do tipo A foram praticamente lineares, enquanto que as geradas para os ejetores do tipo B apresentaram uma forma mais parabólica.

As curvas teóricas $M \times \eta'$ apresentaram uma forma parabólica com pouca assimetria. O rendimento máximo dos ejetores do tipo A, em torno de 26%, é alcançado para valores de R entre 0,30 e 0,40 e para relações de vazão M de 0,50 a 0,70. O rendimento máximo dos ejetores do tipo B, em torno de 13%, é alcançado com $R = 0,30$ e $M = 0,35$. O valor de $R = 0,20$ permite que os aparelhos operem com maiores faixas de vazão, sendo o ponto de funcionamento ótimo dos ejetores do tipo A em torno de $M = 1,00$, e dos ejetores do tipo B em torno de $M = 0,60$.

4.4 Análise de cavitação

Nos ejetores convencionais o diâmetro de entrada do aparelho normalmente é menor que o diâmetro de sucção. Como os ejetores deste trabalho foram montados em conexões do tipo "tê", com as linhas de alimentação, de sucção e de descarga de mesmos diâmetros, e a bomba centrífuga utilizada foi de baixa vazão, os valores de M alcançados foram baixos. Logo, apenas os ejetores do tipo A3 atingiram experimentalmente o regime de cavitação, isto é, queda brusca do rendimento com o aumento de M . Foram observados também ruídos característicos do fenômeno e vibrações nas tubulações. Isto ocorreu tanto nos ensaios do tipo E1 como nos ensaios do tipo E3.

Nas Tabelas 48 e 49 foram atribuídos valores para M até que o ponto teórico de início da cavitação (M') fosse atingido, isto é, quando $X_1 - X_2 = 0$. Utilizou-se $P_{ATM}/\gamma = 9,37\text{mH}_2\text{O}$, $P_V/\gamma = 0,24\text{mH}_2\text{O}$ e, como essa análise foi baseada nos ensaios do tipo E3, $P_2/\gamma = -1,60\text{mH}_2\text{O}$. Dispondo

das vazões de alimentação desses ensaios, calculou-se V_j pela equação de continuidade. Logo, para $P_D = P_{ATM} - P_V + P_2$, tem-se:

Ejetor	C_d	R	$V_j^2/2g$	$P_D/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	M'	$X_1 - X_2$
A1	0,940	0,25	42,03	7,53	1,19	0,00
A2	0,956	0,35	40,15	7,53	0,77	0,00
A3	0,929	0,53	42,51	7,53	0,35	0,00
B	0,930	0,35	51,16	7,53	0,66	0,00

Tabela 48 – Ponto de início teórico da cavitação (ejetores de 25mm)

Ejetor	C_d	R	$V_j^2/2g$	$P_D/\gamma(\text{mH}_2\text{O})$	M'	$X_1 - X_2$
A1	0,936	0,25	41,95	7,53	1,19	0,00
A2	0,980	0,35	57,55	7,53	0,66	0,00
A3	0,927	0,53	41,95	7,53	0,35	0,00
B	0,890	0,35	44,37	7,53	0,68	0,00

Tabela 49 – Ponto de início teórico da cavitação (ejetores de 32mm)

As Figuras 58 e 59 mostram uma comparação dos pontos experimentais e teóricos de início de cavitação, sendo os respectivos pontos c1, c2, c3 e c4 correspondentes aos valores de M' para os ejtores A1, A2, A3 e B:

