

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

REDIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL FECHADO DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA NÃO-AFOGADA PARA AUMENTO DA VAZÃO E REDUÇÃO DO
TEMPO DE IRRIGAÇÃO

Por

Tiago Primo Dos Santos Rodrigues

Campos dos Goytacazes – RJ

Novembro / 2024

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

REDIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL FECHADO DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA NÃO-AFOGADA PARA AUMENTO DA VAZÃO E REDUÇÃO DO
TEMPO DE IRRIGAÇÃO

Por

Tiago Primo Dos Santos Rodrigues

Projeto de Final de Curso apresentado em
cumprimento às exigências para a obtenção
do grau no Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica nos Institutos
Superiores de Ensino do CENSA.

Orientador(a): Layzza Tardin da Silva Soffner, Dsc.

Campos dos Goytacazes – RJ
Novembro / 2024

Ficha Catalográfica

Rodrigues, Tiago Primo dos Santos

Redimensionamento de um rotor radial fechado de uma bomba centrífuga não-afogada para aumento da vazão e redução do tempo de irrigação / Tiago Primo dos Santos Rodrigues- Campos dos Goytacazes (RJ), 2024.

61 f.: il.

Orientador: Prof. Layzza Tardin da Silva Soffner
Graduação em (Engenharia Mecânica) - Institutos Superiores de Ensino do CENSA, 2024.

1. Dimensionamento. 2. Rotor. 3. Bombas Centrífugas. I.Título.

CDD 621.67

Bibliotecária responsável Glauce Virgínia M. Régis CRB7 - 5799.
Biblioteca Dom Bosco.

**REDIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL FECHADO DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA NÃO-AFOGADA PARA AUMENTO DA VAZÃO E REDUÇÃO DO
TEMPO DE IRRIGAÇÃO**

Por

Tiago Primo Dos Santos Rodrigues

Projeto de Final de Curso apresentado em cumprimento às exigências para a obtenção do grau no Curso de Graduação em Engenharia Mecânica nos Institutos Superiores de Ensino do CENSA

Aprovada em 28 de Novembro de 2024.

BANCA EXAMINADORA:

Layzza Tardin da Silva Soffner

Orientador(a): Prof.^a Layzza Tardin da Silva Soffner PhD – ISECENSA

Geanni Barbosa da Silveira e Silva Pessanha

Geanni Barbosa da Silveira e Silva Pessanha - ISECENSA

André Machado Ribeiro de Souza

André Machado Ribeiro de Souza - ISECENSA

Dedico este trabalho, primeiramente a Deus, pois sem ele
nada sou, aos meus pais, em especial a minha mãe Madalena
Primo dos Santos Rodrigues, familiares, amigos e
professores que estiveram presentes na minha jornada
acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela oportunidade da vida e por me dá forças de chegar até aqui e adquirir tamanha experiência ao frequentar este curso.

A minha família, especialmente aos meus pais, Luis Carlos e Dona Madalena, nossos primeiros educadores, pelo exemplo e coragem para enfrentar as dificuldades da vida.

Aos meus irmãos André, Filipe, Geú que sempre estiveram comigo de alguma forma e ao Bruno, que apesar das limitações, ensina que tenho mais que agradecer do que reclamar.

A minha esposa Mirian que tanto me encoraja e que no processo desse trabalho assumiu mais obrigações para eu poder concluir.

A minha filha Mariana por existir na minha vida, pois é uma das razões para eu continuar evoluindo.

A professora e orientadora Layzza Tardin da Silva Soffner, pelo aprendizado, pela paciência, compreensão e direcionamentos. A ela, minha admiração e agradecimento.

Aos amigos do curso de Engenharia Mecânica e professores, os quais nos ajudaram de tantas formas diferentes e significativas. A todos eles, o meu muito obrigado.

Aos Institutos Superiores de Ensino do CENSA, pela estrutura oferecida durante o curso, e por ter nos disponibilizado meios para alcançarmos nossas metas na busca do saber.

E por fim, todos àqueles que participaram dessa formação e todas as pessoas que acreditaram e contribuíram para conquista e realização deste trabalho.

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

Atm – Atmosfera;

b_1 - largura das pás no bordo de entrada do rotor;

$^{\circ}\text{C}$ - Grau Celsius;

CFD - Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês Computational Fluid Dynamics);

d_e - Diâmetro do eixo;

d_n - Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo;

d'_1 - Diâmetro da boca de entrada do rotor;

d_{m1} - Diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor;

d_2 - Diâmetro de saída do rotor;

d_2' - Diâmetro de saída do rotor retificado;

E_f - Energia de fluxo ou de pressão;

E_c - Energia cinética;

E_p - Energia potencial;

f - Fator de atrito;

g - Aceleração da gravidade;

gpm - Galão por min;

H - Carga manométrica que passa pelo rotor;

h – Hora;

H_b - Pressão barométrica;

H_{fi} - Perda de carga na linha de sucção;

H_e - Altura total de elevação simplificadora;

H_m - Carga manométrica ou altura manométrica;

H_s - Altura manométrica de sucção;

H'_e - Altura total de elevação Corrigida;

K_e - Coeficiente dependente da tensão admissível de cisalhamento;

Kgf - Quilograma Força;

k_{vm1} - Coeficiente de velocidade meridiana na entrada do rotor;

K_{Vm2} - Coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor;

k_{v1} - Coeficiente de velocidade média na entrada do rotor;

L - Litro;

m - Metro;
mca - Metro por coluna d'água;
min - Minuto;
 m^3 - Metro cúbico;
mm - Milímetro;
n - Rotação de acionamento;
N - potência motriz;
 n_q - Rotação específica, número característico da rotação específica;
 n_s - Rotação específica em função da potência útil;
 $NPSH_d$ - Energia disponível no líquido na entrada da bomba;
 $NPSH_r$ - Pressão de sucção requerido pela bomba;
P - Pressão;
 P_a - Pressão atmosférica local;
 p_c - Porcentagem de correção da descarga;
 P_d - Pressão de sucção disponível;
 P_{fs} - Pressão manométrica no reservatório de sucção;
 P_e - Pressão de entrada;
 ρ_{er} - Fator de aumento para o rasgo de chaveta;
 P_v - Pressão de vapor na temperatura de bombeamento;
Q - Vazão, vazão da máquina, vazão do sistema;
 Q' - Vazão corrigida máquina;
rpm - Rotação por minuto;
s - Segundo;
 s^2 - Segundo ao quadrado;
 S_1 - Espessura das pás na entrada do rotor;
 S_2 - Espessura das pás na saída do rotor igual;
 t_1 - Passo entre as pás à entrada do rotor;
 t_2 - Passo circumferencial à saída do rotor;
U - Velocidade de rotação tangencial ou periférica;
 u_1 - Velocidade periférica no bordo de entrada do rotor;
 u_2 - Velocidade periférica no bordo de saída do rotor;
 u_2' - Velocidade periférica corrigida na saída do rotor;
V - Velocidade absoluta;

V_{fs} - Velocidade média do líquido no flange de sucção;
 V_2 - Velocidade média do fluido no ponto 2;
 V^2 - Velocidade do fluido na entrada da bomba;
 v_1 - Coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor;
 v'_1 - Velocidade média na boca de entrada do rotor;
 v_{m1} - Velocidade meridiana na entrada do rotor;
 V_{m2} - Velocidade meridiana na saída do rotor;
 v_2 - Coeficiente de contração no bordo de saída do rotor;
 W - Velocidade relativa;
 γ - Peso específico do líquido;
 y - Fator de aumento adotado para o uso da chaveta;
 Z_s - Altura estática de sucção;
 Z - Quantidade de pás;
 Z' - Número de bombas em série;
 Z_1 - Representa a cota do ponto 1 em relação ao nível de referência;
 Z_2 - Representa a cota do ponto 2 em relação ao nível de referência;
 β - Ângulo de inclinação da pá;
 β_1 - Ângulo de inclinação das pás à entrada do rotor;
 β_2 - Ângulo de inclinação das pás à saída do rotor;
 ρ - Densidade do fluido;
 ν - Viscosidade cinemática;
 ϵ - Rendimento hidráulico;
 ρ - Massa específica da água;
 η - Rendimento total máximo;
 ω - Fator de variação do diâmetro segundo a rotação específica;
 σ_1 - Obstrução devido à espessura das pás no bordo de entrada do rotor;
 σ_2 - Obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor;
 φ - Coeficiente de descarga;
 Ψ - Fator de correção de Pfleiderer;

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Deslocamento positivo x Deslocamento não - positivo	19
Figura 2: Bomba Centrífuga Radial	22
Figura 3: Rotor de uma Bomba Centrífuga Radial	22
Figura 4: Vazamento interno em uma Bomba Centrífuga Radial	23
Figura 5: Curva característica de Bomba Centrífuga Radial	24
Figura 6: Bomba centrífuga com várias hipóteses de pás conforme o ângulo β_2	29
Figura 7: Curva Características Bomba FRL 40 x 17	31
Figura 8: Tipos de Rotores x Rotação específica (n_s).	32
Figura 9: Diagrama da velocidade na entrada da pá.....	39
Figura 10: Pás de três tipos de bomba.....	41
Figura 11: Obstrução devido à espessura e o ângulo de inclinação das pás do rotor Pá do tipo lenta	42
Figura 12: Condições de escoamento à entrada do rotor	44
Figura 13: Diagrama das velocidades à saída da pá do rotor	46

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Equação de Bernoulli	21
Equação 2 - NPSH disponível.....	27
Equação 3 - NPSH requerido	28
Equação 4 - Rotação específica n_s	32
Equação 5 – Rotação específica n_s	32
Equação 6 - Número de bombas em série	33
Equação 7 - Vazão corrigida	33
Equação 8 - Rendimento Hidráulico.....	34
Equação 9 - Potência motriz	35
Equação 10 - Diâmetro do eixo	35
Equação 11 - Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo.....	36
Equação 12 - Velocidade média na boca de entrada do rotor	37
Equação 13 - Diâmetro da boca de entrada do rotor	37

Equação 14 - Diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor	38
Equação 15 - Velocidade meridiana na entrada do rotor	39
Equação 16 - Velocidade periférica no bordo de entrada do rotor encontramos	40
Equação 17 - Ângulo de inclinação das pás à entrada do rotor	40
Equação 18 - Passo entre as pás à entrada do rotor	42
Equação 19 - Obstrução devido à espessura das pás na entrada do rotor.....	42
Equação 20 - Coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor	43
Equação 21 - Largura do bordo de entrada da pá do rotor	44
Equação 22 - Velocidade periférica no bordo de saída do rotor.....	45
Equação 23 - Diâmetro de saída do rotor	45
Equação 24 - Velocidade meridiana na saída do rotor.....	46
Equação 25 - Altura total de elevação simplificadora.....	47
Equação 26 - Altura total de elevação corrigida	47
Equação 27 - Velocidade periférica corrigida	48
Equação 28 - Diâmetro de saída do rotor retificado	48
Equação 29 - Passo circunferencial	49
Equação 30 - Obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor	49
Equação 31 - Coeficiente de contração no bordo de de saída do rotor	50
Equação 32 - Largura das pás na saída do rotor retificado.....	50

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Classificação das bombas.....	25
Quadro 2 - Características da bomba FLR 40x17	30
Quadro 3: Parâmetros para coreção da descarga	33
Quadro 4 - Rendimento hidráulico x Características da bomba	34
Quadro 5 - O diâmetro médio da superfície de revolução x Característica da bomba	38
Quadro 6 - Fator de correção de Pfleiderer (Ψ)	47
Quadro 7 - Características Principais da bomba que foi redimensionada.....	57

Quadro 8 - Grandezas de entrada do rotor.....	58
Quadro 9 - Grandezas de saída do rotor.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Rotação Específica da Bomba X Fator da Velocidade Média na Entrada do Rotor	37
Tabela 2 - O coeficiente da velocidade da componente meridiana na entrada do rotor (k_{vm1}) x Rotação específica n_q	39
Tabela 3 - Ângulo de saída do rotor x número de pás do rotor	41
Tabela 4 - Coeficiente K_{u2} x rotação específica n_q	45
Tabela 5 - Coeficiente k_{vm2} x Rotação específica n_q	46

