

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

GUILHERME CARVALHO ROMÃO

Proposta de melhoria de um sistema de bombeamento de
caldo clarificado

São Carlos
2024

GUILHERME CARVALHO ROMÃO

Proposta de melhoria de um sistema de bombeamento de
caldo clarificado

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Frederico Fábio Mauad

VERSÃO CORRIGIDA

São Carlos
2024

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

C943p	Carvalho-Romão, Guilherme PROPOSTA DE MELHORIA DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO / Guilherme Carvalho-Romão; orientador Frederico Fábio Mauad. São Carlos, 2024. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2024. 1. Bombas industriais. 2. Caldo clarificado. 3. Melhoria de processos. 4. Cana de açúcar. 5. Sistema de bombeamento. 6. Hidráulica industrial. I. Título.
-------	--

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Guilherme Carvalho Romão

Título: Proposta de melhoria de um sistema de bombeamento de caldo clarificado

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Professor Frederico Fabio Mauad
(Orientador)

Nota atribuída: 6,5 (seis e meio)

Professor Johann Eduardo Bolivar

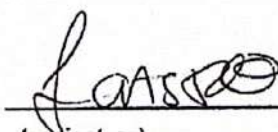
Nota atribuída: 6,5 (seis e meio)

Talyson de Melo Bolleli

Nota atribuída: 6,5 (Seis e meio)

Documento assinado digitalmente
gov.br FREDERICO FABIO MAUAD
Data: 22/07/2024 10:17:14-0300
Verifique em <https://validar.id.gov.br>

(assinatura)



Documento assinado digitalmente
gov.br TALYSON DE MELO BOLLELI
Data: 22/07/2024 16:18:49-0300
Verifique em <https://validar.id.gov.br>

(assinatura)

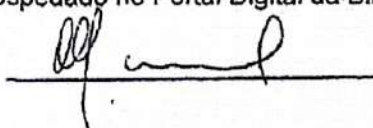
Média: 6,5 (Seis e meio)

Resultado: Aprovado

Data: 04 / 06 / 2024.

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM ☒ NÃO ☐ Visto do orientador



AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais pelo apoio e aconselhamento incondicional a mim e aos meus estudos. Sem eles, não teria conseguido ir tão longe.

Gostaria de expressar minha gratidão à Dra. Luciana Montanari e ao Roger Machado pelos conselhos acadêmicos e profissionais. Agradeço também a todo o corpo docente pelo conhecimento adquirido durante o curso.

Agradeço ao Dr. Oscar Mauricio Hernandez Rodriguez pela oportunidade de aprendizado e crescimento científico.

Agradeço ao Dr. Frederico Fábio Mauad por todo o apoio, ajuda e direcionamento na produção deste trabalho. Sem ele, isso não seria possível.

Por fim, expresso minha gratidão a todos os meus amigos e colegas pelos momentos bons e alegres, e também pelo apoio nas dificuldades.

“Não devemos permitir que o relógio e o calendário nos ceguem para o fato de que cada momento da vida é um milagre e um mistério.”

H. G. Wells

RESUMO

ROMÃO, G. C. **Proposta de melhoria de um sistema de bombeamento de caldo clarificado**. 2024. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2024.

Este trabalho propõe-se a analisar um sistema de bombeamento de caldo clarificado para a fabricação de açúcar em uma usina localizada no interior do estado de São Paulo. O sistema consiste em 3 bombas centrífugas ITAP 150-330, operando com o rotor em sua rotação máxima permitida e instaladas em paralelo, com o abastecimento proveniente de um tanque não pressurizado, mantendo-as em operação afogada. A análise se mostrou necessária devido ao aumento da demanda de vazão. Atualmente, o sistema fornece 400 m³/h com duas bombas em operação, sendo necessário aumentar a capacidade de bombeamento para 800 m³/h para o próximo processo fabril, utilizando apenas 2 bombas. O plano de ação provisório para aumentar o bombeamento é manter as 3 bombas em operação, porém essa decisão não pode ser definitiva, pois além de sobrecarregar o sistema de bombeamento, essa configuração provisória ainda não atende à demanda requerida. Para solucionar esse problema, foi analisado o funcionamento da configuração atual e considerada a possível troca das bombas industriais, através de cálculos de dimensionamento de aplicação de bombas, como adaptação da curva característica devido às mudanças na rotação do rotor, diâmetro do rotor e fluido bombeado, além dos cálculos para verificar a existência de cavitação e o ponto de funcionamento. Como análise complementar, foi investigada a preferência de fluxo na tubulação utilizando a ferramenta de simulação de elementos finitos Ansys Fluent. Após análise das bombas atuais nesta aplicação, verificou-se que elas não conseguem atender à demanda requerida, onde 2 bombas fornecem uma vazão de aproximadamente 400 m³/h, conforme comprovado empiricamente. Assim, torna-se necessário substituir as bombas. Após análise das bombas fornecidas pelo fabricante IMBIL, foi encontrada a bomba adequada, a ITAP 150-400, com o rotor rebaixado medindo 315 mm. Além de atender à demanda requerida, essa bomba evita completamente a ocorrência de cavitação, conforme demonstram os cálculos de NPSH. Quanto à análise de preferência de fluxo na tubulação, verificou-se uma preferência de fluxo desprezível, variando entre 3% e 5%. Considerando que um anel de recirculação poderia melhorar o processo, mas causaria um aumento na perda de carga, a troca da tubulação torna-se inviável.

Palavras-chave: Bombas industriais. Caldo clarificado. Sistema de bombeamento. Hidráulica industrial.

ABSTRACT

ROMÃO, G. C. **Proposal to improve a clarified juice pumping system**. 2024. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2024.

This work aims to analyze a clarified juice pumping system for sugar manufacturing at a plant located in the interior of São Paulo state. The system comprises 3 ITAP 150-330 centrifugal pumps, operating with their rotors at maximum permitted speed and arranged in parallel, with supply from a non-pressurized tank, keeping them in flooded operation. The analysis became necessary due to increased flow demand. Currently, the system delivers 400 m³/h with two pumps in operation, but the pumping capacity needs to be increased to 800 m³/h for the next manufacturing process, utilizing only 2 pumps. The provisional action plan to increase pumping capacity is to keep all 3 pumps operational, although this decision cannot be permanent. Besides overloading the pumping system, this provisional setup still fails to meet the required demand. To address this issue, the current configuration's operation was analyzed, and potential replacement of industrial pumps was considered. This involved pump application sizing calculations, adjustments to characteristic curves due to rotor speed changes, rotor diameter, and the pumped fluid, along with evaluating cavitation potential and operating points. As a complementary analysis, flow preference in the pipeline was investigated using Ansys Fluent finite element simulation tools. After evaluating the current pumps, it was determined empirically that 2 pumps provide approximately 400 m³/h flow, falling short of requirements. Therefore, pump replacement is necessary. Following analysis of pumps from the IMBIL manufacturer, an appropriate pump was identified: the ITAP 150-400 with a reduced rotor diameter of 315 mm. This pump not only meets the required flow demand but also eliminates cavitation issues, as confirmed by NPSH calculations. Regarding flow preference in the pipeline, minimal flow preference ranging from 3% to 5% was observed. Considering that a recirculation loop could improve the process but would increase head loss, pipeline replacement was deemed impractical.

Keywords: Industrial pumps. Clarified broth. pumping system. Industrial hydraulics.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Sistema de bombeamento em estudo.	27
Figura 2.1 – Fenômeno de desenvolvimento de um escoamento	29
Figura 2.2 – Distribuição de velocidades para escoamento laminares (a esquerda) e escoamentos turbulentos (a direita)	30
Figura 2.3 – Constante n em função de Reynolds	34
Figura 2.4 – Perfis de velocidade segundo a lei de potência	35
Figura 2.5 – Classificação das bombas	36
Figura 2.6 – Esquema de funcionamento de uma bomba centrífuga	36
Figura 2.7 – Ilustração representativa dos tipos de carcaça em voluta (a direita) e com difusor (a esquerda)	37
Figura 2.8 – Ilustração representativa de uma curva característica	38
Figura 2.9 – Carta de correção de curvas características para operação com fluidos viscosos	41
Figura 2.10 – Exemplo de uma curva de sistema	42
Figura 2.11 – Exemplo da determinação do ponto de funcionamento	43
Figura 2.12 – Efeito da cavitação na curva característica	44
Figura 2.13 – Vazão máxima para não ocorrer cavitação	45
Figura 2.14 – Modificação do ponto de funcionamento com bombas em série	46
Figura 2.15 – Modificação do ponto de funcionamento com bombas em paralelo	46
Figura 3.1 – Dados fornecidas pelo fabricante	49
Figura 3.2 – Curva característica interpolada	50
Figura 3.3 – Curvas de potência e eficiência interpolada	50
Figura 3.4 – Região simulada	52
Figura 3.5 – Modelo a ser simulado	53
Figura 3.6 – Malha a ser utilizada	54
Figura 3.7 – Imagem ilustrativa para a criação da curva de lei de potência adaptada	55
Figura 4.1 – Comparação da curva característica original e a adaptada	58
Figura 4.2 – Ponto de funcionamento da configuração atual	59
Figura 4.3 – Curvas de NPSH para a configuração atual	59
Figura 4.4 – Carta de aplicação do fabricante	60
Figura 4.5 – Curva característica interpolada da bomba proposta	60
Figura 4.6 – Curvas de potência e eficiência interpolada da bomba proposta	61
Figura 4.7 – Curvas característica adaptada considerando a perda de carga em comparação com a curva característica	61
Figura 4.8 – Curvas de NPSH da bomba proposta	62
Figura 4.9 – Ponto de funcionamento da bomba proposta	62
Figura 4.10 – Perfil de velocidades calculado	63

Figura 4.11–Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas	64
Figura 4.12–Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas	64
Figura 4.13–Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas	65
Figura 4.14–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada	66
Figura 4.15–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada	66
Figura 4.16–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada	67
Figura 4.17–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada	67
Figura 4.18–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada	68
Figura 4.19–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada	68
Figura 4.20–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada	69
Figura 4.21–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada	69
Figura 4.22–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada	70
Figura A.1 – Parâmetros do modelo de simulação	75
Figura A.2– Parâmetros do modelo de simulação	75
Figura A.3– Parâmetros do modelo de simulação	76
Figura B.1 – Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas com a malha	
de 5mm	76
Figura B.2– Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas com a malha	
de 7,5mm	77
Figura B.3– Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas com a malha	
de 5mm	77
Figura B.4– Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas com a malha	
de 7,5mm	78
Figura B.5– Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas com a malha	
de 5mm	78
Figura B.6– Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas com a malha	
de 7,5mm	79
Figura B.7– Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada	
com a malha de 5mm	79
Figura B.8– Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada	
com a malha de 5mm	80
Figura B.9– Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com	
a malha de 5mm	80
Figura B.10–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada	
com a malha de 7,5mm	81
Figura B.11–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada	
com a malha de 7,5mm	81
Figura B.12–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com	
a malha de 7,5mm	82

Figura B.13–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada	
com a malha de 5mm	82
Figura B.14–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada	
com a malha de 5mm	83
Figura B.15–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com	
a malha de 5mm	83
Figura B.16–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada	
com a malha de 7,5mm	84
Figura B.17–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada	
com a malha de 7,5mm	84
Figura B.18–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com	
a malha de 7,5mm	85
Figura B.19–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada	
com a malha de 5mm	85
Figura B.20–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada	
com a malha de 5mm	86
Figura B.21–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com	
a malha de 5mm	86
Figura B.22–Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada	
com a malha de 7,5mm	87
Figura B.23–Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada	
com a malha de 7,5mm	87
Figura B.24–Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com	
a malha de 7,5mm	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores de rugosidade absoluta	33
Tabela 3.1 – Condições iniciais da simulação	53
Tabela 4.1 – Dados da aplicação da bomba	57
Tabela 4.2 – Dados do fabricante para a obtenção da curva característica	57

LISTA DE SÍMBOLOS

R_e	Número de Reynolds
D	Diâmetro interno.
V	Velocidade Média
ρ	Densidade
μ	Viscosidade absoluta
L_e	Comprimento de entrada
M	Número de Mach
V_f	Velocidade do fluido
C	Velocidade do som
$v(t)$	Velocidade em função do tempo
A	Área
F	força resultante
E_{vc}	Energia do volume de controle
C	Calor do sistema
W	Trabalho do sistema
$m_{in}(t)$	Vazão mássica entrando no sistema
$m_{out}(t)$	Vazão mássica saindo no sistema
h	Entalpia
e_x	Energia interna
P	Pressão
V	Velocidade
Z	Altura
γ	Peso específico
g	Gravidade

h_f	Perda de carga
h_{fd}	Perda de carga distribuida
L	Comprimento total
f	Fator de atrito
Q	Vazão
ϵ	Rugosidade absoluta
A_f	Constante de cálculo correlação de Churchill
B_f	Constante de cálculo correlação de Churchill
h_{fl}	Perda de carga localizada
K	Coeficiente experimental de perda de carga de um elemento hidráulico
L_{total}	Comprimento total da tubulação
L_{reto}	Comprimento total reto
L_{en}	Comprimento equivalente
$v(r)$	Velocidade em função da posição radial
V_{max}	Velocidade máxima
r	Posição radial
R	Raio interno total
n	Coeficiente exponencial para a lei de potência
η	Eficiência
Pot_c	Potência cedida ao fluido
Pot_{abs}	Potência absorvida
H	altura manométrica
N	Rotação
Q_{vis}	Vazão corrigida para fluidos viscosos
Q_w	Vazão usando água
C_Q	Coeficiente de correção de vazão para fluidos viscosos

H_{vis}	Altura manometrica corrigida para fluidos viscosos
H_w	Altura manometrica usando água
C_H	Coeficiente de correção de altura manometrica para fluidos viscosos
η_{vis}	Eficiência corrigida para fluidos viscosos
η_w	Eficiência usando água
$C\eta$	Coeficiente de correção de eficiência para fluidos viscosos
P_d	Pressão de descarga da bomba
P_s	Pressão de sucção da bomba
h_{fd}	Perda de carga de descarga
h_{fs}	Perda de carga de sucção
V_d	Velocidade de descarga
V_s	Velocidade de sucção
λ	Fator experimental dependente do projeto da sucção da bomba
V_r	Velocidade relativa do impelodor
P_{atm}	Pressão atmosferica
P_v	Pressão de vapor
H_{suc}	Altura manometrica de sucção
Q_{max}	Vazão maxima permitida
D_{suc}	Diâmetro de sucção

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	Motivação	26
1.2	Objetivos Gerais	27
1.3	Objetivos específicos	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	Escoamento de fluidos em tubulações	29
2.1.1	Classificação de escoamentos	29
2.1.2	Equações de conservação	31
2.1.3	Teorema de Bernoulli	31
2.1.4	Perda de carga	32
2.1.5	Lei de potência	33
2.2	Classificação e características de bombas industriais	34
2.3	Seleção e dimensionamento de bombas	38
2.3.1	Curvas características	38
2.3.2	Situações que modificam curvas características	39
2.3.3	Determinação de curva de sistema	41
2.3.4	Determinação de ponto de funcionamento	42
2.3.5	Cavitação	43
2.3.6	Associação de bombas	45
2.4	Processo de fabricação de açúcar	47
2.5	Conclusões da revisão bibliográfica	48
3	MATERIAIS E METODOS	49
3.1	Seleção de bombas e análise de um sistema de bombeamento	49
3.2	Simulação do escoamento	51
4	RESULTADOS	57
4.1	Análise do sistema de bombeamento atual	57
4.2	Seleção e dimensionamento de novas bombas	60
4.3	Análise da existência de preferência de fluxo	63
4.3.1	Validação das simulações	63
4.3.2	Avaliação da existência de preferência de fluxo	65
5	CONCLUSÃO	71
	REFERÊNCIAS	73

	APÊNDICE	75
5.1	Apêndice B - Outros resultados da simulação	76
	ANEXOS	89

1 INTRODUÇÃO

A cana-de-açúcar, ao longo dos séculos, emerge como uma cultura de inestimável importância na economia global, desempenhando um papel multifacetado que transcende as fronteiras agrícolas. Sua relevância histórica e contemporânea ecoa nos campos e nas indústrias, moldando não apenas a paisagem, mas também influenciando o cenário econômico e energético em escala mundial. No contexto brasileiro, a trajetória da cana assume uma dimensão singular, marcada por ciclos econômicos, transformações sociais e, acima de tudo, pela expressiva contribuição para a construção do cenário agrícola e industrial do país. (FURTADO, 2004)

A importância da cana-de-açúcar transcende sua natureza como uma commodity agrícola. Ela se revela como uma fonte versátil de matéria-prima para a produção de açúcar, etanol e outros subprodutos, consolidando-se como um pilar estratégico nas indústrias alimentícia e de energia renovável. O impacto da cana reverbera desde os primórdios da colonização até os modernos complexos agroindustriais, estabelecendo-se como um vetor crucial no desenvolvimento econômico e na matriz energética do Brasil. (EMBRAPA, 2024)

O açúcar é utilizado em indústrias de diversos segmentos desde o início da agricultura no Brasil, representando 2% do PIB nacional. Em 2021, por exemplo, foram produzidas 715 milhões de toneladas do produto. O artigo publicado no portal da empresa integrada de energia Raízen (união da Cosan Biomassa S.A. e da Shell plc.) em 2022 explica de forma detalhada o processo de produção açucareira no Brasil e apresenta dados relevantes: o país detém atualmente 18% de toda a produção mundial e 36% da comercialização do produto no cenário internacional.

De acordo com uma pesquisa realizada no site da Usina Santa Adélia (localizada em Jaboticabal, interior paulista), existem cinco etapas no procedimento pelo qual o caldo passa dentro de uma fábrica de açúcar. Essas etapas incluem o tratamento do caldo para a retirada de resíduos, a evaporação para transformar o caldo em um xarope, o cozimento responsável pela cristalização seguido pela centrifugação, cuja finalidade é a extração do açúcar e a coleta de seus subprodutos – como, por exemplo, o mel, que pode ser utilizado para a fabricação de etanol. Por fim, há a secagem, que antecede a peneiração, a separação de partículas de metais ferrosos, não ferrosos ou inoxidáveis, e o envase em big bags de uma tonelada e meia.

No centro desse universo produtivo, o processo de tratamento da cana emerge como um elo vital, determinante para a qualidade e a eficiência das operações subsequentes. A clarificação da cana, especificamente, destaca-se como um estágio crucial nesse processo, influenciando diretamente a produção de açúcar e seus derivados. Este ponto crítico é o foco central desta monografia, que se propõe a explorar, analisar e aprimorar as práticas de clarificação, reconhecendo sua relevância intrínseca para a maximização dos rendimentos e a qualidade dos produtos finais.

Ao desvendar os intrincados processos de tratamento e clarificação da cana-de-açúcar, esta monografia não apenas delineará os desafios técnicos e operacionais enfrentados pelas usinas, mas também destacará a importância crucial dessas etapas para a sustentabilidade e eficiência do setor sucroenergético. A compreensão aprofundada desses aspectos não apenas contribuirá para a otimização dos processos industriais, mas também consolidará a cana-de-açúcar como uma das protagonistas inquestionáveis no panorama agrícola e industrial brasileiro.

1.1 Motivação

A eficiência operacional de uma usina de cana-de-açúcar é essencial para garantir a produtividade e a qualidade dos produtos obtidos. No entanto, uma situação preocupante foi identificada em uma usina localizada no estado de São Paulo, que, por questões de confidencialidade, optou por não se identificar.

O sistema de bombeamento de caldo clarificado dessa usina (Figura 1.1) enfrenta desafios significativos, uma vez que não consegue atender adequadamente ao aumento da demanda de vazão, devido ao crescimento no processamento de cana e na produção de açúcar na usina em estudo. Atualmente, para alcançar a nova vazão necessária de 800 m³/h, todas as três bombas do sistema precisam operar simultaneamente, o que vai contra sua configuração ideal. Esta última prevê que apenas duas bombas estejam em operação, enquanto uma permanece como reserva. Essa abordagem permitiria a realização de manutenções corretivas, preditivas e preventivas sem comprometer a produtividade da usina.

A condição atual, com todas as bombas operando simultaneamente, não apenas sobrecarrega o sistema, resultando em maior desgaste dos equipamentos, mas também gera perdas significativas na produtividade da usina. Diante desse cenário, a necessidade de investigação e intervenção se torna evidente, visando não apenas atender à vazão necessária, com ou sem a necessidade de substituição de equipamentos, mas também buscar melhorias eficientes a longo prazo através da análise da configuração da tubulação.

Assim, esta monografia tem como propósito principal abordar a otimização do sistema de bombeamento de caldo clarificado, explorando estratégias para alcançar uma operação mais eficiente, alinhada às melhores práticas do setor. Ao compreender as causas subjacentes da ineficiência atual, busca-se desenvolver recomendações práticas para aprimorar a gestão do sistema de bombeamento, promovendo a sustentabilidade e a produtividade no contexto da produção de cana-de-açúcar.

Figura 1.1 – Sistema de bombeamento em estudo.



Fonte: Própria autoria

1.2 Objetivos Gerais

Proporcionar uma análise do sistema de bombeamento de caldo clarificado em uma usina de cana-de-açúcar no estado de São Paulo, identificando suas deficiências e os impactos operacionais no atendimento dessa nova demanda. A partir dessa análise, buscar desenvolver e apresentar propostas de melhorias substanciais e sustentáveis para otimizar o desempenho do sistema, alinhando-o às melhores práticas do setor.

1.3 Objetivos específicos

1. Investigar as possíveis causas que levam à condição atual de não atendimento ao aumento no bombeamento no sistema de bombeamento de caldo clarificado, considerando fatores como capacidade de bombeamento, configuração das bombas, condições de bombeamento e manutenção.
2. Desenvolver propostas de melhoria para o sistema de bombeamento, considerando alternativas que possam garantir uma operação mais eficiente, com foco no atendimento da demanda de produção.
3. Apresentar recomendações práticas e viáveis para a implementação de melhorias, utilizando simulações CFD (Computational Fluid Dynamics) através do software Ansys. Realizar análises de distribuição de pressão e perfil de velocidades para verificar se a configuração da tubulação causa uma preferência de fluxo prejudicial ao sistema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Escoamento de fluidos em tubulações

2.1.1 Classificação de escoamentos

As principais referências utilizadas nesse tópico foram Mattos, Falco (1998) e Hibbeler (2016), quaisquer outras referências utilizadas serão referenciadas pontualmente.

A classificação de escoamentos laminares ou turbulentos se refere ao comportamento do fluido durante o seu escoamento, ela é definida através do cálculo do número adimensional de Reynolds, podendo ser descrito como:

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (2.1)$$

A classificação de turbulência segue o seguinte critério:

$Re < 2000$ o regime é laminar.

$Re > 4000$ o regime é turbulento.

$2000 < Re < 4000$ o escoamento está na faixa crítica, mas para efeitos práticos o escoamento pode ser considerado turbulento.

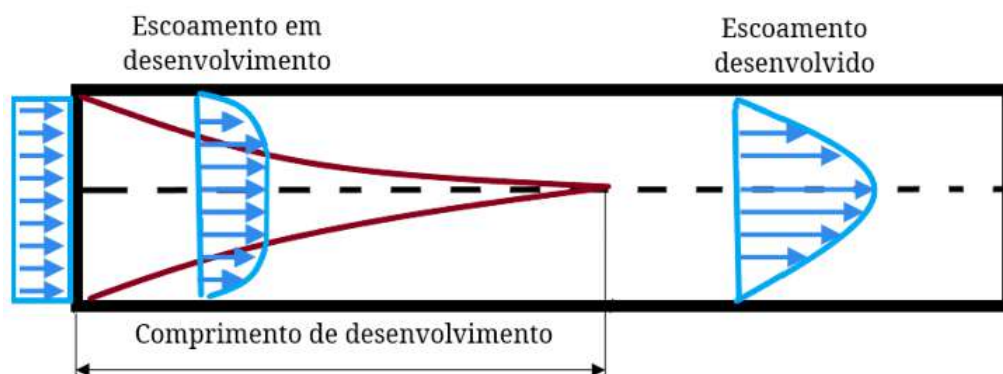
“O escoamento é dito laminar quando todos os filetes líquidos são paralelos entre si e as velocidades em cada ponto são invariáveis em direção e grandeza” (MATTOS, FALCO, 1998)

“O escoamento é dito turbulento quando as partículas se movem em todas as direções com velocidades variáveis, tanto em direção quanto em magnitude, de um ponto para outro e de um momento para outro no mesmo ponto.” (MATTOS, FALCO, 1998)

Devido a essas características, o escoamento turbulento não permite um estudo teórico matemático rigoroso, sendo necessário o auxílio de ferramentas estatísticas e experimentais.

Uma característica importante a ser mencionada é como a entrada na tubulação afeta o perfil de velocidades, esse fenômeno é ilustrado pela figura 2.1.

Figura 2.1 – Fenômeno de desenvolvimento de um escoamento



Fonte: Adaptado de HIBBERLER (2016)

Como a figura ilustra, na parte interna da camada limite, não há mudança de velocidade em função do raio na direção do escoamento. Essa característica é chamada de escoamento em desenvolvimento, e o espaço onde ela ocorre é chamado de comprimento de desenvolvimento ou de entrada. O comprimento de entrada pode ser calculado para escoamentos laminar (equação 2.2) e turbulentos (equação 2.3). (Versuti, 2012)

$$L_e = 0,06 * D * Re \quad (2.2)$$

$$L_e = 4,4 * D * Re^{1/6} \quad (2.3)$$

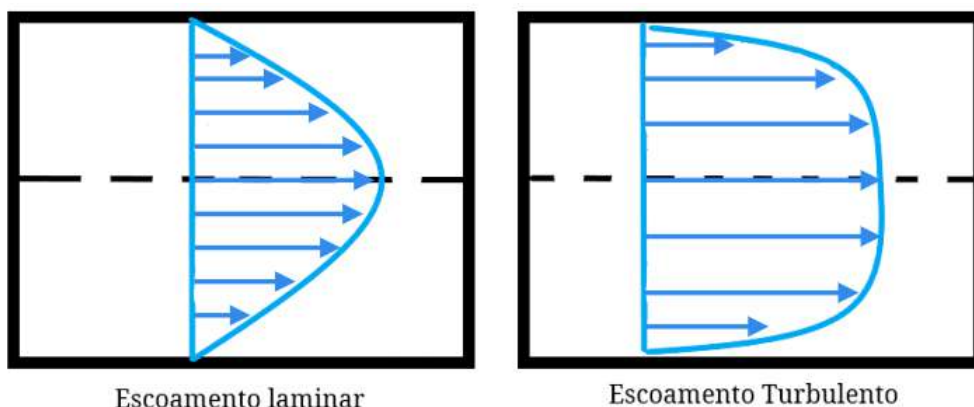
A classificação de escoamentos em Regime Permanente ou em regime Transitório se refere ao comportamento do escoamento em função do tempo. No regime transitório, ocorrem alterações no comportamento do escoamento à medida que o tempo passa, enquanto no regime permanente as propriedades do escoamento são mantidas ao longo do tempo.