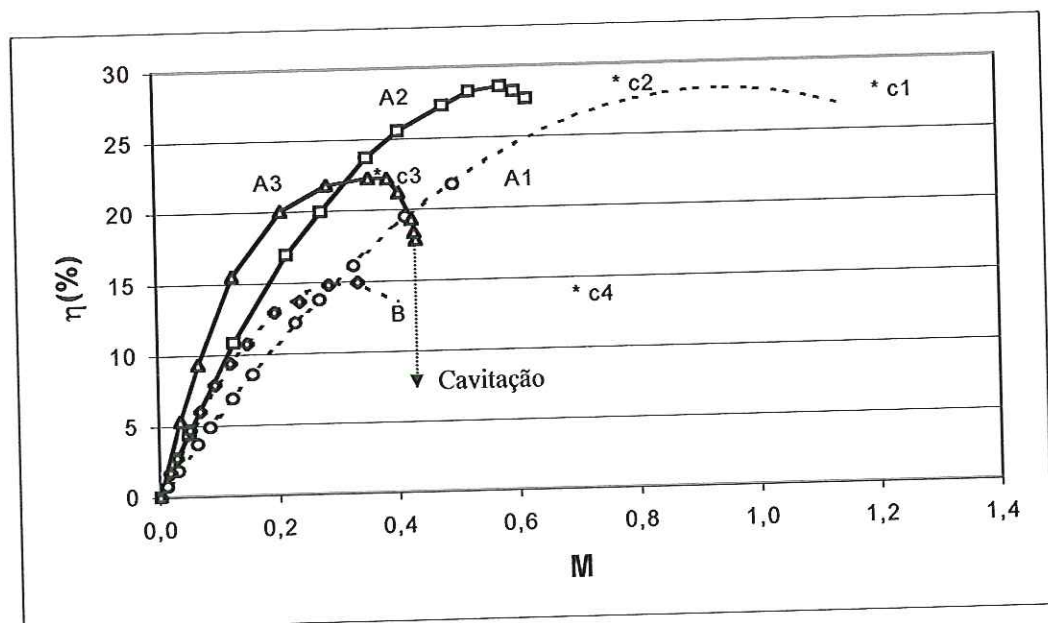


Figura 58 – Análise de cavitação (ejetores de 25mm)

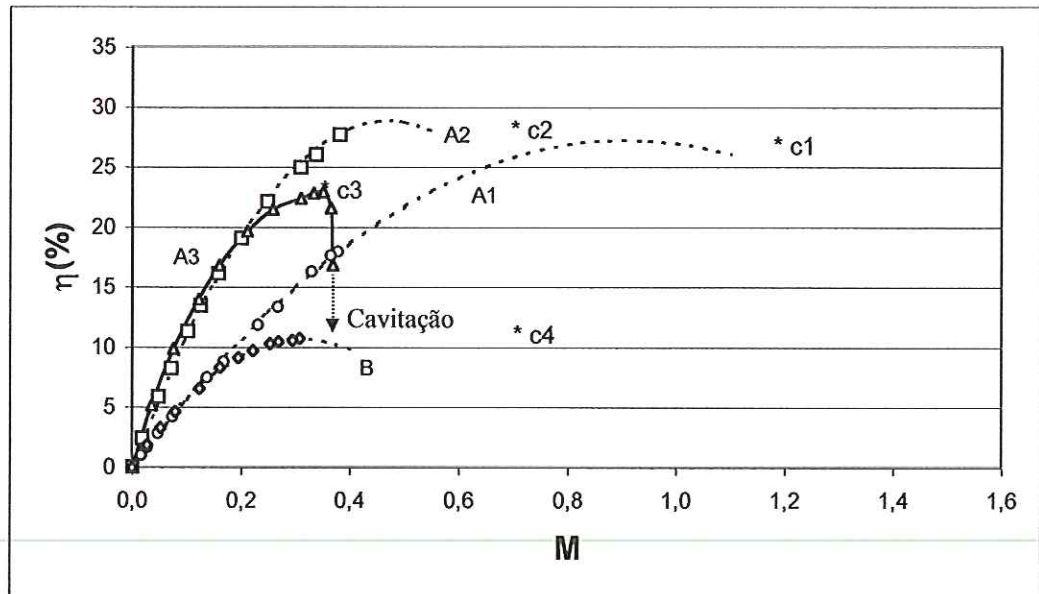


Figura 59 – Análise de cavitação (ejetores de 32mm)

No ejetor A3(32) a cavitação ocorreu exatamente no ponto de rendimento máximo e no ejetor A3(25) logo após esse ponto. Esses dois tipos de curvas foram observados por CUNNINGHAM et al. (1970) em seus experimentos.

Ajustando-se curvas de 2° grau para os ejetores que atingiram a cavitação, foi observada boa correlação com os dados experimentais até o ponto de início do fenômeno, isto é, nas proximidades do ponto de rendimento máximo. Portanto, para se avaliar a cavitação nos demais ejetores, foram extrapoladas curvas de 2° grau até os pontos de queda da eficiência. Essas curvas estão representadas pelas linhas tracejadas.

Analisando os gráficos $M \times \eta$, observa-se que quanto maior é o valor de R menor é a resistência à cavitação do equipamento, isto é, o fenômeno inicia-se com valores menores de M .

Observando as inclinações das curvas nota-se que os ejetores do tipo B atingem os pontos de rendimento máximo com valores de M menores que os do tipo A2, os quais apresentam o mesmo valor de R . Logo, conclui-se que os ejetores mais compactos são menos resistentes à cavitação. Uma

explicação para isto seria o fato de esses aparelhos provocarem maior turbulência na sucção e continuação da mistura no difusor.

