



Folha de Dados

IDGED:

0255/01/02

LOTE:

2664

AUTOR:

TSA – PROJETO DE ENGENHARIA LTDA; SRH

TÍTULO:

ELABORAÇÃO DOS PROJETOS DE ADUTORAS E DE TURBO-BOMBAS NO AÇUDE FOGAREIRO PARA O RIO PIRABIBU

SUBTÍTULO:

RELATÓRIO GERAL; VOLUME 2 – MEMORIAL DE CÁLCULO

AGOSTO DE 2000

GOVERNO DO ESTADO



GOVERNO DO ESTADO DO CEARÁ

SECRETARIA DOS RECURSOS HÍDRICOS

ELABORAÇÃO DOS PROJETOS DE ADUTORAS E DE TURBO-BOMBAS NO AÇUDE FOGAREIRO PARA O RIO PIRABIBU

TOMO I RELATÓRIO GERAL

VOLUME 2 - MEMORIAL DE CÁLCULO

Lote 02664	-	Prep (X)	Scan ()	Index ()
Projeto N°	255/01/02			
Volume	1			
Qtd. A4		Qtd. A3		
Qtd. A2		Qtd. A1		
Qtd. A0		Outros		

 TSA - PROJETOS DE ENGENHARIA LTDA

FORTALEZA
AGOSTO/00

GOVERNO DO ESTADO



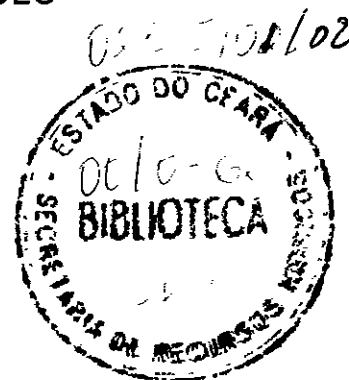
GOVERNO DO ESTADO DO CEARÁ

SECRETARIA DOS RECURSOS HÍDRICOS

ELABORAÇÃO DOS PROJETOS DE ADUTORAS E DE TURBO-BOMBAS NO AÇUDE FOGAREIRO PARA O RIO PIRABIBU

RELATÓRIO GERAL

VOLUME 2 - MEMORIAL DE CÁLCULO



ÍNDICE

000004

ÍNDICE

1 - APRESENTAÇÃO..	4
2 - INTRODUÇÃO	6
2 1 - Estação Elevatória	8
2 1 1 - Numero de Conjuntos Turbo-Bomba e Vazões Bombeadas	8
2 1 2 – Determinação da Carga de Projeto	13
2.2 - Especificação da Turbina.	18
2.3 - Especificação da Bomba e Ponto de Operação	21
2 4 - Especificação do Sistema Hidráulico Açude-Barrilete	27
2 5 - Especificação dos Barriletes de Adução e Recalque...	32
2 5 1 - Barrilete de Adução das Turbinas	32
2 5 2 - Barrilete de Sucção das Bombas	34
2 5 3 - Barrilete de Recalque	36
2 5 4 - Espessura da Parede das Tubulações	37
3 – ADUTORA	46
3.1 - Escolha do Traçado do Sistema Adutor	47
3.2 - Cálculo das Perdas de Carga.	47
3.3 - Escolha do Diâmetro e Número de Adutoras	49
3 4 - Espessura da Chapa da Adutora	49
3.5 – Transiente Hidráulico	54
4 - PROJETO ESTRUTURAL	55
4.1 - Projeto Estrutural da Estação de Recalque	56
4.2 - Projeto Estrutural dos Blocos de Ancoragem...	57
4 2 1 - Calculo do Empuxo	57
4 2 2 - Cálculo da Área em Contato com o Solo	57
5 – ANEXOS	58
5 1 - Anexo I – Registro Fotográfico.....	59
5.2 - Anexo II - Estudo de possibilidades.	59
5.3 - Anexo III – Alternativas de Traçado.....	73
5.4 - Anexo IV – Simulação de Operação, Taxa de Ociosidade e Justificativa Econômica	74
5 4 1 - Dados Registrados de Descarga pela COGERH	74
5 4 2 - Simulação de Operação	75
5 4 3 - Taxa de Ociosidade	78
5 4 4 - Justificativa Econômica da Utilização de Turbo-Bombas	78

000005

1 - APRESENTAÇÃO

000006

1 - APRESENTAÇÃO

O presente documento consolida os trabalhos executados através do contrato nº 32/99/SRH-CE firmado entre a Secretaria dos Recursos Hídricos do Estado do Ceará e a TSA Projetos de Engenharia Ltda para a elaboração do Projeto Executivo do Sistema de Transposição do Açude Fogareiro para o Rio Pirabibu, cujo objetivo é a perenização de trecho do Rio Pirabibu, além da oferta hídrica para irrigação na região cortada pelo eixo de transposição

Os estudos desenvolvidos, conforme o Termo de Referência, são constituídos por atividades específicas que permitem a elaboração dos seguintes documentos, que compõem o acervo do projeto

Este documento constitui o Volume 2 – Memorial de Cálculo do Tomo I – Relatório Geral

TOMO I – RELATÓRIO GERAL

- Volume 1 – Texto
- Volume 2 – Memorial de Cálculo
- Volume 3 – Quantitativos e Custos
- Volume 4 – Especificações Técnicas
- Volume 5 – Normas de Medição e Pagamento

TOMO II – DESENHOS

- Volume 1 – Arquitetura, Hidromecânica e Plantas Complementares
- Volume 2 – Projeto Estrutural da Estação de Recalque
- Volume 3 – Perfil e Caminhamento – Adutora
- Volume 4 – Cadernetas de Campo

000007

2 - INTRODUÇÃO

0000008

2- INTRODUÇÃO

Este volume constitui-se no Volume 2 – Memorial de Cálculo, Tomo I, cujo objetivo é apresentar o detalhamento dos cálculos realizados para o dimensionamento da estação de recalque e adutora ora intitulados “Sistema de Transposição do Açude Fogareiro para o Rio Pirabibu”

As características técnicas do sistema adutor projetado são as seguintes

- **Trecho de Recalque (conduto forçado)**
 - Número de adutoras 1 (uma)
 - Número de conjuntos Turbo-Bomba 2 (dois). dois conjuntos por adutora
 - Extensão da tubulação de recalque 10280 m
 - Diâmetro da tubulação 400 mm
 - Material da tubulação aço ASTM A283D, com tensão máxima admissível de 2240 kgf/cm², DN 400 mm com espessuras de 9 e 7 mm e anel de vedação conforme NBR 9915 Opcional PVC ou Ferro Fundido PN-16, DN 400
 - Vazão máxima de projeto obtida na adutora 110 l/s
 - Vazão mínima de projeto obtida na adutora 45 l/s
 - Manancial Açude Fogareiro
 - Captação Será a mesma tubulação utilizada para adução das válvulas dispersoras, sendo apoiada sobre blocos de ancoragem entre a casa de máquinas e a extremidade de jusante da tubulação da tomada d'água do açude, onde atualmente se encontram instaladas duas válvulas dispersoras cônicas. Uma das válvulas deverá ser removida e futuramente instalada na extremidade da tubulação de adução das turbinas, denominado neste projeto de Sistema Hidráulico Açude-Barrilete

000009

2.1 - Estação Elevatória

2.1.1 - Número de Conjuntos Turbo-Bomba e Vazões Bombeadas

A estação elevatória foi dimensionada para operar com 2 conjuntos Turbo-Bomba (turbina e bomba acopladas), sendo também possível a opção de se utilizar apenas um conjunto. Os principais motivos para essa escolha são

- Possibilidade de implantação dos conjuntos de forma gradual, reduzindo assim o custo inicial do projeto
- Capacidade de operação em função da vazão disponível para acionamento da turbina, resultando em uma maior flexibilidade nas operações de recalque. No caso de um único conjunto, este poderia ficar inutilizado para vazões turbináveis parciais, o que não ocorre quando se trabalha com dois ou mais conjuntos, permitindo assim a parada de um conjunto de acordo com a necessidade ou disponibilidade de vazão para acionamento da turbina

O número de conjuntos está fortemente relacionado com a vazão a ser recalçada, sendo assim, com a altura manométrica escolhe-se as possíveis bombas que diferem na vazão no ponto de maior rendimento, variando inclusive este último. Escolhe-se aquela que exigirá uma potência que esteja dentro dos limites possíveis de fabricação das turbinas, a potência da turbina também está limitada pela vazão disponível para seu acionamento, que é a vazão mais próxima possível à regularizada, tendo como fator limitante os modelos de bombas e/ou turbinas encontradas no mercado.

Os dados a seguir apresentam as características do sistema hidráulico de recalque para a especificação do número de conjuntos

- Altura geométrica de recalque 68 metros
- Vazão de Recalque 110 l/s
- Diâmetro da Tubulação 400 mm
- Altura Manométrica 89 m c a

000010

Como ponto de partida toma-se uma vazão de recalque tida como satisfatória para a viabilidade do projeto (Tida aqui como de 50 l/s para a perenização do Riacho da Pasta e Trecho do Pirabibu de aproximadamente 100 l/s. Em seguida escolhe-se uma bomba, cuja associação em paralelo resulte em uma vazão aproximada à esperada

Uma vez traçada a curva da bomba (para mais que uma bomba, a curva traçada deverá ser destas bombas associadas em paralelo), traça-se a curva do sistema com diferentes valores para o diâmetro. O ponto de cruzamento das duas curvas (curvas da bomba associadas e do sistema) deve-se dar próximo ao ponto de maior rendimento da bomba. Este ponto no cruzamento das curvas é o ponto de operação

Com o ponto de operação determina-se a potência necessária a ser fornecida à bomba pela turbina. Deve-se considerar as perdas de transmissão, que são da ordem de 5%. A opção de recalque adotada e considerada suficiente para a viabilidade do projeto após o estudo de diversas possibilidades é dada por

- Vazão de recalque na adutora 110 l/s (dois conjuntos operando)
- Vazão de recalque por bomba 55 l/s
- Carga manométrica total 89 m c a

A seguir são apresentados os cálculos dos quais foram obtidos os valores acima

- Potência consumida pela bomba

$$P_s = \frac{\gamma \times Q_b \times H_r}{\eta_b \times 75}$$

Onde

Q_b = vazão de recalque (m³/s)

H_r = carga manométrica (m c a)

γ = peso específico do líquido (1000 kg/m³)

P_s = potência fornecida ao eixo da bomba (CV)

η_b = rendimento da bomba

$$P_s = \frac{1000 \times 0,055 \times 89}{0,75 \times 75}$$

000011

$$P_b = 87.02CV$$

O rendimento da turbina é de 69%, e o do sistema de transmissão é de 95%
 Uma vez que a carga líquida na turbina é de 14,9 m c a , pode-se calcular a vazão necessária a ser fornecida à turbina de forma que esta produza a potência de eixo exigida pela bomba. Calculando a potência necessária no eixo da turbina

$$P_{cv} = \frac{P_b}{\eta_{tr}} = \frac{87.02}{0.95}$$

$$P_{cv} = 91.6CV$$

Onde

P_b = potência no eixo da bomba (CV)

η_{tr} = rendimento da transmissão

P_{cv} = potência no eixo da turbina (CV)

A partir da potência no eixo da turbina chega-se à potência hidráulica necessária

$$P_H = \frac{P_{cv}}{\eta_{tur}} = \frac{91,6}{0.69}$$

$$P_H = 132.75CV$$

Onde

η_{tur} = rendimento da turbina

P_H = potência hidráulica (CV)

000012

Com a potência hidráulica e carga no eixo da turbina, determina-se a vazão turbinada

$$Q_{turb} = \frac{75 \times P_{ii}}{1000 \times H_i} = \frac{75 \times 132.75}{1000 \times 14.9}$$

Onde

H_i = carga líquida na turbina (m c a)

Q_{turb} = vazão turbinada (m^3/s)

$$Q_{turb} = 0.67 m^3/s$$

A vazão total turbinada é a vazão das duas turbinas, dada por

$$Q_{turb} = 2 \times 0.67 = 1.34 m^3/s$$

A vazão total consumida pelo sistema é a soma da vazão turbinada e a recalçada

$$Q_{s} = 1.34 + 0.11 = 1.45 m^3/s$$

A curva característica da bomba adotada é apresentada na figura 1 Para o estudo foram utilizadas curvas da KSB Bombas de outros fabricantes podem ser utilizadas desde que atendam às características hidráulicas com vazão, altura manométrica e rendimento

000013

SEB MEGACHEM
 ASB MEGACHEM

80-200

KSB

3500 rpm

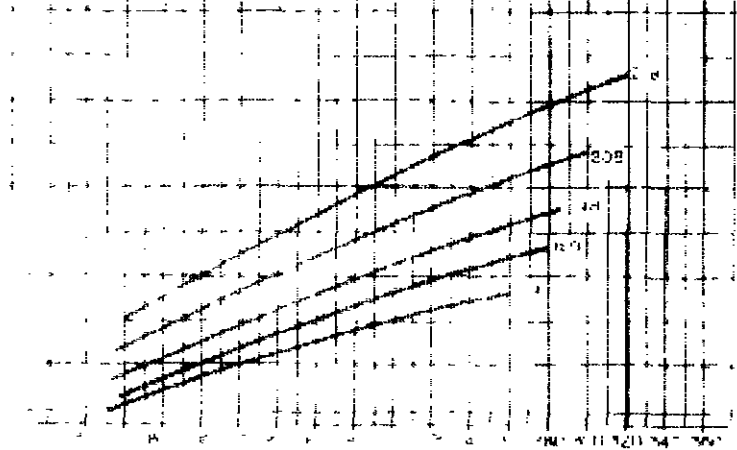
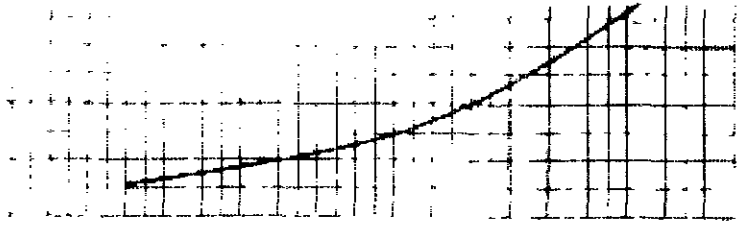
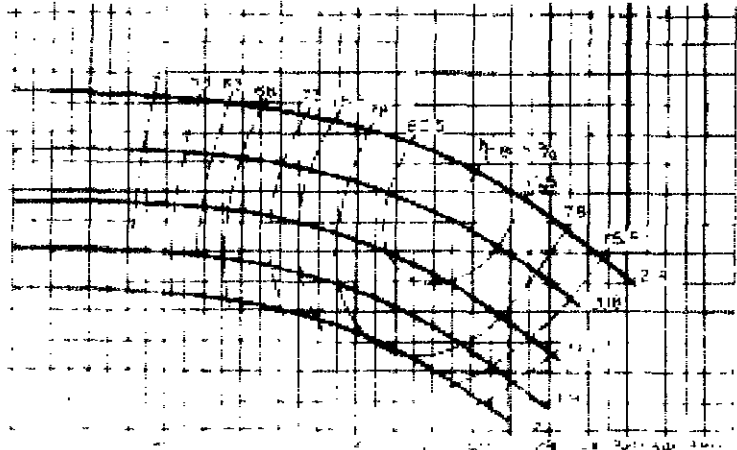


Figura 1 – Curva da bomba mais apropriada

000014

As vazões bombeadas foram determinadas a partir da potência hidráulica disponível (vazão regularizada e carga média), sendo o sistema dimensionado para operar com vazões muito próximas à regularizada

Embora a vazão regularizada de projeto seja de 2.088 m³/s com 90% de garantia, o sistema de recalque foi dimensionado para operar com até 1.45 m³/s, incluído neste valor a vazão recalçada. A vazão turbinada é da ordem de 1.34 m³/s (duas turbinas), como foi demonstrado anteriormente

2.1.2 – Determinação da Carga de Projeto

A carga média foi determinada através dos registros do nível do reservatório obtidos junto à COGERH, registrados no período de 35 meses entre os anos de 1996 e 2000 (método determinístico). Poderia ser utilizado o método de simulação com o auxílio do software ModSimP32, desenvolvido pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP), mas o fato de não haver qualquer tipo de registro histórico de vazões na seção onde hoje se encontra o açude não permite uma modelagem precisa

A análise estatística (tabela 1) dos registros de nível indicou que no período analisado a cota média foi de 233.36 m. Utilizando-se do desvio padrão, cujo valor é de 1.76 m, tomou-se a cota de projeto como sendo aquela que estivesse abaixo da média (a título de segurança) em 1,5 desvio padrão (um desvio padrão e meio), o que resultou fixar em 230.72 m a cota de projeto. Este valor foi adotado porque aproximadamente 73,5% das cotas registradas no período histórico até 1999 ficaram acima de 230.72 m (Figura 2a), e a garantia de permanência para esta mesma cota é da ordem de 90% levando-se em conta os dados de 2000, como pode ser observado nas Figuras 2b e 3

De acordo com otimizações e ajustes nas manobras de operação do sistema, pode-se otimizar esta garantia de fornecimento, desde que se aproveite o excedente de vazão nas quadras chuvosas e se intensifique a operação do sistema quando o nível da água passar da cota 230.72 m no açude

000015

Os equipamentos normalmente são dimensionados mecanicamente com folga, podendo suportar uma sobrecarga em potência no eixo da turbina em até 25%

Tabela 1 - Análise estatística sobre as cotas registradas no açude Fogareiro

Média	233,36
Mediana	233,47
Moda	234,64
Desvio Padrão	1,76
Variância	3,10
Assimetria	0,03
Mínimo	230,4
Máximo	236,78
Soma	8167,7
Contagem	35

A variação da cota do nível do reservatório, a cota média e a cota adotada para o projeto podem ser vistas no gráfico Cota x Tempo apresentado na figura 2a