Porém, em escoamentos que ocorrem dentro de tubulações, o regime permanente ocorre verdadeiramente apenas em escoamentos laminares. Em escoamentos turbulentos, ocorrem variações de velocidade e pressão devido à turbulência. No entanto, essas variações tendem a se estabilizar em torno de uma média constante, o que permite considerar o escoamento como regime permanente.

A classificação de escoamento como uniforme ou não baseia-se na característica do gradiente de velocidades observado no escoamento. Um regime uniforme, de maneira geral, é definido como um escoamento no qual a velocidade possui a mesma direção e magnitude em todos os pontos e instantes.

Entretanto, ao considerar escoamentos com fluidos reais em tubulações, a definição de uniformidade não pode ser interpretada literalmente, pois a velocidade varia ao longo da seção transversal da tubulação.

Figura 2.2 – Distribuição de velocidades para escoamento laminares (a esquerda) e escoamentos turbulentos (a direita)



Fonte: Adaptado de HIBBERLER (2016)

Mas se considerarmos que a velocidade não varia em determinado trecho na seção transversal o regime pode ser considerado uniforme.

O escoamento é considerado compressível se não quando há variação de volume com a quantidade de massa constante. Isso ocorre quando $M > 0,2$. Onde:

$$M = \frac{V_f}{C} \quad (2.4)$$

M é o número de Mach, V_f é a velocidade do fluido (m/s) e C é a velocidade do som (m/s).

2.1.2 Equações de conservação

A equação da continuidade é responsável por descrever a conservação de massa, onde é assumido que a massa das partículas é constante, sendo descrita originalmente:

$$\frac{d}{dt} \int \int \int v_{(t)} \rho dv = 0 \quad (2.5)$$

Assumindo que o fluido é incompressível e o seu regime é permanente podemos simplificá-la para a seguinte equação:

$$\int v dA = 0 \quad (2.6)$$

A equação da conservação da quantidade de movimento é uma equação derivada da segunda lei de Newton a um volume de controle com um escoamento, portanto é a somatória das forças sobre um ao escoamento que o atravessa. A equação final é a relação vetorial descrita abaixo na equação:

$$\sum F = \int \rho v(v dA) + \frac{d}{dt} \int \rho v dv \quad (2.7)$$

O balanço de energia aplicado ao volume de controle representado na figura permite a aplicação do princípio de conservação de energia.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum Q(t) - \sum W(t) + m_{in}(t)(h + e_x)_{in} - \sum m_{out}(t)(h + e_x)_{out} \quad (2.8)$$

2.1.3 Teorema de Bernoulli

O teorema de Bernoulli é uma simplificação da equação de conservação da energia, adotando as condições de regime permanente, com apenas uma entrada e uma saída de fluido, fluido incompressível, ausência de trabalho externo (como bombas ou turbinas) e o fluido sendo ideal (ou seja, um líquido perfeito). Com essas simplificações obtemos o teorema de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = Constante \quad (2.9)$$

No entanto, a hipótese de fluido perfeito desconsidera as perdas de energia devido ao atrito, viscosidade e turbulência. Por isso, é necessário adaptá-la para considerar esses fenômenos, introduzindo o termo de perda de carga na equação. A equação adaptada fica da seguinte forma:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_f \quad (2.10)$$

2.1.4 Perda de carga

Perda de carga corresponde a todas as perdas de energia que ocorrem no fluido durante o seu escoamento, sendo dividida em duas categorias principais: perda de carga distribuída e perda de carga localizada. A perda de carga distribuída refere-se às perdas de energia devido ao atrito do fluido com as paredes da tubulação, enquanto a perda de carga localizada refere-se às perdas de energia causadas por componentes hidráulicos, como curvas, válvulas e conexões na tubulação. A fórmula proposta por Darcy-Weisbach para a perda de carga é:

$$h_{fd} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.11)$$

Adaptando-a para ser em função da vazão temos:

$$h_f = 0,0826 f L \frac{Q^2}{D^5} \quad (2.12)$$

Como já mencionado neste trabalho, escoamentos turbulentos não permitem um estudo puramente teórico, requerendo dados experimentais para sua análise. Para suprir essa necessidade, foram desenvolvidas correlações para o cálculo do fator de atrito, assim como o ábaco de Moody. Abaixo é descrita a correlação proposta por Churchill, podendo ser aplicada a qualquer número de Reynolds:

$$f = 8 \left[\frac{8}{Re^{12}} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{1/12} \quad (2.13)$$

Onde:

$$A = 2,457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re)^{0,9} + 0,27\epsilon/D} \right)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Já o cálculo da perda de carga localizada pode ser realizado por dois métodos: o método direto e o método do comprimento equivalente. O método direto é descrito da seguinte forma:

$$h_{fl} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.14)$$

Tabela 2.1 – Valores de rugosidade absoluta

Material	Rugosidade absoluta ϵ (mm)
Plástico, vidro	0
Concreto	0,9 - 9
Madeira	0,5
Borracha suavizada	0,01
Tubo de cobre ou latão	0,0015
Ferro fundido	0,26
Ferro ferro galvanizado	0,15
Ferro batido	0,046
Aço Inox	0,002
Aço comercial	0,045

Fonte: Frioclimatizado (2016)

Já o método do comprimento equivalente tenta estabelecer uma equivalência entre a perda de carga dos elementos e a tubulação. Ou seja, cada elemento é representado por um comprimento de tubulação, conforme descrito nas equações.

$$h_{fl} = f \frac{L_{total}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.15)$$

Onde:

$$L_{total} = L_{reto} + \sum L_e$$

2.1.5 Lei de potência

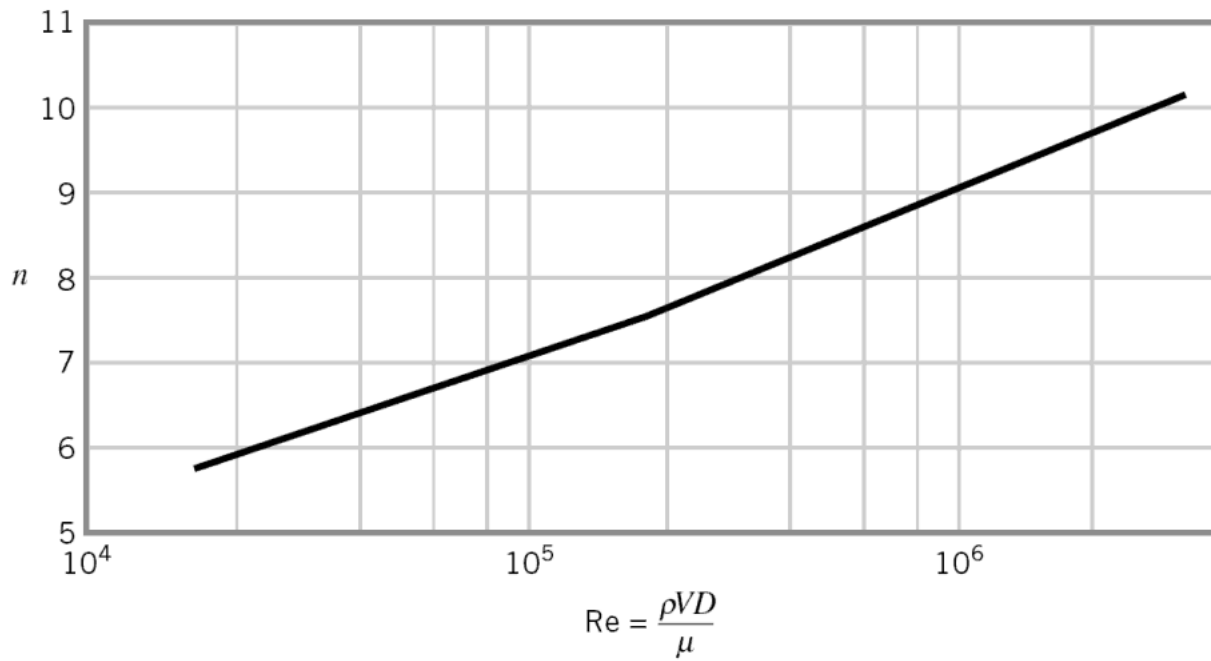
Existem diversas formas de representar perfis de velocidade turbulentas, sendo o mais conhecido o perfil de velocidade da lei de potência, sendo descrito como (Connor, 2024):

$$\frac{v}{V_{max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (2.16)$$

O valor de n é uma constante cujo valor depende do número de Reynolds. Essa dependência é definida empiricamente é mostrada na figura 2.3 (Connor, 2024).

Como é visível, o valor de n aumenta com o aumento do número de Reynolds. A sétima potência da lei da potência descreve um perfil de velocidade que se aproxima de muitos fluxos industriais. (Connor, 2024).

Figura 2.3 – Constante n em função de Reynolds

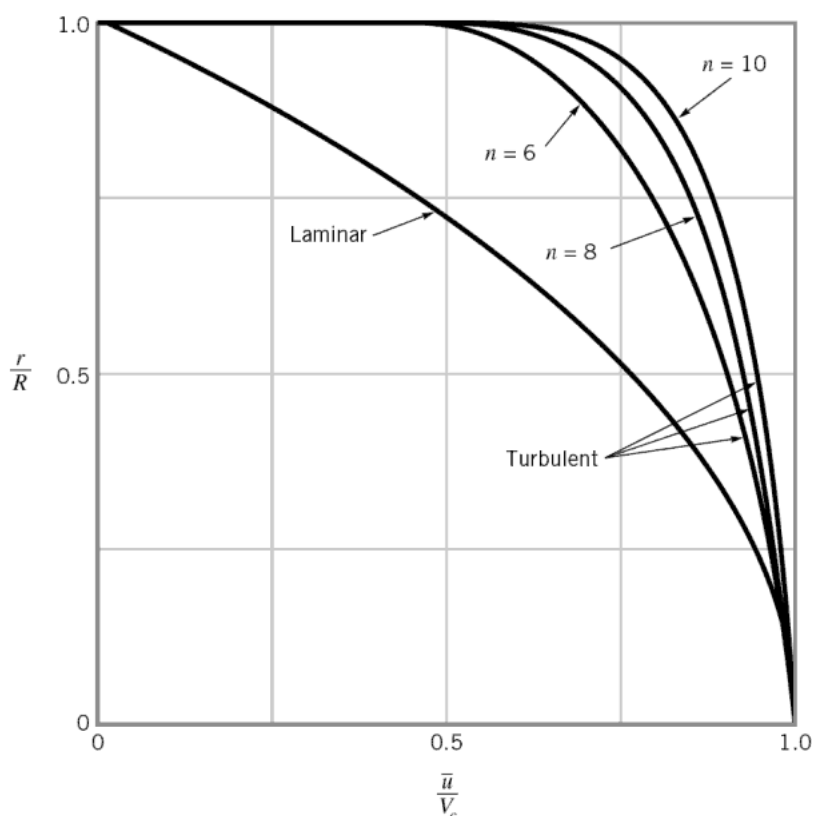


Fonte: Connor, 2024

2.2 Classificação e características de bombas industriais

As bombas podem ser classificadas conforme a figura abaixo, essa classificação é definida através da forma que esses equipamentos fornecem energia ao fluido.

Figura 2.4 – Perfis de velocidade segundo a lei de potência



Fonte: Connor, 2024

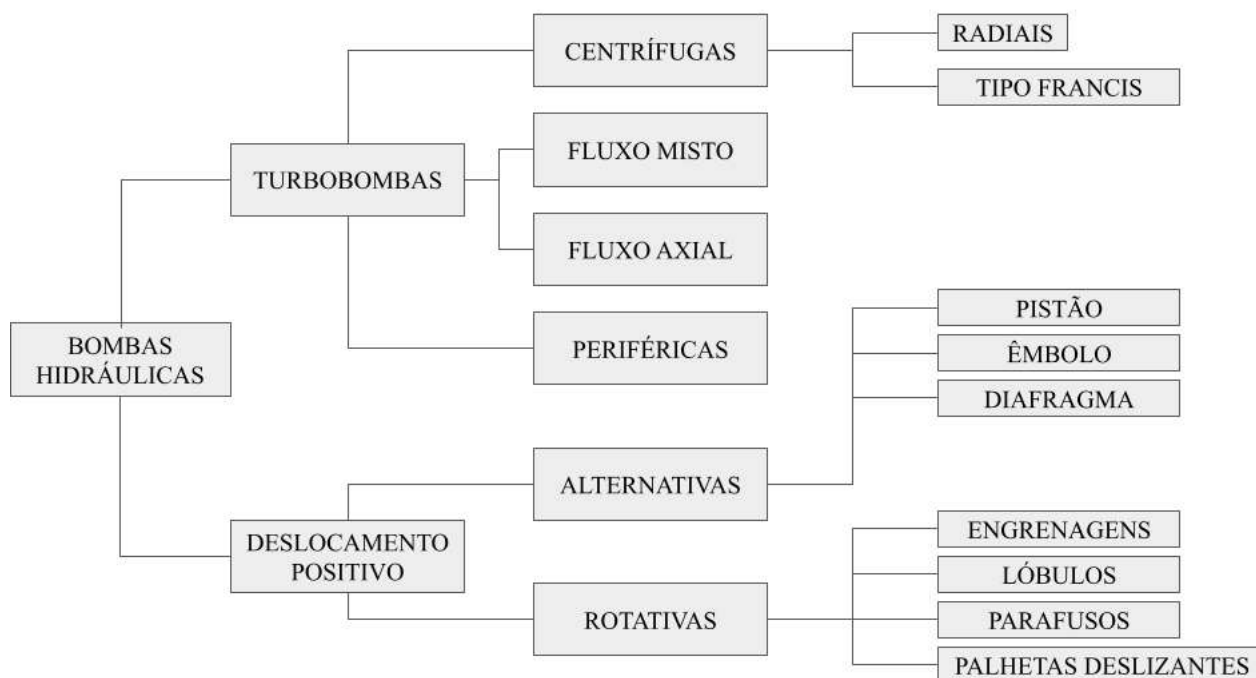
As duas principais classificações se baseiam no princípio fundamental de transferência de energia para o fluido. As turbobombas são máquinas em que a energia é transmitida através da rotação de um rotor que transmite energia cinética e pressão, e assim causando a movimentação do fluido, e suas subdivisões dizem respeito ao sentido que a bomba dá ao fluido e sua funcionalidade.

Bombas de efeito positivo transmitem energia na forma de pressão, pois o fluido está sendo movimentado diretamente pelo movimento do componente mecânico da bomba. Esse componente obriga o fluido a seguir o mesmo movimento que ele emprega, enchendo e esvaziando o volume interno da bomba, e por esse motivo elas também são conhecidas como bombas volumétricas.

Uma das suas principais características desse tipo de bomba é que elas mantêm a vazão média constante, desde que a rotação da bomba seja mantida, de forma independente de sua atuação.. Como já foi visto anteriormente, em aplicações reais a vazão sofre pequenas variações em função da pressão de operação e viscosidade do fluido.

Neste trabalho focaremos no estudo de bombas centrífugas radiais, pois todas as bombas que foram usadas para o desenvolvimento desta dissertação são desse tipo. Para entender o funcionamento das bombas centrífugas radiais é necessário entender as suas duas principais partes mecânicas, o rotor e a carcaça.

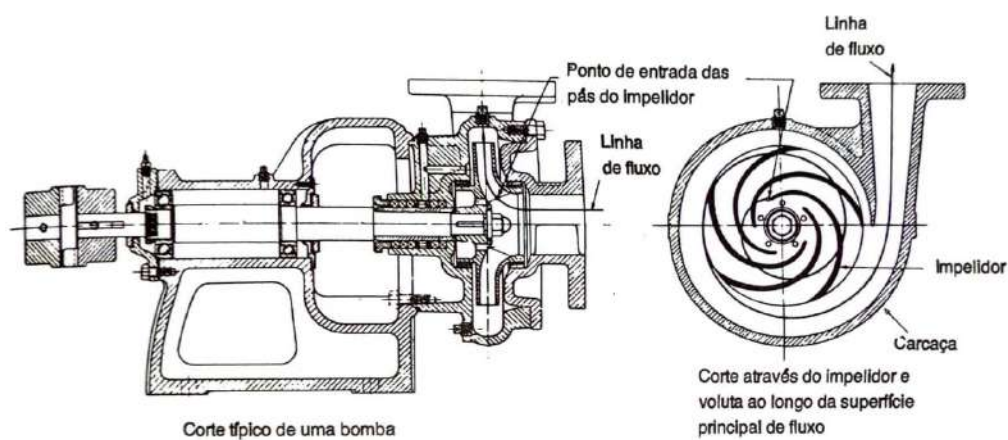
Figura 2.5 – Classificação das bombas



Fonte: Adaptado de MATTOS, FALCO (1998)

O rotor é composto por palhetas ou pás em formato helicoidal que giram em torno de seu próprio eixo. A carcaça, por sua vez, abriga tanto o rotor quanto o líquido. Uma condição básica de funcionamento dessa bomba consiste em o líquido encher completamente a carcaça, e por consequência mergulhar o rotor. Ambas as peças são mostradas na figura abaixo.

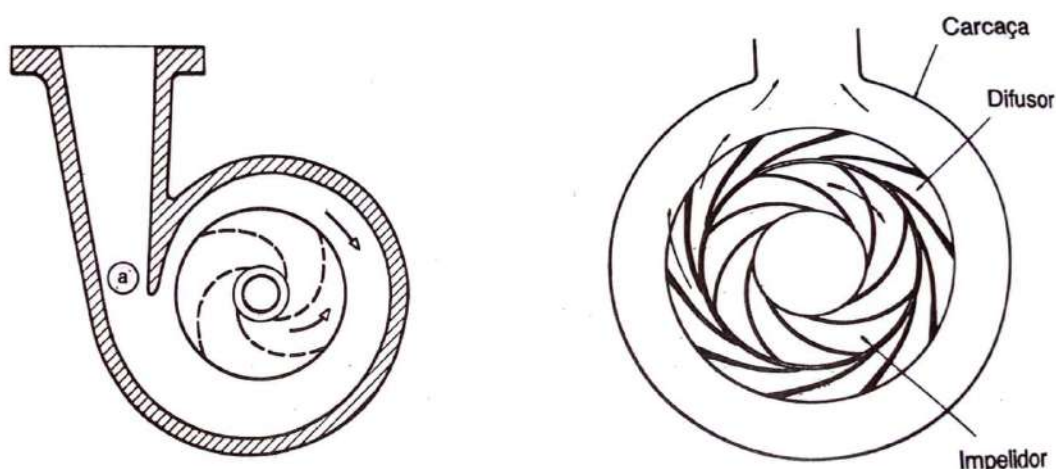
Figura 2.6 – Esquema de funcionamento de uma bomba centrífuga



Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

O princípio de funcionamento da bomba centrífuga ocorre pela rotação do rotor, criando zonas de alta e baixa pressão. A zona de baixa pressão está localizada no centro do rotor, enquanto a de alta pressão está nas extremidades, devido à força centrífuga que desloca o fluido para as partes periféricas. À medida que o fluido é deslocado para a zona de alta pressão, a zona de baixa pressão é preenchida pelo líquido, permitindo o estabelecimento do regime permanente. Conforme mostrado na figura acima, o fluido no rotor encontra uma área transversal de escoamento crescente, o que, conforme o teorema de Bernoulli, resulta na diminuição da velocidade e no aumento da pressão. Existem dois tipos de aumento de área: carcaça em voluta e carcaça com pás difusoras. A carcaça em voluta prioriza a acomodação da corrente líquida sem aumentar significativamente a pressão, buscando o equilíbrio das pressões no sentido radial. O aumento de pressão ocorre na região difusora da carcaça, após passar pela voluta. Bombas com um único rotor são chamadas de bombas de simples estágio. Por outro lado, a carcaça com difusor é amplamente utilizada em bombas com rotores em série, conhecidas como bombas de múltiplos estágios, caracterizadas pela presença de pás difusoras fixadas na carcaça. A simetria do escoamento radial permite o necessário equilíbrio de pressão (MATTOS, FALCO, 1998).

Figura 2.7 – Ilustração representativa dos tipos de carcaça em voluta (a direita) e com difusor (a esquerda)



Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

2.3 Seleção e dimensionamento de bombas

As principais referências utilizadas nesse tópico foram MATTOS, FALCO (1998), quaisquer outras referências utilizadas serão referenciadas pontualmente.

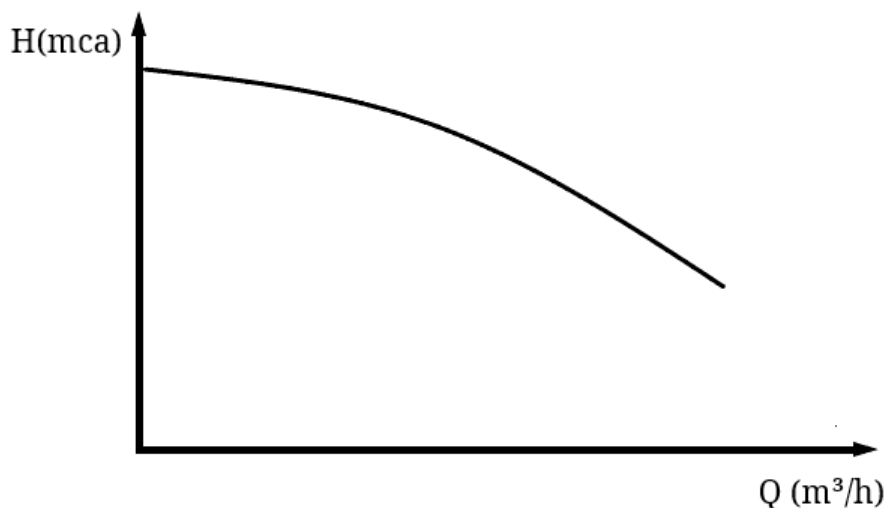
Para a seleção correta de bombas para uma determinada aplicação, deve-se levar em conta a vazão necessária, a potência absorvida e o rendimento em operação, assim como as características do sistema em questão. A maioria dessas informações é obtida através de curvas características fornecidas pelo fabricante, que são elaboradas usando água em condições padrão de temperatura e pressão. Sendo elas:

- Curva de altura manométrica x vazão
- Curva de potência absorvida x vazão
- Eficiência x vazão

2.3.1 Curvas características

Por mais que a unidade mais usada em análises teóricas usem unidades de massa, no campo prático o mais usado são unidades de peso, dessa forma a unidade mais comum em curvas de altura x vazão é metros de coluna de água.

Figura 2.8 – Ilustração representativa de uma curva característica



Fonte: Adaptado de MATTOS, FALCO (1998)

Outra curva extremamente importante é a curva de potência absorvida pela vazão. A importância dessa curva se deve ao fato de que essa informação será usada na seleção do motor de acionamento, pois corresponde à energia que a bomba consegue absorver de seu acionamento, sendo normalmente fornecida pelo fabricante da bomba.