Através dos gráficos verifica-se que a condição de análise de cavitação apresentou boa aplicabilidade aos ejetores do tipo A3, sendo o erro médio entre os valores calculados e medidos da ordem de 10%. Para os ejetores dos tipos A1 e A2, os valores de M' obtidos são um pouco maiores que os de M nos pontos de rendimento máximo, como foi observado na curva do ejetor A3(25). Essa condição de análise não se aplicou aos ejetores do tipo B, visto que as distâncias entre M' e M , no ponto de máxima eficiência, são consideráveis.

5. CONCLUSÕES

Os ejetores apresentam diversas aplicações potenciais com melhores custos – benefícios que os outros sistemas de bombeamento. Porém, esses equipamentos têm sido sub – utilizados, principalmente no Brasil, pois além de pouco ter se pesquisado sobre o assunto, os raros ejetores disponíveis no mercado são geralmente importados e de custo mais elevado. Portanto, com o objetivo de estimular o uso desses aparelhos, foi apresentada neste trabalho uma metodologia simples de dimensionamento e construção de ejetores de baixo custo, utilizando materiais facilmente encontrados no mercado.

Foram construídos e avaliados experimentalmente, sob diversas condições de funcionamento, oito ejetores de diâmetros nominais de 25mm e de 32mm, dotados ou não de câmara de mistura (tipos A e B), e com diferentes relações de áreas (R).

Analisando parâmetros como rendimento, tensão de sucção e resistência à cavitação, verificou-se que os ejetores desenvolvidos neste trabalho apresentam funcionamento similar ao dos ejetores convencionais. Além disso, o custo máximo desses equipamentos é em torno da metade do custo dos ejetores do tipo Venturi, os aparelhos menos onerosos disponíveis



atualmente no mercado, os quais apresentam rendimentos de duas ou três vezes inferiores aos dos ejetores convencionais.

O rendimento dos ejetores é diretamente proporcional ao número de Reynolds na tubulação de alimentação e à relação de vazão M até o ponto em que as perdas de carga aumentam consideravelmente, podendo haver até descolamento de fluxo. O aumento desses dois parâmetros também pode provocar o fenômeno da cavitação, o qual é responsável pela diminuição brusca da eficiência dos ejetores.

Todos os ejetores deste trabalho são capazes de operar com cargas motrizes superiores a 15 mH₂O e com números de Reynolds maiores que 30.000. Tanto para o diâmetro de 25mm como de 32mm, os ejetores dos tipos A1 ($R = 0,25$), A2 ($R = 0,35$), A3 ($R = 0,53$) e B ($R = 0,35$) atingem os pontos de rendimento máximo para valores de M em torno de 1,00; 0,55; 0,35 e 0,30, respectivamente.

Os ejetores do tipo A2 alcançam rendimentos superiores a 30%. Portanto, esses equipamentos podem ser utilizados nos casos em que sejam exigidos rendimentos mais elevados. Os ejetores do tipo A1 operam com maiores faixas de vazão M e com rendimentos um pouco inferiores aos dos ejetores do tipo A2. Os ejetores do tipo A3 se demonstraram desfavoráveis em relação a esses parâmetros analisados.

Os ejetores do tipo B, apesar de apresentarem rendimentos máximos em torno de 15%, podem ser aplicados nos casos em que seja necessária a utilização de equipamentos mais compactos. Além disso, esses aparelhos proporcionam pressões máximas de sucção de mesma ordem de grandeza dos ejetores do tipo A, as quais são em torno de -9,00 mH₂O.

Mantendo aproximadamente constantes a vazão motriz e as cargas de alimentação e de sucção, observou-se que M é diretamente proporcional

à perda de carga nos ejetores. Esta, que por sua vez variou de 39% a 76% da carga de alimentação, é em torno de 60% para todos aparelhos. Portanto, para mesmas perdas de carga, os ejetores dos tipos A2, A1, A3 e B alcançam nessa ordem maiores relações de vazão M e, conseqüentemente, maiores rendimentos.

Foi desenvolvido um modelo unidimensional, similar ao proposto por SANGER (1970), para avaliar a performance dos ejetores fora do regime de cavitação. Os coeficientes de perda de carga em cada componente dos ejetores foram obtidos ajustando-se curvas teóricas de rendimento aos dados experimentais.