000016

Curva Cota em Função do Tempo - Açude Fogareiro

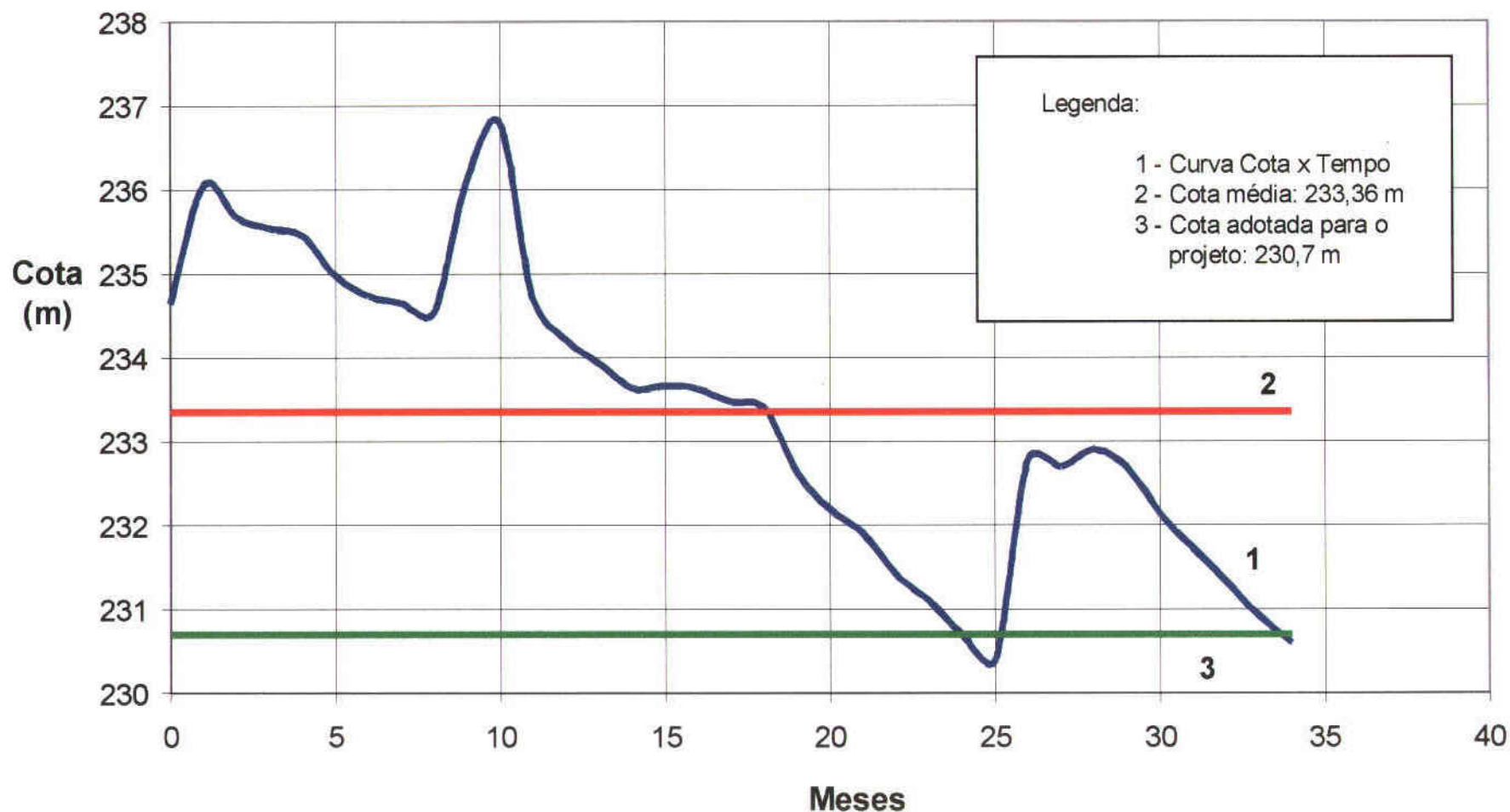


Figura 2a - Gráfico Cota x Tempo até 1999

000017



Figura 2b - Gráfico Cota x Ano até 2000

000018

Curva de Permanência (Dados Reais)

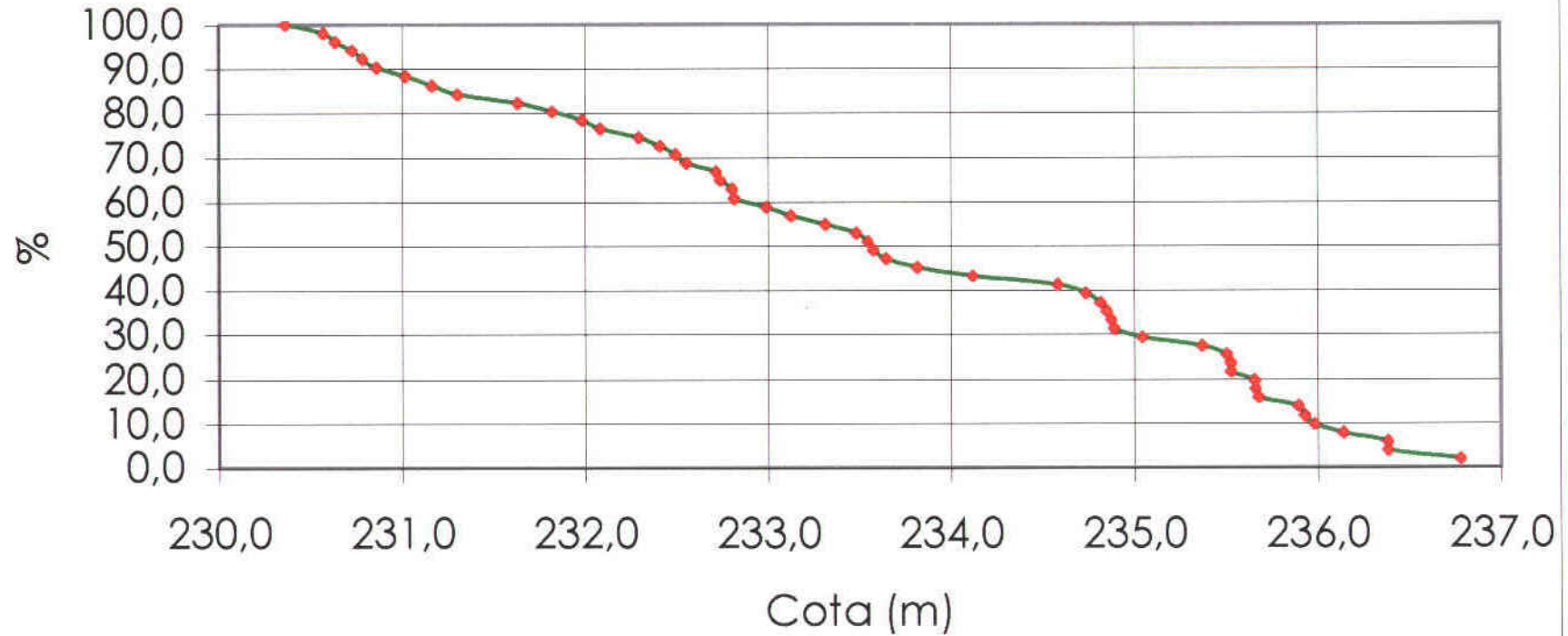


Figura 3 – Curva de Permanência dados até 2000

000019

2.2 - Especificação da Turbina

O tipo de turbina foi especificado considerando-se vários critérios, como custo, facilidade de manutenção, resistência ao fenômeno de cavitação, variação do rendimento quando submetida a vazões parciais e sua compatibilidade com o sistema hidráulico proposto

Devido à sua simplicidade, a turbina Michell-Banki apresenta um dos menores custos na fabricação, grande facilidade para manutenção, não sofre ação do fenômeno de cavitação, e sua variação de rendimento para vazões parciais é menor que a da Francis, sua concorrente direta. A figura 7 apresenta uma comparação entre a turbina Francis e a Michell-Banki (fluxo-cruzado ou cross-flow) quanto à variação do seu rendimento para vazões parciais

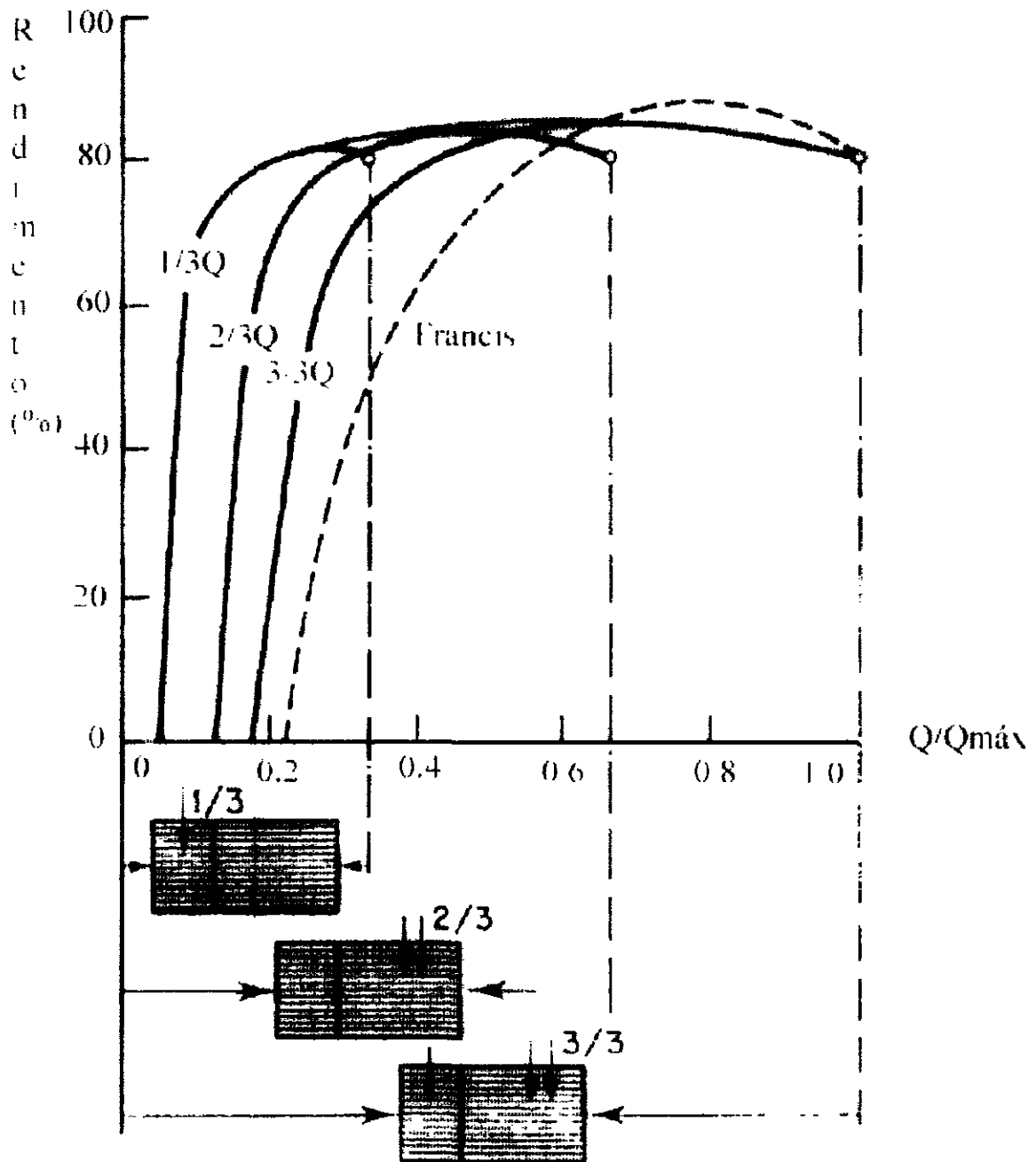


Figura 4 - Rendimento da Turbina Michell-Banki e Turbina Francis para vazões parciais

004021

O aproveitamento hidráulico pode ser caracterizado em função da rotação específica. Com os dados de carga na turbina (carga líquida de 14,9 m.c.a), vazão na turbina ($Q = 0,67 \text{ m}^3/\text{s}$) e rotação na turbina (variando entre 600 e 1000 RPM) chega-se à rotação específica do sistema hidráulico da turbina, dada por n_s em RPM.

$$n_s = n \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Para $H = 14,9 \text{ m.c.a.}$, $Q = 0,67 \text{ m}^3/\text{s}$, n variando de 600 a 1000 RPM resulta na rotação específica (em RPM) variando no intervalo:

$$64 \leq n_s \leq 107$$

O gráfico da figura 5 apresenta diferentes tipos de turbinas para intervalos de rotação específica.

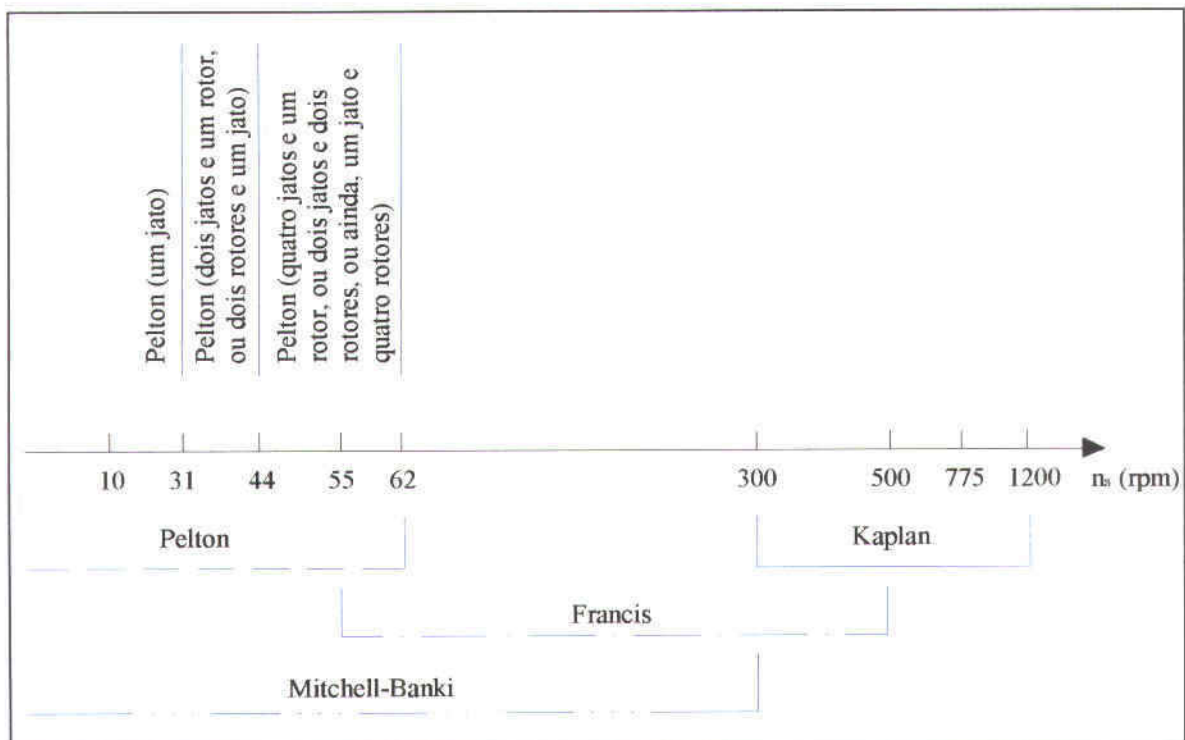


Figura 5 - Intervalos normais de operação de diferentes turbinas em função da rotação específica

Pelo exposto se conclui que a turbina Mitchell-Banki Cross-Flow (ou Fluxo-Cruzado) é a mais adequada para o aproveitamento hidráulico

2.3 - Especificação da Bomba e Ponto de Operação

A bomba foi especificada procurando atender a vazão e altura manométrica esperada. Foram observados vários tipos e modelos de bombas, procurando especificar a que melhor se adaptasse ao sistema hidráulico proposto, o que significa ter seu ponto de funcionamento o mais próximo possível do máximo rendimento.

Também foi considerada a possibilidade de operações parciais, devendo o sistema ser capaz de operar com baixas cargas na turbina (redução de 25% na carga).

As bombas estudadas com base nos dados fornecidos pelos fabricantes foram a Sulzer, KSB e ABS, onde dentre estas a que apresentou melhor rendimento para as condições foi

- *KSB MEGANORM, modelo KSB 80-200, ponto de projeto com vazão de 66.6 l/s, altura manométrica de 84 m c a e rotação de 3500 RPM, rendimento de 81.5% e rotor de 219 mm*

Bombas de outros fabricantes podem ser utilizadas, desde que apresentem características hidráulicas iguais ou superiores às bombas utilizadas no projeto.

A Tabela 4 apresenta opções do sistema de recalque onde é destacada em **negrito** a opção escolhida, que consiste em uma adutora de 400 mm com dois conjuntos Turbo-Bomba, apresentando uma vazão total de projeto no recalque em torno de 110 l/s, vazão total consumida pelo sistema de 1,45 m³/s, operando com duas bombas KSB modelo 80-200, com rotação de 3500 RPM.

900023

Tabela 4 - Diferentes Opções de Recalque

Bomba KSB 80-200					
Número de Conjuntos por Adutora em operação	Diâmetro Adutora (mm)	Vazão Turbinada Total (m³/s)	Carga na Turbina (m.c.a.)	Vazão Total de Recalque (m³/s)	Vazão Total consumida pelo Sistema (m³/s)
1	300	0,64	14,9	0,053	0,69
2	300	0,28	11,2	0,020	0,30
2	300	0,79	14,9	0,060	0,85
1	350	0,76	14,9	0,067	0,82
2	350	0,44	11,2	0,030	0,47
2	350	1,10	14,9	0,085	1,18
1	400	0,79	14,9	0,075	0,87
1	400	0,45	11,2	0,035	0,48
2	400	0,62	11,2	0,045	0,66
(*) 2	400	1,34	14,9	0,110	1,45
1	450	0,81	14,9	0,080	0,89
2	450	0,76	11,2	0,058	1,57
2	450	1,52	14,9	0,132	1,65

Para os resultados apresentados na tabela foram utilizados os seguintes dados

- Extensão da adutora 10 280 metros
- Desnível geométrico 68 metros
- Carga líquida na turbina 14,9 m c a
- Rendimento da turbina 69%
- Rendimento da bomba 75%
- Rendimento da Transmissão 95%

000024

O rendimento adotado de 75% para as bombas é devido às variações na carga da turbina, que resulta em aumento ou diminuição na rotação da bomba levando esta a operar fora do seu ponto de projeto. Desta forma o rendimento já não é mais o rendimento do ponto de projeto, que no caso das bombas analisadas é de aproximadamente 80%. O rendimento de 75% pode ser considerado aqui como um rendimento médio.

Com base na Tabela 4, a opção adotada foi a (*), ou seja, dois conjuntos e uma adutora de 400 mm, com vazão recalçada de 110 l/s. O critério para a escolha foi o custo da adutora, a vazão recalçada, a vazão total consumida, e principalmente a possibilidade de montagem por etapas, uma vez que o sistema escolhido consta de uma adutora e dois conjuntos de recalque.

A seguir são apresentados dois gráficos do sistema de recalque para uma única adutora (400 mm), tendo dois conjuntos Turbo-Bomba acoplados e uma válvula borboleta na extremidade final da adutora, simulando diferentes aberturas.

Os gráficos mostram que devido à grande extensão da adutora esta válvula borboleta na extremidade oferece um controle apenas satisfatório para o sistema.

Para um maior controle do sistema outras válvulas podem ser instaladas futuramente. Estes dois gráficos correspondem à opção adotada e a diferença entre eles é a carga atuante na turbina, de 14,9 metros no gráfico da figura 5 e 11,2 metros no gráfico da figura 10. A redução na carga faz com que seja reduzida a rotação na turbina e conseqüentemente na bomba, o que resulta na redução da vazão e carga na bomba. A tabela 5 apresenta o ponto de funcionamento do sistema hidráulico adotado (diâmetro da adutora e número de conjuntos Turbo-Bomba) para um ou dois conjuntos operando e também a vazão obtida pelo sistema para uma carga na turbina reduzida de aproximadamente 25%, ou seja, uma carga de 11,2 m c a.

Os gráficos construídos cujos resultados se encontram na Tabela 4 (Diferentes Opções de Recalque), encontram-se em anexo neste volume.