Por fim, a última curva importante é a curva de eficiência em função da vazão, que nos permite saber quanto da potência fornecida pelo acionamento é transmitida para o fluido, sendo definida da seguinte forma:

$$\eta = \frac{Pot_c}{Pot_{abs}} \quad (2.17)$$

A potência cedida ao fluido é definida como:

$$Pot_c = \frac{\gamma QH}{75} \quad (2.18)$$

2.3.2 Situações que modificam curvas características

Como as curvas características são obtidas em situações específicas que não abrangem todas as possíveis aplicações, é necessário adaptar essas curvas para diferentes condições. Os principais fatores que modificam uma curva característica são a mudança na rotação do rotor, o diâmetro do rotor e o tipo de fluido a ser bombeado, especialmente se for viscoso. Essas relações matemáticas são determinadas pelos principais grupos adimensionais relacionados a bombas centrífugas, que incluem:

$$\pi_1 = \frac{Q}{ND^3}$$

$$\pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2}$$

$$\pi_3 = \frac{D^2 N \rho}{\mu}$$

$$\pi_4 = \frac{Pot}{\rho N^3 D^5}$$

E assim são obtidos as seguintes relações para a mudança de rotação do rotor:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.19)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.20)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.21)$$

Para mudança de diâmetro de rotores, temos duas situações: mudança de diâmetro sem que a peça seja rebaixada, ou seja, troca do rotor por outro com diâmetro diferente, e o rebaixamento do rotor. Sendo elas: Sem rebaixamento:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.22)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.23)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (2.24)$$

Com rebaixamento:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.25)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.26)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.27)$$

Com a utilização de fluidos viscosos são necessários os fatores de correção sendo utilizados da seguinte fórmula:

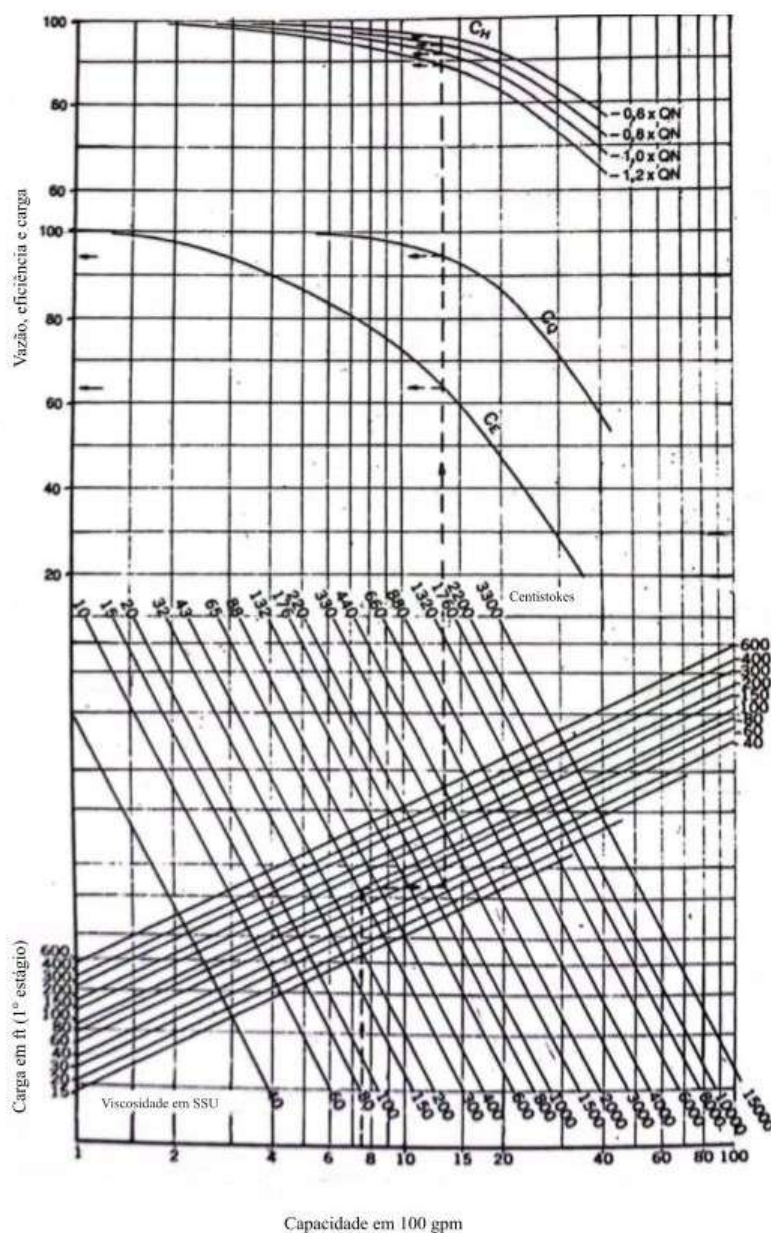
$$Q_{vis} = Q_w * CQ \quad (2.28)$$

$$H_{vis} = H_w * CH \quad (2.29)$$

$$\eta_{vis} = \eta_w * CE \quad (2.30)$$

Esses fatores de correção são obtidos através da carta fornecida pela Hydraulic Institute (figura 2.9).

Figura 2.9 – Carta de correção de curvas características para operação com fluidos viscosos



Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

2.3.3 Determinação de curva de sistema

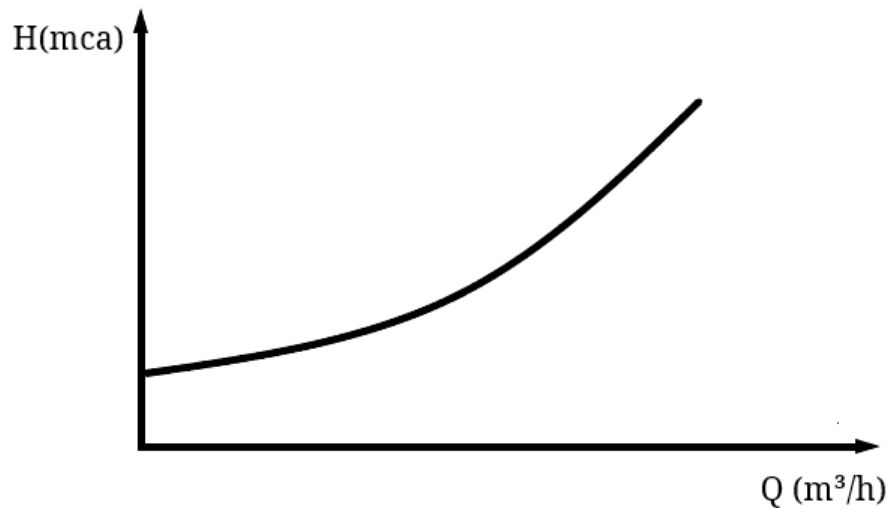
A curva do sistema descreve o comportamento do sistema hidráulico em função da vazão. A formulação básica da curva de um sistema é:

$$H = \left(\frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + (h_{fd} + h_{fs}) \quad (2.31)$$

No entanto, em alguns casos não é possível calcular ou medir a pressão de sucção e descarga do sistema, mas sim a pressão de sucção e descarga da bomba, sendo muito útil para analisar sistemas já existentes. Essa adaptação consiste em substituir o termo onde estão as pressões de sucção e descarga pela seguinte relação:

$$H = \left(\frac{P_{dB} - P_{sB}}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_{dB}^2 - V_{sB}^2}{2g} \right) \quad (2.32)$$

Figura 2.10 – Exemplo de uma curva de sistema

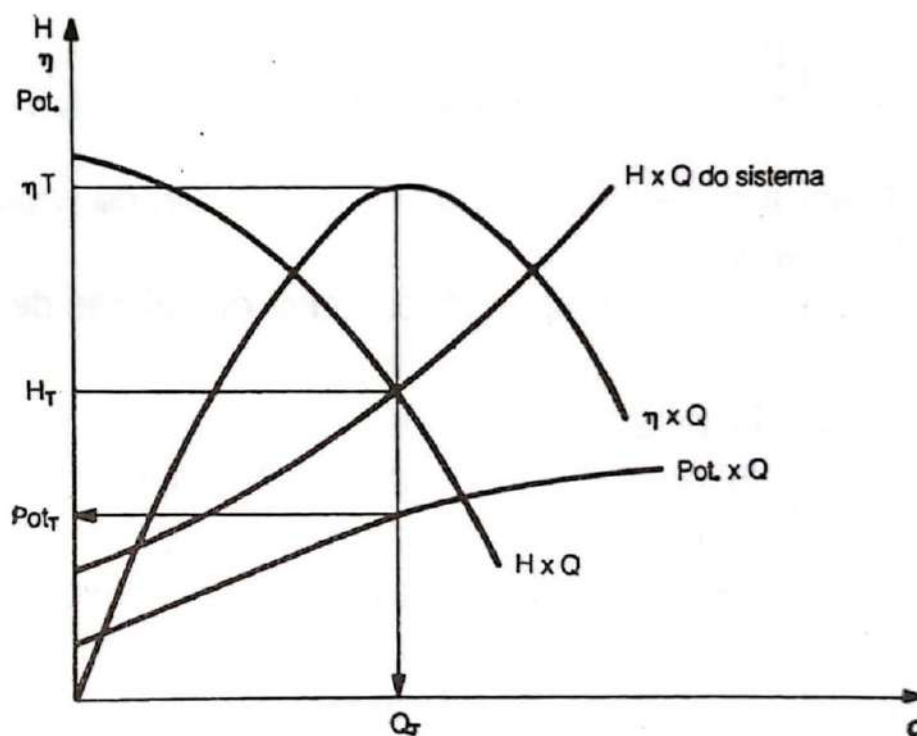


Fonte: Adaptado de MATTOS, FALCO (1998)

2.3.4 Determinação de ponto de funcionamento

A determinação do ponto de funcionamento é feita através da interseção das curvas características do sistema e da bomba. Essa interseção indica qual será a vazão e a altura manométrica em que o sistema funcionará na prática, determinando assim a vazão disponível e a altura correspondente. Ao obter a vazão do ponto de funcionamento, podemos então definir a potência absorvida e a eficiência da bomba nessa condição.

Figura 2.11 – Exemplo da determinação do ponto de funcionamento



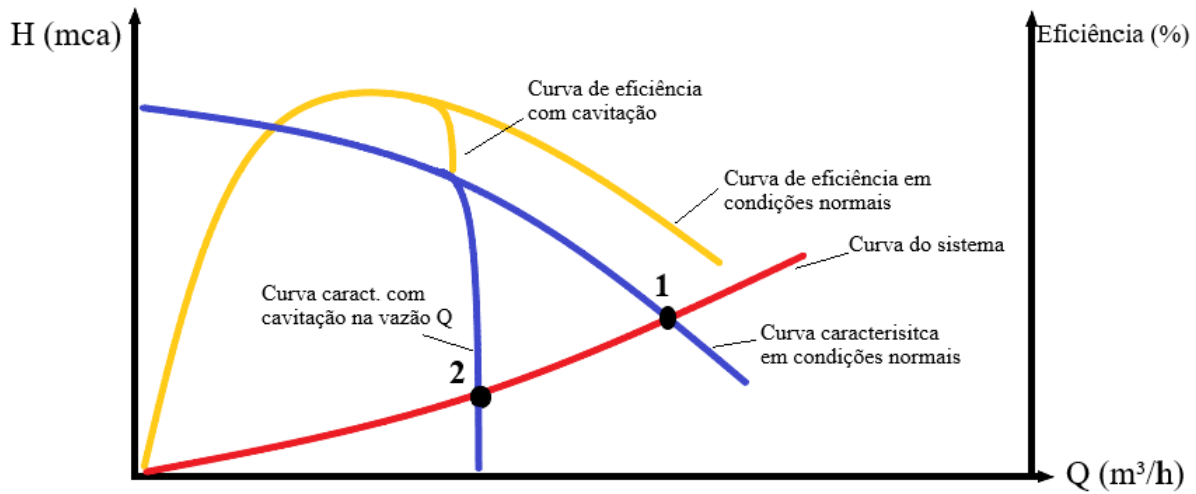
Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

2.3.5 Cavitação

A cavitação consiste no aparecimento de bolhas de vapor no fluido em escoamento e na sua implosão, causando diversos transtornos. A maneira clássica de descrever esse fenômeno é que durante o escoamento, o fluido pode atingir uma pressão inferior à pressão de vapor do mesmo, provocando assim sua vaporização. Quando o fluido volta a ter uma pressão maior do que a pressão de vapor, as bolhas de vapor formadas colapsam rapidamente, retornando ao estado líquido e gerando ondas de choque devido à diferença entre o volume específico do vapor e do líquido.

A cavitação causa ruídos, vibrações e alterações indesejadas nas curvas características. Bombas que sofrem cavitação apresentam uma queda drástica nessas curvas devido às alterações no volume específico provocadas pela mudança de estado físico do fluido.

Figura 2.12 – Efeito da cavitação na curva característica



Fonte: Adaptado de MATTOS, FALCO (1998)

Essa implosão causa uma grande danificação do material, pois cada bolha tem seu ciclo de surgimento e colapso ocorrendo em milésimos de segundo. Segundo alguns estudos teóricos, a ordem de grandeza da pressão transmitida ao material da tubulação é de 1000 atm. Além disso, pode aumentar a temperatura devido à ocorrência de ações mecânicas repetitivas.

Para evitar a cavitação, temos os números denominados NPSH (Net Positive Suction Head) requerido e disponível. O NPSH requerido é interpretado como a quantidade mínima de energia absoluta por unidade de peso que deve existir na sucção para que não haja cavitação, sendo formulado como:

$$NPSH_r = h_{fi} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{\lambda V_{r1}^2}{2g} \quad (2.33)$$

No entanto, essas curvas são normalmente obtidas através de testes de cavitação, sendo assim fornecidas pelo fabricante da bomba. Já o NPSH disponível é definido como:

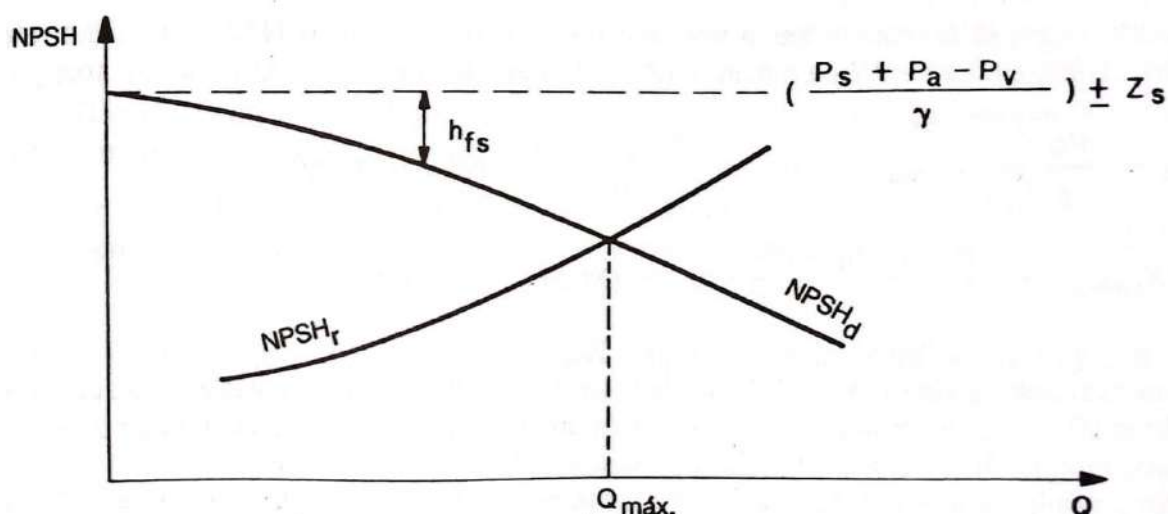
$$NPSH_d = \frac{P_{sB}}{\gamma} + \frac{V_{sB}^2}{2g} + \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \quad (2.34)$$

Para que não haja cavitação deveremos seguir o seguinte critério que nos garante uma margem de segurança segura:

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0,6 \quad (2.35)$$

A vazão máxima permissível pode ser encontrada com a intersecção das curvas construídas com os $NPSH_r$ e $NPSH_d$ como mostra a figura abaixo.

Figura 2.13 – Vazão máxima para não ocorrer cavitação



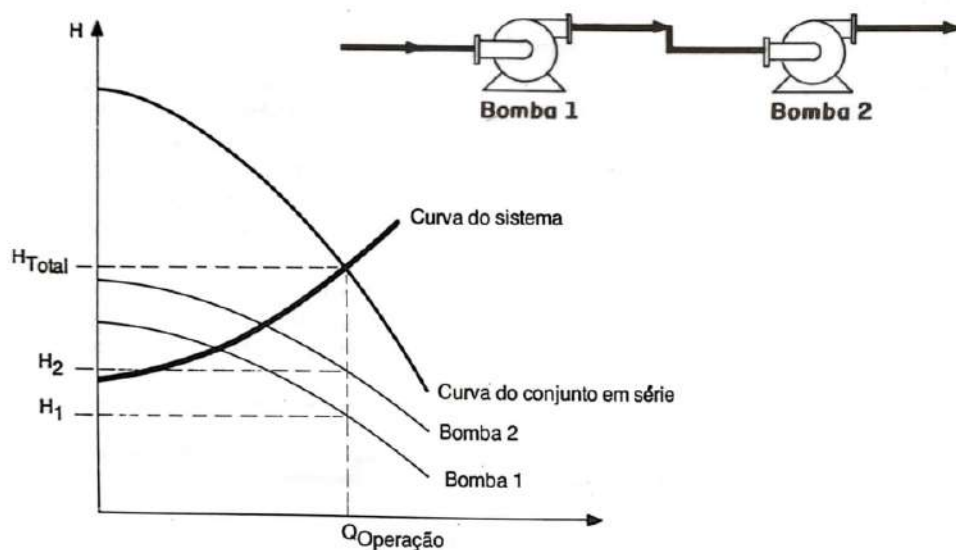
Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

2.3.6 Associação de bombas

A associação de bombas é usada para contornar a dificuldade de atender uma vazão ou altura manométrica muito altas. Essa associação pode ocorrer em paralelo ou em série, sendo a associação em paralelo caracterizada pelo aumento da vazão do sistema e a em série pelo aumento da pressão.

Sistemas de bombeamento com suas bombas em série sofrem um fenômeno parecido com bombas de múltiplos estágios, ou seja, cada bomba em série aumenta a carga manométrica do escoamento. Esse aumento corresponde à soma das alturas manométricas a cada vazão, como mostra a figura abaixo. Essa mudança também causa uma alteração no ponto de funcionamento do sistema como um todo, como mostra a figura 2.15.

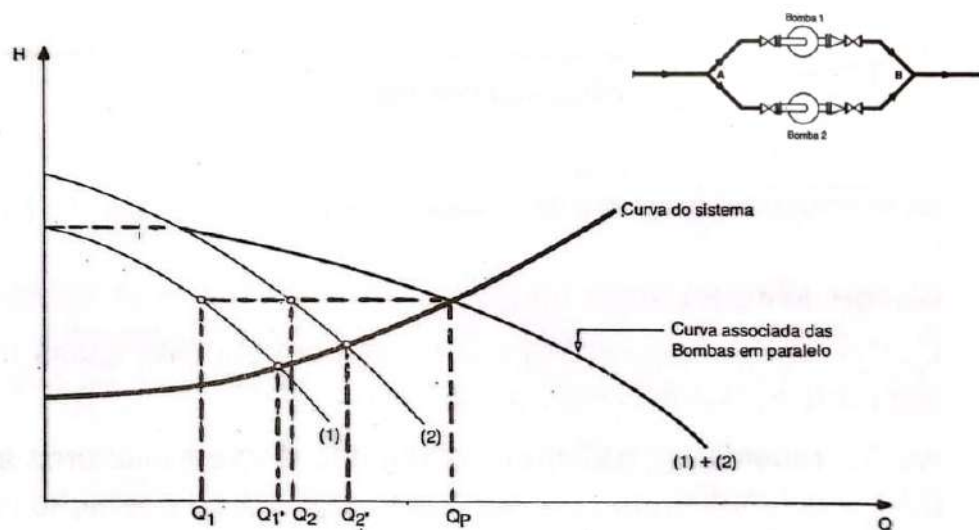
Figura 2.14 – Modificação do ponto de funcionamento com bombas em série



Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

De forma semelhante acontece com sistemas com bombas em paralelo, no entanto o aumento aparece na sua vazão. Essa nova vazão é obtida através da soma das vazões com as mesmas alturas manométricas (figura 2.16).

Figura 2.15 – Modificação do ponto de funcionamento com bombas em paralelo



Fonte: MATTOS, FALCO, 1998

2.4 Processo de fabricação de açúcar

O setor sucroalcooleiro tem como base a plantação e colheita de cana-de-açúcar para a produção de açúcar e álcool. Este trabalho focará na fabricação de açúcar e na melhoria de uma parte desse processo fabril.

A primeira etapa tanto para a produção de açúcar quanto para álcool é a moagem da cana. A cana é esmagada na moenda, obtendo-se o caldo de açúcar na sua forma in natura, com todas as impurezas, matérias orgânicas e inorgânicas misturadas. Para resolver isso, é realizado o processo de peneiramento e decantação para separar a maior parte das impurezas presentes no caldo in natura. Posteriormente, é feito o tratamento químico chamado de clarificação, onde são removidos os elementos que conferem cor ao caldo, resultando no caldo clarificado. Com o caldo devidamente tratado, ele passa pelo processo de evaporação para retirar aproximadamente 75% da água presente, transformando-o em xarope concentrado. Este xarope concentrado passa então pelo processo de cozimento, onde é aquecido novamente em baixas temperaturas para a formação dos cristais de açúcar, recuperando-se entre 80 a 85% da sacarose presente no xarope. Como subproduto, temos o mel, utilizado na fabricação de etanol. Para separar os cristais de açúcar do mel, é realizado o processo de centrifugação, que utiliza a força centrífuga e as diferenças de propriedades físicas para separá-los fisicamente. Por fim, o açúcar obtido é seco e peneirado para passar pelos processos de beneficiamento (Usina Santa Délia, 2024).

No artigo publicado por Zailer Astolfi Filho, intitulado "Propriedades Reológicas e Termofísicas de Caldos de Cana Utilizados no Processo de Obtenção de Bioetanol," o autor apresenta valores de propriedades termofísicas para caldos de cana bruto, clarificado e misto em uma faixa de temperatura variando entre 277,4 K e 373,4 K. Nessa faixa, a densidade apresenta valores de 1044,5 a 189,5 kg/m³, assim como a condutividade, de 0,4475 a 0,493 W/m.K. Os valores de viscosidade dos caldos de cana variam na faixa de 5,0 a 0,04 mPa.s, e o calor específico varia entre 3601,8 e 3802,9 J/kg.K.

Entretanto, no artigo publicado por Tiemi Umebara (2010), tanto para o caldo in natura quanto para o caldo clarificado, os valores de viscosidade ficaram na faixa de 0,78 a 1,06 cP, indicando comportamento de um fluido Newtoniano.

2.5 Conclusões da revisão bibliográfica

Os princípios de mecânica dos fluidos de Bernoulli e perda de carga, juntamente com os conhecimentos apresentados sobre bombas hidráulicas, como curva característica e cavitação, foram utilizados para analisar o ponto de funcionamento e a ocorrência de cavitação das bombas em operação e nas propostas.

Já os conceitos da Lei de Potência foram empregados para validar as simulações do escoamento do sistema em análise. Os conceitos de perda de carga também foram utilizados para calcular as condições iniciais da simulação.

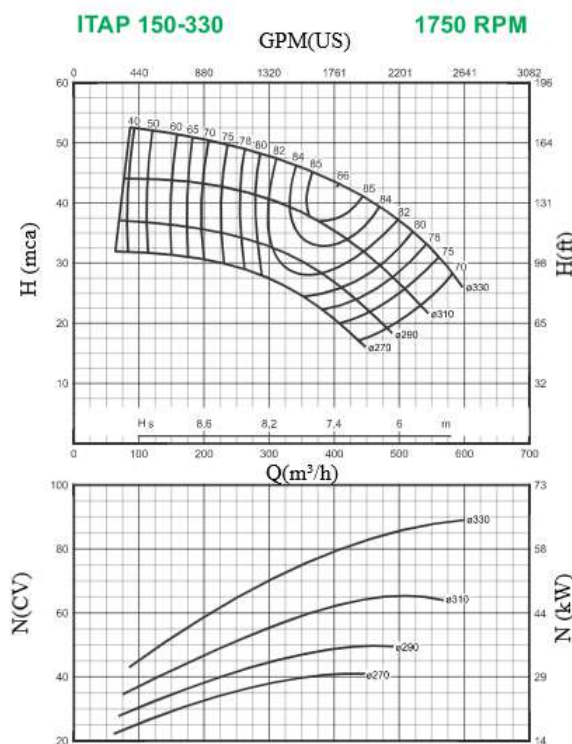
3 MATERIAIS E METODOS

3.1 Seleção de bombas e análise de um sistema de bombeamento

Para o funcionamento ideal de uma bomba hidráulica, é necessário verificar o ponto de funcionamento da bomba e se o ponto de funcionamento atende às necessidades do processo. Esse deve ser o foco ao selecionar uma bomba nova ou verificar o funcionamento de um sistema já existente.

Primeiramente, analisamos os dados fornecidos pelo fabricante, como as curvas características e a altura de sucção. A Figura 3.1 mostra as curvas características e de potência cedida fornecidas pelo fabricante. Os demais dados fornecidos pelo fabricante, como as condições para obtenção das curvas, estão na Tabela 4.1:

Figura 3.1 – Dados fornecidas pelo fabricante



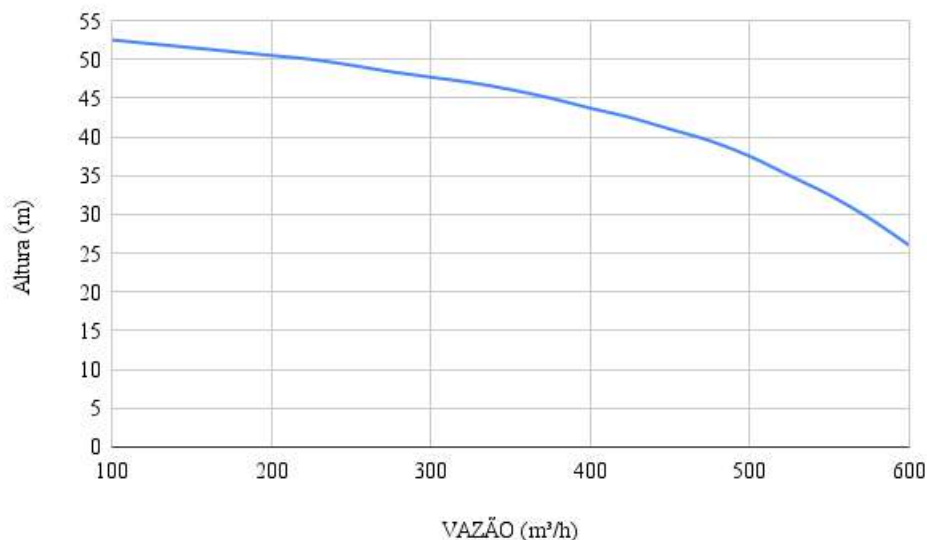
Fonte: IMBIL, 2023

Para permitir os cálculos de forma conveniente, as curvas características foram interpoladas no Google Docs. A interpolação foi feita manualmente, utilizando o método de tentativa e erro para se aproximar ao máximo da curva fornecida pelo fabricante.

Como habitualmente é necessário adaptar as curvas características em relação a mudança de rotação, diâmetro do rotor e mudança de fluido, como vimos anteriormente.