Para os ejetores do tipo A, as médias dos coeficientes de descarga, de perda de carga na câmara de sucção, de atrito na garganta e dos rendimentos dos difusores são respectivamente 0,948; 0,90; 0,012 e 0,90. Vale ressaltar que no ajuste desses parâmetros, o único que variou de um ejetor para o outro foi o coeficiente de descarga, sendo as médias dos valores obtidos iguais para os ejetores de 25mm e de 32mm.

Para os ejetores do tipo B, as médias dos coeficientes de descarga, de perda de carga na câmara de sucção e dos rendimentos dos difusores são respectivamente 0,910; 4,61; e 0,67. Nesses ejetores, todos os parâmetros ajustados variaram de um aparelho para o outro, sendo os melhores valores obtidos com o ejetor de 25mm.

Calculando os coeficientes de atrito na garganta pela fórmula de SWAMEE & JAIN (1976), observa-se que os valores variam entre 0,016 e 0,019, sendo assim maiores que os ajustados. Logo, conclui-se que devido ao processo de mistura dos fluidos, as perdas reais na garganta são menores que as perdas que ocorreriam em um tubo com as mesmas dimensões e com a mesma vazão total.

O ajuste das curvas aos dados experimentais forneceu coeficientes de correlação r^2 variando entre 0,934 e 1,000, sendo permitidas então as considerações e aproximações realizadas no estudo teórico. Portanto, com o intuito de se avaliar a performance teórica de ejetores com outras relações de áreas, foram geradas curvas de rendimento para diversos valores de R e M a partir das médias dos coeficientes de perda de carga ajustados.

Verificou-se que quanto menor é o valor de R , maior é a faixa de vazão M alcançada com os ejetores, sendo o rendimento máximo obtido com R em torno de 0,30. Além disso, os aparelhos do tipo B atingem os pontos de máxima eficiência com menores valores de M que os aparelhos do tipo A.

Avaliou-se teoricamente o ponto de início de cavitação M' pela equação proposta por SILVESTER & MUELLER (1968). O valor de M' obtido para os ejetores do tipo A3 foi em torno de 0,35, sendo o erro médio em relação aos dados experimentais de aproximadamente 10%. Os demais ejetores não alcançaram experimentalmente o regime de cavitação, isto é, queda brusca do rendimento com o surgimento de um ruído característico do fenômeno. Para os ejetores dos tipos A1 e A2 os valores médios de M' foram respectivamente 1,19 e 0,72, ocorrendo logo após os valores de M correspondentes à máxima eficiência. A análise não se aplicou aos ejetores do tipo B, uma vez que os valores de M' , em torno de 0,67, foram muito maiores que os valores de M nos pontos de rendimento máximo.

Todas as análises foram realizadas para fluidos motriz e de sucção de mesma densidade. Para fluidos de densidades diferentes, de altas viscosidades ou com sedimentos em suspensão, a teoria deve ser modificada. Pesquisadores como HATZIAVRAMIDIS (1991) e CUNNINGHAM (1995) analisaram a performance dos ejetores operando com fluidos diferentes.

Finalmente, como sugestão para futuras pesquisas, propõe-se a utilização de uma bomba centrífuga capaz de fornecer maiores vazões de alimentação aos ejetores, para se avaliar mais precisamente o fenômeno da cavitação nesses equipamentos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRÉU, J. M. H.; LÓPEZ, J. R.; REGALADO, A. P.; HERNÁNDEZ, J. F. G. (1987). *El riego localizado*. Curso Internacional de Riego Localizado, Tenerife, España, Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias, Cap. 3, p. 60-72.
- AZEVEDO NETTO, J. M.; ALVAREZ, G. A. (1973). *Manual de hidráulica*. 7ª ed., Edgarg Blucher, São Paulo.
- BENEDICT, R. P. (1984). *Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements*. 3ª ed., John Wiley & Sons, New York.
- BISCONER, I. (1985). *Chemigation: a practical overview*. Third International Drip/Trickle Irrigation Congress, Fresno, California, American Society of Agricultural Engineers, ASAE, v. 2, p. 477-484.
- BOTREL, T. A. (1996). *Modelo matemático aplicável ao sistema injetor - bomba centrífuga a fim de aumentar a altura manométrica*. Piracicaba. 57p. Tese (Livre - Docência) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.
- CAIRNS, J. R.; NA, T. Y. (1969). *Optimum design of water jet pumps*. Trans. ASME, p. 62-68, Jan.
- CITRINI, D. (1956). *Contribution à l'étude des éjecteurs, ou trompes hydrauliques*. La Houille Blanche, v. 11, n. 6, p. 837-842, Dec.
- CUNNINGHAM, R. G. (1957). *Jet-pump theory and performance with fluids of high viscosity*. Trans. ASME, p.1807-1820, Nov.
- CUNNINGHAM, R. G.; HANSEN, A. G.; NA, T. Y. (1970). *Jet Pump Cavitation*. Journal of Basic Engineering, ASME, v. 92, pp. 483-494, Sep.
- CUNNINGHAM, R. G. (1995). *Liquid jet pumps for two-phase flows*. Journal of Fluids Engineering, ASME, v. 117, p. 309-316, Jun.
- DELMÉE, G. J. (1983). *Manual de medição de vazão*. 2ª ed, Edgard Blucher, São Paulo.
- ELGER, D. F.; McLAM, E. T.; TAYLOR, S. J. (1991). *New way to represent jet pump performance*. Journal of Fluids Engineering, ASME, v. 113, p. 439-444, Sep.