Tabela 5 - Vazões de Recalque para Diferentes Condições de Operação

Número de conjuntos de recalque	Número de conjuntos por Adutora ($\phi=400$ mm)	Número de conjuntos operando por adutora	Carga na turbina (m c a)	Rotação na Bomba (RPM)	Vazão recalçada por adutora (m^3/s)	Vazão total Turbinada (m^3/s)
2	2	1	14,9	3500	0,075	0,797
			11,2	3031	0,035	0,45
		2	14,9	3500	0,11	1,34
			11,2	3031	0,045	0,62

Legenda da Abertura de Válvulas

Cada linha ascendente dos gráficos das figuras 9 e 10 corresponde a um coeficiente de perda de carga da válvula denominado K_s , que corresponde a uma abertura em graus (a abertura máxima desta válvula é de 90 graus) e então pode-se calcular a porcentagem de abertura, sendo assim

Respectivamente, de baixo para cima

$K_s = 0,15$ implica 87 graus de abertura ou 97%

$K_s = 70$ implica 30 graus de abertura ou 33%

$K_s = 175$ implica 20 graus de abertura ou 22%

$K_s = 280$ implica 15 graus de abertura ou 16,6%

000026

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação

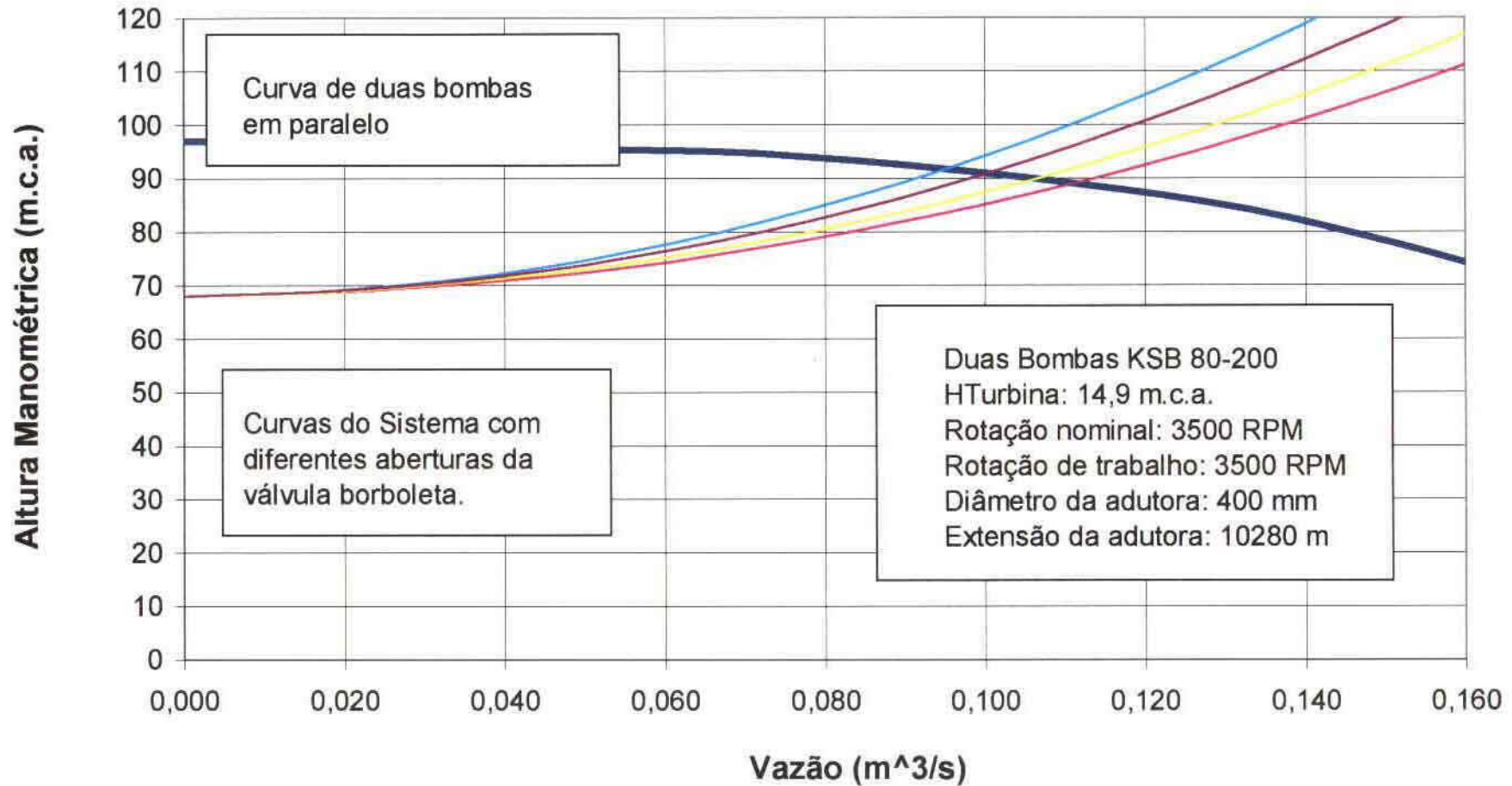
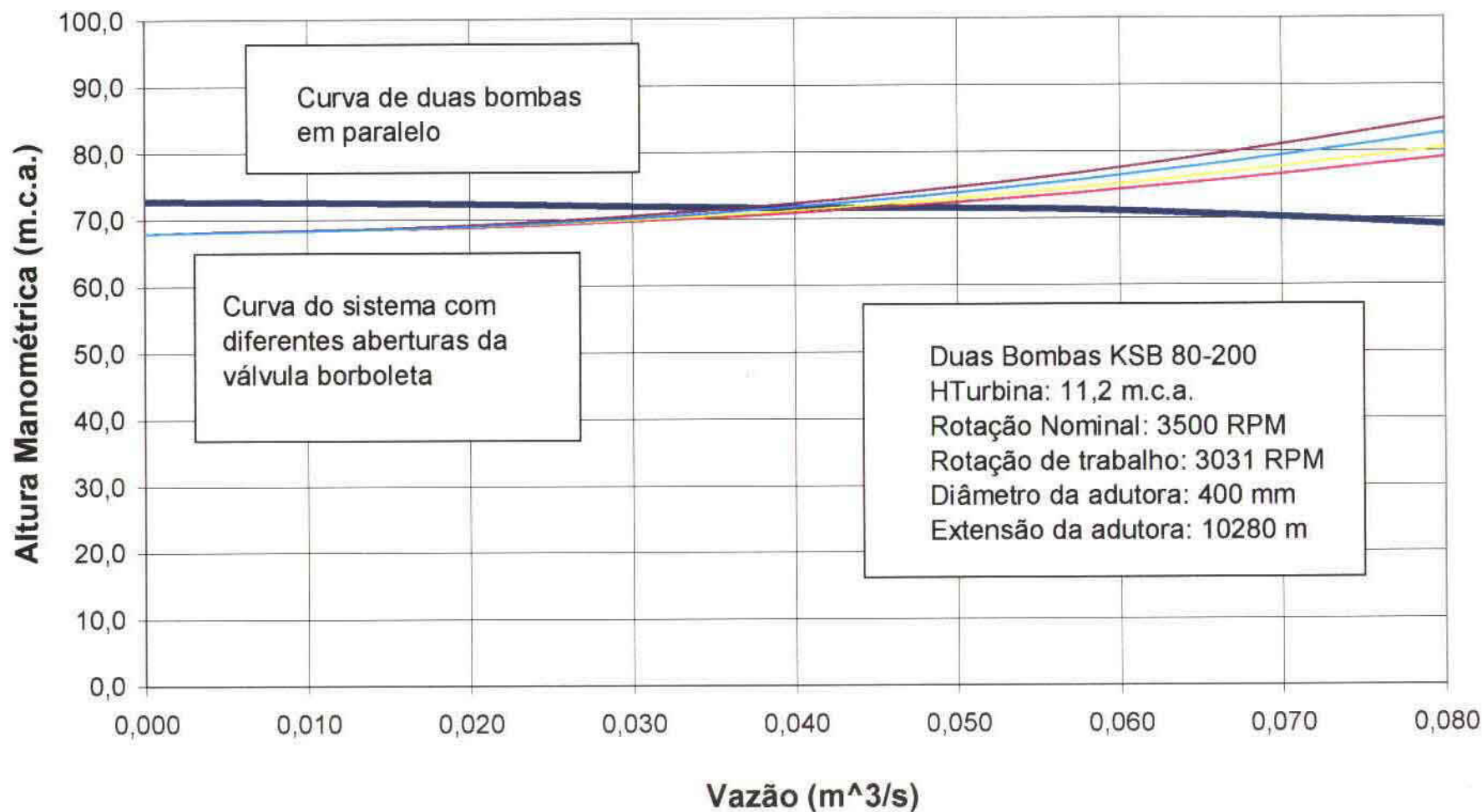


Figura 6 - Pontos de operação para carga na turbina de 14,9 m.c.a.

000027

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



000028

Figura 7 - Pontos de operação para carga na turbina de 11,2 m.c.a.

2.4 - Especificação do Sistema Hidráulico Açude-Barrilete

O sistema hidráulico alimentador de bombas e turbinas será constituído por meio de uma tubulação proveniente da tomada d'água do açude fogareiro, sendo capaz de abastecer por gravidade tanto o sistema hidráulico das turbinas (adução), como o das bombas (sucção). A tubulação, que é única, chegará à casa de máquinas (estação elevatória) permitindo duas ramificações, uma destinada ao barrilete das turbinas e outra ao barrilete das bombas. Na extremidade desta tubulação poderá ser implantada a válvula dispersora hoje instalada no final da galeria do açude. Haverá um flange cego no final do barrilete, para o caso de necessidade de se instalar mais uma válvula dispersora.

Estes barriletes seriam os de entrada na casa de máquinas. Haverá um barrilete de saída, que será o de recalque para a adutora. A vazão turbinada deverá deixar a casa de máquinas através de um canal de fuga construído sob o piso da casa de máquinas.

Portanto, neste item será feito o dimensionamento do sistema hidráulico Açude-Barrilete verificando se as vazões (e cargas) obtidas através do escoamento gravitário atendem às vazões e cargas necessárias para o acionamento das turbinas. A figura 8 apresenta um esquema (sem escala) do sistema hidráulico proposto.

As duas tubulações existentes no açude Fogareiro possuem diâmetro interno de 1,5 metros no flange que faz a conexão com a válvula dispersora cônica, onde no fim de uma das tubulações terá início o sistema hidráulico Açude-Barrilete. Considerando o sistema açude-barrilete como sendo um penstock, este não deve apresentar perdas superiores a 1% neste trecho. Porém admitiu-se perdas de até 6%, que poderão ocorrer quando a válvula dispersora e turbinas estiverem operando com máxima capacidade. A razão principal para se admitir perdas de até 6% é a redução de custos da tubulação entre açude e barrilete.

000029

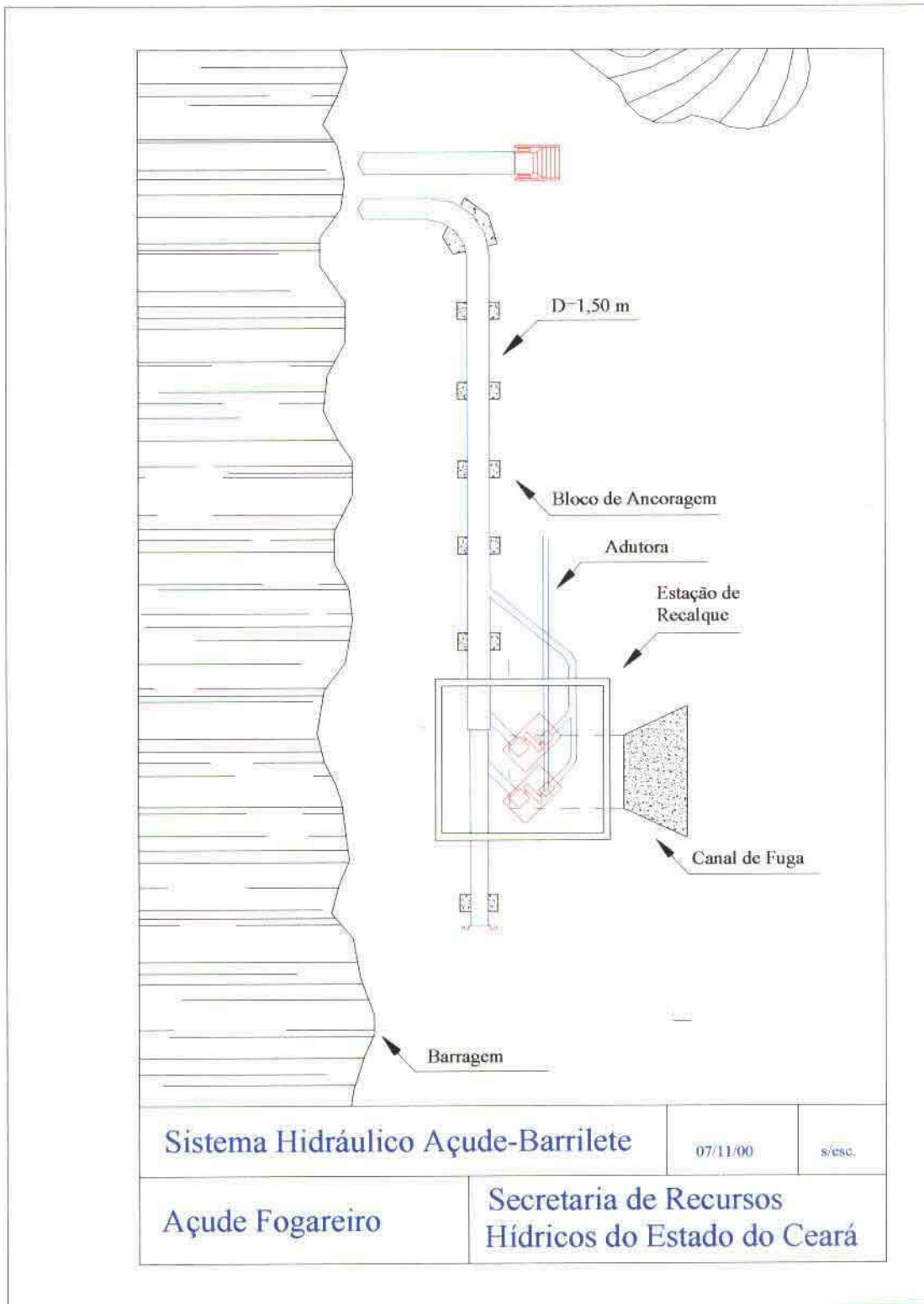


Figura 8 – Desenho esquemático do sistema hidráulico de recalque

A verificação da vazão obtida por gravidade foi feita da seguinte forma

- **Dados**

- **Vazões (projeto)**

- $Q_{\text{Turbinada}} = 1,34 \text{ m}^3/\text{s}$ (vazão máxima correspondente a duas turbinas operando)
 - $Q_{\text{Bombeada}} = 110 \text{ l/s}$ (vazão máxima correspondente a duas bombas operando)
 - $Q_{\text{Total}} = Q_{\text{Turbinada}} + Q_{\text{Bombeada}} = 1,45 \text{ m}^3/\text{s}$ (vazão total do sistema)

- **Extensão da Tubulação**

- Subterrânea 157.62 metros
 - Aérea 30 metros

- **Diâmetro da Tubulação**

- Subterrânea 1,50 metros
 - Aérea 1,50 metros

- **Formulário**

- **Perda de Carga**

Para o cálculo da perda de carga foram utilizadas

- Fórmula Universal de Darcy-Weisbach

$$\Delta H = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Sendo

ΔH = perda de carga (m c a)

f = fator de atrito

L = comprimento da tubulação (m)

D = diâmetro interno do tubo (m)

V = velocidade média do escoamento (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

- Formulação Explícita de Swamee e Jain para o cálculo do fator de atrito

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

Válida para o intervalo

$$5 \times 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8$$

$$10^{-6} \leq \frac{e}{D} \leq 10^{-2}$$

Onde

f = fator de atrito (adimensional)

e = rugosidade absoluta do tubo (m)

D = diâmetro da tubulação (m)

Re = número de Reynolds

Sendo que o número de Reynolds é dado por

$$\text{Re} = \frac{VD}{\mu}$$

Onde

V = velocidade média do escoamento (m/s)

D = diâmetro interno da tubulação (m)

μ = viscosidade cinemática (m²/s)

Os valores adotados para a rugosidade absoluta do tubo (e) e viscosidade cinemática foram de:

$$e = 0,00025 \text{ m (tubo de aço com leve enferrujamento)}$$

$$\mu = 0,000000876 \text{ (para temperatura de } 26^\circ\text{)}$$

- **Equação e Gráfico da Perda de Carga para o Sistema Gravitário Açude-Barrilete**

Para o sistema constituído desprezando as perdas de carga localizadas tem-se:

$$\Delta H = f \frac{187,62}{1,5} \frac{V_1^2}{2 \times 9,81}$$

Que origina o seguinte gráfico:

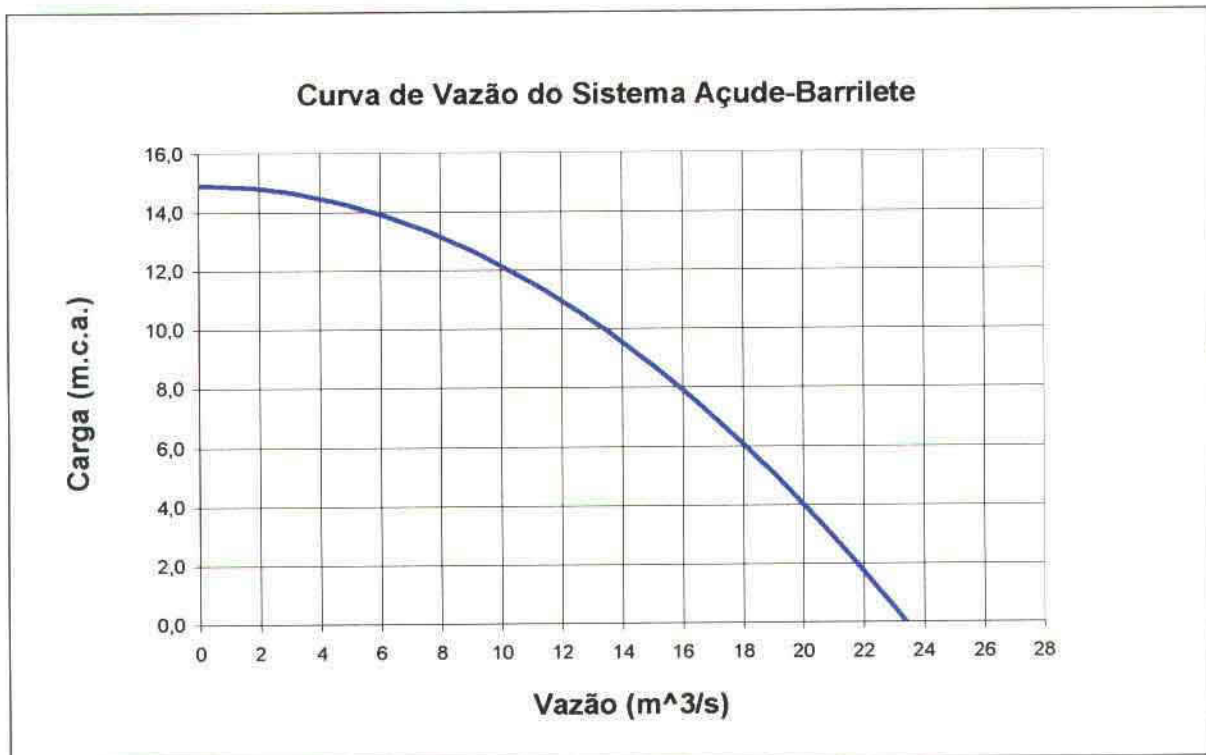


Figura 9 - Carga na entrada do barrilete de adução em função da vazão

De acordo com o gráfico, para a vazão de 1,45 m³/s (vazão total consumida pelo sistema) a perda de carga fica dentro do previsto, ou seja menor que 1%, pois para

esta vazão a perda é de 0.1 mca (0.67%) A carga líquida utilizada no dimensionamento do conjunto Turbo-Bomba foi de 14.9m