SUMÁRIO

RESUMO.....	15
ABSTRACT	15
1 INTRODUÇÃO.....	16
1.1 OBJETIVOS.....	17
1.2 Justificativa	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Máquinas Hidráulicas.....	18
2.1.1 Bombas de deslocamento não – positivo ou dinâmicas.....	20
3 METODOLOGIA	29
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1 Classificação das Bombas conforme a Rotação Específica	51
4.2 Número de estágios.....	51
4.3 Vazão de Descarga Corrigida.....	51
4.4 Rendimento Hidráulico.....	51
4.5 Potência Motriz	51
4.6 Diâmetro do Eixo	52
4.7 Diâmetro de Fixação do Núcleo do Rotor ao Eixo	52
4.8 Velocidade Média na Boca de Entrada do Rotor	52
4.9 Diâmetrona Boca de Entrada do Rotor	52
4.10 Diâmetro Médio da superfície de revolução gerada pela Rotação de Bordo de entrada das Pás.....	53
4.12 Velocidade Meridiana na entrada do Rotor	53
4.13 Velocidade Periférica No Bordo De Entrada Do Rotor	53
4.14 Ângulo de inclinação de entrada das pás do Rotor	53
4.15 Número de pás do Rotor	54
4.16 O Passo entre as pás na entrada do Rotor	54
4.17 Espessura Das Pás Na Entrada Do Rotor	54
4.18 Obstrução devido à espessura das pás na entrada do Rotor	54
4.19 Inverso do Coeficiente de Contração	55
4.20 Largura Do Bordo De Entrada Da Pá Do Rotor	55
4.21 Velocidade Periférica no bordo de saída do Rotor.....	55

4.22	Diâmetro De Saída Do Rotor	55
4.23	Velocidade Meridiana na Saída	56
4.24	Velocidade Periférica corrigida na saída do Rotor	56
4.25	Valor Retificado do Diâmetro de saída do Rotor	56
4.26	Passo Circunferencial na saída do Rotor	56
4.27	Obstrução Devido À Espessura Das Pás Na Saída Do Rotor.....	56
4.28	Coeficiente de Contração.....	57
4.29	Largura das pás no bordo de saída do rotor Retificado	57
4.30	Grandezas para o redimensionamento do Rotor	57
5	CONCLUSÃO	59
	REFERÊNCIAS	60

REDIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL FECHADO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA NÃO-AFOGADA PARA AUMENTO DA VAZÃO E REDUÇÃO DO TEMPO DE IRRIGAÇÃO

Tiago Primo Dos Santos Rodrigues , Layzza Tardin da Silva Soffner

RESUMO

Devido à importância da utilização das máquinas hidráulicas e suas diversas aplicações, como em sistemas de bombeamento de água para irrigação agrícola e sistemas hidráulicos industriais para movimentação de cargas, torna-se relevante investigar o uso dessas máquinas no contexto de irrigação de piquetes de pastagem. A aplicação das bombas hidráulicas nesse caso visa aumentar a vazão de água para otimizar o tempo de irrigação de 4 horas para 2 horas, de uma área de pastagem de 27000 m², atualmente com uma vazão máxima de 35 m³/h, pertencente a uma fazenda localidade em Santa Cruz, Campos dos Goytacazes-RJ. Utilizou-se modelagem numérica para determinar as dimensões e características do rotor, considerando uma bomba centrífuga radial do tipo lenta com 6 pás cilíndricas, operando a 3.500 rpm. Os resultados demonstraram, para este caso, uma bomba centrífuga radial pura, do tipo lenta, de 6 pás cilindríncas monoestágio, operando não-afogada. Os resultados demonstraram que as alterações propostas aumentaram a eficiência do sistema, apesar de perdas hidráulicas relacionadas à obstrução na entrada do rotor. Este trabalho contribui para a otimização de sistemas hidráulicos em aplicações agrícolas.

Palavras-chave: Dimensionamento; Rotor; Bombas Centrífugas; Sistema Hidráulico.

ABSTRACT

RESIZING A CLOSED RADIAL ROTOR OF A NON-FLOODED CENTRIFUGAL PUMP TO INCREASE FLOW AND REDUCE IRRIGATION TIME

Tiago Primo Dos Santos Rodrigues, Layzza Tardin da Silva Soffner

Due to the importance of using hydraulic machines and their various applications, such as in water pumping systems for agricultural irrigation and industrial hydraulic systems for moving loads, it is relevant to investigate the use of these machines in the context of irrigation of pasture paddocks. The application of hydraulic pumps in this case aims to increase the water flow to optimize the irrigation time from 4 hours to 2 hours, of a pasture area of 27,000 m², currently with a maximum flow of 35 m³/h, belonging to a farm located in Santa Cruz, Campos dos Goytacazes-RJ. Numerical

modeling was used to determine the dimensions and characteristics of the impeller, considering a slow-type radial centrifugal pump with 6 cylindrical blades, operating at 3,500 rpm. The results demonstrated, for this case, a pure radial centrifugal pump, of the slow type, with 6 cylindrical blades, single-stage, operating non-flooded. The results demonstrated that the proposed changes increased the system efficiency, despite hydraulic losses related to obstruction at the rotor inlet. This work contributes to the optimization of hydraulic systems in agricultural applications.

Keywords: Rotor; Centrifugal Pumps; Hydraulic System.

1 INTRODUÇÃO

Os rotores radiais fechados de bomba centrífuga são escolhidos por sua alta eficiência, capacidade de gerar alta pressão, controle preciso da vazão, resistência ao desgaste, e desempenho estável em diversas aplicações industriais. Largura e diâmetro desproporcionais podem levar a um desempenho subótimo ou a um desgaste prematuro do equipamento (Macintyre, 2013).

Um estudo comparativo pode ser realizado de forma mais específica e detalhada, levando em consideração os parâmetros exatos da bomba, o tipo de fluido a ser bombeado e as condições operacionais desejadas podem ajudar a selecionar a configuração de rotor mais adequada para uma determinada aplicação, considerando os objetivos para entender o impacto no desempenho e eficiência da bomba centrífuga (Santos, 2007).

A largura do rotor afeta diretamente a capacidade de bombeamento da bomba. Um rotor mais largo geralmente permite uma maior vazão, pois há mais espaço para o fluido passar pelas pás. Portanto, um rotor mais largo também pode aumentar a perda de carga interna devido ao aumento da fricção do fluido contra as paredes do rotor (Macintyre, 2013).

Na perspectiva de Silva (2023), o diâmetro do rotor também é fundamental para o desempenho da bomba. Um rotor com maior diâmetro geralmente proporciona uma maior altura manométrica, o que significa que a bomba pode elevar o fluido a uma maior altura. Um diâmetro maior pode resultar em um rotor mais eficiente, pois as pás podem ter um perfil otimizado para o escoamento.

As bombas centrífugas desempenham um papel fundamental em uma diversidade de aplicações industriais, desde o abastecimento de água até o processamento químico. Um dos componentes em destaque da bomba centrífuga é o rotor, que é um componente essencial dessas bombas, onde ele desempenha um papel imprescindível na transferência de energia para o fluido em movimento. A largura e o diâmetro são duas características chave do rotor de particular interesse no design e na operação eficiente dessas máquinas (Macintyre, 2013).

Muitas vezes, a largura do rotor é referida como a espessura axial, com um impacto direto na eficiência da bomba, influenciando o fluxo do fluido através dela. Em outra perspectiva, o diâmetro do rotor está intrinsecamente ligado ao desempenho hidráulico da bomba, afetando o volume de líquido que pode ser transportado em um determinado período de tempo (Santos, 2007).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Analizar a viabilidade de aumentar a vazão de água para reduzir o tempo de irrigação em uma área de pastagem localizada em Santa Cruz, município de Campos dos Goytacazes-RJ.

1.1.2 Objetivos específicos

- Identificar as condições atuais de irrigação da área de pastagem em Santa Cruz, Campos dos Goytacazes.
- Investigar o tipo de bomba mais adequado para o sistema de irrigação.
- Dimensionar a potência motriz do eixo do rotor para o aumento da vazão de água para otimização do tempo de irrigação.
- Dimensionar o rotor para o tempo de irrigação necessário com base na vazão ajustada para garantir a produtividade da pastagem.

1.2 Justificativa

Em uma região como Campos dos Goytacazes-RJ, onde a disponibilidade de água pode ser variável, otimizar o uso desse recurso é fundamental para garantir a sustentabilidade da produção agrícola e pecuária. A irrigação, por ser um dos maiores consumidores de água, exige soluções que aumentem a eficiência desse processo. Nesse contexto, a busca por alternativas que permitam a utilização racional dos recursos hídricos se torna imprescindível o correto dimensionamento do rotor, considerado elemento mais importante de uma bomba hidráulica.

O rotor dimensionado será o elemento giratório que aumentará a vazão e a redução do tempo de irrigação que pode resultar em uma gestão mais eficiente da água, permitindo que o recurso seja empregado de maneira mais racional, sem desperdício.

A análise da viabilidade de aumentar a vazão de água se configura como uma estratégia para alcançar esse objetivo, melhorando a produtividade das pastagens com menos tempo gasto no processo de irrigação. Ao otimizar a irrigação, será possível promover um melhor crescimento das pastagens, o que pode contribuir para o aumento da produtividade das atividades pecuárias. Assim, o aumento da vazão de água garantiria que a área fosse irrigada de forma mais eficaz e em menor tempo, permitindo a otimização dos recursos e alcançando melhores resultados na produção.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Máquinas Hidráulicas

As máquinas hidráulicas são classificadas como motrizes e geratrizes. As motrizes recebem trabalho proveniente de um fluido, conhecida como energia hidráulica e o transformam em trabalho mecânico e as geratrizes, trabalho mecânico em energia hidráulica. A turbina hidráulica é um exemplo de máquina motriz e a bomba hidráulica como uma máquina geratriz (Denículi, 2005).

Reis e Margem (2012) definem bombas como máquinas geratrizes ou operatrizes hidráulicas, que através do acionamento de um motor elétrico gera a energia de trabalho mecânico que transfere a energia ao líquido com o objetivo de transportar o fluido hidráulico de um ponto a outro.

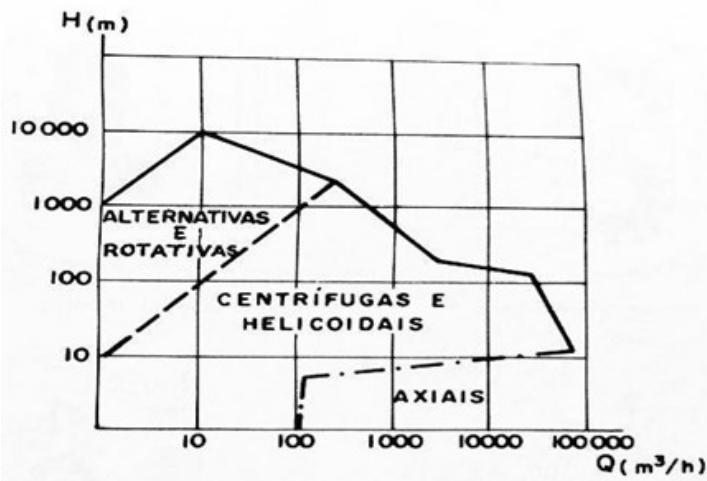
As bombas hidráulicas são um exemplo dessas máquinas, realizando o processo de conversão da energia mecânica em energia hidráulica, ou seja, dispositivos que recebem trabalho mecânico de uma máquina motriz e o transformam em energia hidráulica (Macintyre, 2013).

Esse processo resulta em um aumento de energia no líquido sob a forma de energia potencial de pressão e energia cinética. Em outras palavras, as bombas hidráulicas convertem a energia mecânica em energia hidráulica, aumentando a pressão e a velocidade do fluido (Macintyre, 2013).