- ENGEL, M. O. (1963). *Some problems in the design and operation of jet ejectors*. Proceedings, Institute of Mechanical Engineering, v. 177, n. 13, p. 347-357.
- FLÜGEL, G. (1939). *The Design of Jet Pumps*. National Advisory Committee for Aeronautics, NACA TM 982.
- HATZIAVRAMIDIS, D. T. (1991). *Modeling and design of jet pumps*. SPE Production Engineering., p. 413-419, Nov.
- KUDIRKA, A. A.; DeCOSTER, M. A. (1979). *Jet pump cavitation with ambient and high temperature water*. Journal of Fluids Engineering, ASME, vol. 101, p. 93-99, Mar.
- LEWIS, R. A. (1965). *An experimental analysis of a jet inducer with multiple nozzles calibrated in liquid mercury and in water*. Symposium on Cavitation in Fluid Machinery, ASME, p. 109-119, Nov.
- MARINI, M.; MASSARDO, A.; SATTA, A.; GERACI, M. (1992). *Low area ratio aircraft fuel jet-pump performances with and without cavitation*. Journal of Fluids Engineering, ASME, vol. 114, p. 626-631, Dec.
- MUELLER, N. H. G. (1964). *Water Jet Pump*. Journal of the Hydraulics Division, ASCE, v. 90, n. 3, p. 83-113, May.
- OLIVEIRA, E. F. (1993). *Análise do desempenho de hidro-ejetores funcionando como bomba de vácuo*. Piracicaba. 65p. Dissertação (Mestrado) - Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.
- PENBERTHY (1999). *Guia de aplicação de ejetores (jet-pumps)*. Boletim P-1100, São Paulo, May.
- PETERS, H (1969). *Bomba injetora*. Manual de aparelhos de bombeamento de água, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, p.157-181.
- REDDY, Y. R.; KAR, S (1968). *Theory and performance of water jet pump*. Journal of the Hydraulics Division, ASCE, v. 94, n. 5, p. 1261-1281, Sep.
- ROJAS, R. N. Z. (1995). *Desenvolvimento e avaliação de dois injetores de fertilizantes tipo Venturi*. Piracicaba. 67p. Dissertação (Mestrado) -

Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo.

- SANGER, N. L. (1970). *An experimental investigation of several low-area-ratio water jet pumps*. Journal of Basic Engineering, ASME, v. 92, n. 1, p.11-20, Mar.
- SILVESTER, R. (1961). *Characteristics and applications of the water-jet-pump*. La Houille Blanche, v. 16, n. 4, p. 451-460, Sep.
- SILVESTER, R.; MUELLER, N. H. G. (1968). *Design data for the liquid-liquid jet pump*. Journal of Hydraulic Research, v. 6, n. 2, p. 129-162.
- STEPANOFF, A. J. (1964). *Centrifugal and axial Flow Pumps*. 2^a ed., John Wiley & Sons, New York.
- SWAMEE, P. K.; JAIN, A. K. (1976). *Explicit equations for pipe-flow problems*. Journal of the Hydraulics Division, ASCE, v. 102, n. 5, p. 627-664.
- TRANSVAC VENTURI AND FLUID JET SYSTEMS SPECIALISTS. *Water treatment*. <http://www.transvac.co.uk>. (02 May. 2001).
- TYSON, W. T.; CURTIS, L. M. (1991). *Injection of chemicals with irrigation: equipment and calibration*. Alabama Cooperative Extension System, U. S. Department of Agriculture, n. ANR-573, Jan. <http://www.acenet.auburn.edu/departament/irrig/anr-573.htm>. (04 May. 2001).
- WINOTO, S. H.; LI, H.; SHAH, D. A. (2000). *Efficiency of Jet Pumps*. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE, v. 126, n. 2, Feb.