2.5 - Especificação dos Barriletes de Adução e Recalque

Nos itens seguintes são apresentadas as metodologias para o dimensionamento hidráulico e mecânico dos barriletes de adução das turbinas, de sucção e recalque das bombas. O desenho com o sistema composto pelos barriletes, de adução e derivações para as turbinas, de sucção e suas derivações para as bombas em 45° e os de recalque, podem ser vistos no Tomo II – Desenhos – Volume 1

2.5.1 - Barrilete de Adução das Turbinas

O critério para o dimensionamento hidráulico do barrilete alimentador das turbinas e o da velocidade, devendo a mesma ficar em no máximo 4 m/s, sendo que o ideal é entre 1.8 e 2.2 m/s, considerada como ótimo pelos fabricantes de turbinas. Estes limites de velocidade se baseiam em uma adaptação da forma de Bresse e tem como princípio a utilização do coeficiente K bem próximo a 0.8, uma vez que os parâmetros passíveis de utilização variam de 0.7 a 1.13. Desta forma, o diâmetro do barrilete teve início com $\varnothing = 950$ mm e sofreu uma única redução para 670 mm após a primeira derivação (saída para as turbinas em 45°) de um total de duas. A velocidade do fluxo na entrada de cada turbina foi mantida a mesma, tomando-se as derivações com um diâmetro de 670 mm, que resulta em velocidades da ordem de 1,98 m/s para vazão turbinada de 0.70 m³/s. Esta vazão de projeto turbinada foi acrescida em 5%, (fator de segurança em decorrência do possível funcionamento da turbina submetida a cargas mais elevadas que a de projeto), estando mesmo assim dentro do limite de velocidade admissível que é de 1.8 a 2.2 m/s. Os diâmetros das derivações devem ser todos de

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}}$$

Onde

$$Q = \text{vazão (m}^3\text{/s)}$$

000034

V = velocidade média do escoamento (m/s)

D = diâmetro (m)

Logo

$$D = \left(\frac{4 \times 1.4}{\pi \times 1.98} \right)^2$$

$$D = 670\text{mm}$$

Portanto as duas derivações do barrilete em direção à turbina deverão ter o diâmetro de 670 mm. Após a primeira derivação o barrilete sofrerá uma redução passando a ter 670 mm, o mesmo diâmetro das derivações. Após as duas derivações (vazões para duas turbinas), o barrilete deverá ter um flange cego permitindo desta forma a possibilidade de instalação de umas das válvulas dispersoras. A seguir é apresentada a Tabela 6 - Resumo das Características Hidráulicas do Barrilete de Adução e Derivações, com seus respectivos diâmetros, vazões, áreas das seções e velocidades.

Tabela 6 - Características Hidráulicas do Barrilete de Adução e Derivações

	Seções no Barrilete		Derivações do Barrilete	
	*S _{B1}	S _{B2}	*S _{D1}	S _{D2}
Vazão (m ³ /s)	1.4	0.7	0,70	
Diâmetro (mm)	950	670	670	
Velocidade (m/s)	1.98	1.98	1,98	
Área das seções (m ²)	0.709	0.352	0,352	

*S_B e *S_D são respectivamente as seções dos barriletes e das derivações

O desenho relativo ao sistema hidráulico Açude-Barrilete, barrilete de adução e derivações, em escala, podem ser vistos no Tomo II - Desenhos, Volume 1

2.5.2 - Barrilete de Sucção das Bombas

O critério para o dimensionamento hidráulico do barrilete de sucção também é o critério de velocidade. Desta forma, a tubulação do barrilete deve ter um diâmetro tal que a velocidade no seu interior não ultrapasse 2 m/s, no caso de água fria (Azevedo Netto & G. A. Alvarez, Manual de Hidráulica, 1991). Quanto à altura de sucção, não haverá problemas posto que as bombas trabalharão manometricamente afogadas.

O barrilete foi dimensionado admitindo-se uma velocidade de 0,81 m/s para uma vazão de projeto acrescida em 5% (fator de segurança em decorrência do possível funcionamento da turbina sob cargas maiores que às de projeto) para os dois conjuntos de recalque. O barrilete de sucção será o mesmo para as duas bombas de onde partem as derivações para cada bomba. Desta forma a vazão total recalçada de projeto para o barrilete de sucção será de 115 l/s. A partir destes valores (velocidade e vazão) chega-se facilmente ao diâmetro necessário da tubulação. A medida que ocorre a redução da vazão devido à sucção da primeira para a segunda bomba, o diâmetro é reduzido de forma a manter a mesma velocidade dentro de limites aceitáveis, de forma que o líquido tenha a mesma velocidade no flange de entrada das duas bombas.

Para a velocidade de escoamento de 0,81 m/s, o diâmetro no início do barrilete (na derivação do sistema hidráulico Açude-Barrilete) será de

$$D = \left(\frac{4 \times Q}{\pi \times V'} \right)^2$$

Onde

Q = vazão (m³/s)

V' = velocidade média do escoamento (m/s)

D = diâmetro (m)

Logo

$$D = \left(\frac{4 \times 0.115}{\pi \times 0.81} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 425mm$$

A vazão de projeto na sucção neste item para cada bomba é de 0,0575 m³/s, considerando a vazão de 0,0575 m³/s e a velocidade em 0,81 m/s para o segundo trecho, o diâmetro para a segunda seção é de

$$D = \left(\frac{4 \times 0.0575}{\pi \times 0.81} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 300mm$$

Desta forma as duas derivações do barrilete terão também 300 mm de diâmetro com velocidade de 0,81 m/s. As derivações deverão sair do barrilete em 45°. A seguir é apresentada a Tabela 7 - Características Hidráulicas do Barrilete de Sucção e Derivações, com seus respectivos diâmetros, vazões, áreas das seções e velocidades

Tabela 7 - Características Hidráulicas do Barrilete de Sucção e Derivações

	Seções no Barrilete		Derivações do Barrilete	
	S _{B1}	S _{B2}	S _{D1}	S _{D2}
Vazão (m ³ /s)	0.115	0.0575	0,0575	
Diâmetro (mm)	425	300	300	
Velocidade (m/s)	0.81	0.81	0.81	
Área das seções (m ²)	0.141	0.0707	0.0707	

*S_B e *S_D são respectivamente as seções dos barriletes e das derivações

Os desenhos relativos ao sistema hidráulico Açude-Barrilete, barrilete e derivações podem ser vistos no Tomo II - Desenhos, Volume 1

2.5.3 - Barrilete de Recalque

O dimensionamento hidráulico, como nos itens anteriores, também foi baseado no critério de velocidade. À medida que são acrescentadas as vazões oriundas das duas bombas ao barrilete, o diâmetro vai sendo aumentado de forma a manter a mesma velocidade que deve ser menor que a velocidade da tubulação de recalque (adutora). Normalmente a velocidade no barrilete de recalque é menor que 3 m/s (Macintyre, A. J. Bombas e Instalações de Bombeamento, 1997). A velocidade de projeto da adutora para a vazão de 0,115 m³/s é de aproximadamente 0,91 m/s, portanto a velocidade no barrilete não deverá exceder este valor. A vazão na saída de cada bomba é da ordem de 0,0575 m³/s.

Fixando a velocidade de recalque no barrilete em 0,91 m/s, valor usual em instalações de recalque, o diâmetro na saída das bombas deverá ser de

$$D = 280mm$$

Já no barrilete propriamente dito, à partir da segunda bomba, o diâmetro deverá ser de

$$D = 400mm$$

Com o qual seguirá a tubulação até o encontro do início da adutora.

A seguir é apresentada a Tabela 8 - Características Hidráulicas do Barrilete de Sucção e Derivações, com seus respectivos diâmetros, vazões, áreas das seções e velocidades.

000038

Tabela 8 - Características Hidráulicas do Barrilete de Sucção e Derivações

	Seções no Barrilete		Derivações do Barrilete	
	S_{B1}	S_{B2}	S_{D1}	S_{D2}
Vazão (m ³ /s)	0.115	0.0575	0.0575	
Diâmetro (mm)	400	280	280	
Velocidade (m/s)	0.91	0.91	0.91	
Área das seções (m ²)	0.1256	0.0616	0.0616	

S_B e S_D são respectivamente as seções dos barriletes e das derivações

A formulação utilizada no cálculo é a mesma dos itens anteriores

2.5.4 - Espessura da Parede das Tubulações

A espessura da parede da tubulação (dimensionamento mecânico), do Sistema Hidráulico Açude-Barrilete e dos barriletes de adução da turbina e sucção das bombas teriam, a princípio, espessuras diferentes. Porém, por estarem submetidas a pressões e sobrepressões baixas muito próximas, (no caso do sistema hidráulico Açude-Barrilete e barrilete de adução e sucção das bombas), o dimensionamento resultou na espessura mínima estrutural. A espessura mínima estrutural é a espessura mínima que deve ter a tubulação para resistir ao transporte, corrosão, flecha mínima, esforços sobre os apoios e resistir ao próprio peso.

No caso do barrilete de recalque, as pressões atuantes são em função das pressões originadas pelas bombas somadas aos transitórios ocorridos em funções de manobras inerentes ao sistema e ou acidentes. Isto posto, o valor de projeto calculado resultou em um valor menor que a espessura mínima.

A espessura mínima estrutural é a que deve ter a tubulação para resistir ao transporte, corrosão, flecha mínima, esforços sobre os apoios e resistir ao próprio peso. Este item foi desenvolvido com base na literatura encontrada sobre o assunto, constituída pelo **"Curso de Tubulações Hidráulicas"** – Departamento de Engenharia Hidráulica da **UFMG**, 1972, o qual é baseado nas normas

- **American Water Works Association (AWWA)**
Norma H-1 (ANSI A-21.1) – Computation of Strength and Thickness of Cast Iron Pipe

Norma M-11 – Steel Pipes
- **American National Standard Institute** – American Standard Code for Pressure Piping – **(ANSI B.31)**
- **Normas da ABNT**
P-NB-126, EB-5, EB-6, EB-43, EB-103, EB-109, EB-137

Também sobre o assunto, consta o livro **"Tubulações Industriais"**, cujo autor é **Telles, P.C.S.** EPUSP, 1976, 4ª Edição, o qual tem por base normas da **ANSI (American National Standard Institute)**

Doravante, ao se citar a referência bibliográfica, subentende-se as normas utilizadas nos cálculos

A determinação da espessura da parede foi feita considerando um tubo de parede fina de espessura (e) e diâmetro (D), considerando (D) muito maior que (e). Usualmente considera-se um tubo de parede fina se $D \gg 40 \times e$

O dimensionamento da espessura foi feito com base no Aço ASTM A283D que apresenta as seguintes características (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972)

- Limite de escoamento 2240 kg/cm^2

- Tensão admissível (50% do limite de escoamento) 1120 kg/cm²

Para o caso de tubos não enterrados, o dimensionamento é feito em função da pressão interna (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972, Telles, 1976), onde

$$\sigma_{adm} = \frac{P \times D}{2 \times t}$$

Onde

P = pressão interna (m c a)

D = diâmetro (m)

t = espessura do tubo (m)

A espessura do tubo pode ser determinada então por

$$t \geq \frac{P \times D}{2 \times \sigma_{adm}}$$

Com o valor da espessura calculada, verifica-se o valor da pressão de colapso. Deve ser analisado se a pressão de colapso é superior a pressão externa de projeto caso o tubo possa estar sujeito a vácuo. A pressão de colapso é dada pela seguinte fórmula (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972)

$$P_c = 35280000 \left(\frac{t}{D} \right)^3$$

Onde

t = espessura do tubo (m)

D = diâmetro do tubo em (m)

P_c = pressão de colapso (m c a)

O espaçamento máximo entre apoios foi definido a partir da equação para a verificação da flecha máxima e da tensão máxima atuante na parede do tubo, onde a primeira (flecha máxima, segundo o Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1976) é dada por

$$f = 0,0015(qt + ql) \frac{L^4}{I_c}$$

Onde

qt = peso próprio do tubo (kg/m)

ql = peso do líquido contido (kg/m)

L = vão entre suportes (m)

I = momento de inércia da seção transversal (cm⁴)

Reescrevendo a equação

$$L = \left(\frac{f \times I_c}{0,0015 \times (qt + ql)} \right)^{1/4}$$

A tensão máxima atuante na parede do tubo devido aos momentos fletores relativos às cargas, como peso próprio, peso do líquido contido no interior e sobrecargas externas que podem estar atuando sobre o tubo, dependerá do sistema de apoios e do tipo de carregamento. Neste caso o cálculo será feito como viga contínua, simplesmente apoiada em vários suportes sucessivos, igualmente espaçados. Para esta configuração, a maior tensão devida aos momentos fletores que ocorrerá na seção transversal de cada apoio é dada por (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972)

$$S = \frac{10 \times L^2}{Z} (qt + ql)$$

Onde

S = tensão máxima na parede do tubo (kg/cm²)

L = vão entre suportes (m)

Z = momento resistente da seção transversal (cm³)

qt = peso próprio do tubo (kg/m)

ql = peso do líquido contido (kg/m)

Partindo desta equação e reescrevendo-a em outra forma pode-se verificar o espaçamento máximo entre apoios a partir da tensão máxima atuante nas paredes dos tubos

$$L = \left(\frac{S_i \times Z}{10(q_l + q_l)} \right)^2$$

Foi considerada ainda a tensão concentrada que se verifica na região dos suportes. Para tubos de aço com paredes flexíveis, a tensão localizada é dada por (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972)

$$S_i = f \frac{R}{t} \log \frac{D}{2 \times t}$$

Sendo

S_i = tensão concentrada máxima (lbs/pol²)

f = coeficiente cujo valor é dado por

$$f = 0,02 - 0,00012(A - 90)$$

A = ângulo de apoio (graus)

R = reação dos pesos no suporte (lbs)

D = diâmetro do tubo (pol)

t = espessura do tubo (pol)

Para o dimensionamento da espessura da tubulação devemos determinar a pressão de projeto, que é diferente da pressão de trabalho da tubulação. Pressão de projeto neste item será a pressão de trabalho acrescida da sobrepessão e subpressão decorrente do transitório gerado por alguma manobra

Com uma avaliação simplificada e conservadora, o transiente hidráulico foi determinado a partir da equação de MICHAUD, dada por

$$\Delta H = \pm \frac{2 \times L \times \Delta V}{g \times t}$$

Onde

ΔH = variação da pressão máxima em torno da pressão estática normal (m c a)

L = comprimento da tubulação (m)

ΔV = variação da velocidade antes e depois do golpe (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

t = tempo de fechamento eficaz (s)

A equação de MICHAUD leva em consideração uma variação linear da velocidade de escoamento em função do tempo (como o fechamento de uma válvula), portanto o tempo de fechamento deve estar de acordo com a equação abaixo, caracterizando uma manobra lenta

$$t \geq \frac{2 \times L}{a}$$

Onde

t = tempo de fechamento eficaz (s)

L = comprimento da tubulação (m)

a = velocidade de propagação (m/s)

A equação para a velocidade de propagação da onda é dada por

$$c = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + k \frac{D}{e}}}$$

Onde

c = velocidade de propagação (m/s)

k = coeficiente que leva em consideração o módulo de elasticidade (0.5 para tubos de aço)

D = Diâmetro do tubo (m)

e = espessura do tubo (m)

Com o valor da sobrepressão e subpressão somado à carga estática determina-se a pressão de projeto

A espessura calculada não é a espessura utilizada. A espessura calculada é o valor mínimo que a tubulação deve ter para que os tubos resistam aos esforços mecânicos

Em virtude dos processos de fabricação não terem um controle de qualidade ideal, tubos de aço fabricados a partir de chapas, devem ser acrescidos na espessura em 0.25 mm (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972)

Para locais onde o fluido é agressivo, propiciando a corrosão do material do tubo, deve-se adotar uma sobre-espessura para evitar-se a corrosão na parede do tubo. Para o caso de águas neutras, a espessura deve ser aumentada em 1.5 mm (Curso de Tubulações Hidráulicas, UFMG, 1972), segundo Telles, (Tubulações Industriais, 1976), a sobre espessura para escoamento com água agressiva deve ser de 3 a 4 mm

Mesmo em tubulações com baixa pressão interna e esforços externos reduzidos, o tubo deve ter uma espessura mínima para não se deformar pelo próprio peso e para possibilitar o manuseio. Para tubos aéreos, estes devem ter uma **espessura mínima estrutural** que os permita vencer os vãos entre suportes. De acordo com o "Curso de Tubulações Hidráulicas", UFMG, 1972, a espessura mínima dos tubos de aço é de 1% do diâmetro, com o mínimo de 4 mm. Já segundo Telles, (Tubulações Industriais, 1976), por motivos de resistência estrutural (para evitar a necessidade de vãos muito pequenos entre os suportes) e também resistência à corrosão, adota-se geralmente, para tubos de aço, a seguinte espessura mínima, independente do valor que tenha a pressão: 9 mm para diâmetros nominais maiores que 14"

- **Espessura da Tubulação do Sistema Hidráulico Açude-Barrilete e Barriletes (Adução turbina e Sucção bombas)**

Para a especificação da espessura da tubulação no sistema hidráulico Açude-Barrilete foi necessário determinar-se a carga de projeto no sistema, que neste caso,

não é considerada a carga de 14,9 m c a , mas sim a carga máxima em decorrência das variações do nível do reservatório. Portanto a carga de projeto neste item foi de 21 m c a . valor obtido quando o reservatório atinge a cota de 236,78 metros somada ao incremento de carga devido a algum transitório gerado por operações inerentes a instalação, ou ainda por falhas humanas e ou de equipamentos

A partir desta pressão de projeto, com base na tensão admissível do aço, e coeficientes de segurança, determina-se a espessura da tubulação do Sistema Hidráulico Açude-Barrilete, onde foram verificadas as resistências a pressão interna e externa

O transitório foi calculado a partir da equação de MICHAUD, onde para o fechamento lento da válvula (30 segundos) tem-se uma sobre carga de 18,75 m c a . Portanto a carga de projeto neste item será de 39,75 m c a , resultante da soma da carga que é função do nível do reservatório mais a sobrecarga devido ao transitório. Os resultados obtidos da espessura de cálculo tanto para adução das turbinas (caso mais crítico) quanto para sucção das bombas foram inferiores a espessura mínima de cálculo. A espessura de projeto, no caso da calculada ser menor que a mínima, foi tomada como sendo a menos crítica entre as mínimas presentes na literatura encontrada, ou seja, 9 mm para diâmetros maiores que 14" (Tubulações Industriais, Telles, 1976) e 1% do diâmetro como espessura mínima (Curso de Tubulações Hidráulicas", UFMG, 1972)