As bombas hidráulicas podem ser classificadas em dois grupos distintos: i) Bombas de deslocamento positivo: Este tipo de bomba inclui bombas de êmbolo ou pistão e bombas de diafragma. Essas bombas funcionam movendo o fluido através de um ciclo de expansão e compressão em uma câmara fixa, o que permite o deslocamento de uma quantidade específica de fluido em cada ciclo de operação. ii) Bombas Rododinâmicas ou Turbobombas: Estas bombas possuem um rotor giratório que transmite ao líquido um aumento de sua energia cinética. Posteriormente, um difusor é utilizado para converter a maior parte dessa energia cinética em energia de pressão (Tsutiya, 2006).

As turbobombas são amplamente usadas em aplicações onde grandes volumes de fluidos precisam ser movidos rapidamente, como em sistemas de abastecimento de água e motores de aeronaves (Tsutiya, 2006).

Figura 1: Deslocamento positivo x Deslocamento não - positivo



Fonte: Macintyre, 2013.

Segundo Macintyre (2013) e Santos (2017), as bombas hidráulicas podem ser classificadas de acordo com o seu tipo de deslocamento. A Figura 1 exemplifica os dois tipos: as bombas de deslocamento positivo são as alternativas e rotativas e tem função de manter no sistema hidráulico pressões elevadas e vazões baixas; Enquanto, as bombas de deslocamento não-positivo, conhecidas como turbobomba, representadas pelas bombas centrífugas, helicoidais e axiais, as quais caracterizam-se por manter o sistema hidráulico com altas vazões e baixas pressões.

2.1.1 Bombas de deslocamento não – positivo ou dinâmicas

As bombas de deslocamento não-positivo ou dinâmicas, diferente das bombas de deslocamento positivo, como já explicado, não há separação da entrada e da saída, logo, não há vedação mecânica, o que permite a recirculação do fluido, o chamado vazamento interno, e devido a essa característica é possível controlar a vazão através de uma válvula na linha de recalque, que apesar de aumentar a pressão interna, torna-se constante num certo ponto (Santos, 2007).

Santos (2007) chama atenção referente às comparações feitas entre as bombas volumétricas e as turbobombas quanto a indicação de vazão e pressão, que são apenas para representar a classificação inicial, pois entre as bombas há muitas variações. E existem situações em que as bombas dinâmicas operam em

altas pressões, apesar de ter se tratado inicialmente como essa característica as bombas volumétricas.

As turbobombas, também chamadas de bombas rododinâmicas devido ter como um de seus compartimentos um órgão rotatório, o rotor, composto por pás para impelir o líquido, por meio da força centrífuga , da entrada da carcaça da bomba até a saída (Macintyre, 2013; Tsutiya, 2006).

A bomba centífuga, por meio do rotor, fornece energia ao líquido e a Equação 1, Equação de Bernoulli, é aplicada entre a seção de entrada e a seção de saída. Sendo H_m a energia fornecida ao fluido, na saída, $\frac{P_2 - P_1}{y}$ energia de pressão ou energia estática, $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ energia cinética ou dinâmica e $(Z_2 - Z_1)$ energia potencial (Denícule,2005).

Equação 1 – Equação de Bernoulli

$$H_m = \left(\frac{P_2 - P_1}{y} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1) \quad (1)$$

Onde,

H_m = pressão estática absoluta no ponto 1;

P_1 = pressão estática absoluta no ponto 1;

P_2 = pressão estática absoluta no ponto 2;

V_1 = velocidade média do fluido no ponto 1;

V_2 = velocidade média do fluido no ponto 2;

Z_1 = representa a cota do ponto 1 em relação ao nível de referência;

Z_2 = representa a cota do ponto 2 em relação ao nível de referência;

γ = peso específico do líquido;

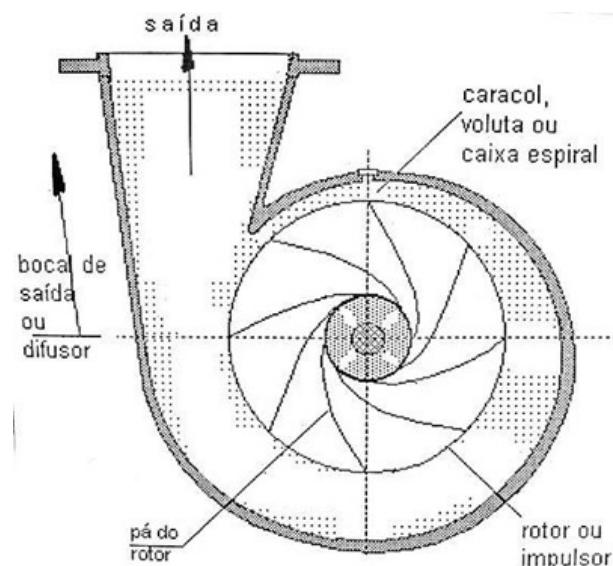
g = aceleração da gravidade.

Conforme Macintyre (2013), o rotor pode ser fechado ou aberto. O rotor fechado é dotado de um disco que possui pás fixadas e uma coroa circular que fica junta as pás. E pela coroa o fluido líquido é introduzido no rotor. E esse tipo de rotor

é utilizado para conduzir líquidos que não há substância em suspensão. Já o rotor aberto não possui a coroa fixada nas pás e é utilizada para transportar líquidos com substâncias em suspensão como por exemplo os esgotos sanitários, areias, lamas, pastas e outros.

Para demonstrar o princípio de funcionamento de uma bomba de deslocamento não-positivo, Santos (2007) exemplifica uma bomba centrífuga radial apresentada na Figura 2, a qual consta em corte e com vista de frente. O fluido que é conduzido pela linha de sucção chega até a entrada da bomba passando pelo flange do bocal de entrada e chega ao rotor que obriga o fluido a percorrer os canais desenhados pelas pás.

Figura 2: Bomba Centrífuga Radial



Fonte: Santos, 2007.

Neste instante, o líquido recebe energia da bomba sendo lançado para a periferia conforme é ilustrado na Figura 3. Por fim, o caracol recebe de todas as direções o fluído, lançado pelo rotor, e encaminha para o bocal levando a saída da bomba e consequentemente para a linha de recalque.

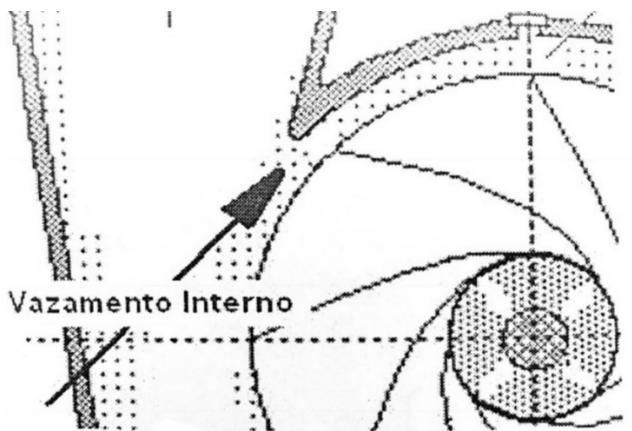
Figura 3: Rotor de uma Bomba Centrífuga Radial



Fonte: Santos, 2007.

Santos (2007), chama atenção relatando que apesar de caminho do líquido ser direcionado do caracol para o difusor como o único caminho mais fácil, há uma folga entre a carcaça e o rotor, conforme a Figura 4, que permite o fluido circular internamente pela bomba, como já foi tratado anteriormente como vazamento interno. Isso acontece principalmente quando a válvula na tubulação da linha de recalque é fechada lentamente que consequentemente ocupa o espaço no caracol, e sendo assim, impede de receber o fluido de entrada diminuindo a vazão que pode chegar a zero quando a válvula da linha de recalque é totalmente fechada.

Figura 4: Vazamento interno em uma Bomba Centrífuga Radial

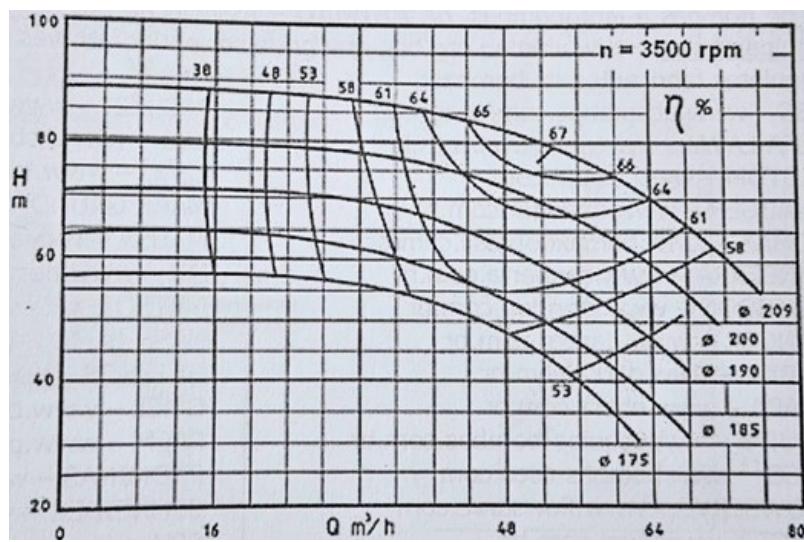


Fonte: Santos, 2007.

A curva característica de uma bomba centrífuga radial é representada pelo gráfico da Figura 5, onde, a linha vertical é a pressão “P”, representada pela carga

manométrica “ H_b ” (m) (energia por unidade de peso de fluido), e na horizontal é a vazão “ Q ” (m^3/h) (Santos, 2007).

Figura 5: Curva característica de Bomba Centrífuga Radial



Fonte: Santos, 2007.

Enquanto a válvula da linha de recalque é fechada completamente, há uma expressão chamada de “*shut-off*” que define o ponto na curva quando tem-se a carga máxima e vazão nula ($Q=0$) e neste momento a curva encosta na linha da carga manométrica. E como não existe vazão máxima para carga manométrica nula, então, não haverá curva encostando no eixo da vazão (Santos, 2007).

Classificação das bombas conforme a rotação específica

A rotação específica é a velocidade que a bomba-modelo deverá operar no seu máximo rendimento elevando a vazão em $1 m^3/s$ à 1 de altura manométrica. A rotação específica (n_s) é o que indica o tipo de bomba e geometria do rotor que será utilizado em sistema hidráulico. Ela define a trajetória das partículas do fluido em um rotor (Denícule, 2005).

A rotação específica tem a sua importância na classificação das bombas, pois especifica o tipo de turbobomba a empregar em um sistema hidráulico. O cálculo da rotação específica resulta em um número para comparações entre as diversas bombas no requisito velocidade que geometricamente são semelhantes. Esse valor característico decide o tipo de rotor a ser selecionado (Macintyre, 2013).

Os fabricantes de bombas, através de ensaios, determinaram faixas de rotação específica relativa a cada tipo de bomba que facilitou na escolha no melhor desempenho para cada tipo de serviço ($Q;H$). A Quadro 1 apresenta as faixas que classificam as turbobombas. No entanto, os dados da Tabela não devem ser considerados como valores absolutos, já que existem outros métodos criados. Utilizando a rotação específica ou a velocidade específica como um número característico n_q , é válido para classificar as turbobombas (Santos, 2007).

Quadro 1 - Classificação das bombas

SELEÇÃO DO TIPO BOMBA ATRAVÉS DA ROTAÇÃO ESPECÍFICA (n_q)	
< 10	Deslocamento Positivo (engrenagens, palhetas, pistões, etc.
10 a 40	Centrífuga Radial, pás cilíndricas; para pequenas e médias descargas
35 a 85	Centrífuga Helicoidal, pás de dupla curvatura, para descargas médias
80 a 150	Centrífuga Diagonal, pás de dupla curvatura; para descargas médias e grandes
125 a 500	Axial, com hélices semelhantes a hélices de propulsão; para grande descargas e médias alturas de elevação

Fonte: Santos, 2007.

Cavitação

A cavitação é a vaporização de um fluido devido à pressão de escoamento diminuir até que se atinge a pressão de vapor do fluido. Neste caso, de forma mais técnica, diz que o fluido sofreu uma pressão efetiva negativa, pois é menor que a pressão atmosférica tendo como referência o nível do mar (Santos, 2007).