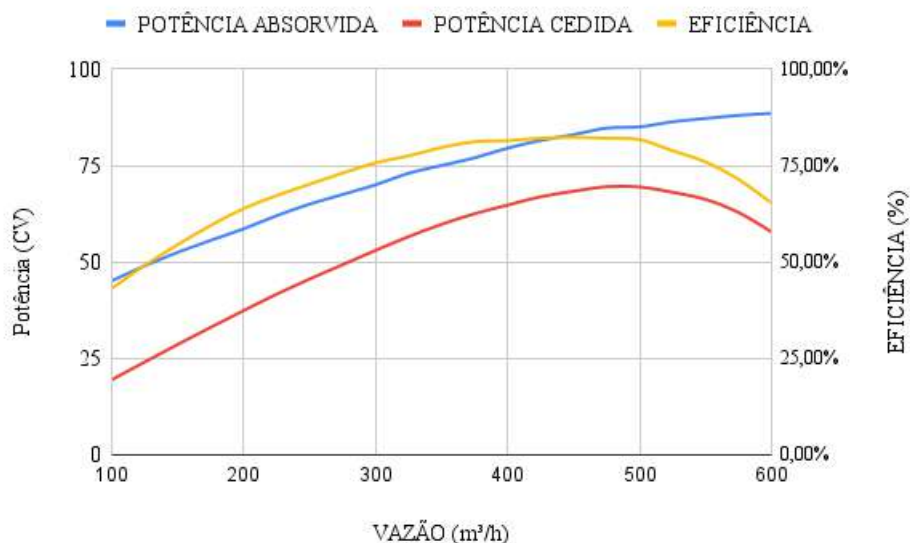
Como o caso em estudo constitui bombas iguais em paralelo, é necessário dobrar a escala da vazão, pois as vazões são somadas nessa situação.

Figura 3.2 – Curva característica interpolada



Fonte: Própria Autoria

Figura 3.3 – Curvas de potência e eficiência interpolada



Fonte: Própria Autoria

Por simplificação foram consideradas as tubulações de sucção e descarga juntamente com as bombas como um elemento único, e dessa forma sendo necessário considerar a sua perda de carga e subtraí-la da carga mostrada da curva característica.

A perda de carga foi calculada utilizando a correlação de Churchill considerando o caldo de cana a viscosidade igual a da água como vimos na tese de Tiemi Umebara (2010) e a densidade mostrada no artigo de Zailer Astolfi Filho (2011).

Para a verificação de existência de cavitação serão calculados o NPSH disponível segundo a literatura e o NPSH requerido foi calculado usando a expressão disponibilizada

pelo fabricante, sendo ela:

$$NSPH_r = 10 - H_{suc} + 0,5 + \frac{V^2}{2g} \quad (3.1)$$

Os valores de altura de sucção foram obtidos interpolando os valores fornecidos pelo fabricante junto com as curvas características.

Isolando a vazão na equação 3.1 do critério de cavitação temos a relação de máxima velocidade permissível:

$$V_{max} = (2g(NSPH_r + H_{suc} + 10,5))^{1/2} \quad (3.2)$$

E com isso obtemos a máxima vazão permissível aplicando a equação 3.2 na equação da continuidade.

$$Q_{max} = \frac{V_{max} 3600 \pi D_{suc}^2}{4 * 10^6} \quad (3.3)$$

Por fim, será construída a curva do sistema. Conforme mencionado anteriormente, as tubulações de sucção e descarga junto com suas respectivas bombas foram consideradas como um único elemento.

Utilizando novamente a correlação de Churchill para essa configuração e os demais dados necessários, é possível obter a curva do sistema.

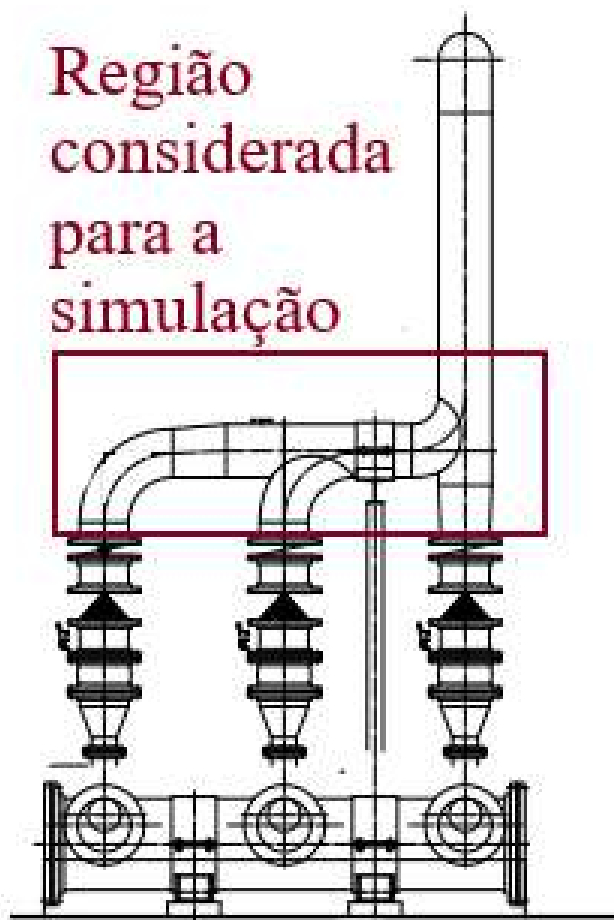
Para encontrar o ponto de funcionamento, iremos sobrepor a curva característica já adaptada com todas as simplificações à curva do sistema.

Um método eficiente e simples para analisar a eficiência de um sistema de bombeamento é utilizar a equação da curva do sistema, utilizando as pressões de entrada e saída das bombas, obtidas no campo.

3.2 Simulação do escoamento

Para realizar análises mais detalhadas sobre o escoamento na tubulação, foram realizadas simulações numéricas utilizando o software ANSYS. O modelo foca especificamente na parte após as válvulas de vedação e na entrada da tubulação unificada. Isso garante uma simulação coerente com a realidade e suficiente para as conclusões deste trabalho.

Figura 3.4 – Região simulada



Fonte: Própria Autoria

Primeiramente, para realizar a simulação, é necessário determinar ou assumir as condições iniciais e de contorno para o modelo a ser simulado, além de simplificar o modelo de maneira adequada e coerente.

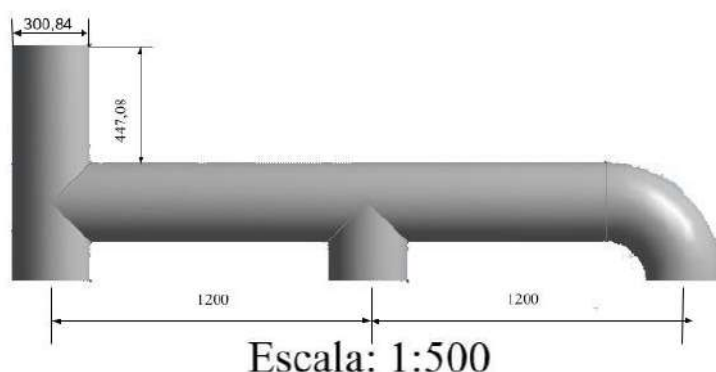
A pressão de descarga, que corresponde à pressão nos pontos de entrada do modelo (inlet 1, 2 e 3), foi obtida subtraindo-se o valor medido em campo das bombas em análise da perda de carga calculada no trecho entre a descarga da bomba (utilizando a correlação de Churchill) e a variação de altura, considerando a vazão mencionada anteriormente, na entrada do sistema, descrita numericamente:

$$P_2 = P_1 - h_f - \Delta Z \quad (3.4)$$

Já a obtenção da pressão na saída do sistema é conseguida através do mesmo cálculo descrito acima, mas considerando as perdas de carga nas uniões.

Para determinar a velocidade de entrada e a velocidade de saída do sistema, utilizaremos o teorema de Bernoulli para fluidos reais. Ou seja, para a velocidade de entrada do sistema,

Figura 3.5 – Modelo a ser simulado



Fonte: Própria Autoria

utilizaremos como ponto inicial a descarga da bomba, onde todos os dados são conhecidos. E para a velocidade de saída do sistema simulado, partiremos dos valores calculados anteriormente.

Com essas considerações e resultados, temos as nossas condições iniciais para a simulação:

Tabela 3.1 – Condições iniciais da simulação

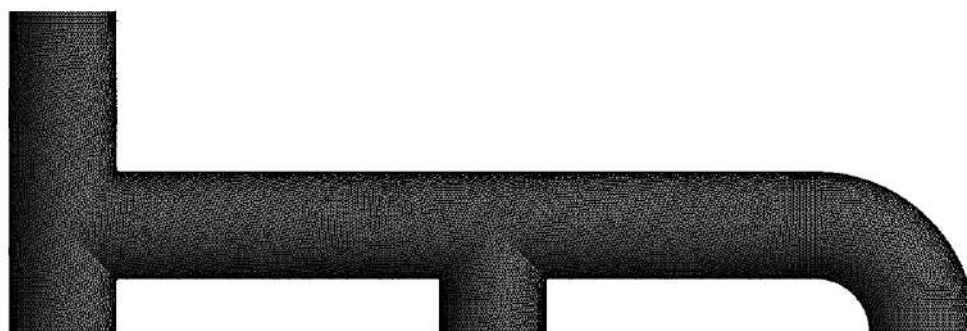
Condição	Valor
Pressão de entrada no sistema (individual) (Pa)	519920
Vazão de entrada no sistema	$200 \text{ m}^3/h$
Pressão de saída do sistema (Pa)	528096

Fonte: De Própria autoria

Em seguida, foi gerada uma malha com elementos seguindo o programa, com arestas de 10 mm (figura 3.3), e posteriormente foi refinada nas paredes para considerar a condição de velocidade zero nas paredes. Foi utilizado o modelo k-omega para modelar a turbulência da água escoando na tubulação em temperatura ambiente para a análise de CFD, respeitando as condições iniciais.

O modelo k-omega foi escolhido porque o método k-epsilon tende a superestimar a velocidade no centro do tubo e subestimar perto da parede.

Figura 3.6 – Malha a ser utilizada



Escala: 1 : 250

Fonte: Própria Autoria

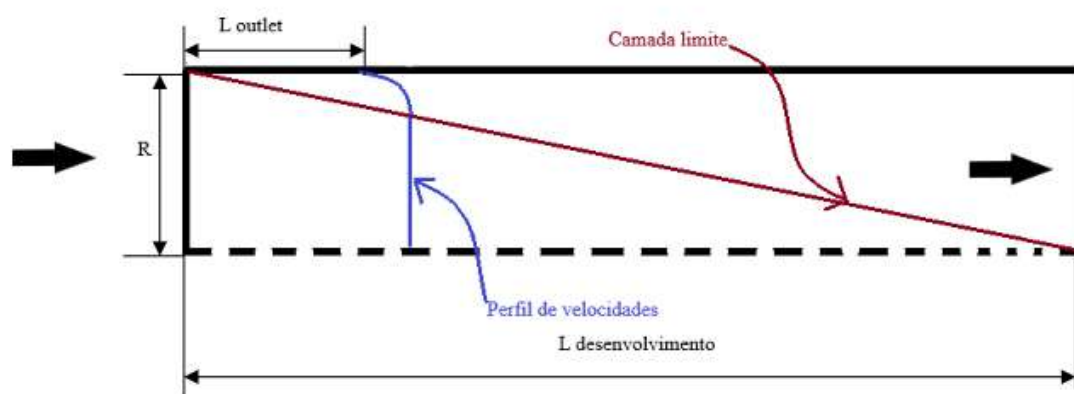
Outras condições de contorno utilizadas incluíram a velocidade uniforme a montante na entrada, temperatura uniforme de 300 K em todo o meio, consideração de um duto rígido e a adoção do regime permanente.

Para validar as simulações, serão realizadas duas análises principais. Primeiramente, será realizada uma análise da malha para verificar se alterações na malha interferem nos resultados da simulação. Além disso, será comparado um perfil de velocidade calculado pela lei de potência, considerando a influência do comprimento de entrada, com os resultados obtidos pela simulação.

A lei de potência descreve um perfil de velocidade plenamente desenvolvido, enquanto a análise de perfil de velocidades na simulação considera um escoamento ainda não completamente desenvolvido. Para adaptar esses resultados, foi calculado o comprimento de desenvolvimento do escoamento. A partir disso, traçou-se uma linha reta do ponto localizado no fim do comprimento de desenvolvimento, no centro do tubo, até o ponto na parede no início do comprimento de desenvolvimento. Essa linha reta estima a camada limite do escoamento, onde a velocidade é constante e igual à velocidade máxima do escoamento na parte interna da camada limite.

Para determinar a espessura da camada limite no ponto de análise, encontrou-se a posição de saída do sistema de simulação na linha da camada limite. Dentro da camada limite, foi criado um perfil de velocidade vertical, enquanto fora dela os valores foram completados com os valores da lei de potência para seguir o perfil de velocidade.

Figura 3.7 – Imagem ilustrativa para a criação da curva de lei de potência adaptada



Fonte: Própria Autoria

4 RESULTADOS

4.1 Análise do sistema de bombeamento atual

Para iniciar o estudo de caso, foi feita a análise da configuração atual, focada na aplicação das bombas em uso para verificar se são adequadas para esta aplicação. Na Tabela 4.1, estão listadas as principais informações sobre a bomba utilizada neste sistema, que serão empregadas no cálculo do ponto de funcionamento da bomba. Todos os gráficos foram gerados utilizando planilhas do Google Docs.

Tabela 4.1 – Dados da aplicação da bomba

Modelo	ITAP 150 - 330
Diâmetro do rotor	330mm
Rotação	1775 RPM
Fluido do escoamento	CALDO DE CANA (90 °C)
Diâmetro do flange de sucção	200mm
Diâmetro do flange de descarga	150mm
Pressão de sucção	51,66 MCA
Pressão de descarga	4,133 MCA

Fonte: De Própria autoria

Na Tabela 4.2, estão disponibilizados os dados fornecidos pelo fabricante, os quais contêm as condições em que a curva característica original da bomba foi construída. Estes dados são fundamentais para o cálculo do ponto de funcionamento da bomba e para a análise detalhada do sistema em questão.

Tabela 4.2 – Dados do fabricante para a obtenção da curva característica

Modelo	ITAP 150 - 330
Diâmetro do rotor	330mm
Rotação	1750 RPM
Fluido do escoamento	AGUA 20 °C
Diâmetro do flange de sucção	200mm
Diâmetro do flange de descarga	150mm

Fonte: De Própria autoria

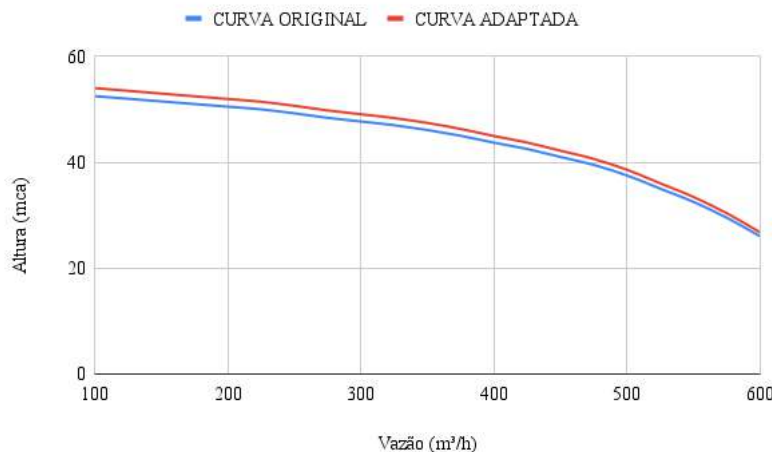
Interpolando os dados fornecidos pelo fabricante da Figura 3.1 com os valores das imagens 3.2 e 3.3.

Como a rotação utilizada pelo fabricante para obter as curvas é diferente da rotação usada no sistema em análise, foi necessário realizar cálculos para adaptar a curva às mudanças na rotação. Na Figura 4.1, temos a curva original (em vermelho) e a curva após o processo de adaptação (em azul). Além disso, é necessário verificar se há similaridade dinâmica entre o fluido utilizado na aplicação e o fluido usado para obter a curva característica pelo fabricante.

$$Re_a \cong Re_b \rightarrow \frac{\rho_a V D}{\mu_a} \cong \frac{\rho_b V D}{\mu_b} \rightarrow \frac{\rho_a}{\mu_a} \cong \frac{\rho_b}{\mu_b} \rightarrow \frac{1000 \text{ kg/m}^3}{1 \text{ cp}} \cong \frac{1.044,5 \text{ kg/m}^3}{1,06 \text{ cp}} \rightarrow 1000 \cong 985,38$$

Como os fluidos são 98,5% semelhantes iremos o considerar o mesmo fluido para os calculos.

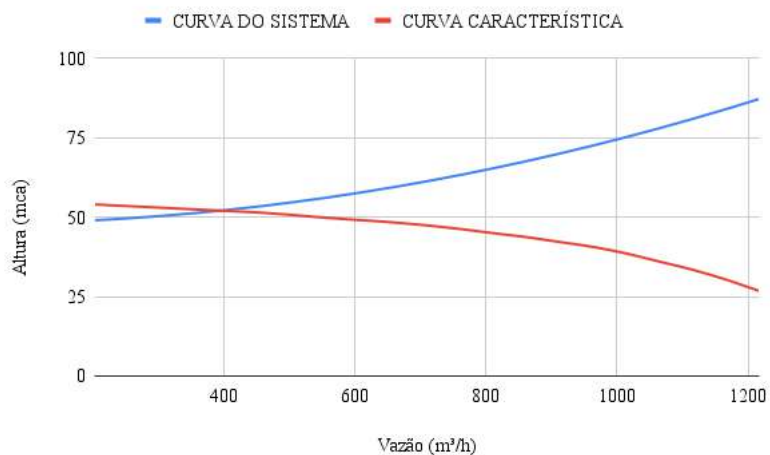
Figura 4.1 – Comparação da curva característica original e a adaptada



Fonte: Própria Autoria

Para calcular a curva do sistema foi utilizada a equação 2.32 considerando os dados da tabela 4.1. Sobrepondo as curvas característica e de sistema para a condição de 2 bombas temos:

Figura 4.2 – Ponto de funcionamento da configuração atual

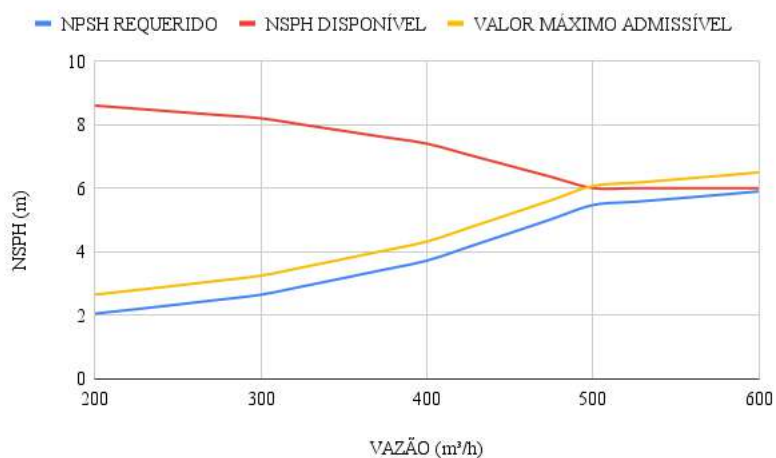


Fonte: Própria Autoria

A figura acima demonstra que a vazão obtida por essa configuração é de aproximadamente 400 m³/h e não atende à demanda de 800 m³/h.

Fazendo uso das curvas de NPSH e utilizando o resultado obtido pela simulação com uma única bomba, é perceptível que não há risco de cavitação nessas condições de operação.

Figura 4.3 – Curvas de NPSH para a configuração atual

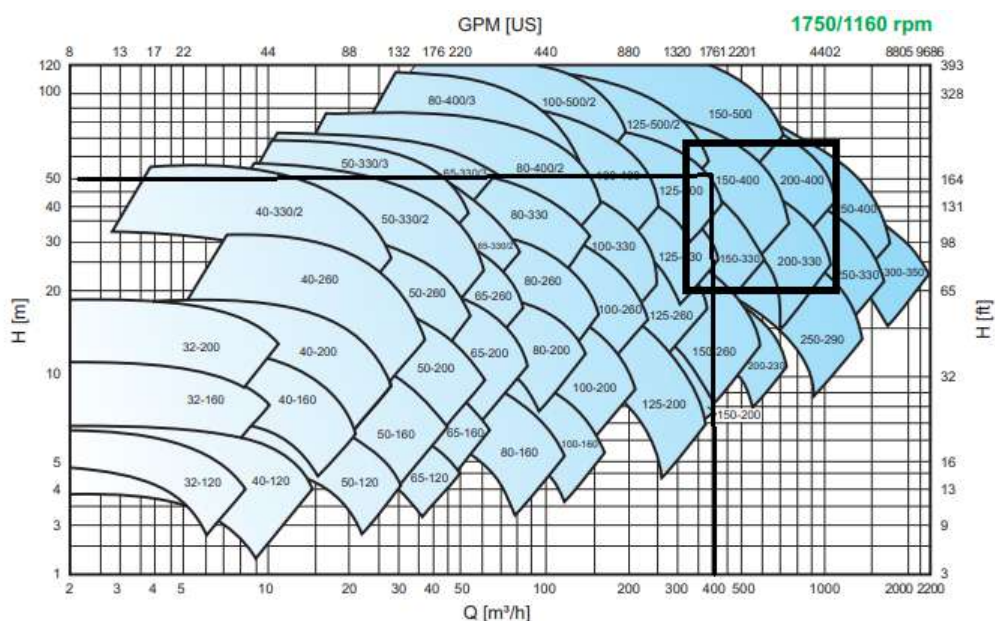


Fonte: Própria Autoria

4.2 Seleção e dimensionamento de novas bombas

Para uma seleção mais assertiva foi utilizada a carta de aplicação fornecida pela fabricante, buscando uma bomba que atenda a demanda de pressão e vazão.

Figura 4.4 – Carta de aplicação do fabricante



Fonte: Própria Autoria

Cruzando os dados percebe-se que uma bomba promissora para atender a essa aplicação é a ITAP 150 - 400 pois como visto no figura 4.4, o cruzamento dos dados da vazão necessária com a carga oferecida pelo sistema indicam que esta é a bomba mais adequada. Interpolando os dados da curva fornecida tem-se:

Figura 4.5 – Curva característica interpolada da bomba proposta

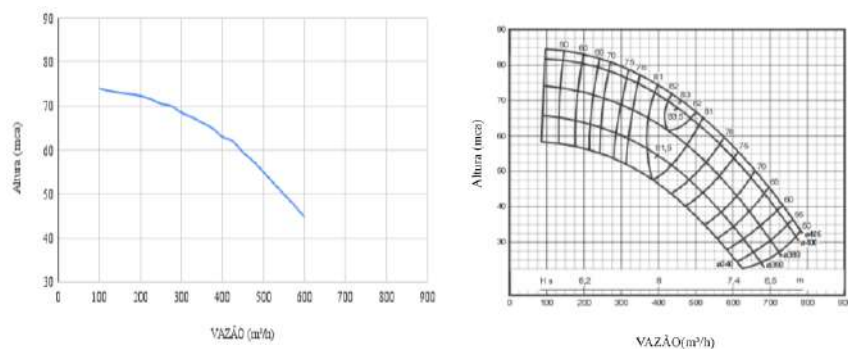
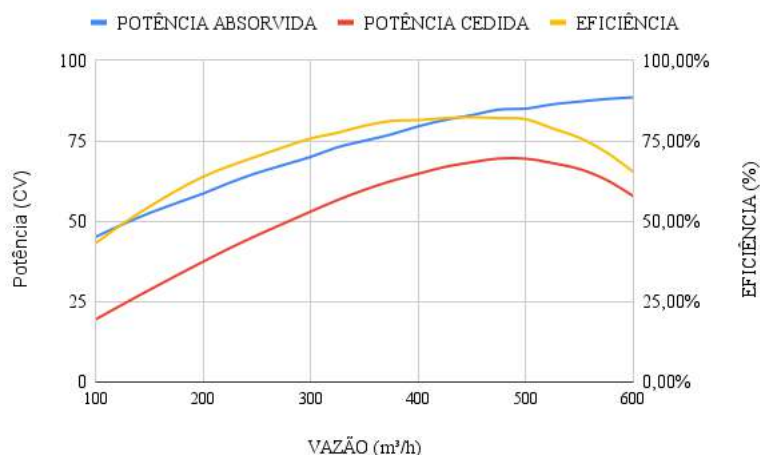


Figura 4.6 – Curvas de potência e eficiência interpolada da bomba proposta

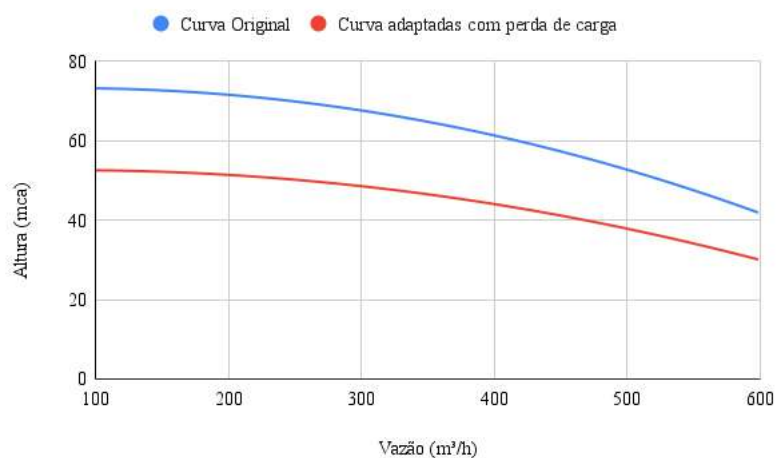


Fonte: Própria Autoria

Da mesma forma como ocorreu na análise anterior, foi necessário adaptar as curvas características. Nesse caso, a adaptação foi devido à mudança de rotação e ao diâmetro do rotor original, sendo este um rotor rebaixado. Esses cálculos foram feitos de maneira separada e subsequente, e o valor ideal de diâmetro foi obtido por meio de um processo iterativo, resultando no rotor de 315 mm. Na figura 4.7, a curva original está em vermelho e a curva adaptada em azul.