- Diâmetro utilizado no cálculo (adução turbinas) 1500 mm
- Diâmetro utilizado no cálculo (sucção bombas) 425 e 300 mm
- Espessura calculada (adução turbinas) $e = 2.66$ mm
- Espessura de projeto (adução turbina) $e > (15+3) = 18$ mm
- Espessura calculada (sucção bomba) $e = 0.75$ e 0.53 mm
- Espessura de projeto (sucção bomba) $e > 9$ mm
- Espaçamento máximo entre apoios (adução turbina) 5 m
- Espaçamento máximo entre apoios (sucção bomba) 3 m
- Flecha máxima admitida 0.0025 m

Obs Os valores da espessura de projeto foram compostos com base na espessura mínima (1% do diâmetro ou o valor mínimo de 9 mm para meios agressivos) e na sobre espessura para meios agressivos de 3 mm. Devido a grande diferença entre o valor de cálculo e o de projeto, desprezou-se as imperfeições na fabricação que são de 0,25 mm

- **Espessura da Tubulação do Barrilete de Recalque**

A carga de projeto para este sistema foi considerada como sendo a carga do ponto de operação (da ordem de 90 m c a), acrescida por uma carga devida a um *transitório decorrente de alguma manobra ou falha no sistema*

O tempo de fechamento para a valvula foi considerado como sendo de 30 segundos para o cálculo do transitório à partir da equação de MICHAUD e também através do método das características, que resulta em uma sobre carga de 61,2 m c a . dando origem a uma carga de projeto de 151 m c a

A partir desta pressão de projeto, com base na tensão admissível do aço, e coeficientes de segurança, determina-se a espessura da tubulação do Sistema Hidráulico de recalque, que tem origem na saída das bombas até o encontro com a adutora. O barrilete de recalque neste caso terá dois diâmetros internos, um de 400 mm que é o trecho do barrilete propriamente dito até a adutora de mesmo diâmetro, e outro diâmetro correspondente às derivações e o trecho anterior a contribuição da segunda bomba. Os coletores das duas bombas que fazem a ligação entre as mesmas e o barrilete possuem diâmetro interno de 280 mm, assim como o início do barrilete até o coletor da Segunda bomba, onde o barrilete toma o diâmetro de 400 mm. Os resultados obtidos foram

- Diâmetro utilizado no cálculo (recalque bombas) 280 e 400 mm
- Espessura calculada (recalque bombas) 1,88 e 2,69 mm (menor que o mínimo de 1% do diâmetro e que 9 mm, critérios presentes nas referências citadas anteriormente)
- Espessura de projeto (recalque bombas) **e > 9 mm** (mínimo para meios agressivos)
- Espaçamento máximo entre apoios (recalque bombas) 3 m
- Flecha máxima admitida 0,0025 m

3 – ADUTORA

3 – ADUTORA

As principais características das adutoras encontram-se no Tomo II. Volume III – Perfil e Caminhamento Adutoras. inclusive o número e posicionamento de ventosas, registros e acessórios de segurança, de acordo com as normas e recomendações da ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

A adutora aqui calculada é em aço carbono tipo ponta e bolsa. Para as condições encontradas, a adutora também pode ser instalada em ferro dúctil ou PVC com extremidades tipo Ponta-Bolsa. Tais materiais poderão ser empregados, desde que autorizados pela SRH, ora visando maior economia (através de cotações quando da época da execução), ora visando facilidades de entrega de material ou ainda outros motivos de força maior. No caso de se alterar o material da adutora, a nova adutora deverá ser de classe PN-16, que atende com folgas à carga manométrica de projeto e eventuais transientes hidráulicos ou sobrepressões da ordem de 60 m c a. Deve-se estar atento também às novas condições de instalação, impostas pelos fabricantes e normas.

Caso seja mantido o projeto original, com o material da adutora em aço carbono, deve-se observar a linha de cálculos abaixo.

3.1 - Escolha do Traçado do Sistema Adutor

A escolha do traçado do sistema adutor foi feita baseada em comparações das cartas da SUDENE disponíveis e através de levantamentos e visitas a campo. As alternativas encontram-se em anexo.

3.2 - Cálculo das Perdas de Carga

As perdas de carga por atrito ao longo da tubulação foram calculadas utilizando-se a fórmula universal de Darcy-Weisbach. O fator de atrito foi determinado através das formulações explícitas de Swamee e Jain. A seguir são apresentadas as duas formulações com os respectivos significados de suas variáveis.

Fórmula Universal de Darcy-Weisbach

$$\Delta H = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Onde

ΔH = Perda de carga (m)

f = fator de atrito

L = Comprimento da tubulação (m)

D = Diâmetro do tubo (m)

V = Velocidade média do escoamento (m/s)

g = aceleração da gravidade (m/s²)

Formulação Explícita de Swamee e Jain

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} + \frac{e}{3.7D} \right) \right]^2}$$

Válida para o intervalo

$$5 \times 10^5 \leq \text{Re} \leq 10^8$$

$$10^{-6} \leq \frac{e}{D} \leq 10^{-2}$$

Onde

f = Fator de atrito (adimensional)

e = Rugosidade do tubo

D = Diâmetro da tubulação

Re = Numero de Reynolds

Sendo que o número de Reynolds é dado por

$$Re = \frac{VD}{\mu}$$

Onde

V = Velocidade do escoamento (m/s)

D = Diâmetro da tubulação

μ = Viscosidade cinemática

3.3 - Escolha do Diâmetro e Número de Adutoras

O diâmetro da tubulação foi determinado conforme exposto anteriormente. O diâmetro adotado foi de 400 mm, com o sistema constituído de uma única adutora, determinada em função da vazão a ser recalçada, que por sua vez é função da vazão regularizada e carga disponível para as turbinas, além do custo da tubulação e condições de operação do menor número de conjuntos possíveis. A princípio foi considerada a velocidade de escoamento em torno de 2,0 m/s para a linha de recalque, uma velocidade econômica no sentido de economia de energia hidráulica, porém devido a grande extensão da linha de recalque (10280 metros) optou-se por trabalhar com uma velocidade mais baixa, em torno de 1 m/s, reduzindo assim a perda de carga e aumentando a vazão de recalque. Fórmulas como a de Bresse, não são aplicáveis neste caso, pois não considerados o custo de energia elétrica para se efetuar o recalque. Deve-se lembrar que foi adotada a solução de uma única adutora e dois conjuntos de recalque em função da vazão disponível para se efetuar o recalque e o custo da tubulação entre outros.

3.4 - Espessura da Chapa da Adutora

Como no item "Espessura da Tubulação do Barrilete de Recalque", a carga de projeto para este sistema foi considerada como sendo a carga do ponto de operação (da ordem de 90 m c a), acrescida por uma carga devida a um transiente decorrente de alguma manobra ou falha no sistema. Também neste item o tempo de fechamento

para a válvula foi considerado como sendo de 30 segundos para o cálculo do transitório à partir da equação de MICHAUD que resulta em uma sobre carga de 61,2 m c a , dando origem a uma carga de projeto de 151 m c a

A partir desta pressão de projeto, com base no aço ASTM A283D com tensão máxima admissível de 2240 kg/cm² e coeficiente de segurança igual a 2 (valor utilizado em sistemas hidráulicos considerando condições normais de operação do sistema, não sujeito a eventos catastróficos), determina-se a espessura da adutora, que tem origem na extremidade do barrilete de recalque Os resultados obtidos foram

- Diâmetro utilizado no cálculo 400 mm
- Espessura calculada 2,69 mm (menor que 1% do diâmetro)
- Espessura de projeto **e > 9 mm** (valor mínimo para meios agressivos, para meios não agressivos adotar e = 7 mm)
- Espaçamento máximo entre vãos de apoio 3 m

Portanto a espessura que atende aos requisitos de transporte, armazenagem, resistência a corrosão etc , é a de 9 mm, a qual deverá ser utilizada no começo da adutora, próxima à barragem A partir de aproximadamente 1000 metros da barragem, onde a influência do gás metano liberado pela dispersão da válvula é menor (assim como a pressão de serviço), pode ser utilizada a espessura de 7 mm, conferindo maior economia ao projeto

Com o intuito de apresentar o procedimento dos cálculos realizados no dimensionamento mecânico dos barriletes, segue abaixo o cálculo explícito para o caso da adutora

a) Cálculo da variação de pressão (transitório)

Utilizando Michaud

$$\Delta H = \pm \frac{2 \times 10280m \times 0.875 \frac{m}{s}}{9.81 \frac{m}{s^2} \times 30s} = 61.2m c a$$

Logo a pressão de projeto para o dimensionamento será

$$P = 90 - 61.2 = 151 \text{ mca (máxima)}$$

$$P = 90 - 61.2 = 28.8 \text{ mca (mínima)}$$

b) Espessura de Cálculo do Tubo (para trecho aéreo)

$$t \geq \frac{15.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 400 \text{ mm}}{2 \times 1120 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \geq 2.69 \text{ mm}$$

c) Espessura do tubo (para trecho em vala)

De acordo com o "Curso de Tubulações Hidráulicas". UFMG. 1972, a experiência em casos práticos demonstra que os tubos de aço usuais resistem facilmente às maiores cargas móveis que se possam ter, desde que a camada de terra por cima do tubo tenha uma espessura pelo menos igual ao diâmetro e que a deformação diametral fique dentro dos limites geralmente aceitos, que é de 5%, para o caso de tubos sem revestimento. A verificação através da fórmula de Spangler, citada na norma M-11 da AWWA permitiu a verificação. A equação é dada por

$$\delta = \frac{F \times K \times W \times r^3}{12 \times (E \times I + 0.61 \times E \times r^3)}$$

δ = Deformação diametral horizontal, em polegadas

F = Fator de deformação contínua a longo prazo entre 1,25 a 1,50

K = Fator dependente do fundo de vala para fundo de vala plana, $K=0.1$

W = Carga de aterro por unidade de comprimento, em lbs/pé

r = raio externo do tubo, em polegadas

E = Módulo de elasticidade do aço, em lbs/pol²

I = Momento de inércia da seção transversal do tubo, em pol⁴

E = Módulo de resistência do solo, variando entre 200 e 1200

Para o cálculo de W

$$W = C1 \times g \times B \times D$$

Onde

$C1$ = Coeficiente numerico dependente do tipo de aterro e da relação entre a profundidade e a largura da vala

g = peso específico da terra colocada sobre o tubo

B = largura da vala

D = diâmetro externo do tubo

OBS deve ser utilizado um sistema de unidades adequado

Calculando

$$H = 1,18 \times 1920 \frac{kg}{m^3} \times 0,60m \times 0,40m = 543,7 \frac{kg}{m} = 365,8 \frac{lbs}{pés}$$

$$\delta = \frac{1,375 \times 0,1 \times 365,8 \times 8,15^3}{12 \times (28,48 \times 10^6 \times 444,5 + 0,61 \times 700 \times 8,15^3)} = 1,793 \times 10^{-7} \text{ pol}$$

Como a deformação diametral é menor que 5%, a espessura de 7 mm é adequada para adutora em meio não agressivo

d) Pressão de Colapso

$$Pc = 35280000 \times \left(\frac{7mm}{400mm} \right)^3 = 189mca$$

e) Espaçamento máximo entre apoios para adutora aérea, admitindo uma flecha de 0,0025 m

$$f = 0,0025m$$

$$I_0 = \frac{1}{64} \times \pi \times D^4 - \frac{1}{64} \times \pi \times d^4 = \frac{1}{64} \times \pi \times (40,8)^4 - \frac{1}{64} \times \pi \times (40)^4 = 10358,7cm^4$$

Para o cálculo do momento de inércia o valor da espessura adotado foi de 1% do diâmetro, ou seja, 4 mm

$$qt = 40,6 \frac{kg}{m}$$

$$ql = 125,6 \frac{kg}{m}$$

Dai

$$L \leq \frac{0,0025m \times 10358,8cm^4}{0,0015 \times \left(40,6 \frac{kg}{m} + 125,6 \frac{kg}{m} \right)} \leq 3,19m$$

- f) Espaçamento máximo em função da tensão máxima na parede do tubo considerando o mesmo como uma viga continua, simplesmente apoiada

Sendo Z o momento resistente da seção transversal dado por

$$Z = \frac{I_u}{\text{raio}} = \frac{10358,7cm^4}{20,4cm} = 507,8cm^3$$

$$L \leq \left(\frac{1120 \frac{kg}{cm^2} \times 507,8cm^3}{10 \times \left(40,6 \frac{kg}{m} + 125,6 \frac{kg}{m} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} \leq 18,5m$$

- g) Verificação da Tensão Concentrada na região dos suportes

$$f = 0,02 - 0,00012 * (A - 90). \text{ para } A = 120^{\circ}, \text{ resulta } f = 0,0164$$

Tomando os apoios como sendo a cada 3 metros, resulta em

$$R = 550,5lb$$

Sendo também

$$D = 15,75''$$

$$t = 0,157''$$

$$S = 0,0164 \times \frac{550,5lb}{(0,157)^2} \cdot \log \frac{15,75''}{2 \times 0,157''} = 622,8 \frac{lb}{pol^2} = 43,7 \frac{kg}{cm^2}$$

3.5 – Transiente Hidráulico

As notas do cálculo do Transiente Hidráulico foram baseados em Michaud e Alliev, como foi demonstrado nos itens anteriores. Devido ao fato do sistema ser puramente mecânico, não sendo possível o transitório ser gerado por uma queda de energia, além do fato da espessura da chapa adotada possuir o dobro de sua necessidade mecânica (em torno de 4.5mm), tal metodologia pode ser considerada bastante segura. Mesmo assim foram previstos alguns acessórios de proteção que estão representados no Tomo II, Volume III – Perfil e Caminhamento / Adutoras.

4 - PROJETO ESTRUTURAL

000057

4 - PROJETO ESTRUTURAL

4.1 - Projeto Estrutural da Estação de Recalque

Devido ao porte das tubulações e máquinas hidráulicas instaladas foi necessária a confecção do projeto estrutural, compreendendo o dimensionamento de lajes, vigas e pilares, assim como a fundação. Foram levantadas as cargas atuantes que são

- Peso próprio da estrutura
 - Alvenaria
 - Concreto
 - Cobertura

- Peso das máquinas hidráulicas

- Peso próprio da tubulação de alimentação somado ao volume
 - Peso Próprio
 - Volume

- Peso próprio da tubulação de recalque somado ao volume
 - Peso Próprio
 - Volume

- Carga accidental

As vigas foram calculadas separadamente de acordo com a carga atuante na sua área de influência, assim como os pilares e os blocos de fundação. Os resultados dos esforços, e as áreas de aço para cada seção estão apresentados nas tabelas anexas dos projetos, respectivamente para lajes, vigas e pilares.

O projeto estrutural, detalhamento e planta de formas é apresentado no Tomo II
Volume 2 – Projeto Estrutural

4.2 - Projeto Estrutural dos Blocos de Ancoragem

Para calcular os esforços resultantes da pressão nas mudanças de direção da tubulação foram utilizadas as fórmulas seguintes

4.2.1 - Cálculo do Empuxo

$$E = 2 \times p \times s \times \gamma \times \text{sen} \frac{\alpha}{2}$$

Onde

E = Empuxo (kg)

p = Pressão interna (m c a)

α = Ângulo de deflexão da peça (°)

s = Area de seção transversal do tubo(m²)

γ = Peso específico da água (1000kg/m³)

4.2.2 - Cálculo da Área em Contato com o Solo

$$a = \frac{s \times p}{\sigma \times h} \times \text{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Onde

a = Lado do encosto (cm)

s = Área de seção transversal do tubo (cm²)

p = pressão interna (kg/cm²)

σ = tensão admissível do terreno (kg/cm²)

h = altura de ancoragem (cm)

5 – ANEXOS

5 – ANEXOS

5.1 - Anexo I – Registro Fotográfico

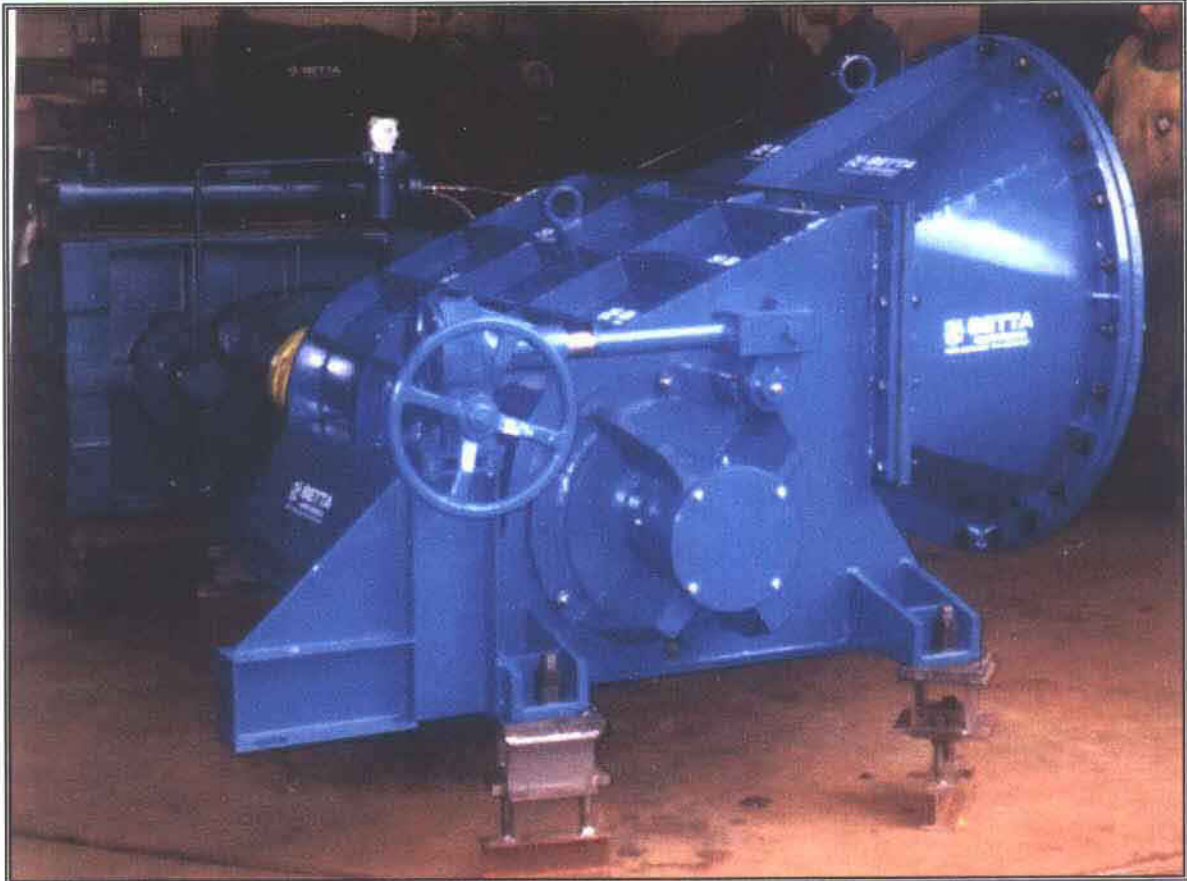


Figura 1 - Turbina e Transmissão Similar à Especificada

5.2 - Anexo II - Estudo de possibilidades

A seguir são apresentadas, a título de informação, todas as curvas estudadas para se chegar à curva mais apropriada para o sistema.