Segundo Mattos e Falco (1998), parte do líquido será vaporizado quando a pressão absoluta em qualquer ponto de um sistema de bombeamento tenha atingido um valor igual ou inferior à pressão de vapor do líquido, na temperatura de

bombeamento. Considerando que as bolhas geradas neste sistema pelo fenômeno de cavitação continuem em trânsito com líquido sendo bombeado e no momento que esta mistura atingir uma região onde a pressão absoluta for novamente superior à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento, as bolhas formadas anteriormente entrarão em colapso retornado a fase líquida.

A cavitação é um fenômeno que só pode acontecer em fluido líquido. É de conhecimento que em condições normais não é possível acontecer esse tipo de evento elementos sólidos ou gases. A cavitação é comparada a ebulação de um líquido, como por exemplo, a água, que na pressão absoluta de 1 atm, ao nível do mar, entra em ebulação quando a pressão de vapor passa a ser superior na temperatura chega a 100 °C (Denícule, 2005).

Verificação pelo “NPSH”

Macintyre (2012), diz que para ter uma boa “aspiração” do líquido, foi introduzida na terminologia de instalações de bombeamento a noção de “Altura Positiva Líquida de Sucção” – NPSH (*Net Positive Suction Head*). Pois, o importante é conhecer o valor da diferença entre a energia total absoluta e a pressão de vapor do líquido na temperatura que está sendo bombeado e esta grandeza representa a energia com que o fluido chega na boca de entrada da bomba e que a ele permitirá o contato com a superfície das pás do rotor.

NPSHd é a energia disponível no flange de sucção de uma bomba instalada em um dado sistema, acima da pressão de vapor do líquido bombeado o qual é calculado pelo projetista da instalação a ser desenvolvida e o NPSHr requerido é a quantidade mínima de energia que deve existir no flange de sucção da bomba, acima da pressão de vapor, para que não ocorra cavitação e esse dado é fornecido pelo fabricante da bomba (Reis; Margem, 2012).

Quando o NPSHd é maior que o NPSHr a situação está resolvida. Entretanto, se o NPSHd é menor que o NPSHr, é preciso tomar providências para resolvemos o problema durante o projeto e a solução será aumentar o NPSHd (Leite, 2012).

NPSH disponível

O NPSH_d numa instalação é o fator que mais diretamente influencia a ocorrência, ou não, da cavitação. Quando o valor NPSH_d começa a diminuir, ou seja a altura do nível do líquido na linha de sucção abaixa ao ponto em que pressão de vapor se torne maior que a pressão atmoférica, o momento que as primeiras bolhas de vapor desenvolvem-se dando início o fenômeno de cavitação. No entanto para estes valores de NPSH, a altura manométrica ainda não sofre alterações. À medida que o NPSH continua a baixar ainda mais, aumenta o comprimento da zona ocupada por bolhas e, ao atingir um determinado valor, o escoamento nas pás é afetado e a altura manométrica começa a descer (Leite, 2012).

Mattos e Falco (1998) relata que o NPSH disponível é determinado pela Equação 2, que deve ser maior do NPSH requerido, com margem de segurança de 0,5 m de líquido ($NPSH_d \geq NPSH_r + 0,6\text{ m}$) para não haver o fenômeno de cavitação:

Equação 2 - NPSH disponível

$$NPSH_d = H_s + \frac{(P_a - P_v)}{y} = \left(\frac{P_s}{y} + \frac{V_{fs}^2}{2g} \right) + \frac{(P_a - P_v)}{y} \quad (2)$$

Onde,

$NPSH_d$ = energia disponível no líquido na entrada da bomba;

H_s = altura manométrica de sucção;

P_{fs} = pressão manométrica no reservatório de sucção;

Z_s = altura estática de sucção;

P_a = pressão atmosférica local;

P_v = pressão de vapor na temperatura de bombeamento;

V_{fs} = Velocidade média do líquido no flange de sucção;

y = peso específico na temperatura de bombeamento.

NPSH requerido

A bomba centrífuga, no sistema hidráulico, só trabalhará satisfatoriamente com ausência de formação de vapor no seu interior. E conforme já dito, o líquido bombeado deverá ser sempre superior à sua pressão de vaporização. Então, o NPSH é o valor mínimo requerido pela bomba para que não ocorra cavitação (Leite, 2012).

O cálculo para achar o NPSH_r não depende das características do sistema e sim da bomba e, certos aspectos, do líquido bombeado, conforme a Equação 3 (Mattos e Falco, 1998):

Equação 3 - NPSH requerido

$$NPSH_r = \left(\frac{H_{fi}}{g} \right) + \left(\frac{P_d - P_v}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (3)$$

Onde,

NPSH_r = pressão de sucção requerido pela bomba;

H_{fi} = perda de carga na linha de sucção;

g = é a aceleração da gravidade;

P_d = pressão de sucção disponível;

P_v = pressão de vapor;

ρ = densidade do fluido;

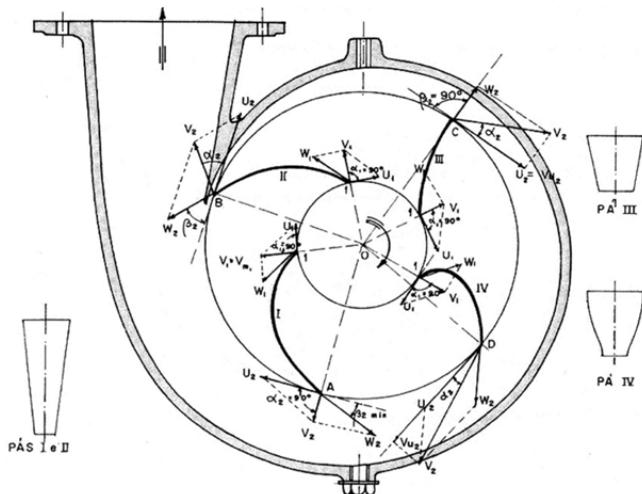
V² = velocidade do fluido na entrada da bomba.

Triângulo das velocidades

O triângulo das velocidades é de grande importância para simplificar o complexo estudo do escoamento nas máquinas de fluxo. É a expressão geométrica da equação vetorial que relaciona o movimento absoluto e relativo da partícula de um fluido quando escoa por um rotor de uma máquina de fluido qualquer. É uma

ferramenta fundamental na análise do desempenho e no projeto construtivo de máquinas como bombas hidráulicas, turbinas, compressores e outras permitindo compreender a relação entre o fluido e o rotor e ajustes para o menor custo e maior eficiência (Henn, 2006).

Figura 6: Bomba centrífuga com várias hipóteses de pás conforme o ângulo β_2 .



Fonte: Macintyre, 2013.

O triângulo de velocidades é a soma de vetores pela regra do paralelogramo que inclui três vetores principais: a velocidade de rotação tangencial ou periférica (U) devido ao movimento rotacional do rotor de módulo $u=w * r$, uma característica intrínseca da máquina; a velocidade absoluta (V), que forma o ângulo alfa (α) com o vetor velocidade circunferencial U , resultante de $W+U$; a velocidade relativa (W), sempre tangente ao perfil da paleta formando o ângulo de inclinação (β) da pá com o prolongamento em sentido oposto do vetor U , como ilustrado na Figura 6. Com os triângulos de velocidades é possível encontrar a largura de um rotor necessária para acomodar o escoamento do fluido de maneira eficiente, garantindo um bom desempenho da turbomáquina (Henn, 2006; Macintyre, 2013).

3 METODOLOGIA

Este estudo utilizou a modelagem numérica como ferramenta principal para o redimensionamento de um rotor radial fechado de bomba centrífuga. A

metodologia deste trabalho foi elaborada com base em modelagem numérica, usando equações conforme adotado Macintyre (2013).

O objetivo foi otimizar a vazão de um sistema de irrigação em uma área de pastagem de 27.000 m², localizada em Santa Cruz, Campos dos Goytacazes-RJ. A vazão necessária foi calculada em 54 m³/h, permitindo a irrigação completa em duas horas, reduzindo o tempo anteriormente estimado em quatro horas. Para chegar aos resultados esperado será utilizada equações e indicadores recomendados por fabricantes de bomba como ferramenta de estudo na obtenção das dimensões e características de funcionamento do rotor e bomba. Neste capítulo, abordará o passo-a-passo de equações que foram utilizadas para que o redimensionamento de um rotor para uma bomba centrífuga radial pura, do tipo lenta, monoestágio, operando não-afogada.

Quanto ao levantamento de dados, foram coletadas informações sobre as condições operacionais do sistema hidráulico existente, incluindo vazão atual e altura manométrica. As análises incluíram estimativas do rendimento hidráulico para validar a eficiência da configuração proposta. Foram ajustadas variáveis como espessura das pás e ângulos de entrada e saída, como também velocidade de entrada e de saída.

O sistema atual é atendido por uma bomba modelo FLR 40x17, com um rotor de 165 mm, com rotação de acionamento de 3.500 rpm e as demais características consta no Quadro 2. A mesma tem a função de bombeiar 27 m³ de água para quatro setores de uma só vez no tempo de 1h. Logo, no período de 4 horas, os 16 setores existentes são irrigados.

Quadro 2 - Características da bomba FLR 40x17

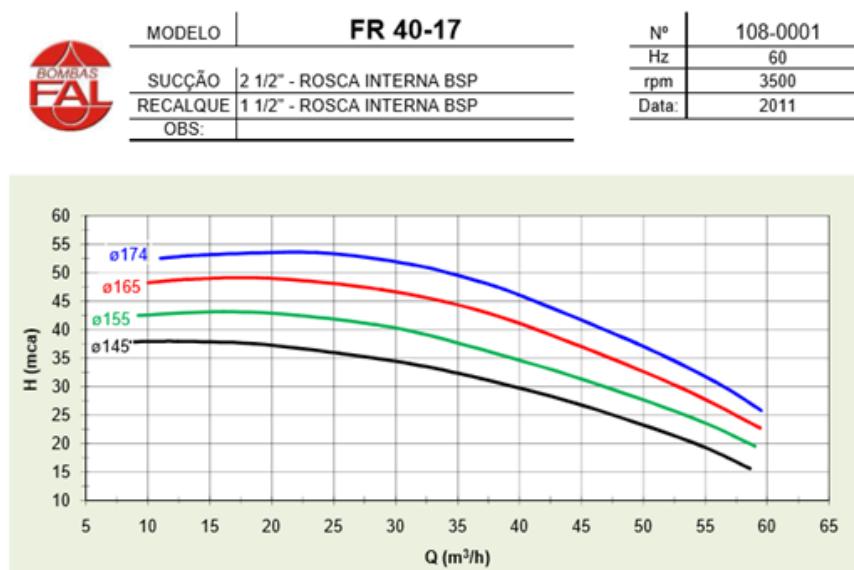
Características principais da Bomba	
Modelo	FRL 40x17
Potência	10 cv
Altura de elevação	54 m
Fluxo máximo de água	35 m ³ /h
Altura manométrica total	55 mca
Peso	25 kg
Altura máxima de sucção	8 m

Tipo de bomba	Centrífuga
Material do rotor	Ferro Fundido
Material do eixo da bomba	Aço SAE 1045

Fonte: Elaboração própria.

Na curva característica da bomba FRL 40x17, Figura 7 indica que para uma altura manométrica de 46 mca a vazão máxima é de 35 mca. E para obter a vazão mínima de 54 m³/h será necessário o redimensionamento do rotor.

Figura 7: Curva Características Bomba FRL 40 x 17



Fonte: Catálogo do fabricante de Bombas Ferreira Lopes.