Realizando os cálculos e simplificações, obtém-se a curva das bombas juntamente com seus elementos de sucção e descarga, incluindo suas respectivas perdas de carga. Assim, temos a curva característica considerando as perdas de carga.

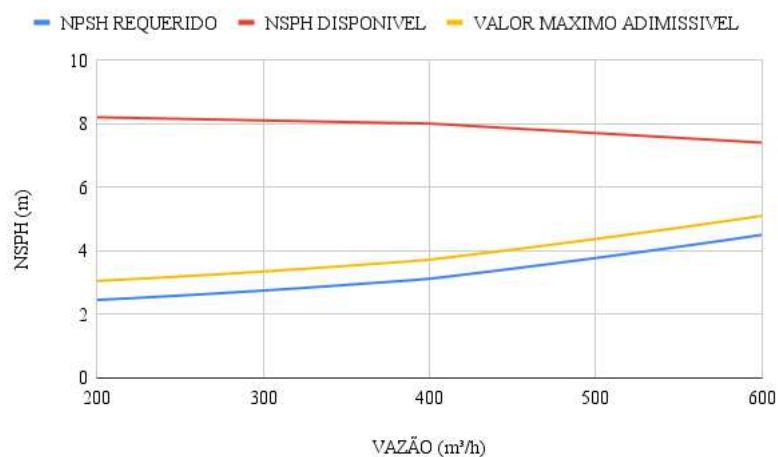
Figura 4.7 – Curvas característica adaptada considerando a perda de carga em comparação com a curva característica



Fonte: Própria Autoria

Utilizando o mesmos cálculos de NPSH substituindo para a bomba Itap 150-400, obtém-se:

Figura 4.8 – Curvas de NPSH da bomba proposta

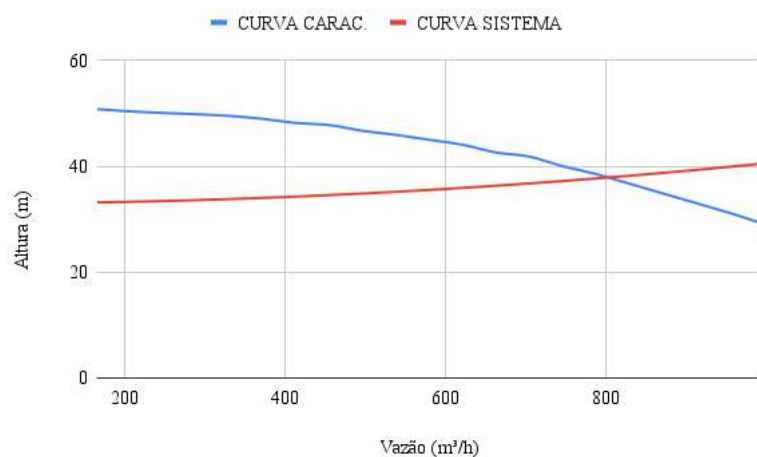


Fonte: Própria Autoria

Como pode-se observar, para todas as vazões admissíveis não há o risco de cavitação, pois não é observado o cruzamento das curvas de NPSH requerido e disponível.

Por fim, calculando a curva do sistema utilizando a fórmula 2.31 e sobrepondo as curvas.

Figura 4.9 – Ponto de funcionamento da bomba proposta



Fonte: Própria Autoria

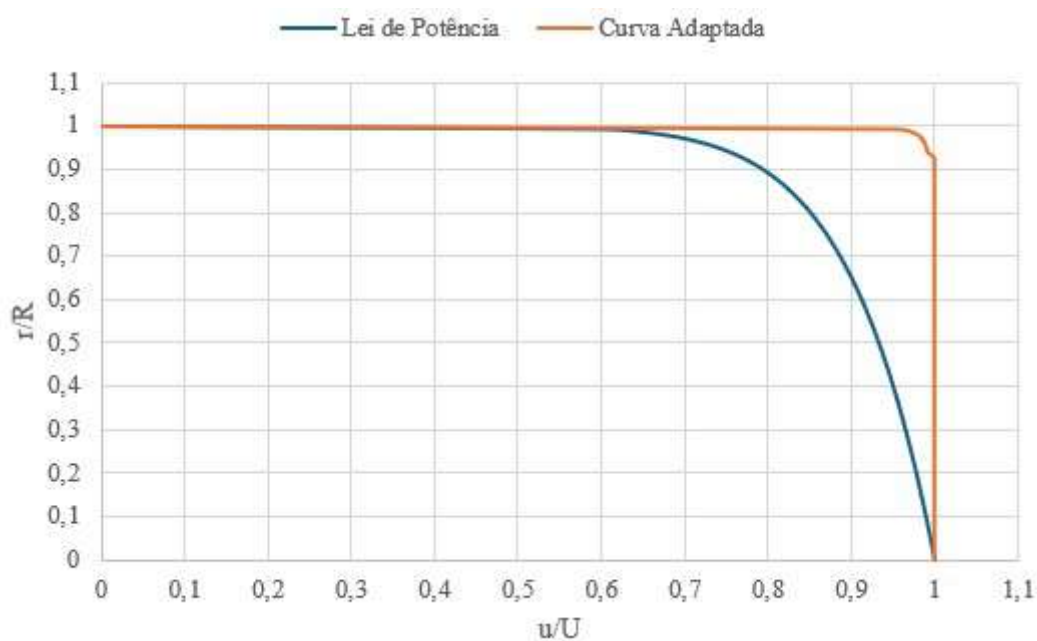
Como há a interseção das curvas características e de sistema na vazão necessária, pode-se considerar essa bomba como a ideal para essa aplicação.

4.3 Análise da existência de preferência de fluxo

4.3.1 Validação das simulações

O perfil de velocidades a ser usado é demonstrado na figura 4.10.

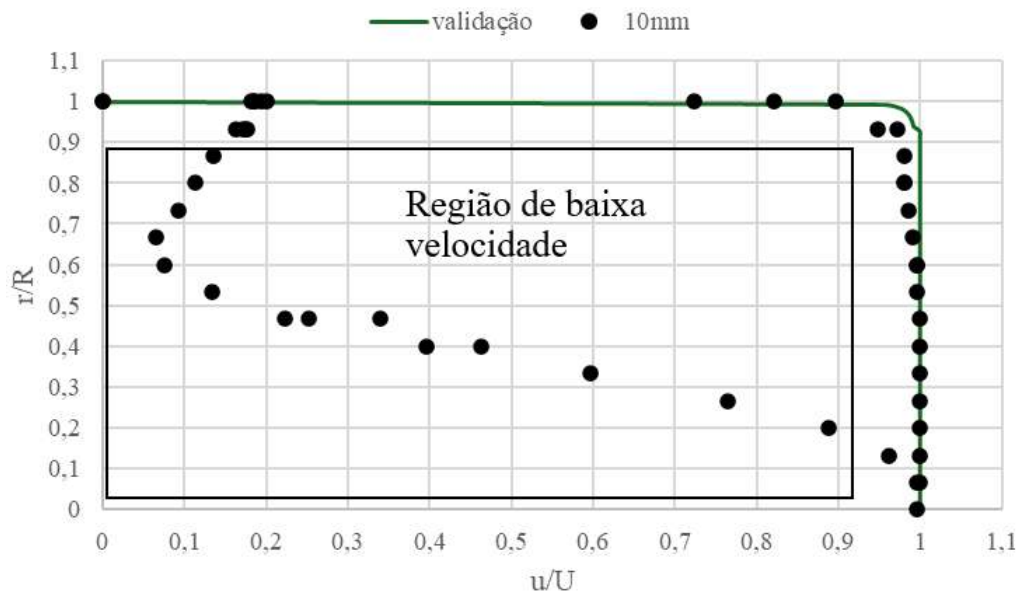
Figura 4.10 – Perfil de velocidades calculado



Fonte: Própria Autoria

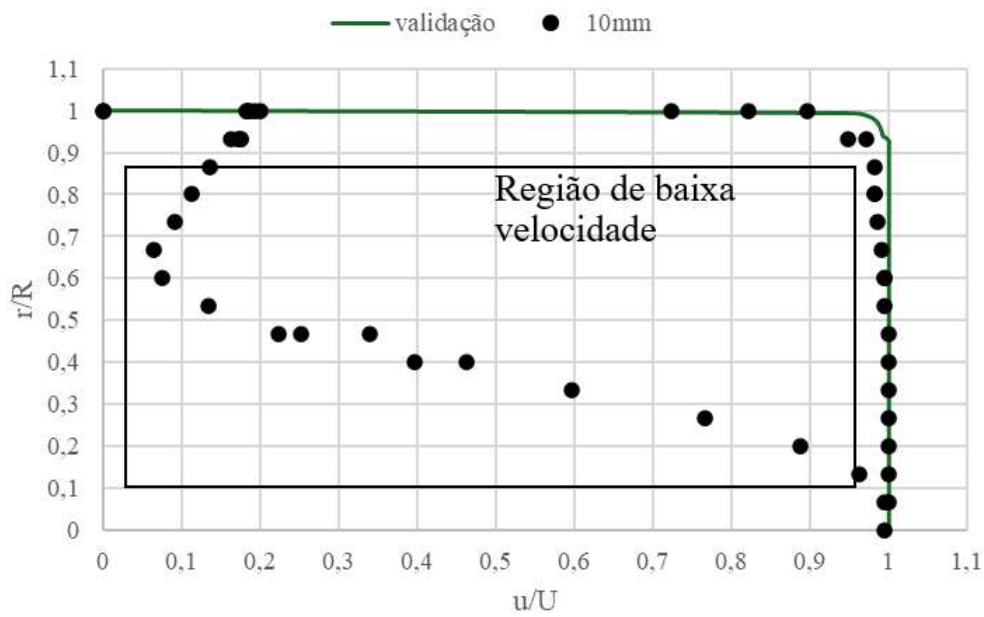
Como foram feitas diversas simulações em situações diferentes essas simulações tiveram que ser validadas individualmente. Os demais resultados estão em anexo.

Figura 4.11 – Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas



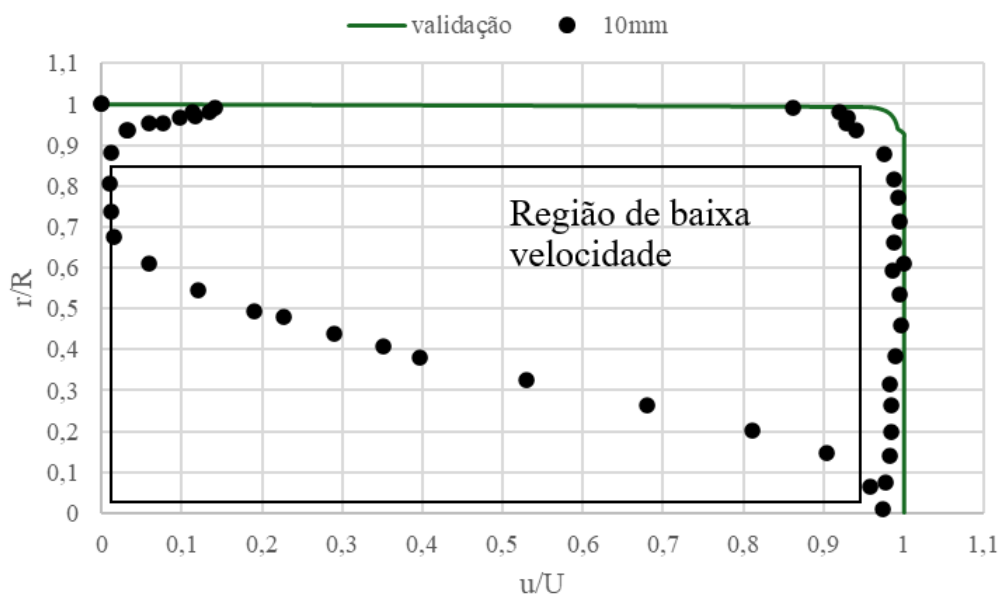
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.12 – Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas



Fonte: Própria Autoria

Figura 4.13 – Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas



Fonte: Própria Autoria

Como é visível para a configuração de tubos atual a malha ideal é de 10mm. O perfil não convergente ao perfil de velocidades calculado ocorre devido a geometria do sistema de tubulação.

4.3.2 Avaliação da existência de preferência de fluxo

Com as situações validadas iremos avaliar a existência de preferência de fluxo.

Na situação em que as bombas 1 e 2 estão ligadas, a Figura 4.14 mostra que há diferença de pressão entre as saídas das bombas. Ao calcular a diferença percentual entre elas, obteve-se um resultado de 3%.

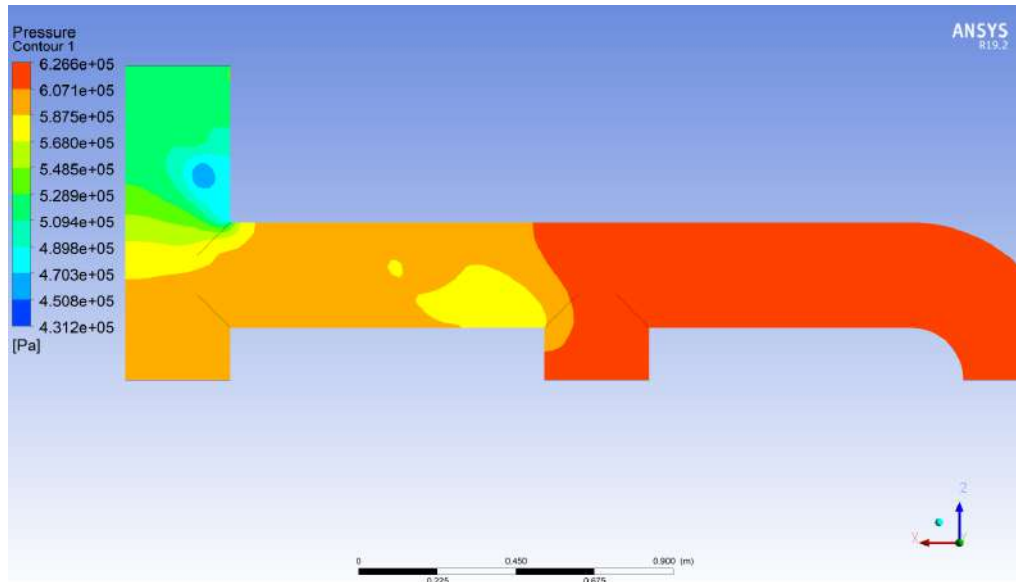
A Figura 4.15 apresenta o contorno de velocidade do sistema, que demonstra o resultado obtido pela validação. Em uma metade do tubo de saída, observa-se um escoamento não desenvolvido, enquanto na outra metade há um perfil de baixa velocidade.

Na Figura 4.16, é possível observar o comportamento vetorial das velocidades do escoamento. É visível a formação de vórtices devido às características geométricas da tubulação. No entanto, esses vórtices não são significativos o suficiente para afetar o escoamento.

Nas Figuras 4.17, 4.18 e 4.19, têm-se, respectivamente, os resultados dos contornos de pressão, de velocidade e do vetor de velocidade para a situação em que as bombas 1 e 3 estão ligadas. Os resultados foram muito semelhantes aos da situação das bombas 1 e 2 ligadas, incluindo a diferença percentual de 3% entre as bombas.

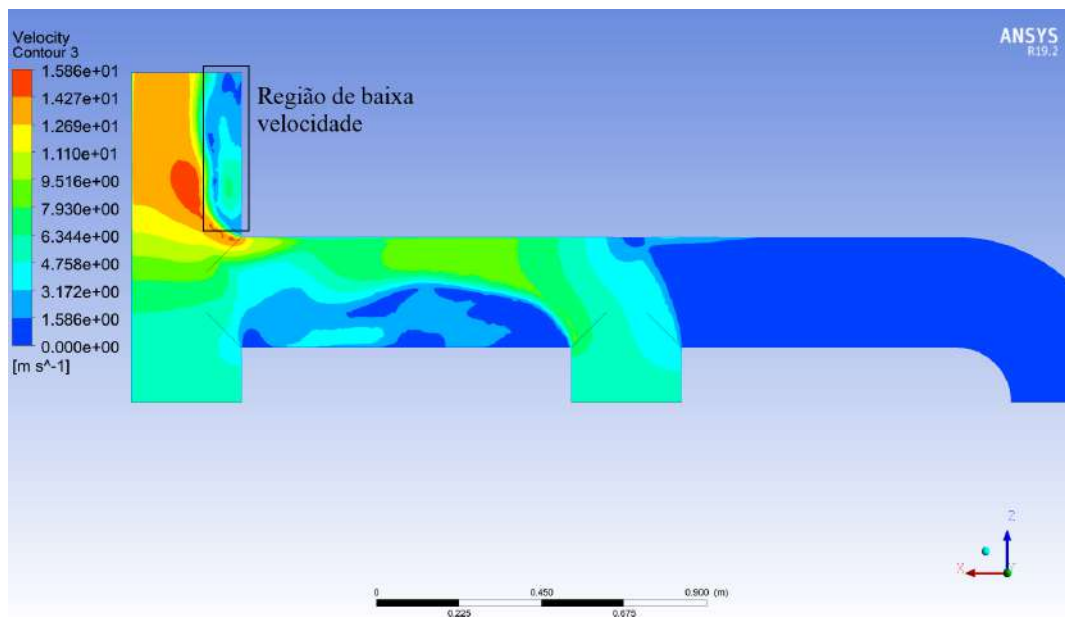
Nas Figuras 4.20, 4.21 e 4.22, têm-se os resultados dos contornos de pressão, de velocidade e do vetor de velocidade para a situação em que as bombas 2 e 3 estão ligadas.

Figura 4.14 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada



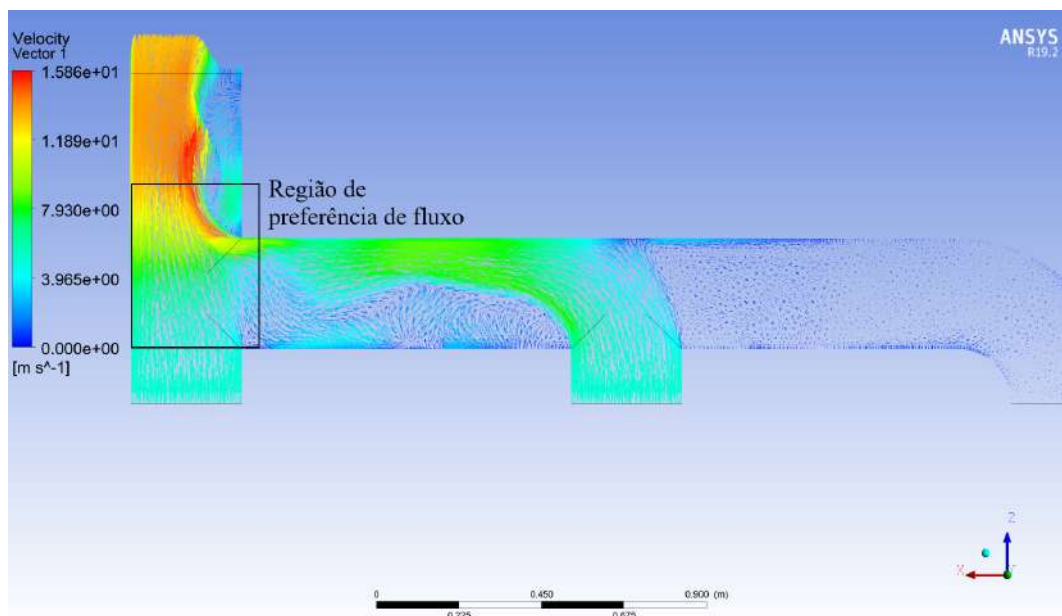
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.15 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada



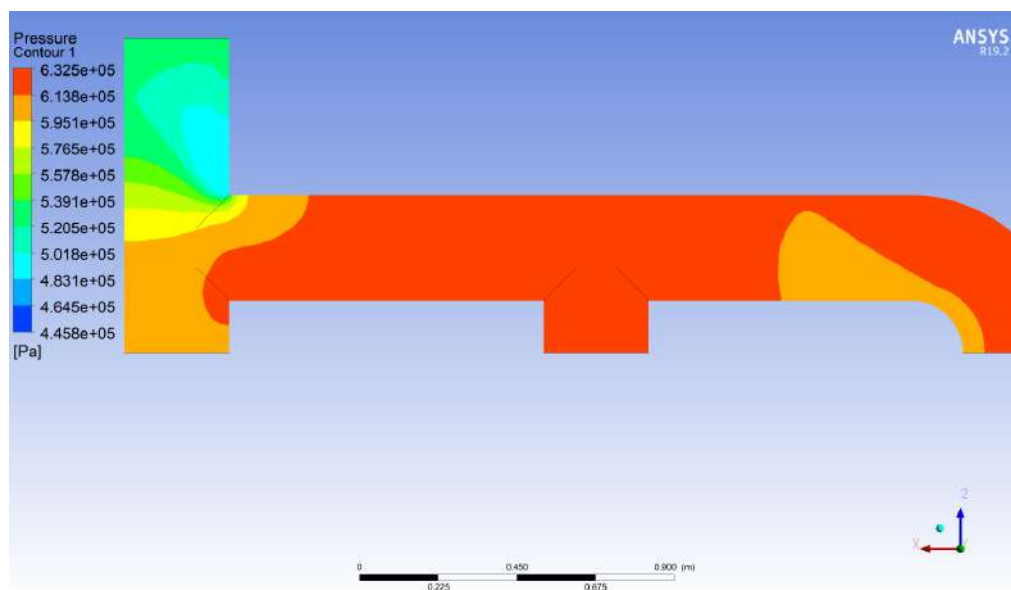
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.16 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada



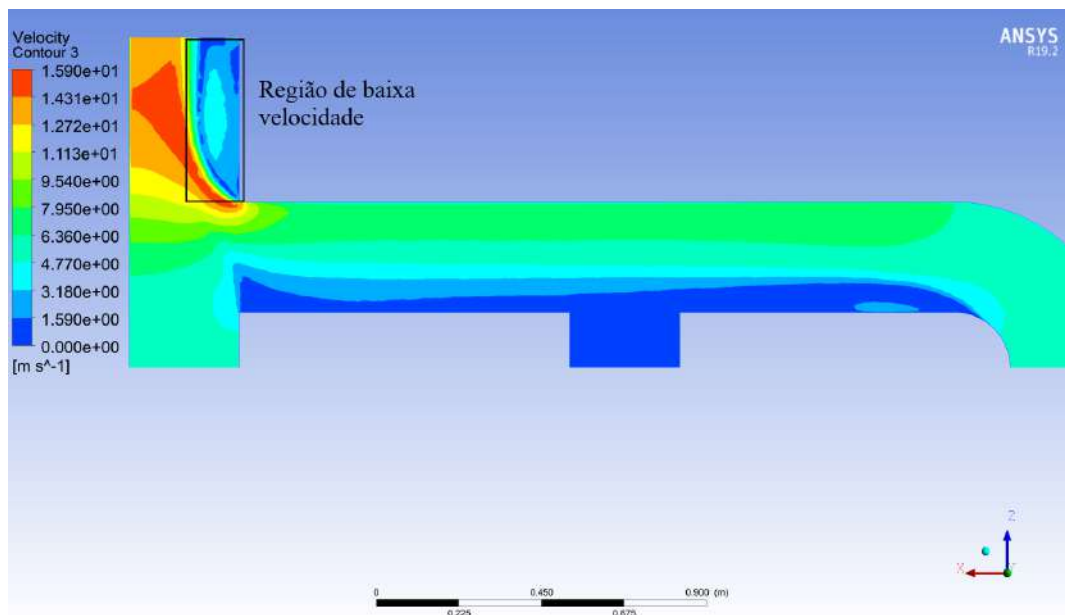
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.17 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada



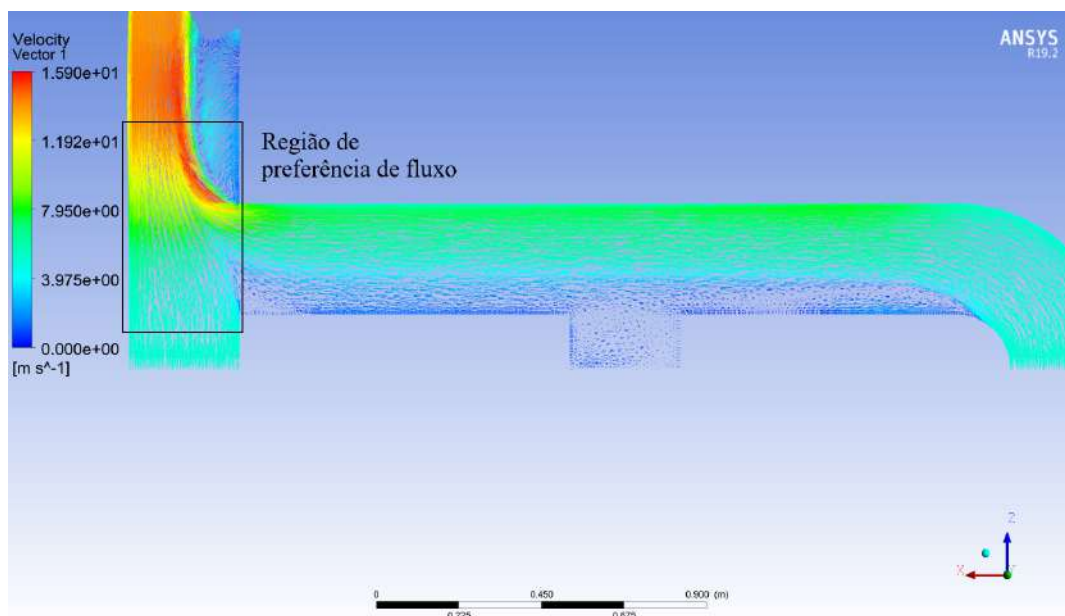
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.18 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada



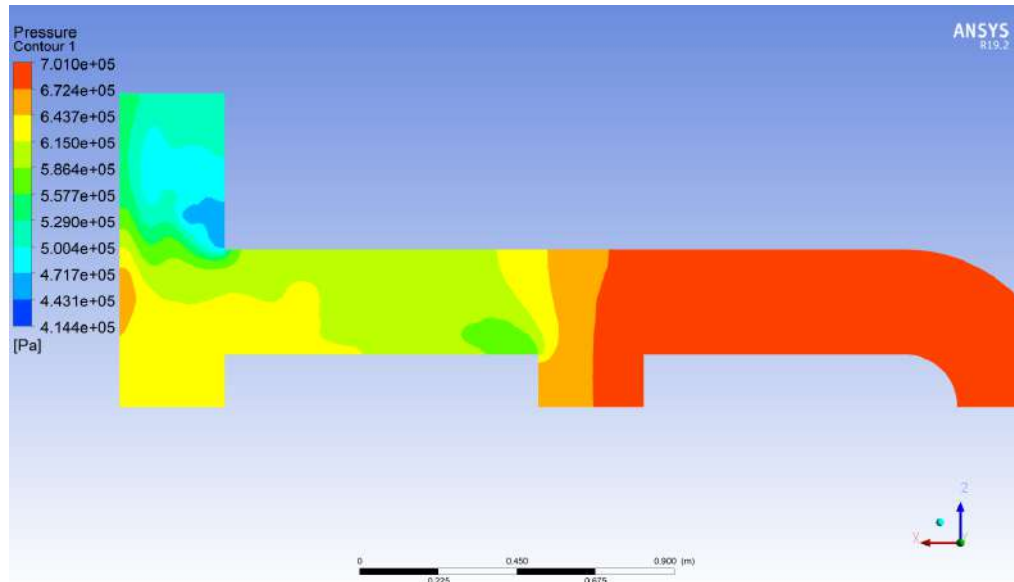
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.19 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada



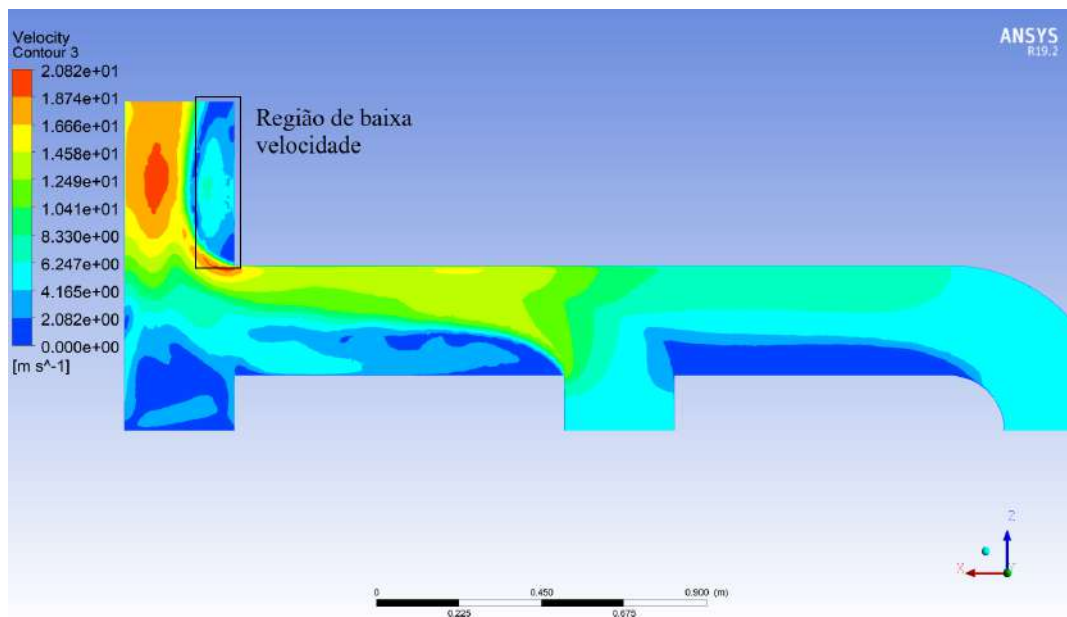
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.20 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada



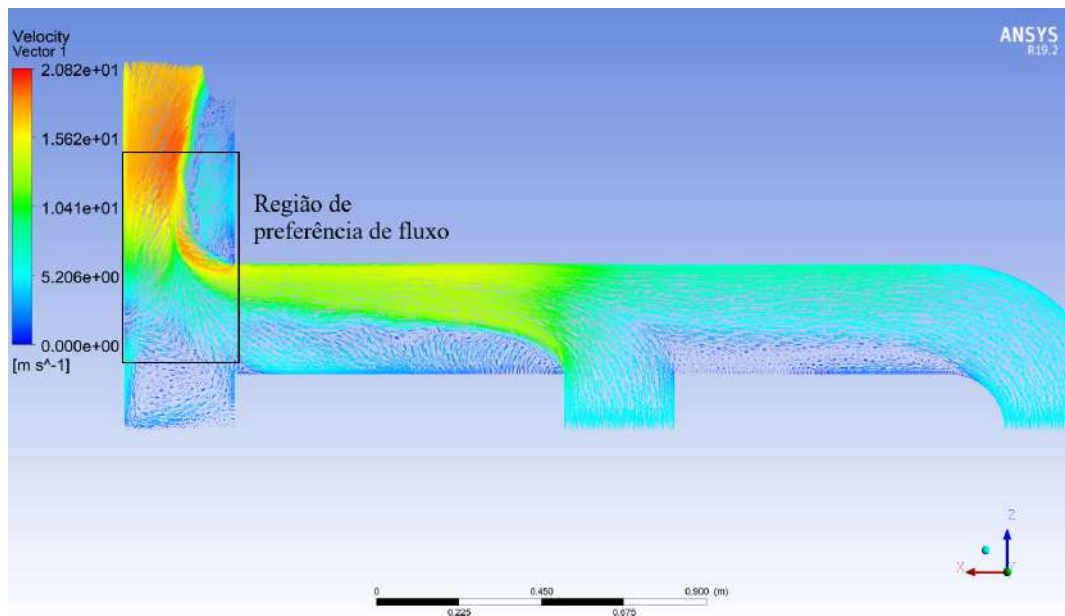
Fonte: Própria Autoria

Figura 4.21 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada



Fonte: Própria Autoria

Figura 4.22 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada



Fonte: Própria Autoria

5 CONCLUSÃO

Com base na avaliação da configuração atual, utilizando a bomba ITAP 150-330, constatou-se que o modelo atual da bomba não atende à nova demanda necessária para alimentar a produção de açúcar com caldo clarificado no momento atual. Portanto, é necessário substituir a bomba para atender adequadamente ao processo em questão.

Com o modelo alternativo de bomba, a ITAP 150-400, é possível satisfazer a demanda sem sobrecarregar os equipamentos, e há ainda a flexibilidade de aumentar a vazão das bombas trocando os rotores de 315 mm por rotores maiores, se necessário. Além disso, a troca das bombas permitiria evitar completamente o risco de cavitação, mesmo com um aumento na vazão. Isso proporciona maior flexibilidade para ajustar a capacidade de bombeamento do sistema conforme necessário.

Observou-se que não há uma grande diferença de pressão entre a bomba 1 e as outras bombas, indicando que não há sobrecarga nos equipamentos. A maior variação de pressão entre as saídas das duas bombas foi de 3% a 5%.

Portanto, conclui-se que a preferência de fluxo na tubulação não é suficiente para sobrecarregar os equipamentos, não sendo assim extremamente necessário trocar a tubulação. Um dispositivo como um anel de recirculação poderia ser uma solução válida, pois eliminaria completamente a preferência de fluxo, apesar de aumentar a perda de carga devido à introdução de componentes hidráulicos adicionais e aumento do comprimento da tubulação, que poderia ser estudado em um trabalho futuro.

REFERÊNCIAS

ASTOLFI FILHO, Zailer. PROPRIEDADES REOLÓGICAS E TERMOFÍSICAS DE CALDOS DE CANA UTILIZADOS NO PROCESSO DE OBTENÇÃO DE BIOETANOL. 2011. 144 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia e Ciência de Alimentos, Instituto de Biociências, Letras e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista, São José do Rio Preto, 2011. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/server/api/core/bitstreams/065cb00b-f8cd-483f-8cd7-8fe77a072607/content>. Acesso em: 10 nov. 2023.

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

BASE DIGITAL. Produção de Açúcar: Conheça as Etapas e Processos. Disponível em: <https://www.raizen.com.br/blog/producao-acucar>. Acesso em: 5 fev. 2024.

Fabricação de Açúcar. Disponível em: <https://site.usinasantaadelia.com.br/negocios/processos/fabricacao-de-acucar/>. Acesso em: 5 fev. 2024.

IMBIL - SOLUÇÕES EM BOMBEAMENTO (São Paulo). Catálogo ITAP. 2. ed. Itapira: Imbil, 2023. 72 p. Disponível em: <https://imbil.com.br/produtos/itap/>. Acesso em: 12 set. 2023

UMEBARA, Tiemi. MICROFILTRAÇÃO DE CALDO DE CANA: CARACTERIZAÇÃO DO CALDO PERMEADO E RETENTADO. 2010. 100 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia e Ciência de Alimentos, Tecnologia de Alimentos, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2010. Disponível em: <https://acervodigital.ufpr.br/xmlui/bitstream/handle/1884/24083/Dissertacao%20Tiemi%20Umebara.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 15 fev. 2024.

ARAUJO, Frederico A. Dantas de. Processo de clarificação do caldo de cana pelo método da bicarbonatação. Revista Ciências & Tecnologia, Recife, v. 1, n. 7, p. 36-41, jun. 2007. Semestral. Disponível em: http://www.unicap.br/revistas/revista_e/artigo7.pdf. Acesso em: 15 fev. 2024.

CONNOR, N. O que é o perfil de velocidade da lei de potência - Fluxo turbulento - Definição. Disponível em: <https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-o-perfil-de-velocidade-da-lei-de-potencia-fluxo-turbulento-definicao/>. Acesso em: 19 fev. 2024.

VERSUTISEGUIR, M. Capítulo 7. Disponível em: <https://pt.slideshare.net/EM524CFEM/capitulo-7-9887943>. Acesso em: 6 abr. 2024.

HIBBERLER, Russel Charles. Mecânica dos fluidos. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2016. 807 p.

FURTADO, Celso. Formação econômica do Brasil. 33. ed. São Paulo: Companhia Editora Nacional, 2004. 253 p.

EMBRAPA. A Cana de Açúcar. 2024. Disponível em: <https://www.embrapa.br/visao-de-futuro/trajetoria-do-agro/desempenho-recente-do-agro/cana-de-acucar>: :text=A%20Cana%20de%20

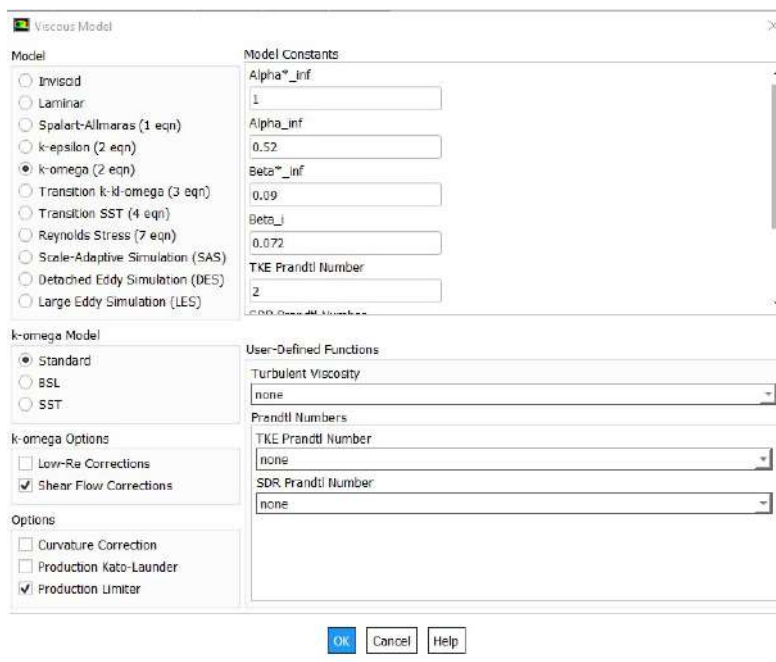
A%³%⁷%³%^BAcar,gera%³%⁷%³%^A3o%²de%²energia%²pelo%²baga%³%⁷o..

Acesso em: 15 abr. 2024.

APÊNDICE

Apêndice A - Parâmetros de simulação

Figura A.1 – Parâmetros do modelo de simulação



Fonte: Própria Autoria

Figura A.2 – Parâmetros do modelo de simulação



Fonte: Própria Autoria

Figura A.3 – Parâmetros do modelo de simulação



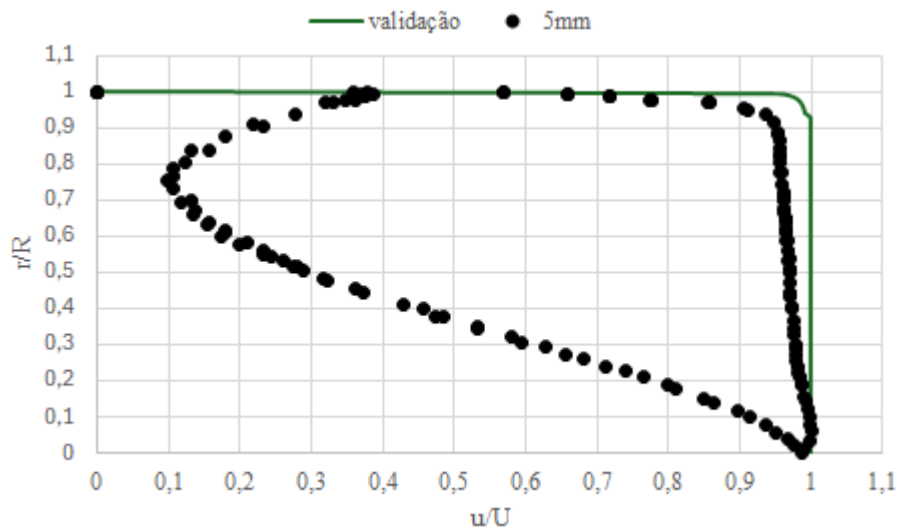
Model Constants

Beta_1	0.09
Beta_2	0.072
TKE Prandtl Number	2
SDR Prandtl Number	2
Production Limiter Clip Factor	10

Fonte: Própria Autoria

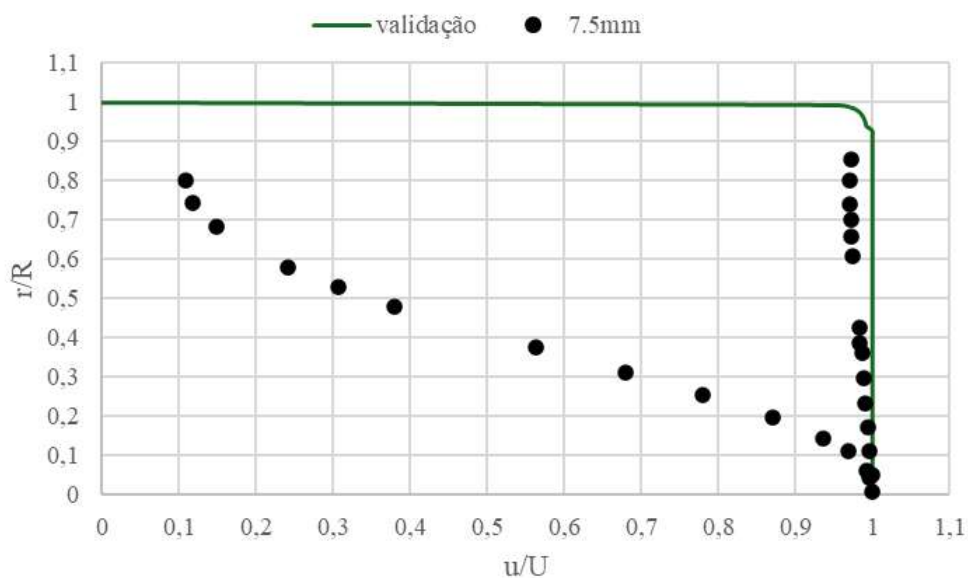
5.1 Apêndice B - Outros resultados da simulação

Figura B.1 – Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas com a malha de 5mm



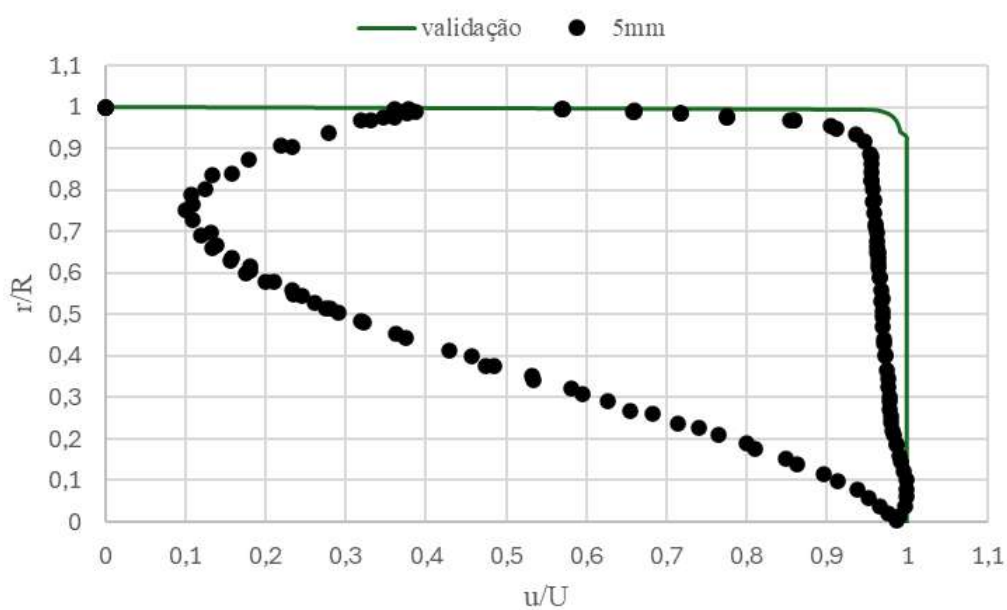
Fonte: Própria Autoria

Figura B.2 – Validação da situação original com a bomba 1 e 2 ligadas com a malha de 7,5mm



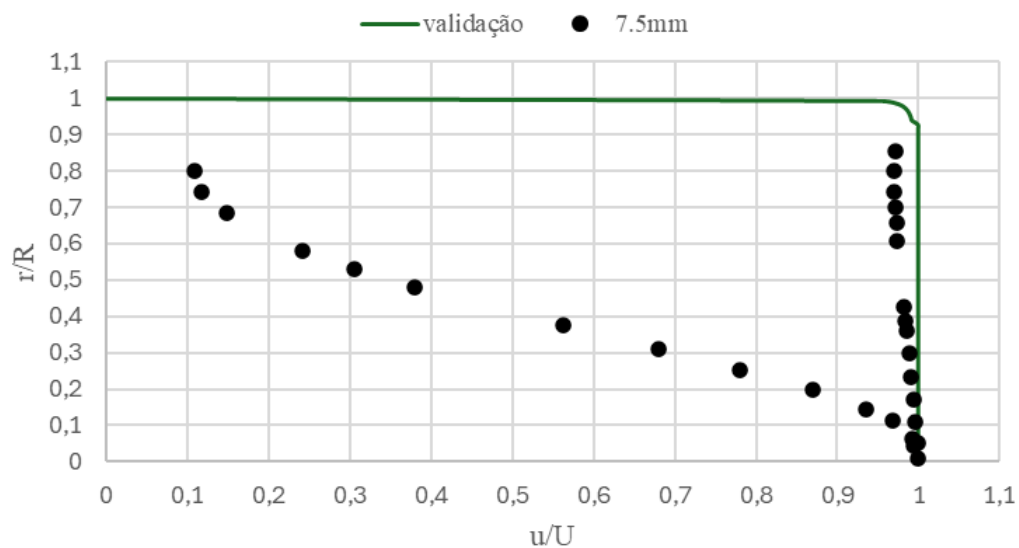
Fonte: Própria Autoria

Figura B.3 – Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas com a malha de 5mm



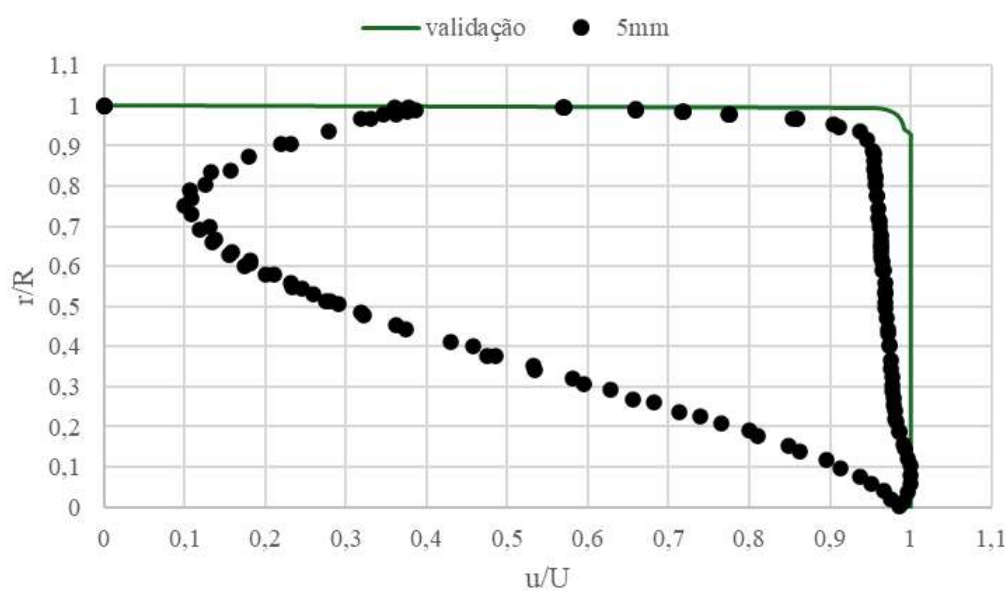
Fonte: Própria Autoria

Figura B.4 – Validação da situação original com a bomba 1 e 3 ligadas com a malha de 7,5mm



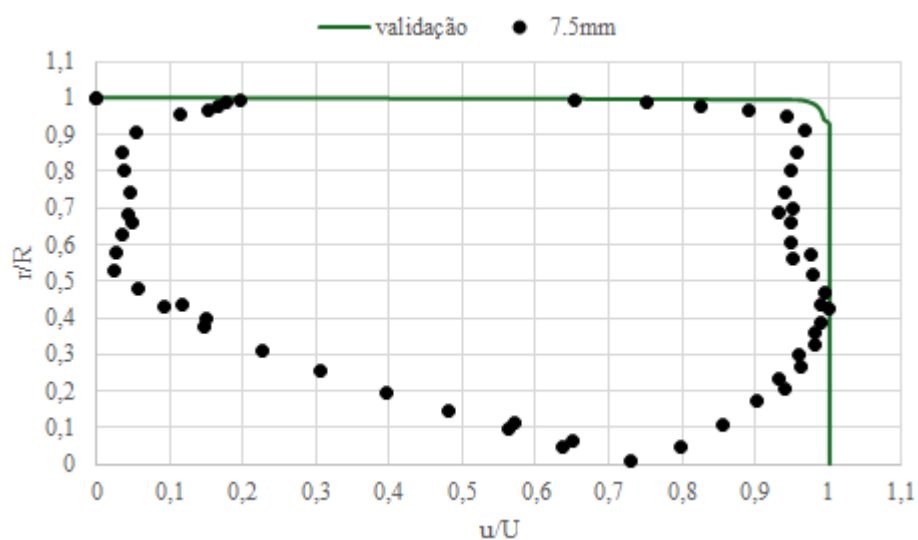
Fonte: Própria Autoria

Figura B.5 – Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas com a malha de 5mm



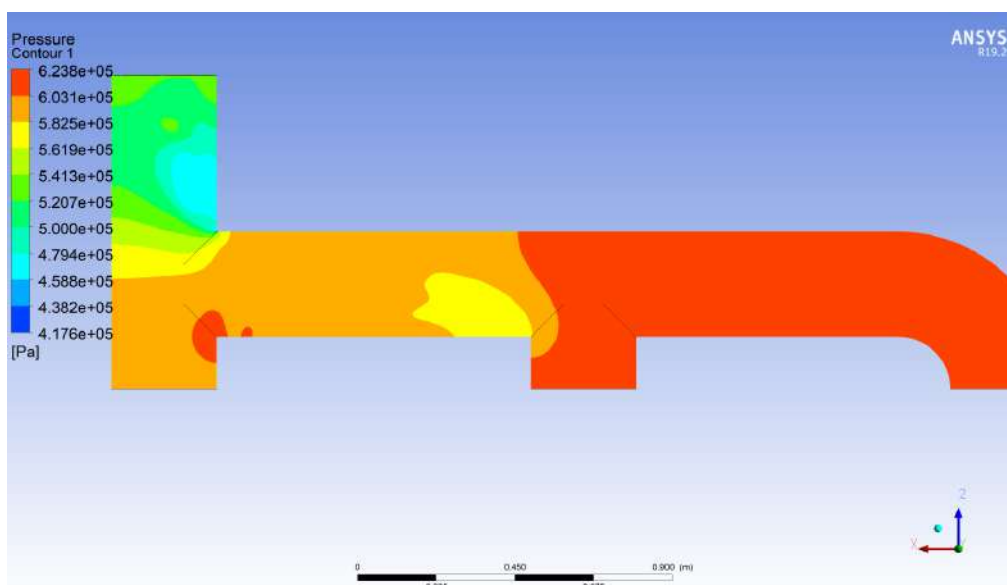
Fonte: Própria Autoria

Figura B.6 – Validação da situação original com a bomba 2 e 3 ligadas com a malha de 7,5mm