Legenda da Abertura de Válvulas:

Cada linha ascendente dos gráficos seguintes corresponde a um coeficiente denominado K_s da válvula, que corresponde a uma abertura em graus (a abertura

máxima desta válvula é 90 graus) e então pode-se calcular a porcentagem de abertura, sendo assim

Respectivamente, de baixo para cima

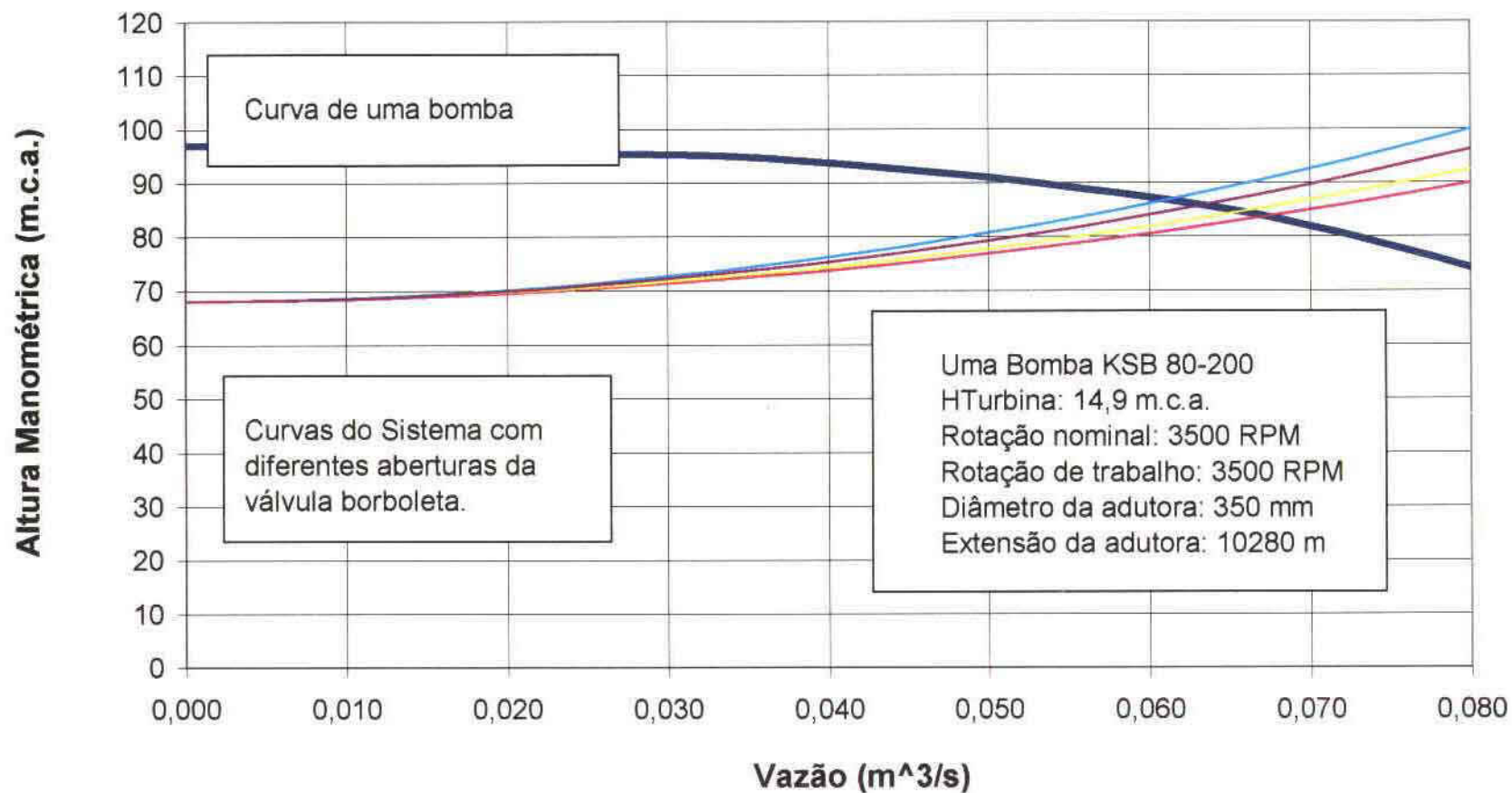
$K_s = 0,15$ implica 87 graus de abertura ou 97%

$K_s = 70$ implica 30 graus de abertura ou 33%

$K_s = 175$ implica 20 graus de abertura ou 22%

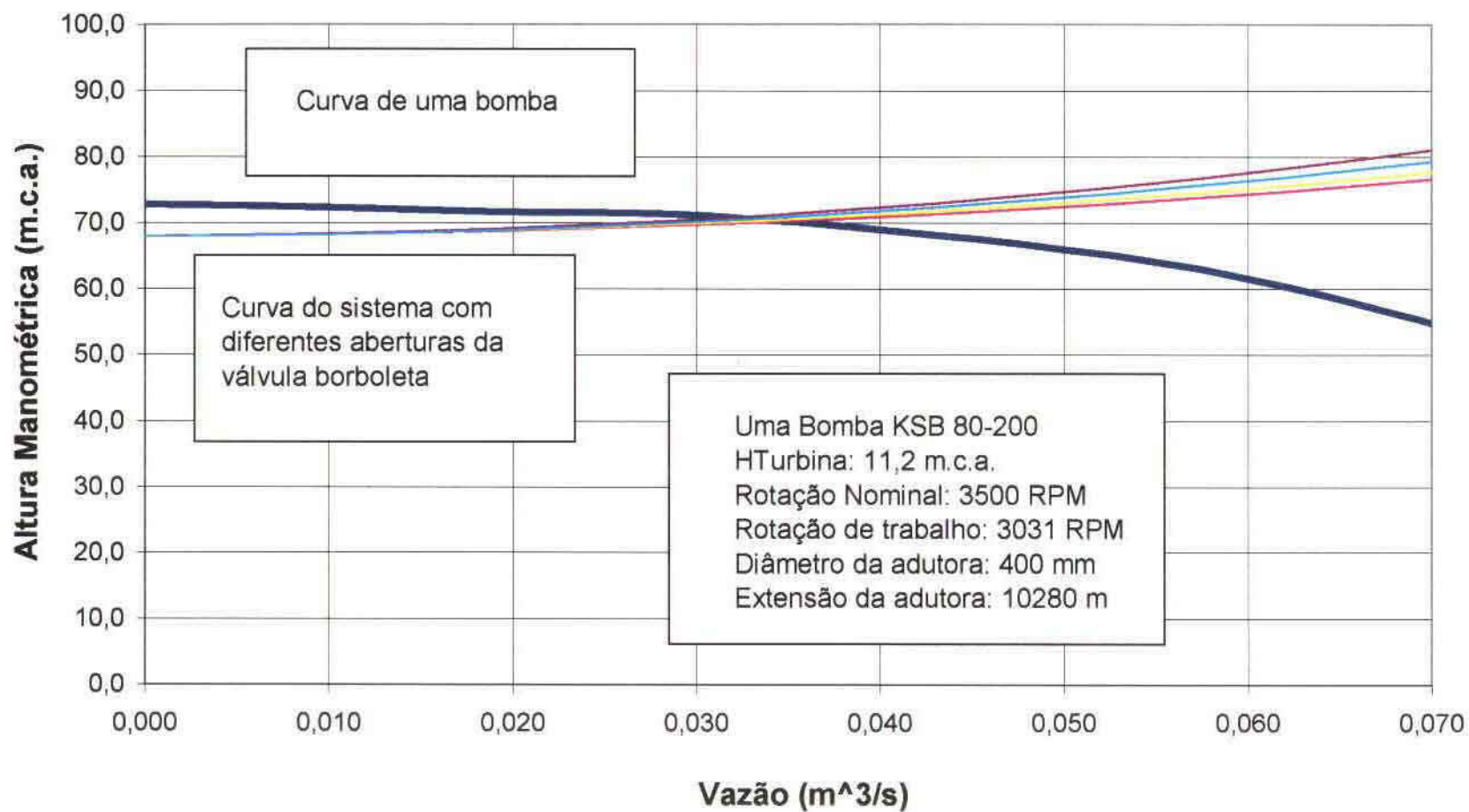
$K_s = 280$ implica 15 graus de abertura ou 16,6%