O redimensionamento do rotor seguiu as seguintes exigências de projeto:

- Tipo de fluído: água limpa
- temperatura: 20°C
- Vazão: 54.000 L/h = 15 L/s = 0,015 m³/s = 253,605 gpm
- Altura manométrica: 46 mca
- Rotação de acionamento: 3500 rpm

Rotação Específica

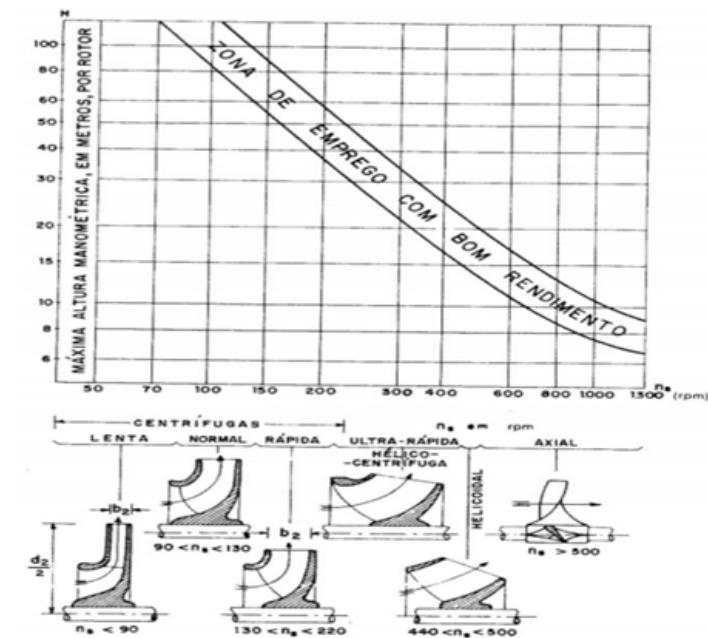
A rotação específica (n_s) é o modelo matemático que fornecerá o número característico para a escolha do tipo de bomba e o rotor, demonstrado na Figura 8, a ser redimensionado atender o sistema hidráulico citado. Para calcular a rotação específica para o sistema hidráulico é necessário da vazão de projeto de 0, 015

m^3/s , a carga manométrica de 46 m e a rotação de acionamento de 3500 rpm para aplicar na Equação 4.

Equação 4 - Rotação específica n_s

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4)$$

Figura 8: Tipos de Rotores x Rotação específica (n_s).



Fonte: Macintyre, 2013.

Ou a Equação 5, pois tem literaturas que indica a rotação específica n_q para escolher geometria do rotor a ser dimensionado como mostra o Quadro 1, e nesse trabalho utilizaremos tanto, n_s como n_q .

Equação 5 – Rotação específica n_s

$$n_q = \frac{n_q}{3,65} \quad (5)$$

Número de Estágios

Através da Equação 6 se tem o número de estágios que equivale a quantidade de rotor que foi dimensionado para bomba centrífuga radial para

bombar o volume de 15 L/s com uma carga de 46 mca e com rotação de acionamento de 3500 rpm.

Equação 6 - Número de bombas em série

$$Z' = \left(\frac{n_q \cdot H^{\frac{3}{4}}}{n\sqrt{Q}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (6)$$

Onde,

Z' = número de bombas em série (adimensional);

H = carga manométrica que passa pelo rotor (mca);

n_q = número característico da rotação específica (rpm);

n = rotação usual (rpm);

Q = vazão do sistema (m^3/s).

Vazão de Descarga Corrigida

Devido às perdas de volume de água no interior da bomba centrífuga, nas folgas existentes entre rotor e a voluta causando a recirculação do fluido, foi necessário a correção da vazão utilizando a Equação 7. E utilizou 5% de acréscimo para bombas centrífugas de pressões e descargas médias conforme indicado pelo Quadro 3.

Quadro 3: Parâmetros para coreção da descarga

Correção da Vazão	Bombas
Adicionar 3 %	Baixa pressão e grandes descargas
Adicionar 5 %	Pressões e descargas médias
Adicionar 10 %	Altas pressões e pequenas descargas

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013).

Equação 7 - Vazão corrigida

$$Q' = Q \cdot (1 + p_c) \quad (7)$$

Onde,

Q = vazão da máquina (m^3/s);

P_c = porcentagem de correção da descarga, adimensional;

Q' = vazão corrigida máquina (m^3/s).

Rendimento Hidráulico

A Equação 8 gerou o resultado considerando a vazão corrigida (Q') na unidade de galão americano por minuto (gpm) e adotou-se, conforme o Quadro 4, o rendimento hidráulico de 0,80 quando o coletor e rotor são bem projetados com usinagem e fundição de alto padrão.

Quadro 4 - Rendimento hidráulico x Características da bomba

Rendimento Hidráulico (ϵ)	Características de bombas
0,50 a 0,70	pequenas sem grandes cuidados de fabricação, com caixa de caracol
0,70 a 0,85	com coletor e rotor bem projetados; usinagem e fundição de alto padrão
0,85 a 0,90	grandes dimensões, bem projetadas e bem fabricadas

Fonte: Macintyre, 2013.

Equação 8 - Rendimento Hidráulico

$$\epsilon \cong 1 - \frac{0,8}{\sqrt{Q}} \quad (8)$$

Onde,

ϵ = rendimento hidráulico, adimensional;

Q = vazão de recalque (gpm).

Potência Motriz

Para o cálculo, da Equação 9, foi necessário a massa específica da água de 1000 kgf/m³, a descarga corrigida da máquina, e altura manométrica de 46 m, com o rendimento total máximo (η) de 70% .

O rendimento total máximo (η) podendo estimar em torno de 70 a 75%, aplicando na Equação 9 e podendo variar de 63 a 84% (Macintyre, 2013).

Equação 9 - Potência motriz

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (9)$$

Onde,

N = potência motriz (c.v);

ρ = massa específica da água (kg/m^3);

Q' = vazão da máquina corrigida (m^3/s);

H = altura manométrica (m);

η = rendimento total máximo.

DIÂMETRO DO EIXO

Para o cálculo do diâmetro do eixo que se conecta com o rotor da bomba, considerando em balanço nas extremidades, no qual está sujeito as cargas de torção, usou-se como referência o material de aço carbono SAE 1045 do eixo da atual bomba FRL 40x17, que segundo Henn (2006), o fator adimensional K_e , é de valor 14, e está relacionado com a tensão de cisalhamento admissível de 21 MPa que agrega a Equação 10.

Acrescentou-se uma correção de 15%, devido a presença do rasgo de chaveta de fixação do rotor e a necessidade de se atender a velocidade crítica da bomba (Macintyre, 2013).

Equação 10 - Diâmetro do eixo

$$d_e = K_e \sqrt[3]{\frac{N}{n}} + p_{er} \quad (1)$$

Onde,

d_e = diâmetro do eixo (cm);

K_e = o coeficiente dependente da tensão admissível de cisalhamento, adimensional;

N = potência motriz (c.v.);

ρ_{er} = fator de aumento para o rasgo de chaveta, adimensional;

n = rotações de acionamento (rpm).

Diâmetro de Fixação do Núcleo do Rotor ao Eixo

Para o diâmetro de fixação do núcleo (d_n) utilizou-se a Equação 11, encontrada através do diâmetro do eixo corrigido d_e , devendo ser de 10 a 30 mm maior que o diâmetro do eixo. Adotou-se um acréscimo de 5 mm de raio (y), ou seja 10 mm a mais que o diâmetro do eixo corrigido.

Equação 11 - Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo

$$d_n = d_e + [2.y] \quad (11)$$

Onde,

d_n = diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (mm);

y = fator de aumento adotado para o uso da chaveta (cm);

d_e = diâmetro do eixo (cm).

Velocidade Média da Boca de Entrada do Rotor

Para encontrar a velocidade média na boca de entrada do rotor v'_1 , admite-se a aceleração da gravidade de 9,8 m/s², altura manométrica de 46 m e de acordo com a Tabela 1, adotou-se o fator da velocidade média na entrada do rotor de $k_{v1} = 0,13$, aplicado na Equação 12, pois é o número adimensional que deve ser acatado para a rotação específica (n_q) encontrada pela Equação 5. A velocidade média na boca de entrada do rotor ficou dentro do recomendado, entre 1,5 m/s a 4 m/s (Macintyre, 2013).

Tabela 1 - Rotação Específica da Bomba X Fator da Velocidade Média na Entrada do Rotor

n_q	k_{v'1}
< 10	0,090 a 0,10
Entre 10 e 20	0,11 a 0,13
Entre 20 e 30	0,13 a 0,16
Entre 30 e 40	0,16 a 0,18

Fonte: Macintyre, 2013.

Equação 12 - Velocidade média na boca de entrada do rotor

$$v'1 = k_{v'1} \sqrt{2 g H} \quad (12)$$

Onde,

v'1 = velocidade média na boca de entrada do rotor (m/s);

k_{v'1} = coeficiente de velocidade média na entrada do rotor, adimensional;

g = aceleração da gravidade (m/s²);

H = altura manométrica (m).

Diâmetro na Boca de Entrada do Rotor

O diâmetro na boca de entrada do rotor, encontrado através da Equação 13, foi dimensionado considerando a vazão corrigida, a velocidade média, na boca da entrada do rotor e obstrução parcial causada pelo eixo e pelo núcleo de fixação.

Equação 13 - Diâmetro da boca de entrada do rotor

$$d'1 = \sqrt{\frac{4 Q'}{\pi \cdot v'1} + (d_n)^2} \quad (13)$$

Onde,

d'1 = diâmetro da boca de entrada do rotor (m);

v'1 = velocidade média na boca de entrada do rotor (m/s);

d_n = diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (m);

Q' = vazão corrigida máquina (m^3/s).

Diâmetro Médio da Superfície de Revolução Gerada pela Rotação de Bordo de Entrada da Pás

O diâmetro médio da superfície de revolução gerado pela rotação de bordo de entrada das pás, do rotor nas bombas, foi calculado em observação à característica de velocidade da bomba definida pela rotação específica " $n_s < 90$ rpm", como mostra a Figura 8 combinado com o Quadro 5, e considerou o fator adimensional (ω) 1,01 para a Equação 14, e assim, foi calculado o diâmetro médio (d_{m1}).

Quadro 5 - O diâmetro médio da superfície de revolução x Característica da bomba

DIÂMETRO MÉDIO DO ROTOR (d_{m1})	CARACTERÍSTICA DA BOMBA DE ACORDO COM A VELOCIDADE ESPECÍFICA (n_s)
$d_{m1} = (1,0 \text{ a } 1,1) \times d'_1$	Bombas lentas
$d_{m1} = (0,90 \text{ a } 0,95) \times d'_1$	Bombas normais
$d_{m1} = (0,80 \text{ a } 0,90) \times d'_1$	Bombas rápidas

Fonte: Macintyre, 2013.

Equação 14 - Diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor

$$d_{m1} = \omega \cdot d'_1 \quad (14)$$

Onde,

d_{m1} = diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor (mm);

ω = adimensional, fator de variação do diâmetro d'_1 segundo a rotação específica (n_s).

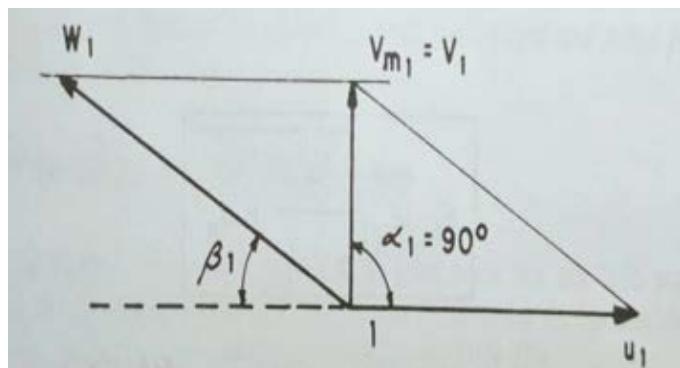
d'_1 = diâmetro da boca de entrada do rotor (m)

Condição da Entrada da Velocidade Meridiana na Entrada do Rotor

Para diminuir as perdas de rendimento foi necessário fazer o líquido escoar radialmente no rotor, como é representado pela Figura 9, pelo triângulo das

velocidades, pela componente da velocidade meridiana (v_{m1}), ortogonal a componente da velocidade periférica (u_1), ou seja, o ângulo de entrada do líquido no rotor, sendo $\alpha_1 = 90^\circ$.

Figura 9: Diagrama da velocidade na entrada da pá.



Fonte: Macintyre, 2013.