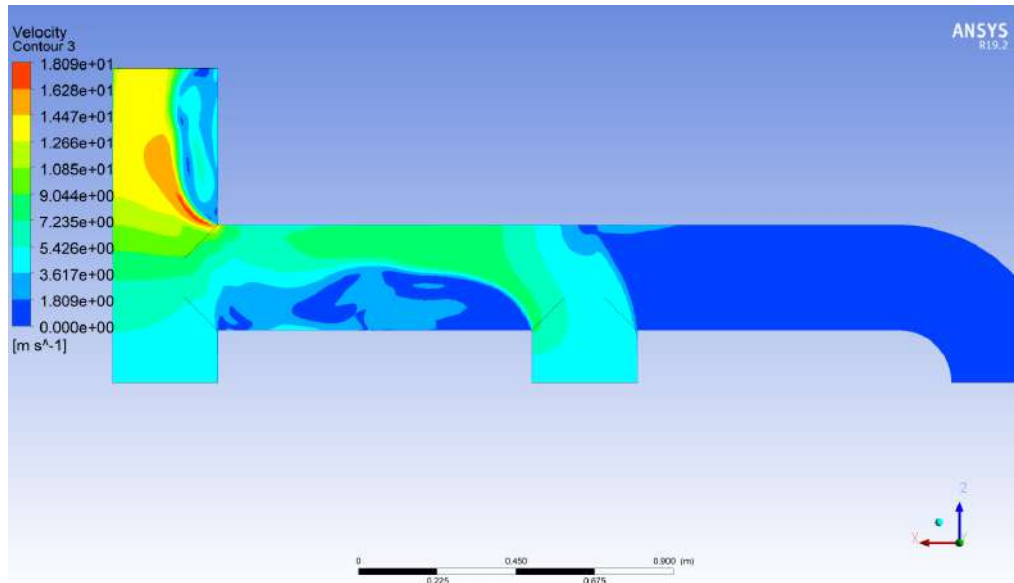
Fonte: Própria Autoria

Figura B.7 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 5mm



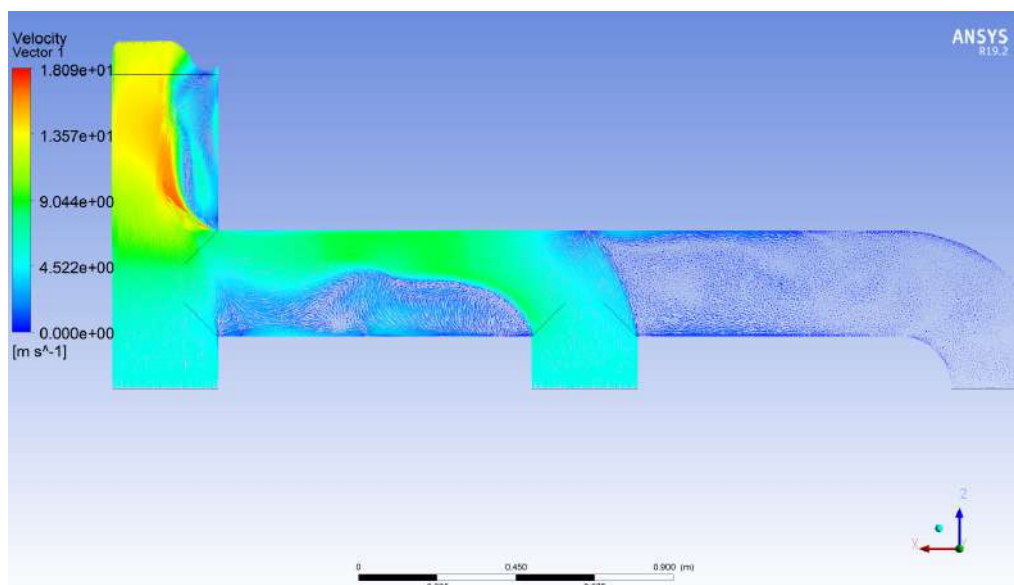
Fonte: Própria Autoria

Figura B.8 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 5mm



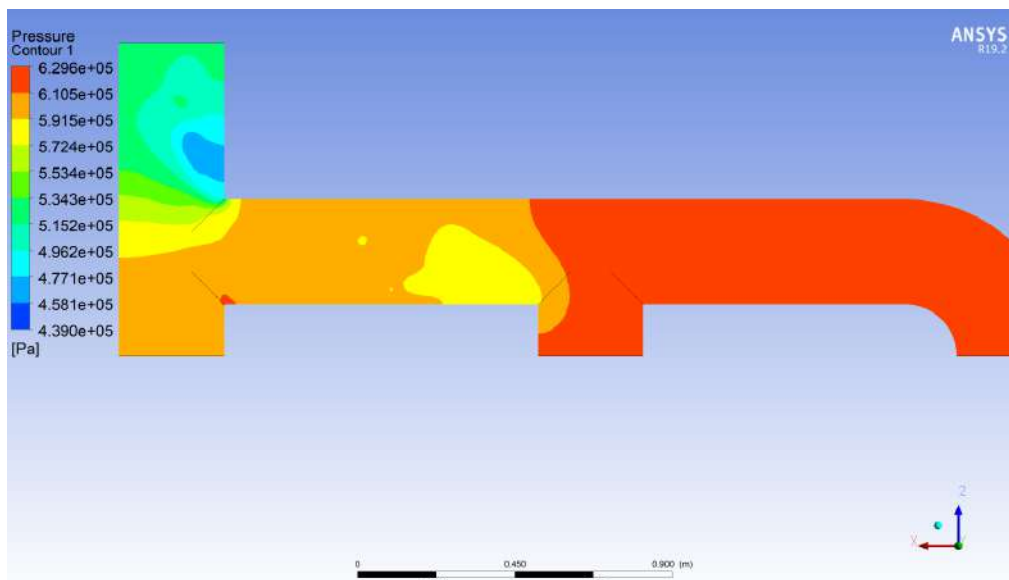
Fonte: Própria Autoria

Figura B.9 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 5mm



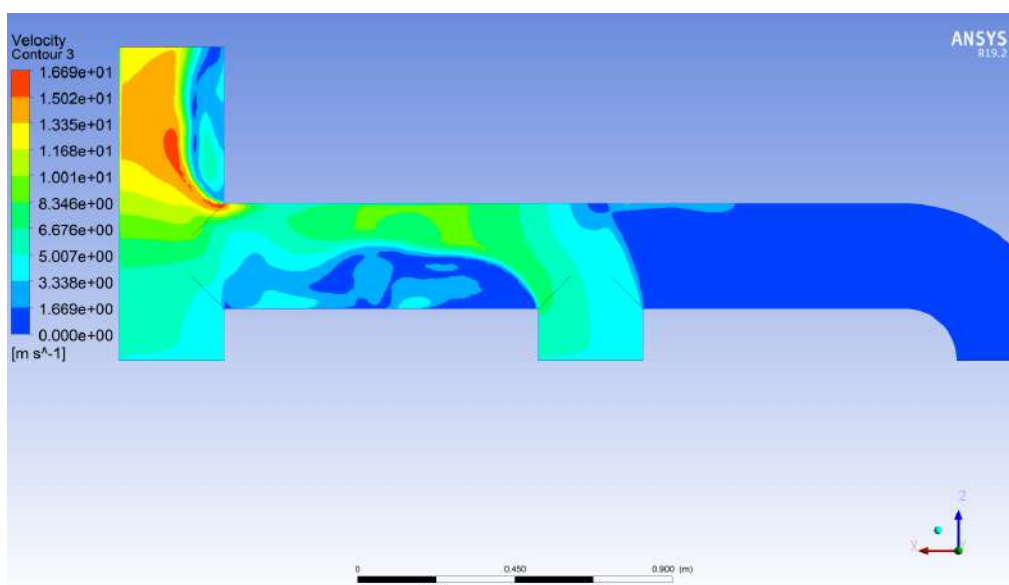
Fonte: Própria Autoria

Figura B.10 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 7,5mm



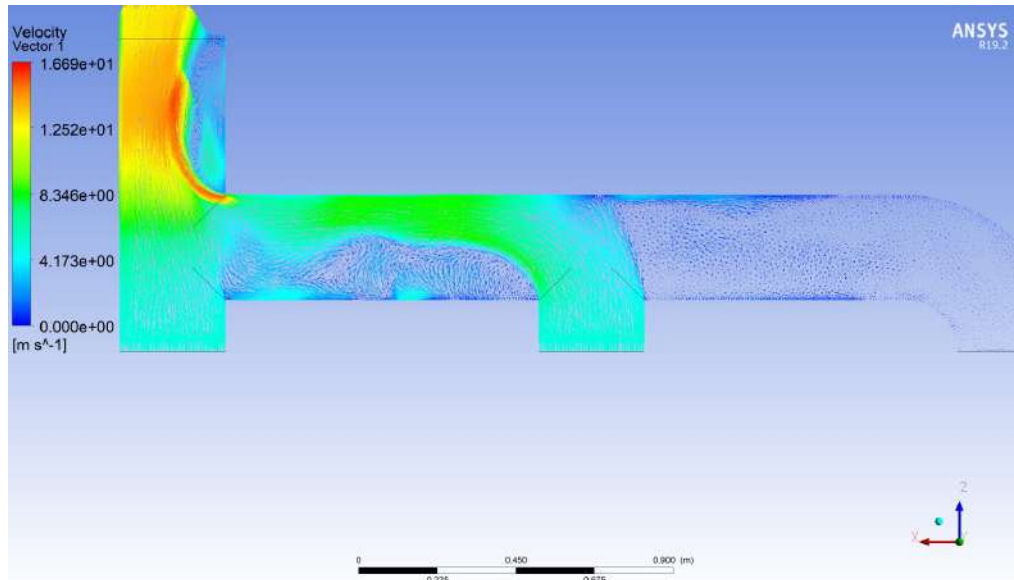
Fonte: Própria Autoria

Figura B.11 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 7,5mm



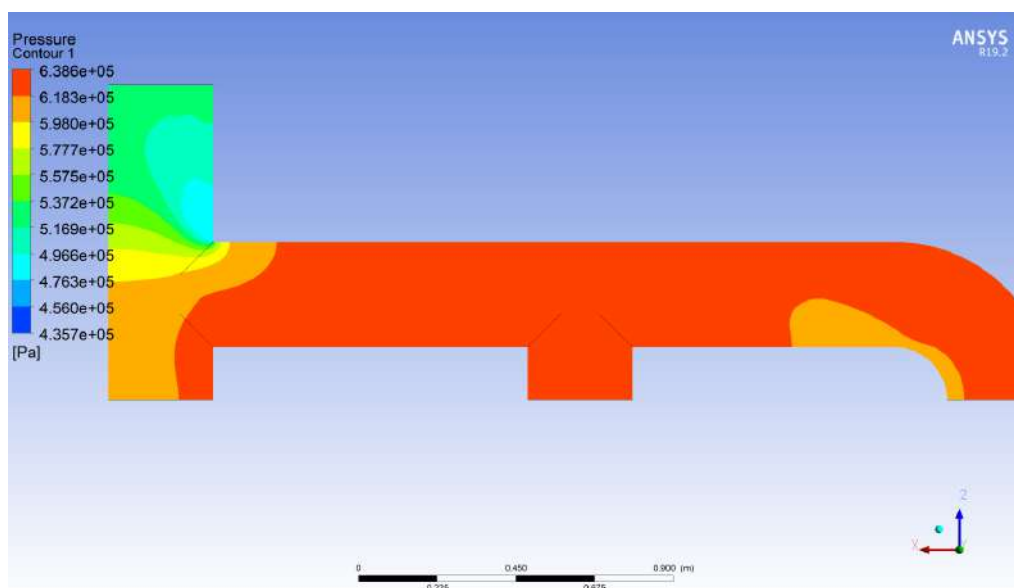
Fonte: Própria Autoria

Figura B.12 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 2 ligada com a malha de 7,5mm



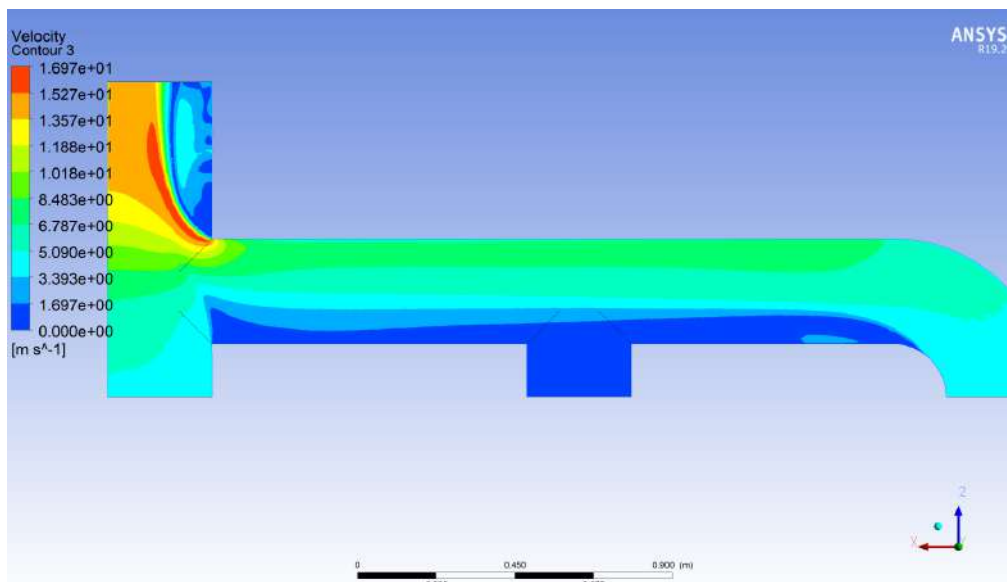
Fonte: Própria Autoria

Figura B.13 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 5mm



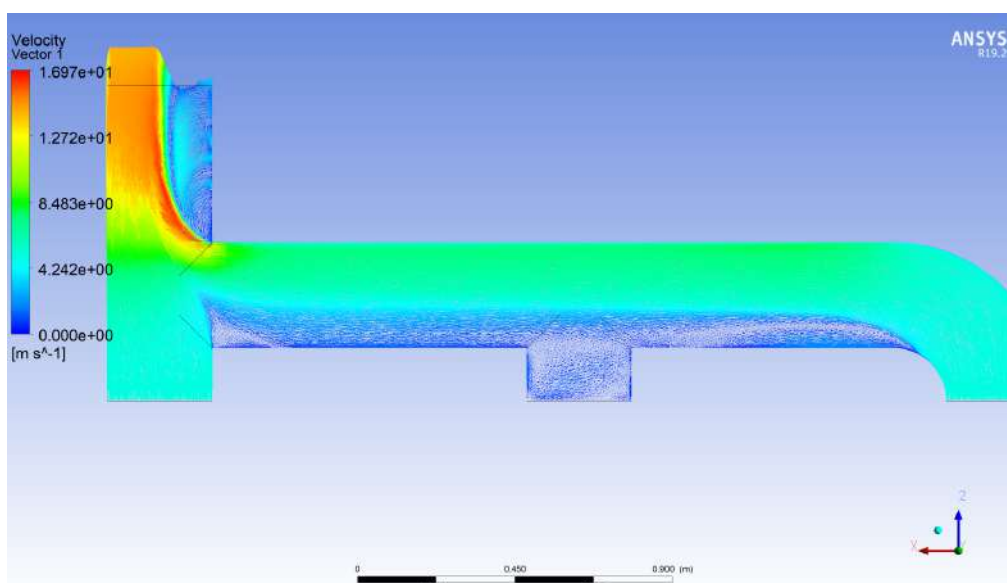
Fonte: Própria Autoria

Figura B.14 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 5mm



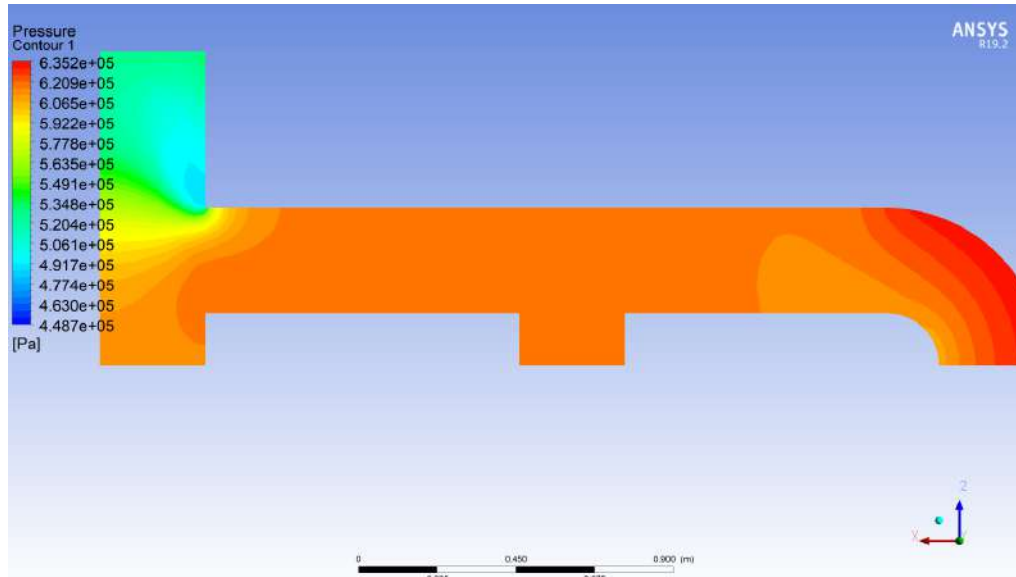
Fonte: Própria Autoria

Figura B.15 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 5mm



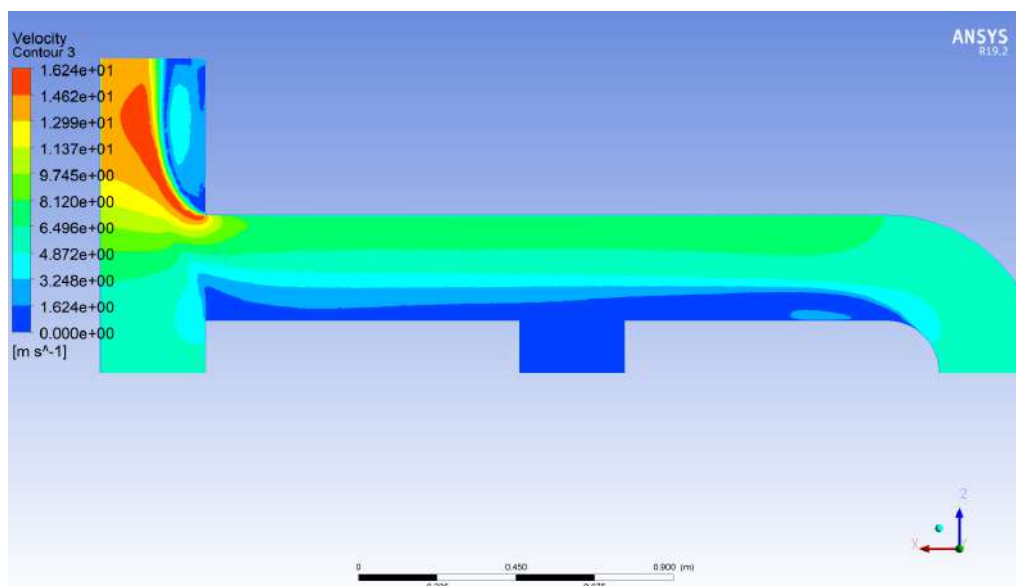
Fonte: Própria Autoria

Figura B.16 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 7,5mm



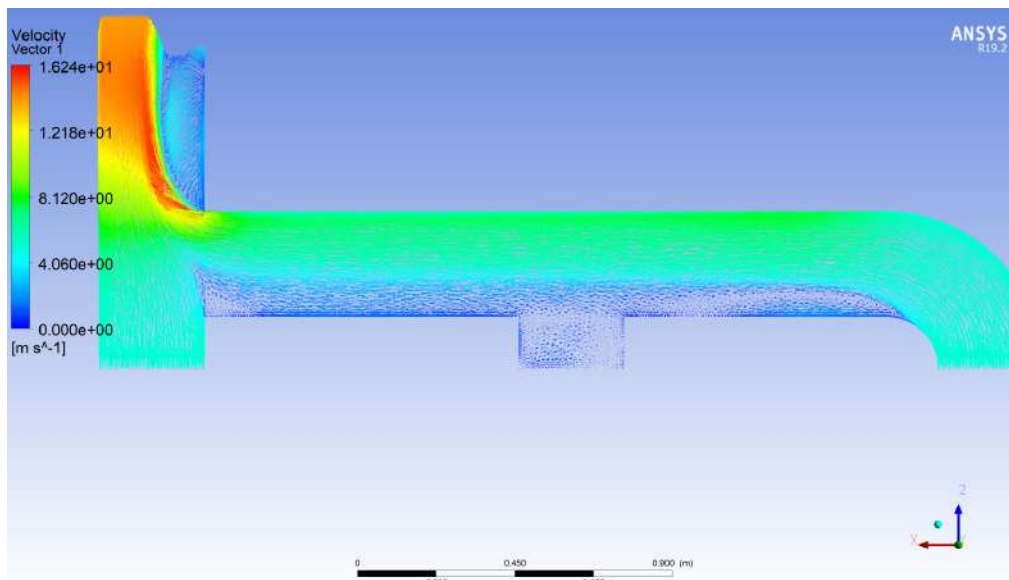
Fonte: Própria Autoria

Figura B.17 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 7,5mm



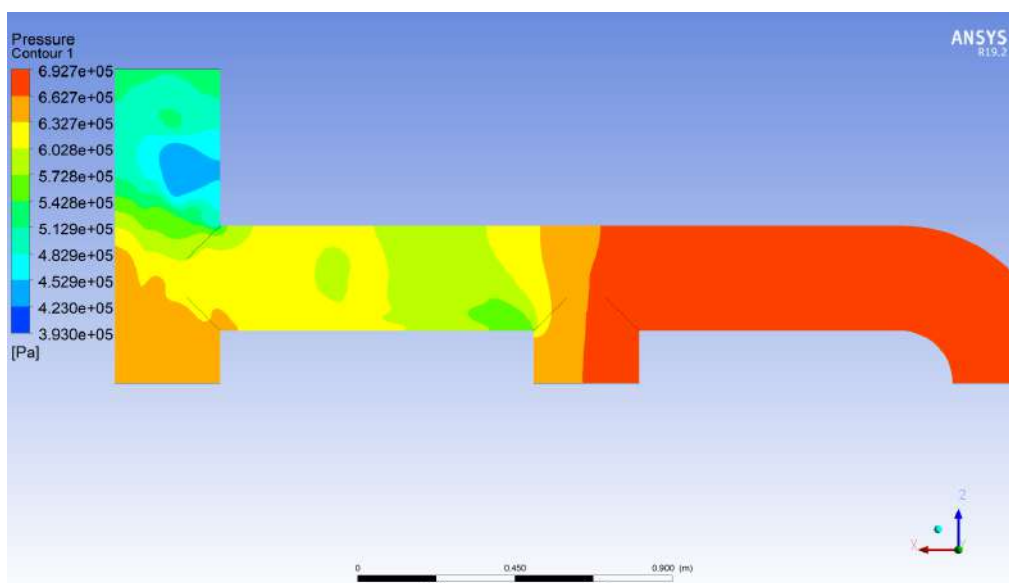
Fonte: Própria Autoria

Figura B.18 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 1 e 3 ligada com a malha de 7,5mm