Adutora Fogareiro - Sistema com uma Bomba em Operação



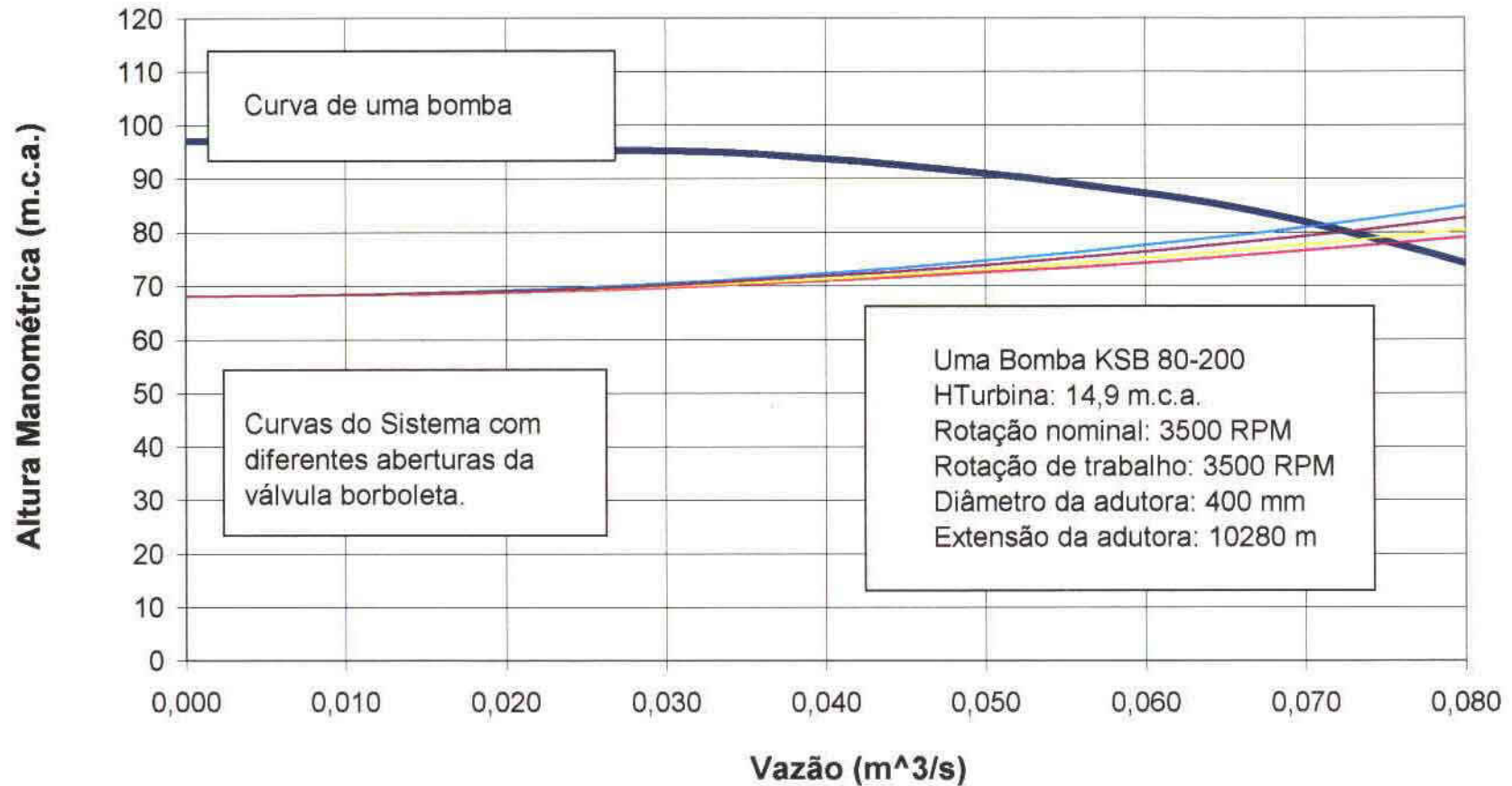
0901000

Adutora Fogareiro - Sistema com uma Bomba em Operação



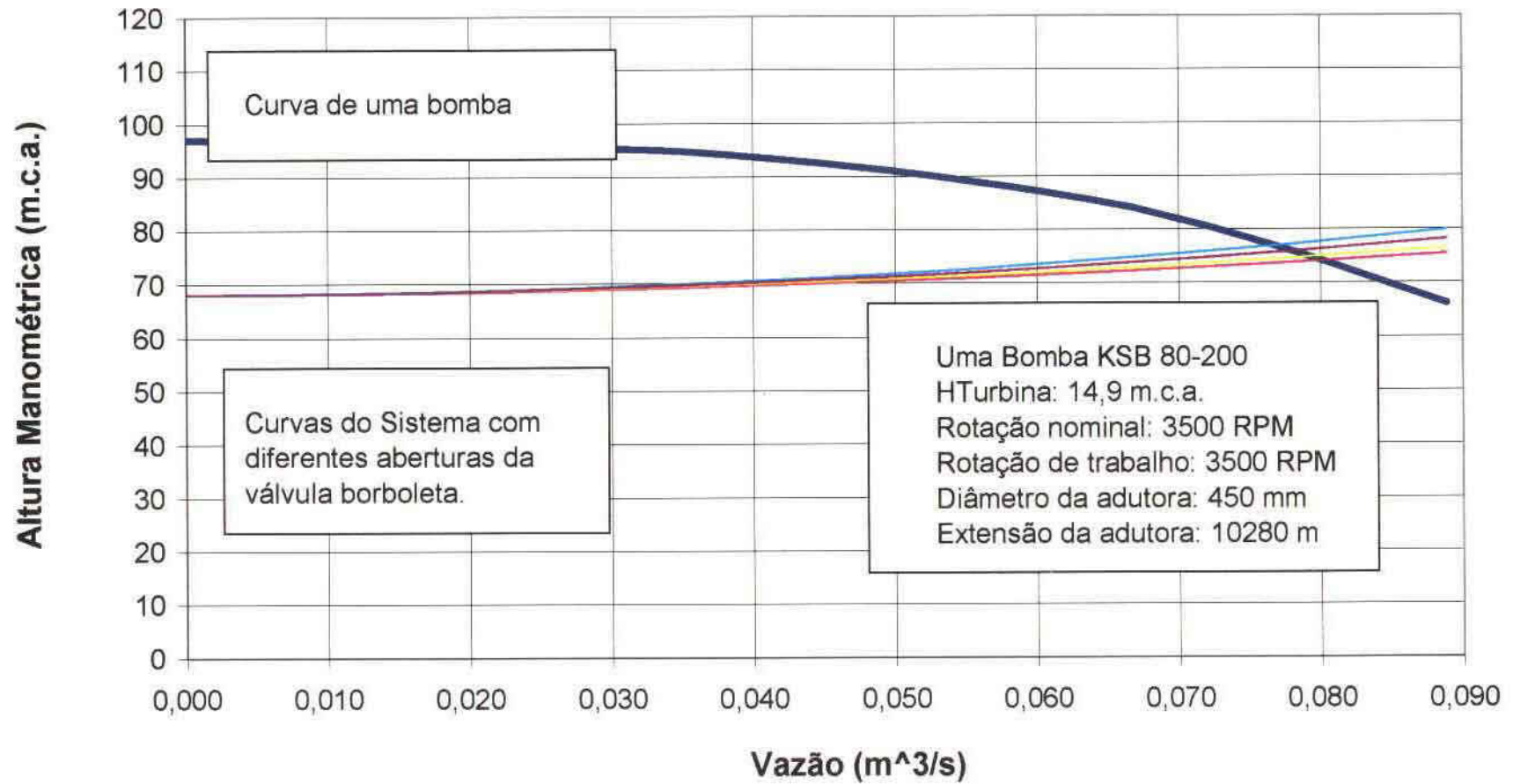
100064

Adutora Fogareiro - Sistema com uma Bomba em Operação



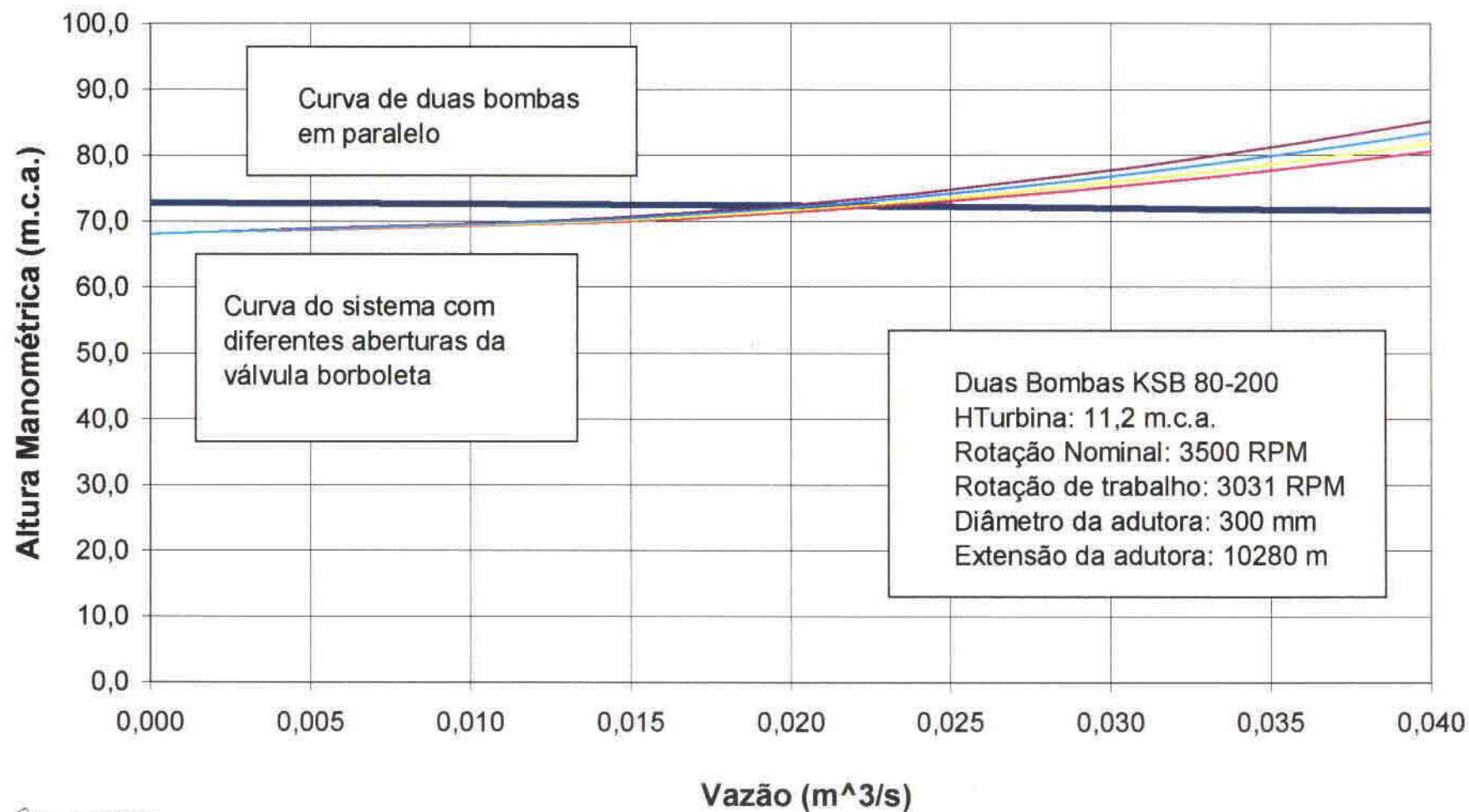
200065

Adutora Fogareiro - Sistema com uma Bomba em Operação



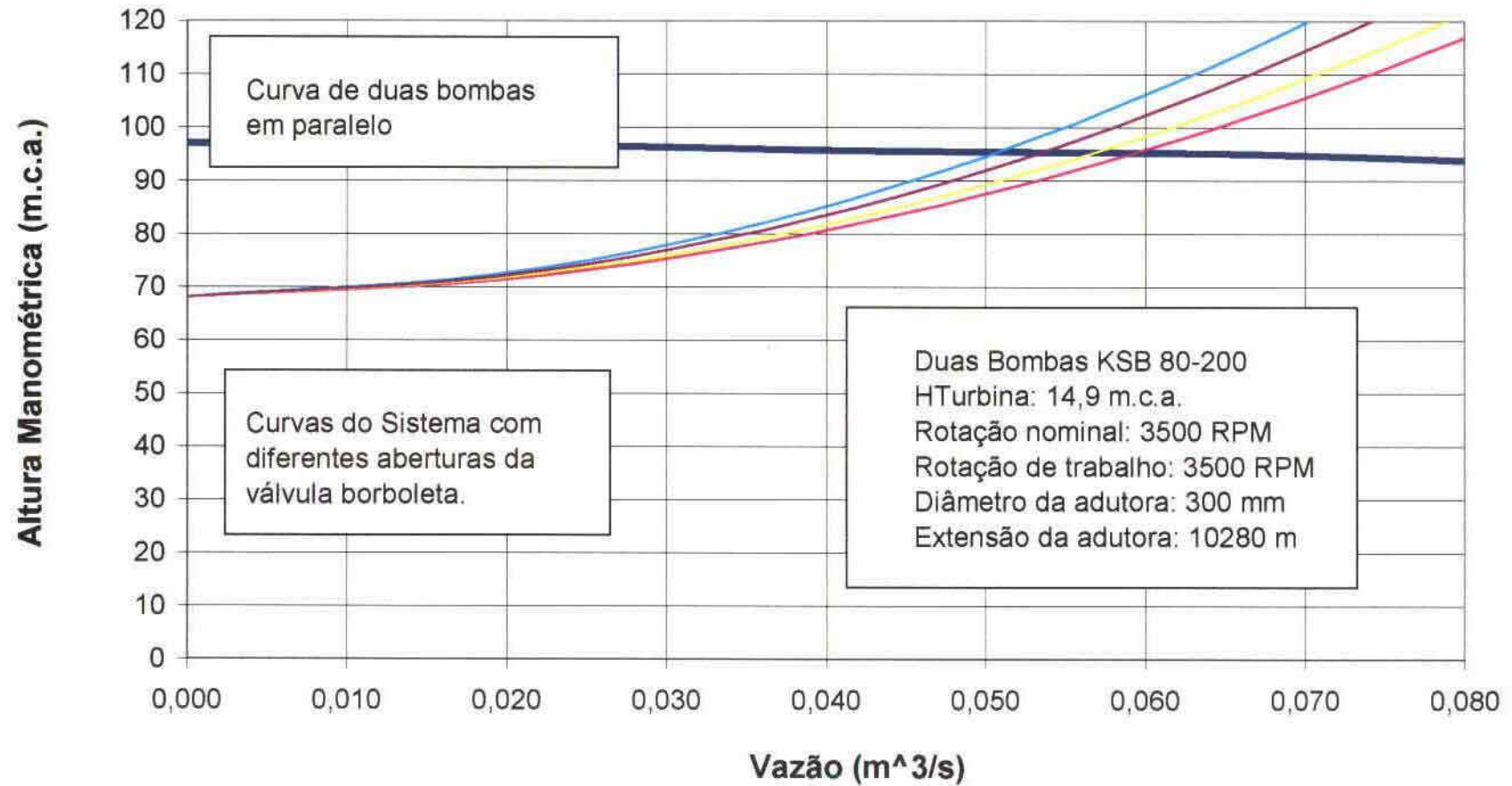
000066

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



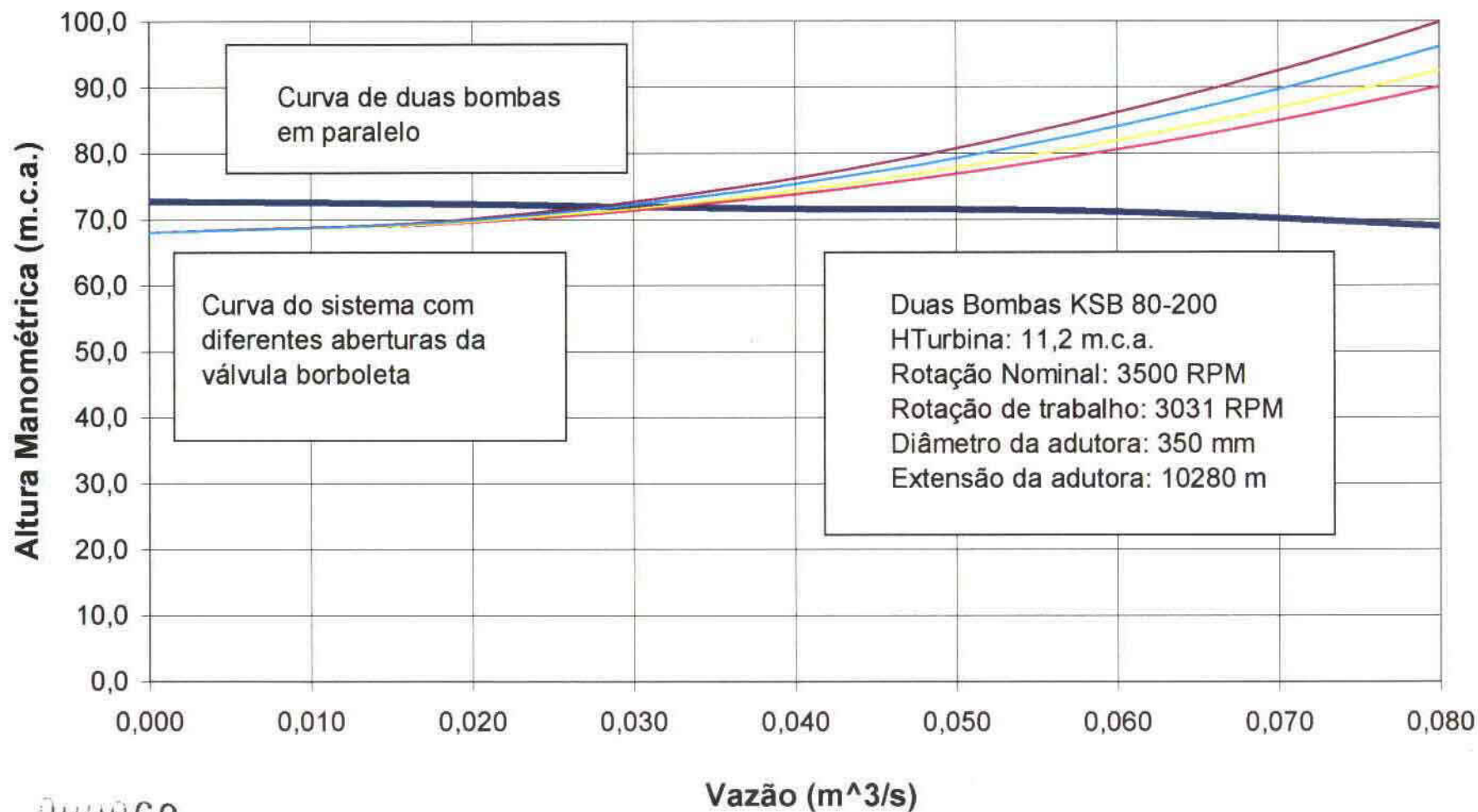
900067

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



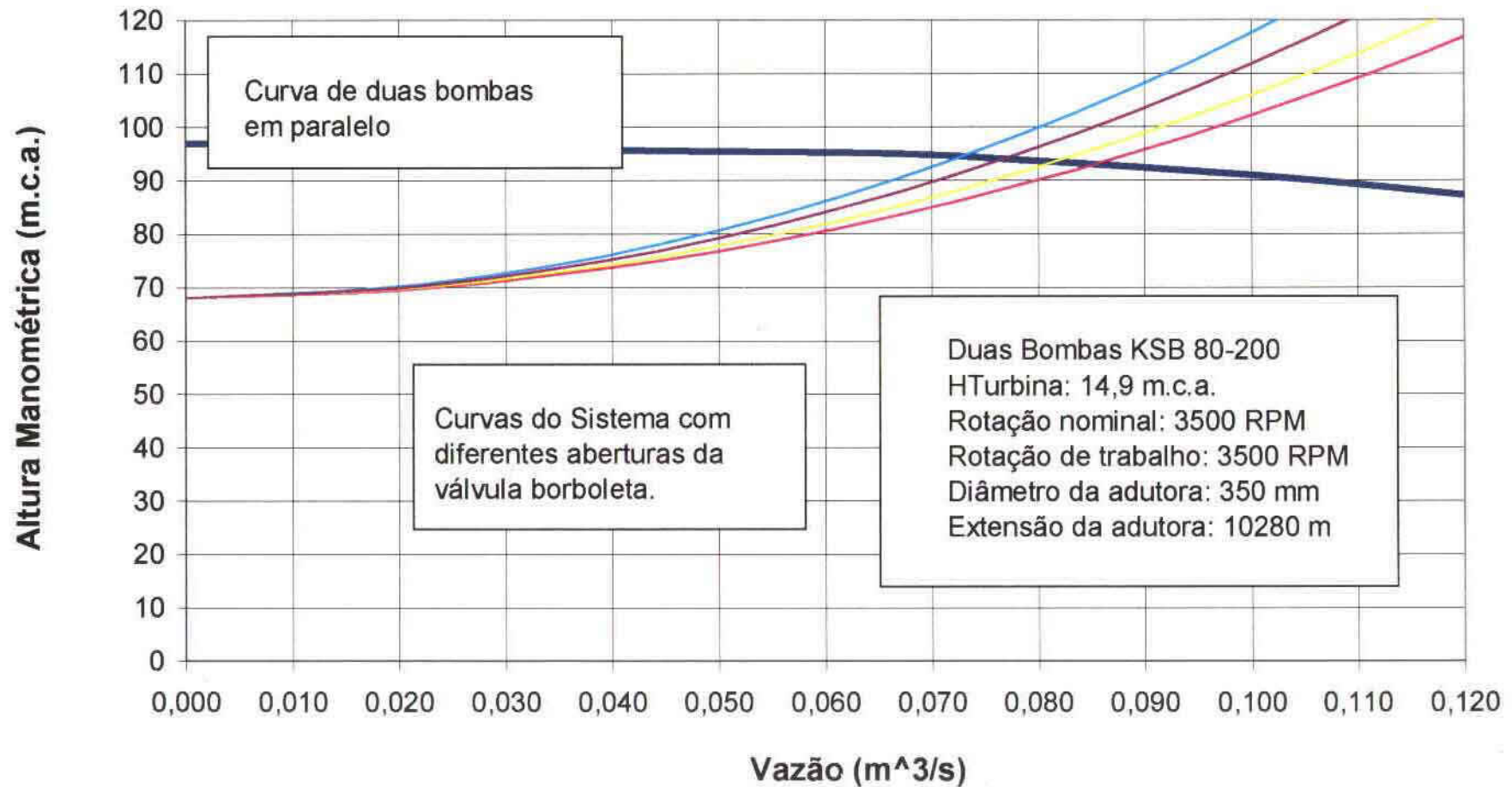
000068

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



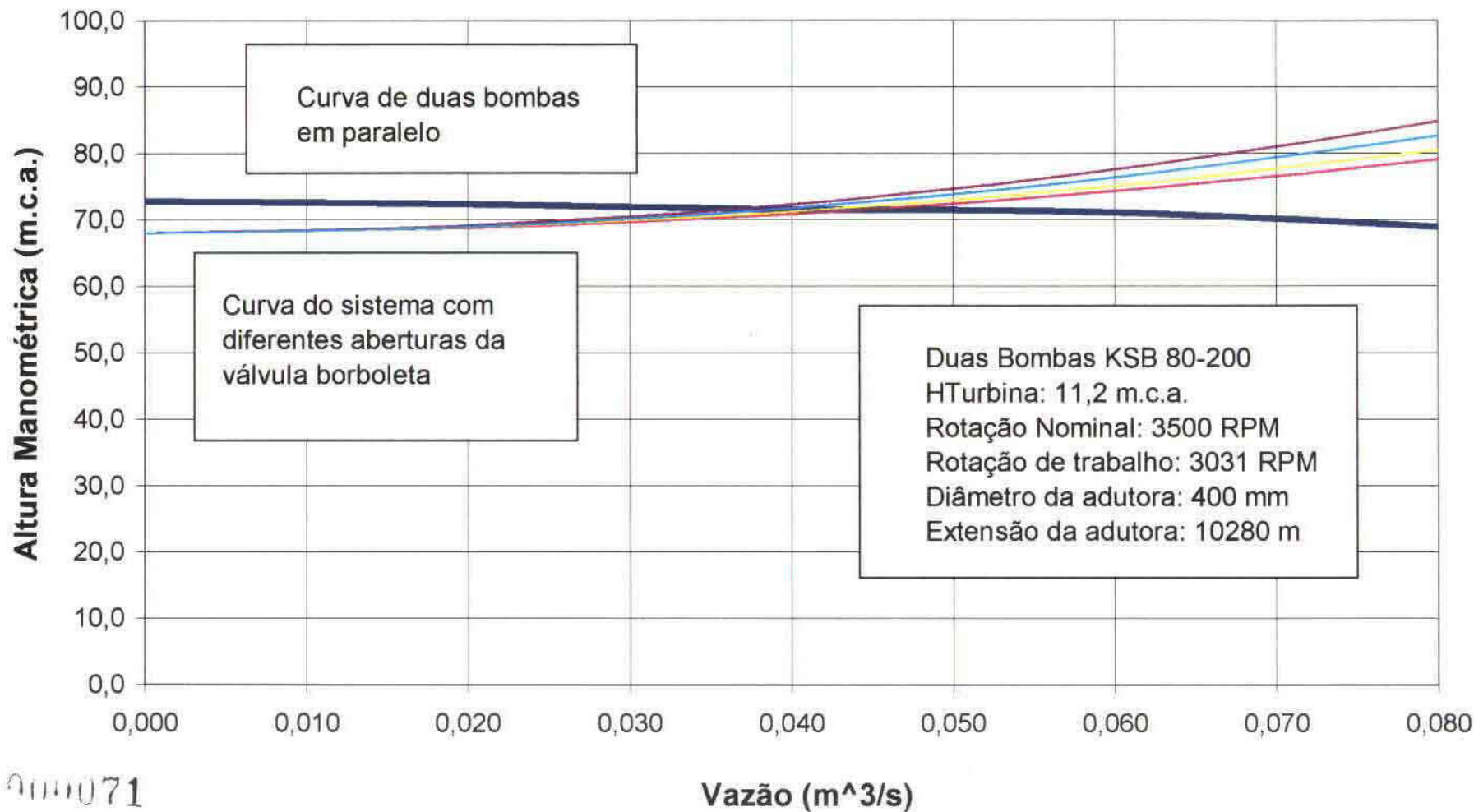
000069

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



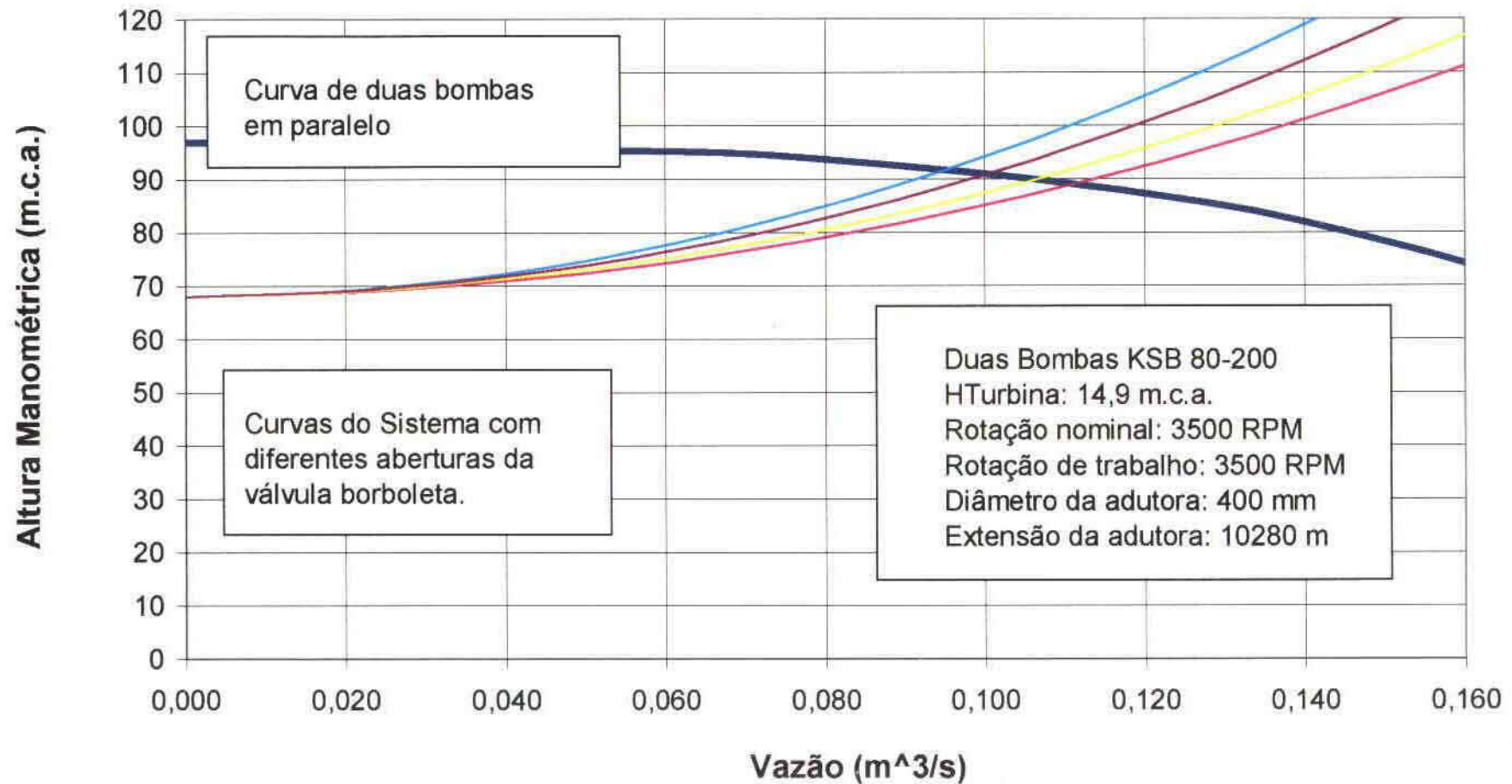
000070

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



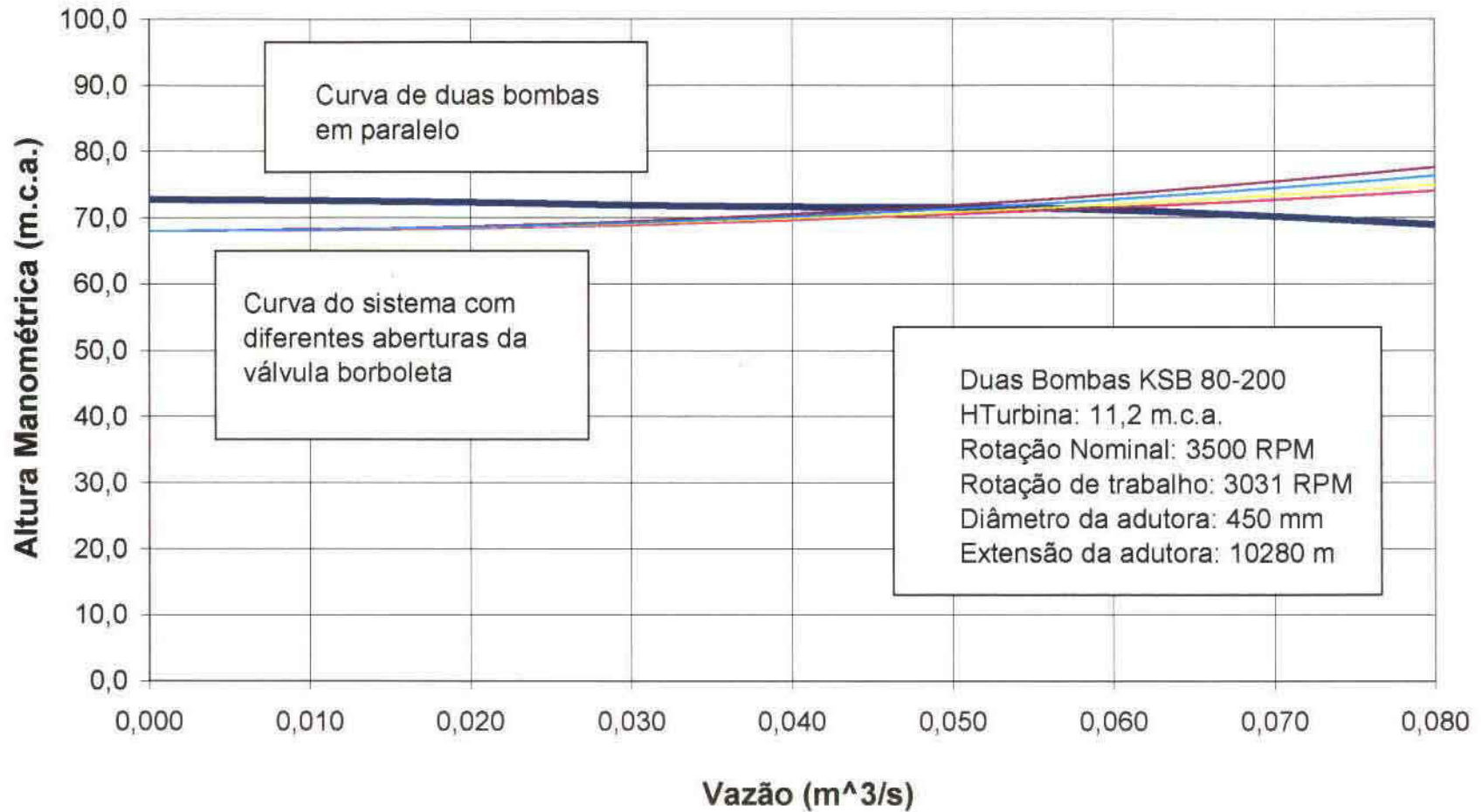
000071

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



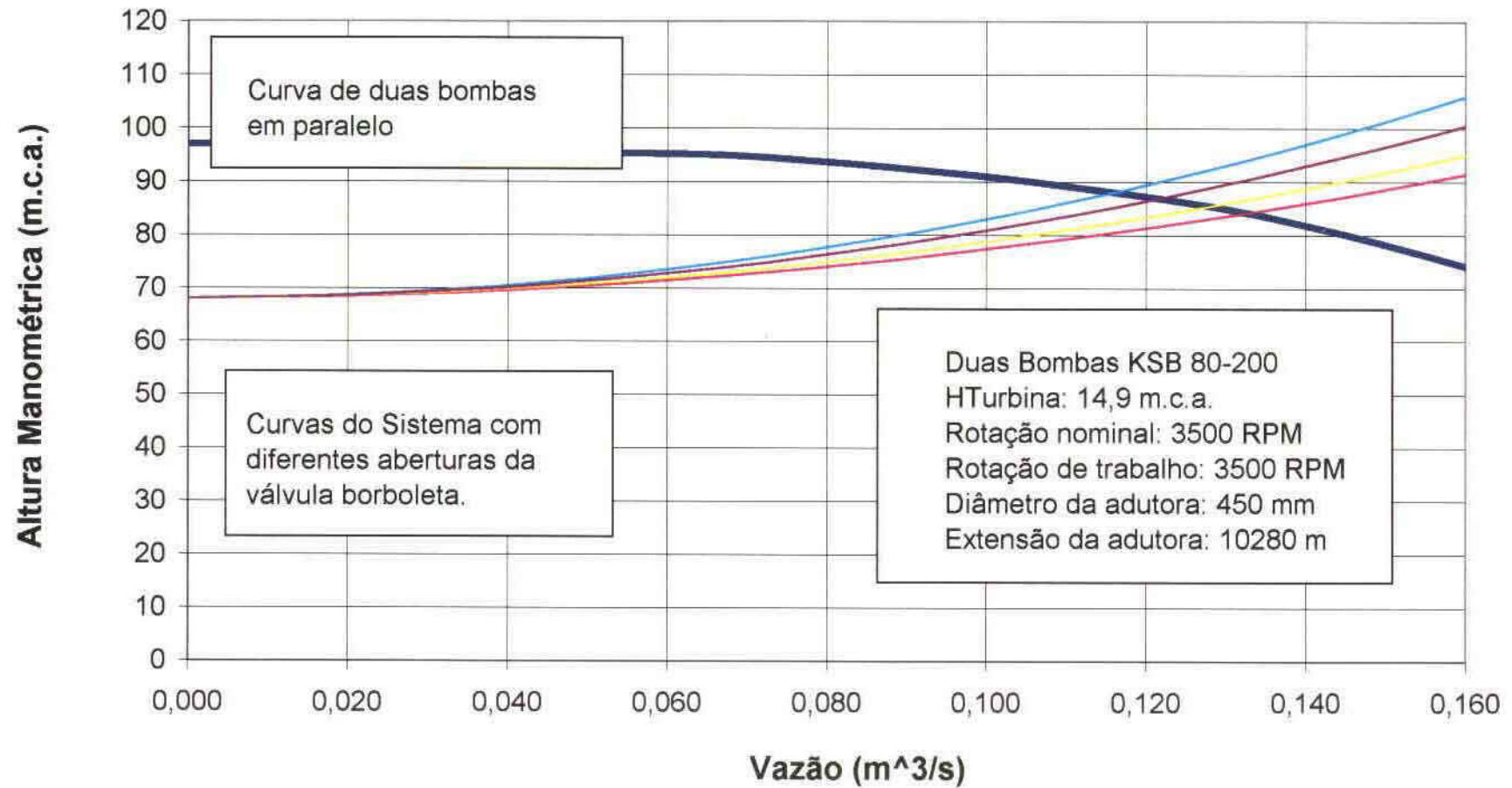
0111072

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



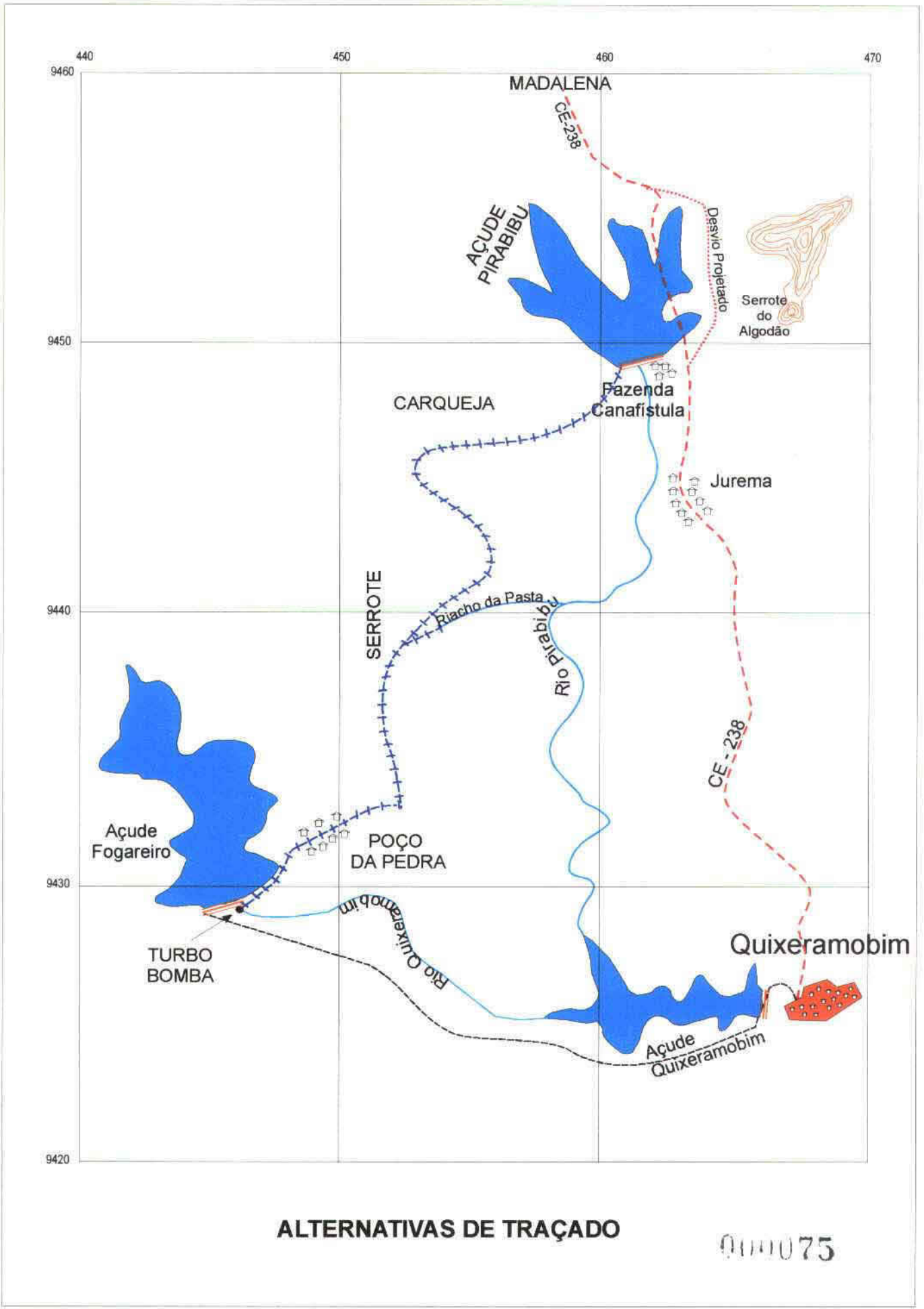
900073

Adutora Fogareiro - Duas Bombas em Paralelo Sistema com Diferentes Pontos de Operação



200074

5.3 - Anexo III - Alternativas de Traçado



5.4 - Anexo IV – Simulação de Operação, Taxa de Ociosidade e Justificativa Econômica

5.4.1 - Dados Registrados de Descarga pela COGERH

Data (Mês/Ano)	Vazão (l/s)
Mai/96	5000
Jun/96	5000
Jul/96	5000
Ago/96	8000
Set/96	11000
Out/96	15000
Nov/96	12000
Dez/96	9000
Jan/97	6000
Fev/97	6000
Mar/97	8000
Abr/97	0
Mai/97	8000
Jun/97	8000
Jul/97	10000
Ago/97	10000
Set/97	12000
Out/97	12000
Nov/97	11000
Dez/97	9000
Jan/98	5000
Fev/98	10000
Mar/98	10000
Abr/98	9000
Mai/98	9000
Jun/98	8000

Data (Mês/Ano)	Vazão (l/s)
Jul/98	9000
Ago/98	12000
Set/98	13000
Out/98	12000
Nov/98	12000
Dez/98	8000
Jan/99	6000
Fev/99	7000
Mar/99	5000
Abr/99	6000
Mai/99	2000
Jun/99	5000
Jul/99	7000
Ago/99	8000
Set/99	9000
Out/99	9000
Nov/99	8000
Dez/99	7000
Jan/00	3000
Fev/00	1000
Mar/00	1000
Abr/00	1000
Mai/00	1000
Jun/00	2000
Jul/00	4500
Ago/00	4500
Set/00	7000

5.4.2 - Simulação de Operação