A velocidade meridiana na entrada do rotor foi calculada pela Equação 15, Sendo que para encontrar v_{m1} , a Tabela 2 foi consultada e selecionou o coeficiente adimensional da velocidade da componente meridiana na entrada do rotor (k_{vm1}) de 0,16, (que já considera a espessura da pá), o qual se enquadra nos limites dos números característicos da rotação de específica (n_q) para a bomba selecionada.

Tabela 2 - O coeficiente da velocidade da componente meridiana na entrada do rotor (k_{vm1}) x Rotação específica n_q

N_q	10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
K_{vm1}	0,11 a 0,12	0,125 a 0,14	0,145 a 0,175	0,175 a 0,195	0,195 a 0,205	0,21 a 0,225

Fonte: Macintyre, 2013.

Equação 15 - Velocidade meridiana na entrada do rotor

$$V_{m1} = k_{vm1} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (15)$$

Onde,

v_{m1} = velocidade meridiana na entrada do rotor (m/s);

k_{vm1} = coeficiente de velocidade meridiana na entrada do rotor, adimensional;

g = aceleração da gravidade (m/s²);

H = altura manométrica (m).

Velocidade Periférica no Bordo de entrada do Rotor

A Equação 16 gerou o valor da velocidade periférica do bordo de entrada do rotor (u_1) para o ponto de entrada corresponde ao filete médio que depende da diâmetro médio da aresta de entrada do rotor e a rotação de acionamento de 3500 rpm.

Equação 16 - Velocidade periférica no bordo de entrada do rotor encontramos

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n}{60} \quad (16)$$

Onde,

u_1 = velocidade periférica no bordo de entrada do rotor (m/s);

d_{m1} = diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor (m);

n = rotações de acionamento (rpm).

Ângulo de Inclinação de Entrada das pás do Rotor

Encontrou-se o ângulo β_1 de inclinação das pás na entrada do rotor através da Equação 17. De acordo com triângulo das velocidades o ângulo β_1 é formado pela velocidade relativa W com o alongamento no sentido oposto da velocidade circunferencial U .

Equação 17 - Ângulo de inclinação das pás à entrada do rotor

$$\tan \beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (17)$$

O ângulo β_1 de inclinação das pás na entrada do rotor se enquadrou entre os intervalos de 15° e 30° (Macintyre, 2013)

Onde,

β_1 = ângulo de inclinação das pás à entrada do rotor (graus);

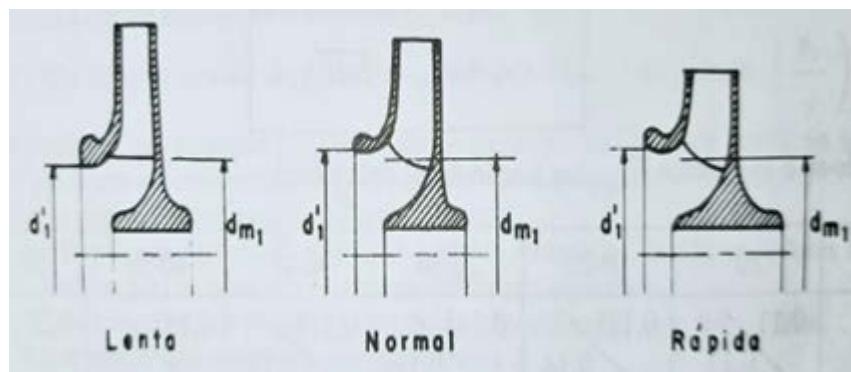
u_1 = velocidade periférica no bordo de entrada (m/s);

v_{m1} = velocidade meridiana na entrada do rotor (m/s).

Número de Pás do Rotor

Foi adotado 6 pás para o rotor considerando a relação da velocidade de rotação específica (n_s) com sua variação de grandezas entre o diâmetro médio da aresta de entrada (d_{m1}) e o diâmetro (d_2) de saída do rotor, em primeiro momento utilizando de forma provisória o ângulo de 26° de inclinação das pás na saída do rotor (β_2) que seguiu o seguinte critério: para alturas de elevação grandes e variação de $\frac{d_2}{(dm_1)}$ igual 2,5, adotando dados da Tabela 3, sendo $d_{m1} = d_1$ conforme exemplifica a Figura 10 para bombas do tipo lenta.

Figura 10: Pás de três tipos de bomba.



Fonte: Macintyre, 2013.

Tabela 3 - Ângulo de saída do rotor x número de pás do rotor

β_2 (ângulo de saída do rotor)	Z (número de pás do rotor)
$22^\circ 30'$ a 30°	6 a 7
30° a 35°	8 a 9
35° a 45°	9 a 10

Fonte: Macintyre, 2013.

O Passo entre as pás do Rotor

O passo circunferencial entre as pás (t_1) na entrada do rotor foi calculado conforme a Equação 18, onde o d_{m1} é o diâmetro médio da entrada da aresta das pás e Z o número de pás do rotor.

Equação 18 - Passo entre as pás à entrada do rotor

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1}}{Z} \quad (18)$$

Onde,

t_1 = passo entre as pás à entrada do rotor (m);

d_{m1} = diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor (m);

Z = quantidade de pás, adimensional.

Espessura das pás na entrada do Rotor

A espessura das pás (S_1) foi de 0,004 mm na entrada segundo devido critérios levando em consideração o tipo de material escolhido e pôde ser definido como: 3 a 4 mm, para rotores pequenos com diâmetro de saída (d_2) menor que 30 cm.

Obstrução devido à espessura das pás na entrada do Rotor

A inclinação das pás de entrada (β_1) causa obstrução em razão da espessura (S_1), como exemplifica a Figura 11, e usou-se a Equação 19 que referencia esse parâmetro pela componente (σ_1).

Equação 19 - Obstrução devido à espessura das pás na entrada do rotor

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\operatorname{sen} \beta_1} \quad (19)$$

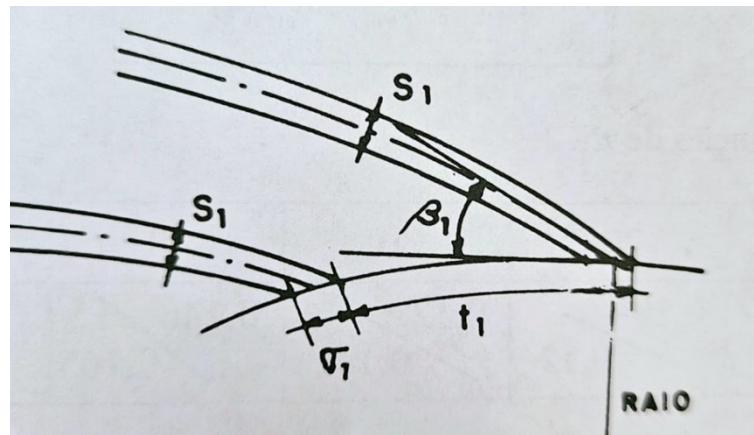
Onde,

σ_1 = obstrução devido à espessura das pás no bordo de entrada do rotor (m);

S_1 = espessura das pás na entrada do rotor (m);

β_1 = inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor (graus).]

Figura 11: Obstrução devido à espessura e o ângulo de inclinação das pás do rotor Pá do tipo lenta



Fonte: Macintyre, 2013

Inverso do coeficiente de Contração

A espessura da pá causa obstrução do fluido que escoa na entrada do rotor e deve-se fazer uma correção dessa contração causada, que dificulta o escoamento do mesmo. O coeficiente de contração (v_1) trata desse evento para prever prejuízos relacionados a área de contração. Então, considera o inverso do coeficiente de contração ($\frac{1}{v_1}$). A Equação 20, foi utilizada pra tratar desse evento que estar compreendido entre 1,20 a 1,30.

Equação 20 - Coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor

$$\frac{1}{v_1} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (20)$$

Onde,

t_1 = passo entre as pás à entrada do rotor (m);

σ_1 = obstrução devido à espessura no bordo entrada do rotor (m);

v_1 = coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor, adimensional.

Largura do bordo de entrada da pás do Rotor

Largura do bordo de entrada da pá do rotor (b_1), ilustrado na Figura 12, foi calculado pela Equação 21, que é possível quando se tem o valor da componente da descarga corrigida Q' , componente da velocidade meridiana v_{m1} e o diâmetro

médio da superfície de revolução gerada pela rotação de bordo de entrada das pás d_{m1} e o número de pás.

Equação 21 - Largura do bordo de entrada da pá do rotor

$$b_1 = \frac{Q'}{(\pi \cdot d_{m1} - Z \cdot \sigma_1) v_{m1}} \quad (21)$$

Onde,

b_1 = largura das pás no bordo de entrada do rotor (m);

d_{m1} = diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor (m);

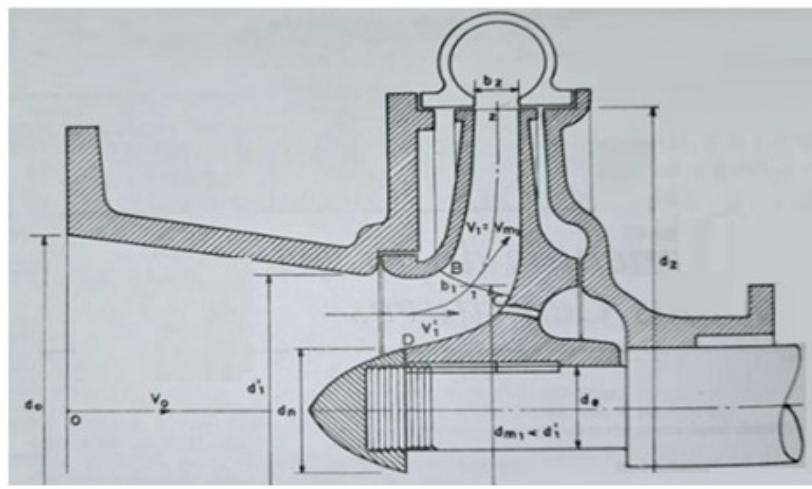
Z = quantidade de pás;

Q' = vazão corrigida máquina (m^3/s);

σ_1 = obstrução devida à espessura das pás no bordo de entrada do rotor (m);

$v'1$ = velocidade média na boca de entrada do rotor (m/s).

Figura 12: Condições de escoamento à entrada do rotor



Fonte: Macintyre, 2013.

Velocidade periférica no bordo de saída do Rotor

A velocidade periférica na saída do rotor (u_2) foi encontrada pela Equação 22, que através da Tabela 4 foi fornecido o coeficiente K_{u2} de 1,02 em função da rotação da específica (n_q).

Tabela 4 - Coeficiente K_{u2} x rotação específica n_q

n_q	< 10	20	30	40	50	60
K_{u2}	0,98	1,0 / 1,02	1,02 / 1,03	1,05	1,1	1,2

Fonte: Macintyre (2013).

Equação 22 - Velocidade periférica no bordo de saída do rotor

$$u_2 = K_{u2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (22)$$

Onde,

u_2 = velocidade periférica na saída do rotor (m/s);

K_{u2} = coeficiente de velocidade tangencial na saída do rotor, adimensional;

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

H = altura manométrica (m).

Diâmetro de saída do Rotor

Com o valor da velocidade periférica na saída do rotor (u_2) já encontrado, e a rotação de acionamento de 3500 rpm, achou-se o valor do diâmetro de saída do rotor (d_2) pela Equação 23.

Equação 23 - Diâmetro de saída do rotor

$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (23)$$

Onde,

d_2 = diâmetro de saída do rotor (m);

u_2 = velocidade periférica na saída do rotor (m/s)

n = rotações de acionamento (rpm).

Velocidade Meridiana na Saída

Para calcular a velocidade meridiana de saída do rotor v_{m2} , ilustrada na Figura 13, foi pela Equação 24. E foi adotado 0,12 para o coeficiente K_{vm2} que é em função da rotação da velocidade (n_q) como exemplifica a Tabela 5.

Tabela 5 - Coeficiente k_{vm2} x Rotação específica n_q .

n_q	< 10	20	30	40	50	60
K_{mv2}	0,08 ou 0,09	0,10 ou 0,12	0,12 ou 0,14	0,146 ou 0,165	0,165 ou 0,18	0,18 ou 0,2

Fonte: Macintyre, 2013.

Equação 24 - Velocidade meridiana na saída do rotor

$$V_{m2} = k_{vm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (24)$$

Onde,

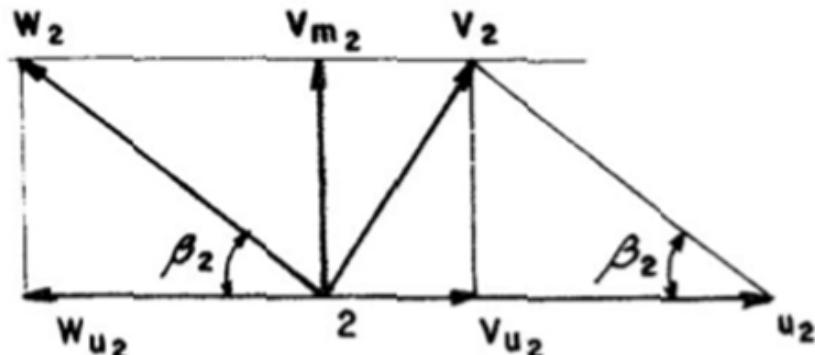
V_{m2} = velocidade meridiana na saída do rotor (m/s);

K_{Vm2} = coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor, adimensional;

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

H = altura manométrica (m).

Figura 13: Diagrama das velocidades à saída da pá do rotor



Fonte: Macintyre, 2013.

Velocidade Periférica corrigida na saída do Rotor

A correção da velocidade periférica de saída do rotor u_2 foi calculada devido à discordância entre os resultados experimentais e a teoria elementar referente à energia H_e , que considera a transferência de energia ao fluido por pás infinitas.

Porém é necessário considerar que em caso real prático é para o rotor de pás finitas. Entretanto, uma correção da altura de elevação (H_e) foi realizada utilizando a Equação 25 para aplicar na Equação 26 da altura total de elevação simplificada ($H'e$).

Equação 2 - Altura total de elevação simplificadora

$$H_e = \frac{H}{\epsilon} \quad (25)$$

Para calcular a altura total de elevação simplificada ($H'e$), foi consultado o Quadro 6 para obter o fator de correção de Pfleiderer (Ψ) de 1,1, para bombas sem pás guias, em função da rotação específica $n_s < 130$ rpm. O fator de correção de Pfleiderer leva em conta que existe uma pequena quantidade de pás que não conseguem direcionar adequadamente os filetes do fluido quando comparado para pás infinitas.

Equação 26 - Altura total de elevação corrigida

$$H'e = H_e \cdot \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{\psi}{Z}\right) \quad (26)$$

Onde,

$H'e$ = altura total de elevação corrigida (m);

H_e = altura total de elevação simplificadora (m) ;

H = altura manométrica (m);

Z = quantidade de pás, adimensional;

Ψ = Fator de correção de Pfleiderer, adimensional;

ϵ = rendimento hidráulico, adimensional.

Quadro 6 - Fator de correção de Pfleiderer (Ψ)

Fator de correção de Pfleiderer (Ψ)						
(Bombas com pás guias – ns<130) – Ψ	0,8 a 1,0 sendo o valor menor para bombas pequenas					
(Bombas sem pás guias – ns<130) – Ψ	1,1 a 1,2 para bombas pequenas sem pás guias					
β_2	20°	23°	25°	30°	35°	40°
(Bombas com pás guias) – Ψ	0,76	0,80	0,81	0,85	0,90	0,94
(Bombas sem pás guias) – Ψ	0,86	0,90	0,91	0,95	1,00	1,04

Fonte: Macintyre, 2013.

Após encontrar o valor da altura total de elevação simplificada (H'_e), calculou-se a velocidade periférica corrigida (u_2) através da Equação 27. E o ângulo de 26° de inclinação (β_2) das pás na saída do rotor permaneceu quando arbitrado na escolha do 6 de pás do rotor (vide Tabela 3).

Equação 27 - Velocidade periférica corrigida

$$u_2 = \frac{V_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H'_e} \quad (27)$$

Onde,

u_2 = velocidade periférica corrigida (m/s);

V_{m2} = velocidade meridiana na saída do rotor (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s²);

H'_e = altura total de elevação corrigida (m);

β_2 = Ângulo de saída do rotor corrigido em relação fator de correção de Pfleiderer.

Valor Retificado do Diâmetro de saída do Rotor

A ratificação do diâmetro de saída (d_2) foi pela Equação 28, considerando a velocidade periférica corrigida na saída do rotor (u_2) e a rotação de acionamento de 3500 rpm.

Equação 28 - Diâmetro de saída do rotor retificado

$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (28)$$

Onde,

d_2 = diâmetro de saída do rotor retificado (m);
 u_2 = velocidade periférica corrigida na saída do rotor (m/s);
 n = rotações de acionamento (rpm).

Passo Circunferencial na saída do Rotor

O diâmetro de saída do rotor retificado, foi calculado calculado através da Equação 29 o passo circunferencial na saída do rotor, em razão da quantidade de pás do rotor.

Equação 29 - Passo circunferencial

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{Z} \quad (29)$$

Onde,

t_2 = passo circunferencial à saída so rotor (m)

d_2 = diâmetro de saída do rotor retificado (m)

Z = quantidade de pás, adimensional

Obstrução devido à espessura das pás na saída do Rotor

A obstrução aconteceu pela espessura $S_2=S_1$ das pás do rotor que foi gerada entre as medidas do passo circunferencial na saída do rotor, o qual foi caculado através da Equação 30 considerando o ângulo de inclinação de saída das pás.

Equação 30 - Obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\operatorname{sen} \beta_2} \quad (30)$$

Onde,

σ_2 = obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor (m);

S_2 : espessura das pás na saída do rotor igual S_1 (m);

β_2 : ângulo das pás na saída do rotor (graus).

Coeficiente de Contração

A espessura das pás causou obstrução do fluído que escoa entre as pás do rotor e tendo sido feita a correção dessa contração causada, que dificulta o escoamento do mesmo. O coeficiente de contração (v_2) trata desse evento para prever perdas de rendimentos relacionadas a área de contração. Necessário se faz para se ter o valor do bordo de saída do rotor retificado considerar o desvio angular para pás finitas. Através do passo circunferencial e da obstrução na saída do rotor, foi estabelecido pela Equação 31, o coeficiente de contração (v_2).

Equação 31 - Coeficiente de contração no bordo de saída do rotor

$$v_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad (31)$$

v_2 = coeficiente de contração no bordo de saída do rotor, adimensional

t_2 = passo circunferencial da saída do rotor (m)

σ_2 = obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor (m)

Largura das pás no bordo de saída do rotor retificado

Com a Equação 32, foi calculado o valor da grandeza da largura das pás na saída do rotor retificado em função vazão corrigida em relação ao diâmetro de saída do rotor retificado (d_2), da velocidade meridiana de saída do rotor multiplicado pelo inverso do coeficiente de contração.

Equação 32 - Largura das pás na saída do rotor retificado

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi \cdot d_2 \cdot V_{m2})} \times \frac{1}{v_2} \quad (32)$$

Onde,

b_2 = largura das pás no bordo de saída do rotor (m)

Q' : vazão corrigida máquina (m^3/s)

d_2 = diâmetro de saída do rotor retificado (m)

V_{m2} = velocidade meridiana na saída do rotor (m/s)

v_2 = coeficiente de contração no bordo de saída do rotor, adimensional

σ_2 = obstrução devido à espessura das pás na saída do rotor (m)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Classificação das Bombas conforme a Rotação Específica

A bomba centrífuga radial pura, do tipo lenta, de pás cilíndricas para pequenas e grandes descargas foi selecionada para utilizar no sistema de irrigação, pois o valor característico da rotação específica de 25 rpm, conforme a Equação 5, cabe na faixa entre 10 e 40 de acordo com Quadro 1 de “Classificação de bombas” e a Figura 8 com a velocidade específica abaixo de 90 rpm quando comparado com 88,6 rpm estabelecido pela Equação 4.

4.2 Número de estágios

Conforme a Equação 6, o valor de Z' igual 0,01, um índice adimensional, que ficou longe de chegar ao número inteiro de 1, logo adou-se somente um rotor a ser redimensionado para o bomba selecionada.

4.3 Vazão de Descarga Corrigida

Devido às perdas de volume de água no interior da bomba centrífuga, nas folgas existentes entre rotor e a voluta causando a recirculação do fluido, a vazão corrigida pela Equação 7 foi de 0,016 m³/s (16 L/s).

4.4 Rendimento Hidráulico

O rendimento hidráulico é de 0,80, encontrado através da Equação 8, o qual será disponibilizado pela bomba centrífuga radial. Esse valor condiz com as recomendações do Quadro 4 em que o rendimento seja em torno de 0,70 a 0,85. Porém o rotor deve ser bem projetado, usinagem e fundição de alto padrão.

4.5 Potência Motriz

A potência motriz do motor é de 14 cv, na condição do líquido ser água, descarga corrigida da máquina de $0,016 \text{ m}^3/\text{s}$, para uma altura manométrica de 46 m, com o rendimento total máximo de 70% quando calculado pela Equação 9.

4.6 Diâmetro do Eixo

O diâmetro do eixo do rotor, de aço carbono SAE 1045, considerando em balanço nas extremidades, é 26 mm quando calculado pela Equação 10.

4.7 Diâmetro de Fixação do Núcleo do Rotor ao Eixo

Foi admitido o valor de 36 mm de diâmetro de fixação do núcleo do rotor ao eixo já acrescentado 10 mm de diâmetro a mais que o diâmetro do eixo corrigido do eixo, usando a Equação 11.

4.8 Velocidade Média na Boca de Entrada do Rotor

A velocidade média na boca de entrada do rotor v'_1 , é de 3,9 m/s, pela Equação 12. A qual se enquadra no parâmetro recomendado entre 1,5 m/s a 4 m/s. Na condição de $k_{v'1} = 0,13$ que varia de 0,13 a 0,16, conforme a Tabela 1, pois é o número adimensional foi admitido para a rotação específica (n_q) de 25 rpm, compreendido entre 20 e 30 demonstrado no Quadro 1.

4.9 Diâmetro na Boca de Entrada do Rotor

O diâmetro na boca de entrada do rotor, encontrado através da equação 13, foi de 81 mm. Dimensionado considerando a vazão corrigida de $0,016 \text{ m}^3/\text{s}$, a velocidade média de 3,9 m/s na boca da entrada do rotor e obstrução parcial causada pelo eixo do rotor e seu núcleo de fixação.

4.10 Diâmetro Médio da superfície de revolução gerada pela Rotação de Bordo de entrada das Pás

O diâmetro médio (d_{m1}) da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor é de 82mm, sendo possível pela Equação 14. Na condição da rotação específica n_s de 88,6, que é menor que 90 rpm, conforme a Figura 8, e o fator adimensional (ω) de 1,01 arbitrado consultando o Quadro 5.

4.12 Velocidade Meridiana na entrada do Rotor

A velocidade meridiana na entrada (V_{m1}) do rotor de 4,80 m/s na condição que o ângulo de entrada do líquido no rotor seja de $\alpha_1 = 90^\circ$, calculada pela Equação 21, em consulta da Tabela 2 para adquirir o coeficiente adimensional da velocidade da componente meridiana na entrada do rotor (k_{Vm1}) de 0,16 (que já considera a espessura da pá), o qual se enquadra nos limites dos números característicos da rotação de específica (n_q) entre 20 a 30 rpm, pois o número característico para a bomba selecionada é de 25 rpm.

4.13 Velocidade Periférica No Bordo De Entrada Do Rotor

A velocidade periférica no bordo de entrada do rotor foi de 15 m/s, resultado conseguido pela Equação 16, para o ponto de entrada corresponde ao filete médio, que depende da diâmetro médio da aresta de entrada do rotor de 82 mm e a rotação de acionamento de 3500 rpm.

4.14 Ângulo de inclinação de entrada das pás do Rotor

O ângulo $17,14^\circ$ (β_1) de inclinação das pás na entrada do rotor, calculado pela Equação 17. De acordo com triângulo das velocidades, esse ângulo é formado pela velocidade relativa W com o alongamento no sentido oposto da velocidade circunferencial U , como exemplificado na Figura 9.