000077

Na figura IV-A, são demonstradas as vazões liberadas na coluna esquerda e os pontos de operação das bombas na coluna direita, com dados dos últimos anos, onde

exceto pelo ano de 96. são considerados anos com baixos índices pluviométricos registrados na quadra chuvosa. Pode-se tomar então como uma condição de operação em condições críticas

Os dados considerados em relação às bombas(vazões) são relativos aos já calculados anteriormente

000078

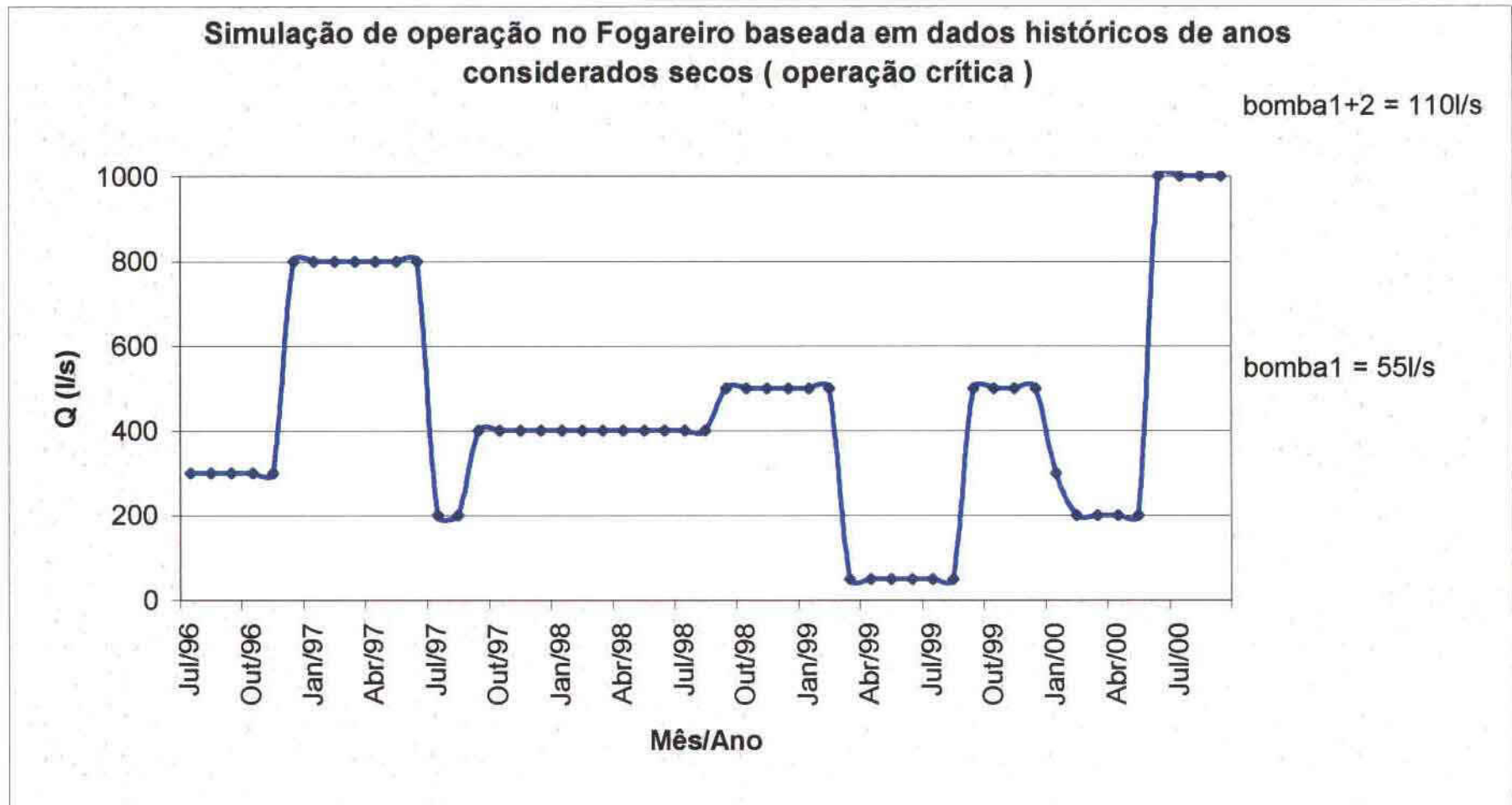


Figura IV-A

404079

5.4.3 - Taxa de Ociosidade

As taxas de ociosidade registradas foram, para o caso das vazões liberadas de Maio de 96 a Agosto de 2000:

Tabela IV-A

Taxa de ociosidade da bomba 1	11,8%
Taxa de ociosidade da bomba 2	78,4%

A taxa para a bomba 2 pode ser considerada alta, mas justifica a sua instalação o fato de que não se tem nenhum sistema de bombeamento reserva. A bomba 2, para esta situação crítica ou de baixo rendimento seria utilizada como bomba reserva da bomba 1 em 78,4% do período.

Cabe ressaltar que a bomba 1 teria taxas de ociosidade bem próximas a zero com alguns ajustes na operação do açude. Teria de ser pesquisada a possibilidade de tornar a demanda à jusante do açude o mais regular possível, otimizando o sistema como um todo e evitando desperdícios de capacidade instalada de bombeamento.

5.4.4 - Justificativa Econômica da Utilização de Turbo-Bombas

. Potência instalada com Turbo Bombas: 174,04CV. *

*(Distribuída em 2 conjuntos iguais com potência nominal de 87,02 c.v. com o nível do açude em cota normal de operação,)

. Consumo de energia elétrica poupada: ~50.000Kwh/mês

Com:

- regime diário de bombeamento igual a 18 horas / dia
- 3 turnos de 6 horas
- utilização média de 70% da potência total

000080

- . Valor Utilizado para o Kwh: **R\$0,14 / Kwh**
- . Valor mensal Poupado: **R\$ 7.000,00**
- . Valor Previsto para 2 conjuntos de Turbo Bombas: **R\$ 210.000,00**
- . Tempo de Retorno previsto do Capital investido: **~ 2 anos e meio**

Obs. : O tempo de Retorno ainda é mais reduzido no caso de se abater do montante investido nas Turbo Bombas o valor que seria pago na aquisição de Moto Bombas convencionais.

000081