4.15 Número de pás do Rotor

Devido às perdas do rendimento hidráulico por atrito na região do rotor um certo cuidado para selecionar o número de paletas. Se exceder o número aumenta as perdas por atrito e abaixo do ideal há perdas da altura manométrica devido o aumento de pressão nas paletas.

E seguindo as recomendações, considerando a relação da velocidade de rotação específica (n_s) de 88,6 rpm que estabeleceu o tipo de rotor e com sua variação de grandezas entre o diâmetro médio da aresta de entrada (d_{m1}) e o diâmetro (d_2) de saída do rotor, em primeiro momento utilizando a Tabela 3 para alturas de elevação grandes, onde $d_2/d_{m1}=2,5$, sendo $d_{m1} = d_1$ conforme exemplifica a Figura 11 para um ângulo alfa de 90° . Arbitrou-se o ângulo de saída das pás do rotor $\beta_2= 26^\circ$ que estar na faixa de $22^\circ 30' \text{ a } 45^\circ$, onde selecionado para 6 pás para o rotor da bomba centrífuga radial pura.

4.16 O Passo entre as pás na entrada do Rotor

O passo entre as pás é de 43mm em que o diâmetro médio da entrada da aresta das pás é de 82mm para um rotor de 6 pás para, calculado pela Equação 18.

4.17 Espessura Das Pás Na Entrada Do Rotor

A espessura das pás (S_1) é de 4 mm, para um rotor de ferro fundido, quando o diâmetro de entrada for de 82 mm e na hipótese do diâmetro de saída ($d_2= 2,2 \times 82$) ser de 180 mm.

4.18 Obstrução devido à espessura das pás na entrada do Rotor

A obstrução é de 13 mm para uma espessura de 4 mm da paleta na entrada do rotor e foi calculada conforme a Equação 19 em razão da inclinação das pás de entrada de $17,74^\circ$.

4.19 Inverso do Coeficiente de Contração

O inverso do coeficiente de contração é de 1,43 (uma valor adimensional), realizada pela Equação 20, considerando o passo entre as pás na entrada do rotor de 43 mm, quando o rotor for de 6 pás.

O inverso do coeficiente de contração deve estar compreendido entre 1,20 a 1,30. E os resultado na se enquadrou. Porém foi adotado para continuar os cálculos o valor de 1,43 quando o rotor tem 6 pás e o passo entre as pás na entrada do rotor de 43mm, já que conforme os cálculos, quanto maior o número de paletas no rotor, mais distante fica o valor do inverso do coeficiente de contração do parâmetro citado.

4.20 Largura Do Bordo De Entrada Da Pá Do Rotor

A Largura do bordo de entrada da pá do rotor (b_1) encontrado pela Equação 21 foi de 18 mm, considerando a vazão corrigida de $0,016 \text{ m}^3/\text{s}$, a obstrução devido a sua espessura (σ_1) de 0,015 m , a componente da velocidade meridiana v_{m1} de 4,8 m/s, o diâmetro médio da superfície de revolução gerada pela rotação de bordo de entrada das pás d_{m1} de 0,0954 m quando o rotor tem 6 pás.

4.21 Velocidade Periférica no bordo de saída do Rotor

A velocidade periférica no bordo de saída do rotor é de 30,6 m/s. Para a resolução foi utilizado a Tabela 4, onde adotou-se o valor de 1,02 para o coeficiente K_{u2} em função da rotação específica de 25 rpm, para aplicar na Equação 22.

4.22 Diâmetro De Saída Do Rotor

Através da velocidade periférica na saída do rotor de 30,6 m/s e a rotação de acionamento de 3500 rpm, aplicou-se na Equação 23, que resultou o valor do de 167 mm para o diâmetro de saída do rotor

4.23 Velocidade Meridiana na Saída

A velocidade meridiana de saída do rotor V_{m2} é de 3,6 m/s, que se refere a velocidade da descarga na saída do rotor, calculado pela equação 24. Onde a Tabela 5 forneceu o coeficiente K_{vm2} de 0,12 em função da rotação específica (n_q) de 25 rpm.

4.24 Velocidade Periférica corrigida na saída do Rotor

A correção da velocidade periférica de saída do rotor u_2 é de 32,89 m/s, calculado pela Equação 27, que considera a altura total de elevação simplificada de 85,6 m, que se refere a energia que o rotor de pás finitas deverá transferir ao fluido, para um ângulo 26º de inclinação da pá na saída do rotor.

4.25 Valor Retificado do Diâmetro de saída do Rotor

A ratificação do diâmetro de saída d_2 é 179 mm, resultado entregue pela Equação 28, considerando a velocidade periférica corrigida na saída do rotor (u_2) de 32,89 m/s e a rotação de acionamento de 3500 rpm.

$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 32,82}{\pi \cdot 3500} = 0,179 \text{ m} = 179 \text{ mm}$$

4.26 Passo Circunferencial na saída do Rotor

O passo circunferencial na saída do rotor é de 94 mm, calculado pela Equação 29, para um diâmetro de saída retificado de 179 mm, considerando o rotor de 6 pás.

4.27 Obstrução Devida À Espessura Das Pás Na Saída Do Rotor

A obstrução é de 10 mm, para uma espessura de saída das pás de 4 mm entre o passo circunferencial na saída do rotor de 94 mm, considerando o ângulo 26 ° de inclinação das pás na saída do rotor.

4.28 Coeficiente de Contração

Através o passo circunferencial e obstrução na saída do rotor de 94 mm e 10 mm respectivamente, através da Equação 31, o coeficiente de contração (v_2) foi de 0,893 (adimensional).

4.29 Largura das pás no bordo de saída do rotor Retificado

Com a Equação 32, obteve-se um valor da grandeza da largura das pás na saída do rotor retificado de 9 mm.

O valor encontrado foi em função da vazão corrigida de 0,016 m³/s em relação ao diâmetro de saída do rotor retificado (d_2) de 179 mm e da velocidade meridiana de saída do rotor de 3,60 m³/s, multiplicado pelo inverso do coeficiente de contração de 1,12 (adimensional).

4.30 Grandezas para o redimensionamento do Rotor

O Quadro 7 relata as Características Principais da bomba que foi redimensionada para demonstrar os resultados obtidos através da modelagem numérica.

Quadro 7 - Características Principais da bomba que foi redimensionada

Rotação específica (ns)	88,6 rpm
Número Característico da rotação (nq)	25 rpm
Tipo de bomba	Bomba Centrífuga Radial Pura, tipo Lenta, monoestágio
Rotor	Ferro fundido, 6 pás cilíndricas, diâmetro maior de 179 mm
Potencia	14 cv
Eixo	Ferro fundido, horizontal, De: 26mm

Rotação de acionamento	3.500 rpm
Altura de elevação	58 mca
Vazão	54.000 L/h
Descarga corrigida	57.000 L/h

Fonte: Elaboração própria.

O Quadro 8 relata às grandezas físicas á entrada do rotor.

Quadro 8 - Grandezas de entrada do rotor.

GRANDEZAS DE ENTRADA DO ROTOR	
Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'1)	3,9 m/s
Diâmetro na boca de entrada do rotor (d'1)	81 mm
Diâmetro médio da superfície de revolução gerada pela rotação de bordo de entrada da pás (dm1)	82 mm
Velocidade meridiana na entrada do rotor (Vm1)	4,80 m/s
Velocidade periférica no bordo entrada do rotor (u1)	15 m/s
Ângulo de inclinação de entrada das pás do rotor (β_1)	17,74°
Passo entre as pás na entrada do rotor (t1)	43 mm
Espessura das pás na entrada do rotor (S1)	4 mm
Obstrução devido à espessura das pás na entrada do rotor (σ_1)	13 mm
Largura do bordo de entrada da pá do rotor (b1)	18 mm

Fonte: Elaboração própria.

O Quadro 9 relata às grandezas físicas á saída do rotor.

Quadro 9 - Grandezas de saída do rotor

GRANDEZAS DE SAÍDA DO ROTOR	
Velocidade periférica no bordo de saída do rotor (u2)	30,6 m/s
Diâmetro de saída do rotor (d2)	167 mm
Velocidade meridiana na saída (Vm2)	3,6 m/s
Ângulo de saída das pás do rotor (β_2)	26°
Velocidade periférica corrigida na saída do rotor (u2)	32,89 m/s

Diâmetro retificado de saída do rotor (d2)	179 mm
Passo circunferencial na saída do rotor (t2)	94 mm
Obstrução devido à espessura das pás na saída do rotor (σ_2)	10 mm
Largura das pás no bordo de saída do rotor retificado (b2)	9mm

Fonte: Elaboração própria.

5 CONCLUSÃO

No decorrer da pesquisa, para antender uma demanda de diminuição do tempo de irrigação por aspersão, de 4 horas para 2 horas, de uma área de pastagem de 27 000 m², pertencente a uma fazenda localidade em Santa Cruz,Campos dos Goytacazes-RJ,foi elaborado um roteiro com cálculos para o pré redimensionamento de um rotor onde foi utilizada modelagem numérica como ferramenta de estudo na obtenção das dimensões e características de funcionamento do rotor e bomba.

Em que a solução prevista seria uma bomba centrífuga radial pura, do tipo lenta, de 6 pás cilíndricas monoestágio, operando não-afogada, para o equipamento possa atingir o objetivo principal na redução do tempo aumentandando a vazão de 54.000 L/h.

O rotor deverá ter 6 pás cilíndricas, com ângulo de inclinação de entrada das pás de 17,74°, o diâmetro de entrada de 82 mm, com largura de bordo na entrada de 18 mm, espessura das pás de entrada de 4 mm, passo entre as pás de entrada de 43 mm e 13 mm de obstrução na entrada; e na saída do rotor um ângulo de inclinação das pás de 26°, o diâmetro de saída de 179 mm, com largura de bordo na saída de 9 mm, espessura de saída também de 4 mm, passo entre as pás na saída do rotor de 94 mm e 10 mm de obstrução na de saída do rotor, largura do bordo de saída de 9 mm e diâmetro de saída de 179 mm.

O eixo de aço carbono SAE 1045 deve ter um diâmetro mínimo de 26 mm para acoplar no rotor e a rotação de acionamento de 3.500 rpm.A potência motriz

do motor para acionar o eixo acoplado no rotor deverá ser de no mínimo 14 cv, para garantir as velocidades periféricas de entrada e de saída e assim garantir o 55.000 L/h para diminuir o tempo de irrigação.

5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Avaliar o quanto o rendimento hidráulico foi prejudicado pela obstrução de entrada de 13 mm causada pela espessura da pá de 4 mm e o ângulo de inclinação da entrada de 17,74º para um roto de 6 pás. Pois a correção realizada pelo parâmetro inverso do coeficiente de contração que resultou em 1,43 não atendeu os parâmetros recomendados, que deveria estar na faixa de 1,20 a 1,30.

Testar com simuladores a confiabilidade do método apresentado inserindo as gradezas encontradas.

REFERÊNCIAS

DENÍCULI, Wilson. **Bombas hidráulicas**. Edidora UF A Editora UFV, 2003, 270 p..

HENN, Érico Antônio Lopes. **Máquinas de fluído**. 2. ed.. Santa Maria: Ed da USFM, 2006.

LEITE, João. **Cavitação em Bombas Centrífugas**. Artigo, 2012. Indústria e Ambiente,.Edição n. 73, abr. 2012. Disponível em: http://www.industriaeambiente.pt/xFiles/scContentDeployerIA_pt/docs/Doc1443.pdf. Acesso em: 1 nov. 2015.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2013, 782 p.

MATTOS, Edson Ezequiel de; FALCO, Reinaldo de. **Bombas industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998, 474 p.

REIS, Rodrigo Azevedo; MARGEM, Jean Igor. **Bombas industriais**. Apostila, Universidade do Estado do Rio de Janeiro – UERJ, 2012, 73 p.

SANTOS, Sérgio Lopes dos. **Bombas & instalações hidráulicas**. São Paulo: LCTE, 2007, 253 p.

TSUTIYA, Milton T. **Abastecimento de água**. 3. ed. São Paulo: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.