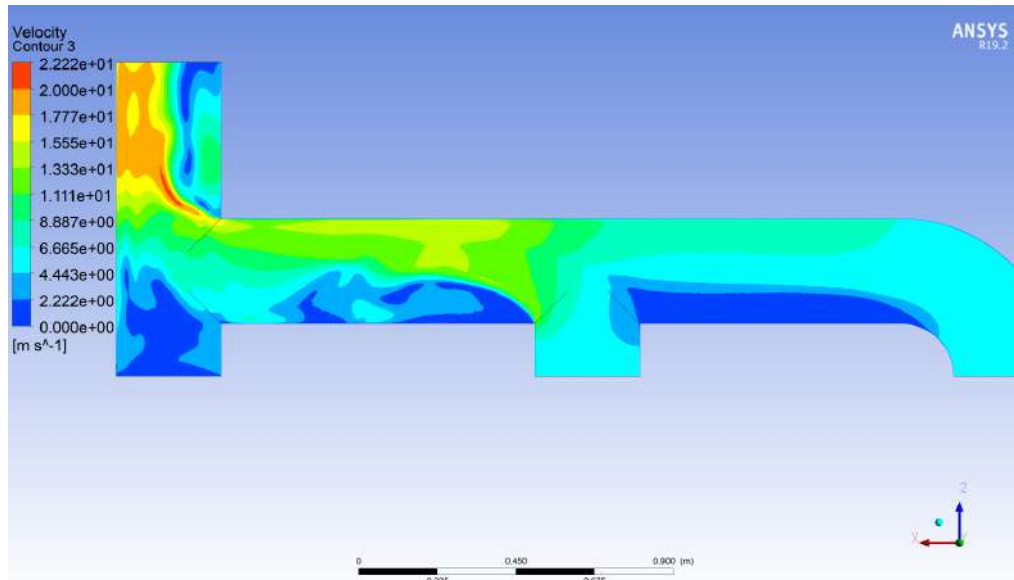
Fonte: Própria Autoria

Figura B.19 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 5mm



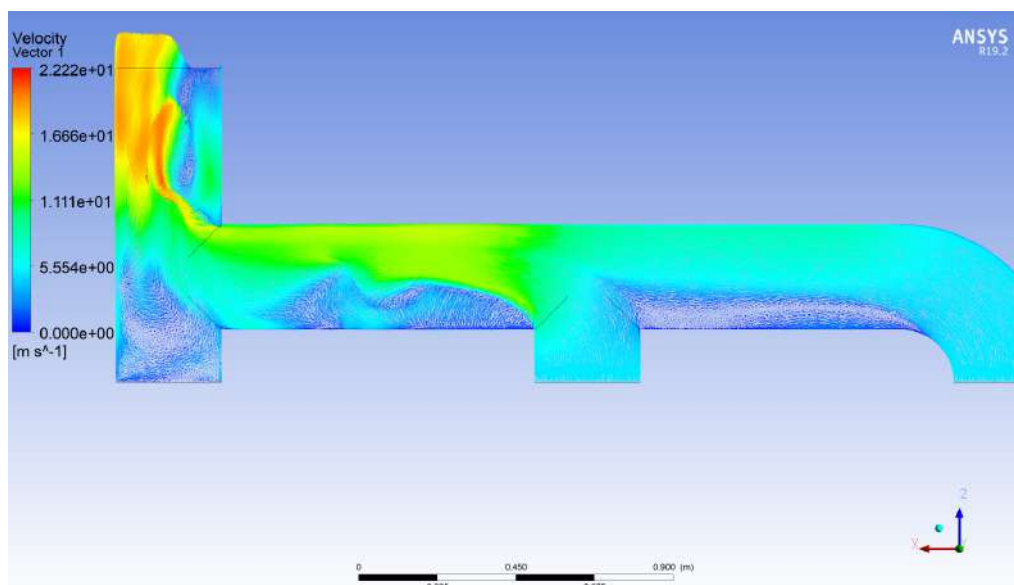
Fonte: Própria Autoria

Figura B.20 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 5mm



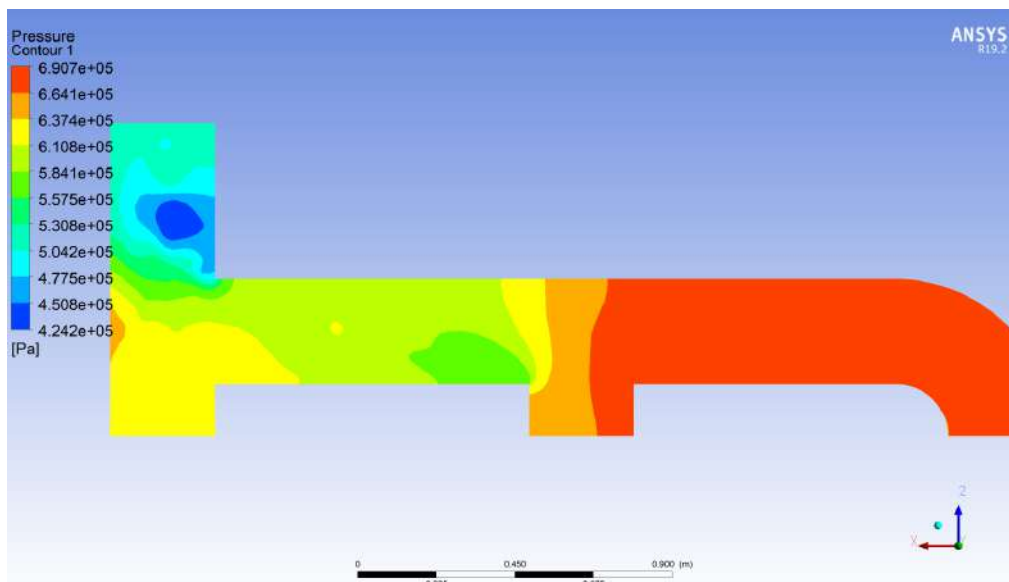
Fonte: Própria Autoria

Figura B.21 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 5mm



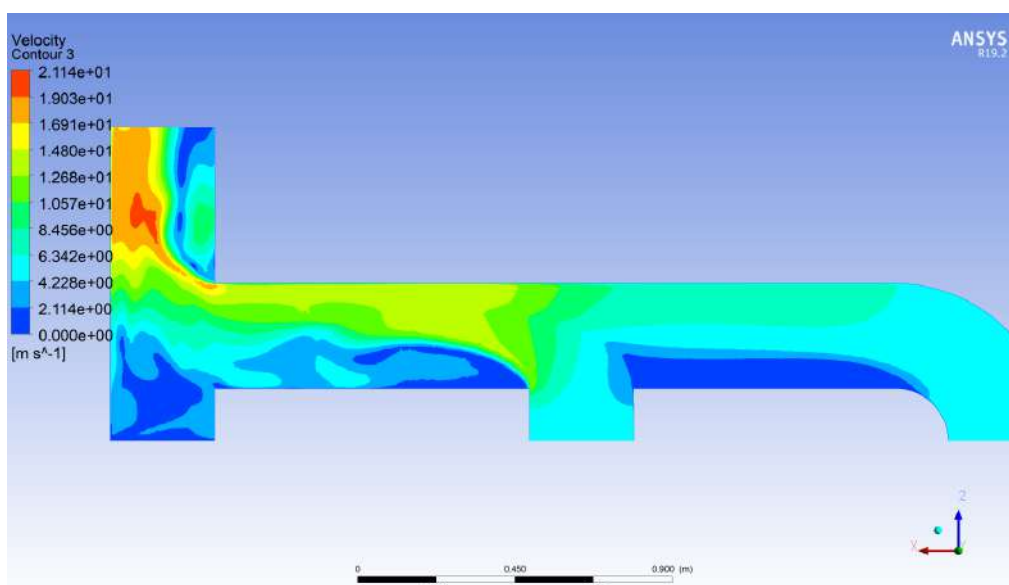
Fonte: Própria Autoria

Figura B.22 – Resultado do contorno de pressão da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 7,5mm



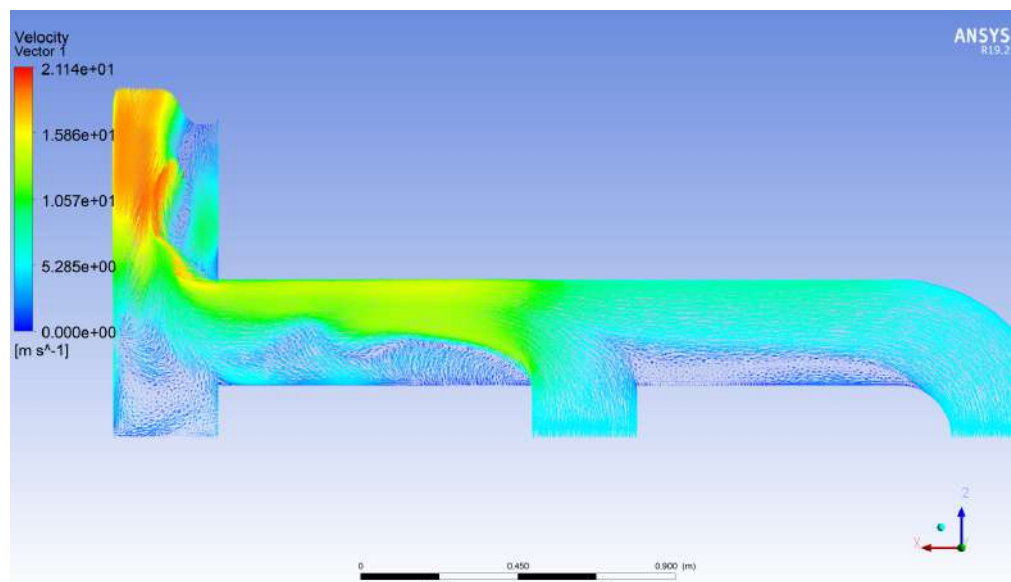
Fonte: Própria Autoria

Figura B.23 – Resultado do contorno de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 7,5mm



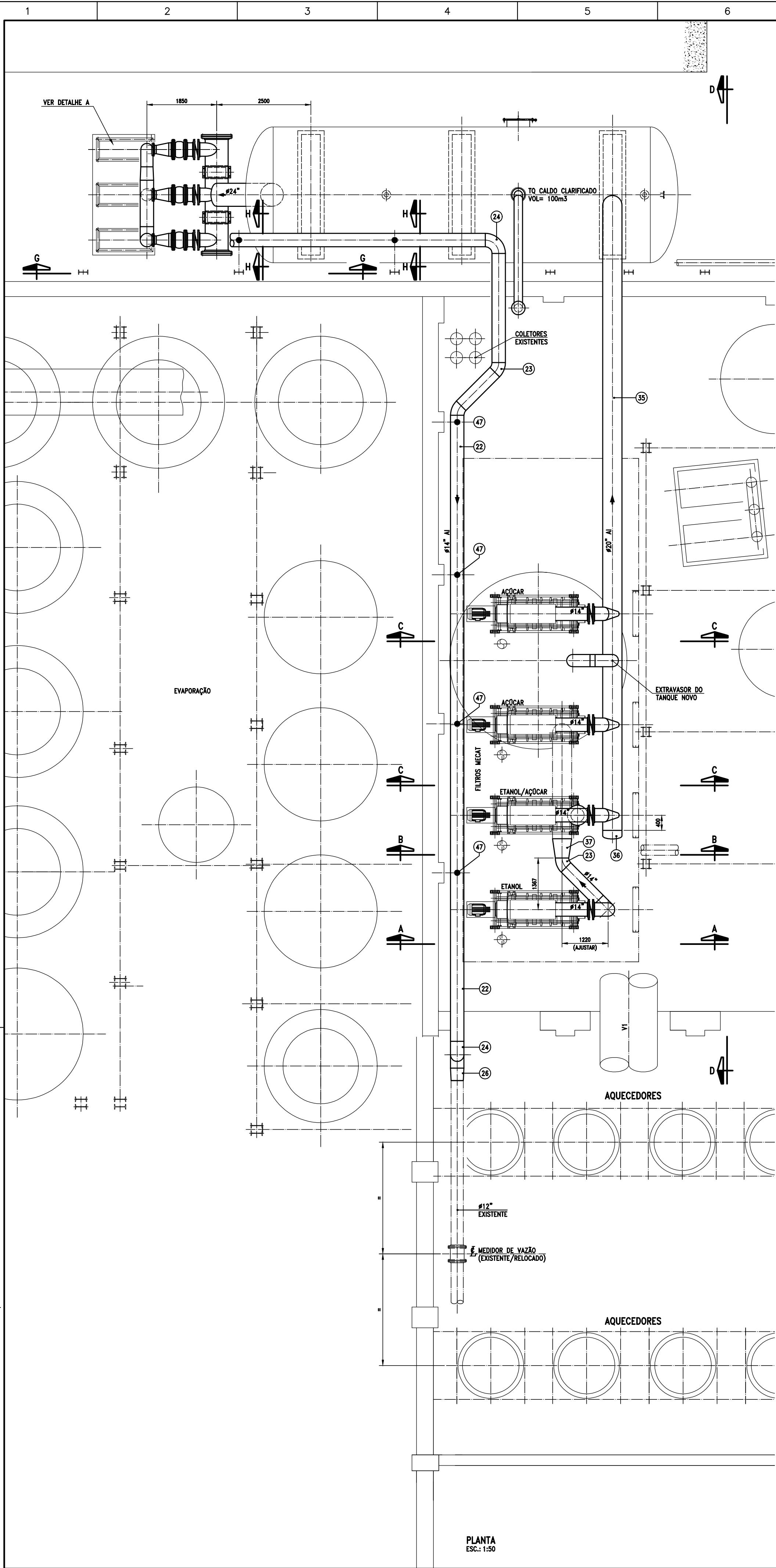
Fonte: Própria Autoria

Figura B.24 – Resultado do vetor de velocidade da situação da bomba 2 e 3 ligada com a malha de 7,5mm

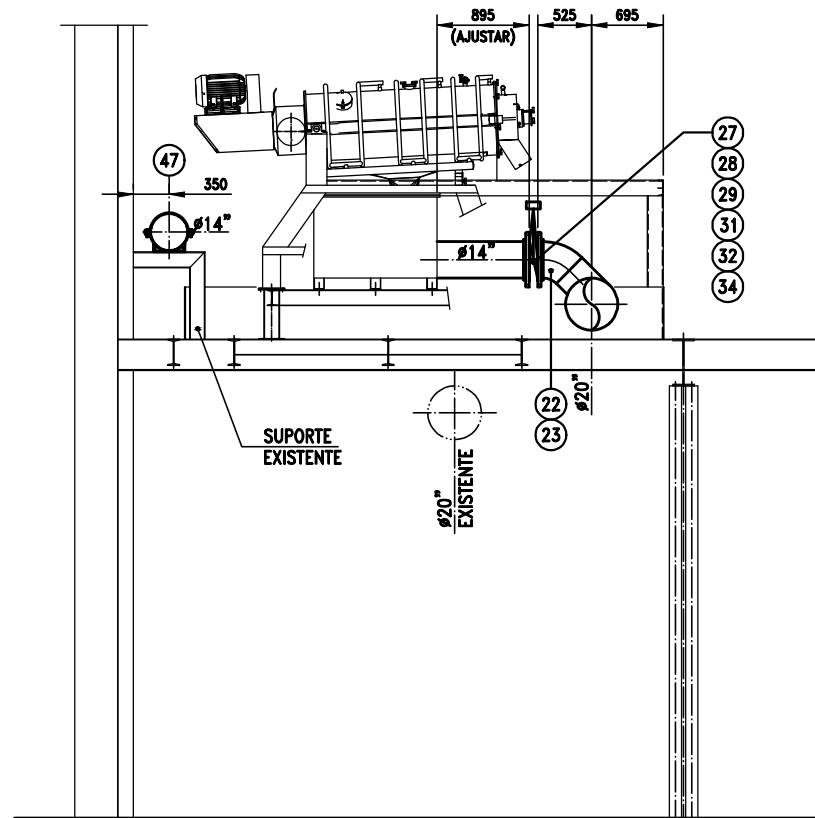


Fonte: Própria Autoria

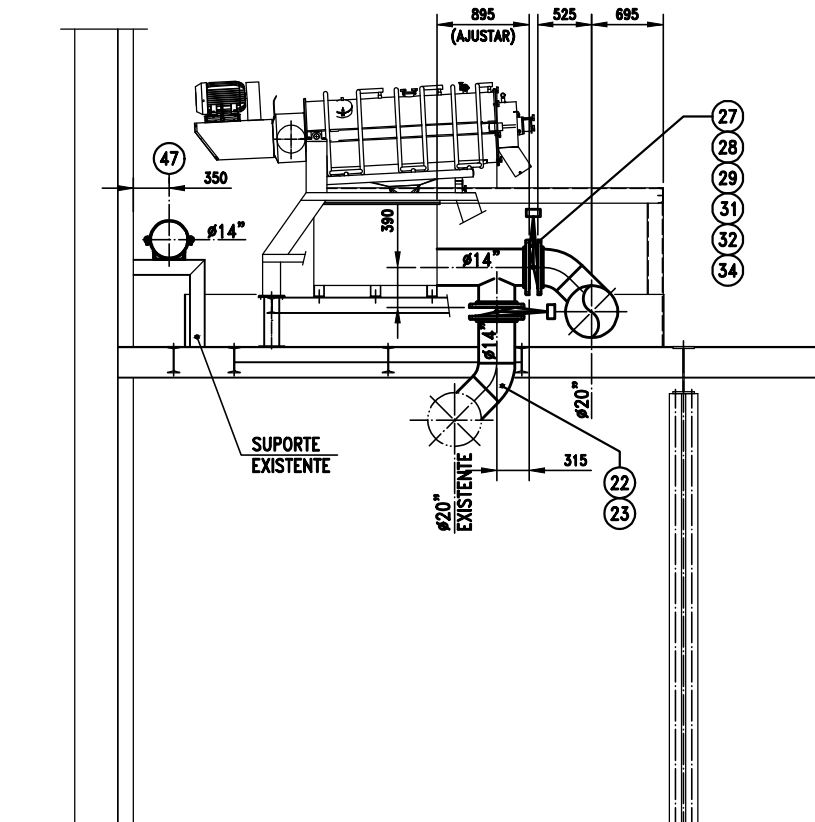
ANEXOS



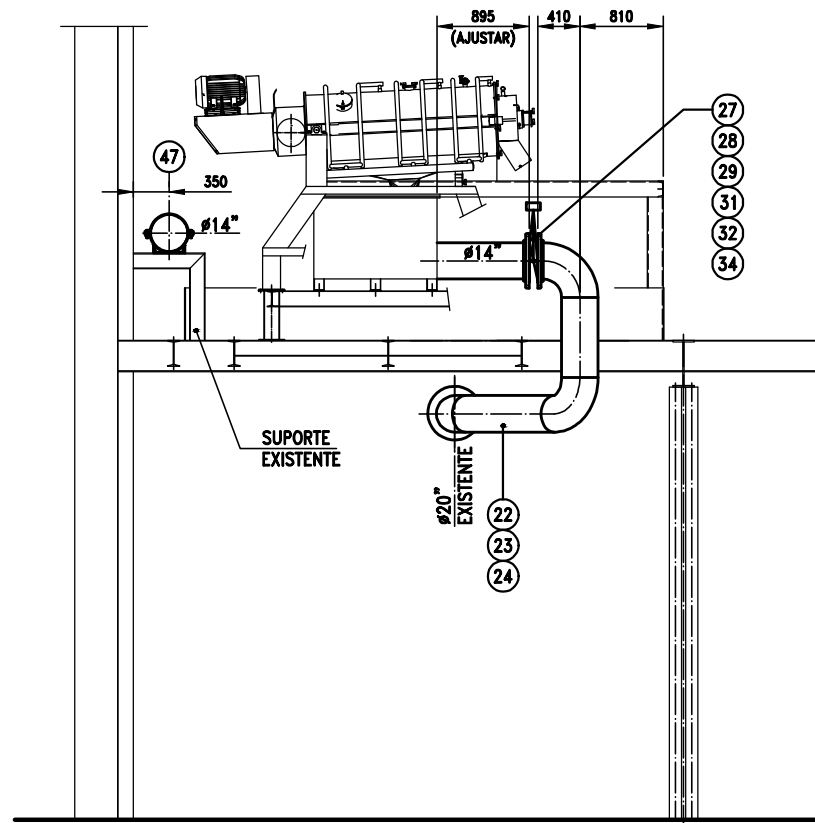
PLANTA
ESC.: 1:50



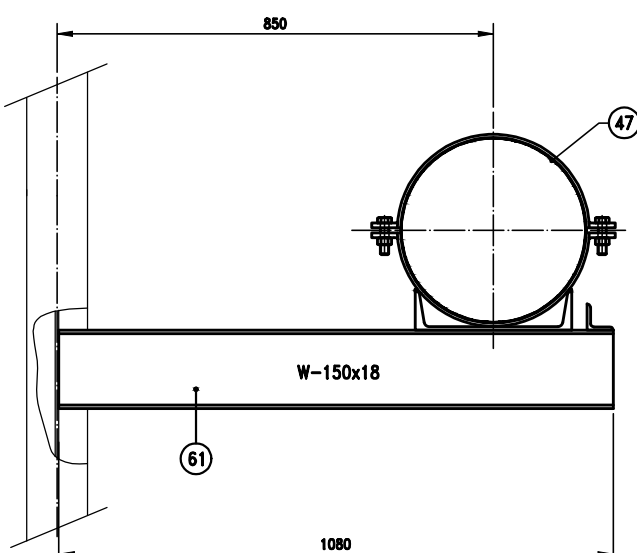
CORTE CC (AÇOCAR)
ESC.: 1:50



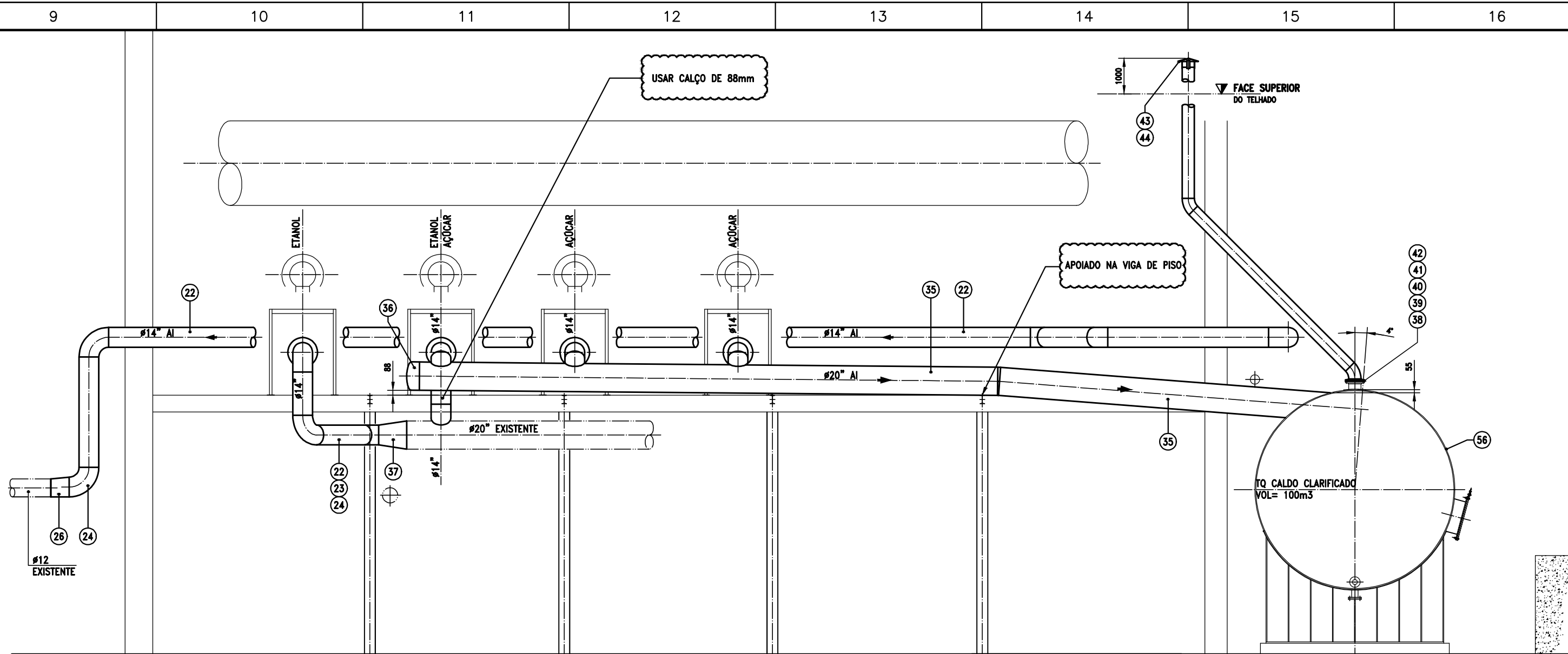
CORTE BB (ETANOL/AÇOCAR)
ESC.: 1:50



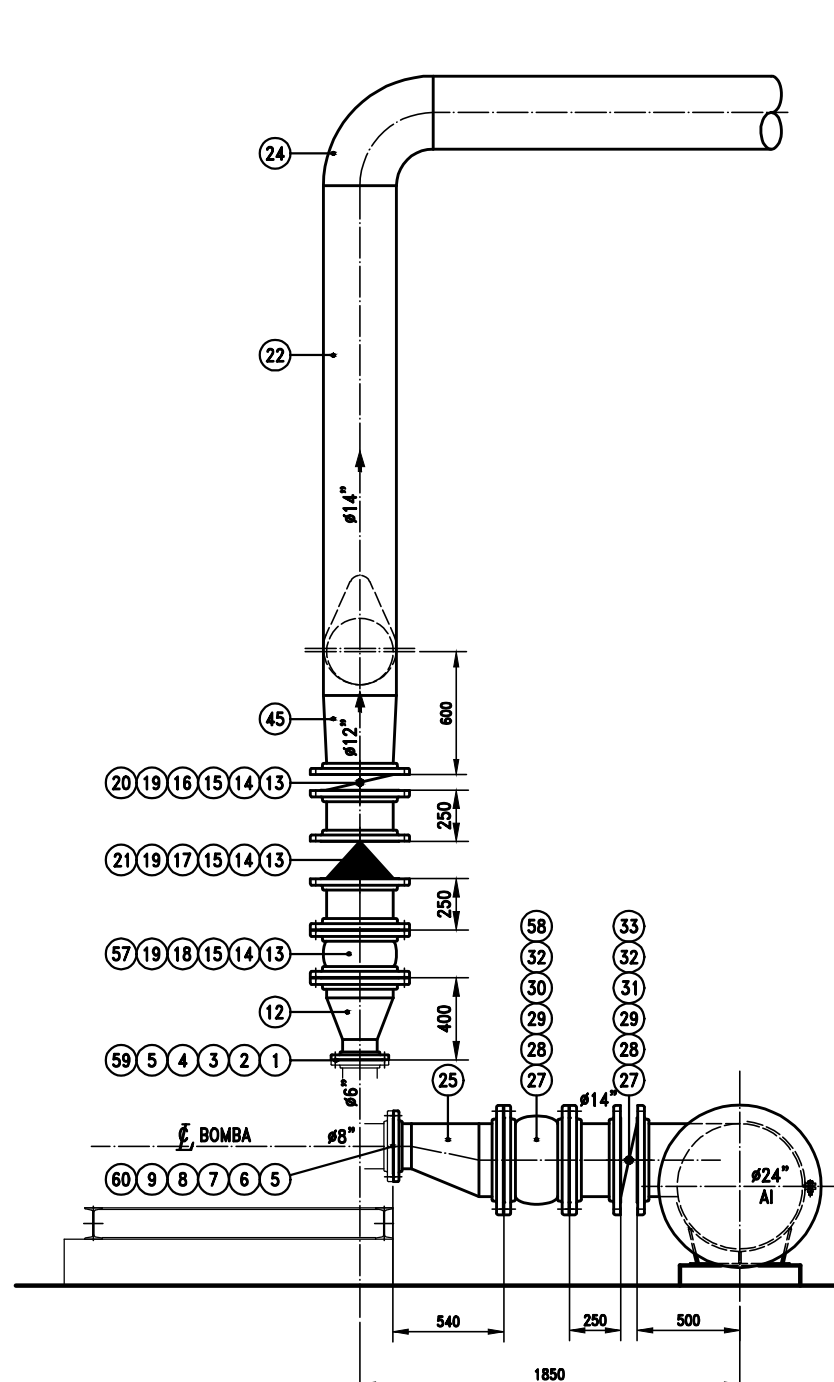
CORTE AA (ETANOL)
ESC.: 1:50



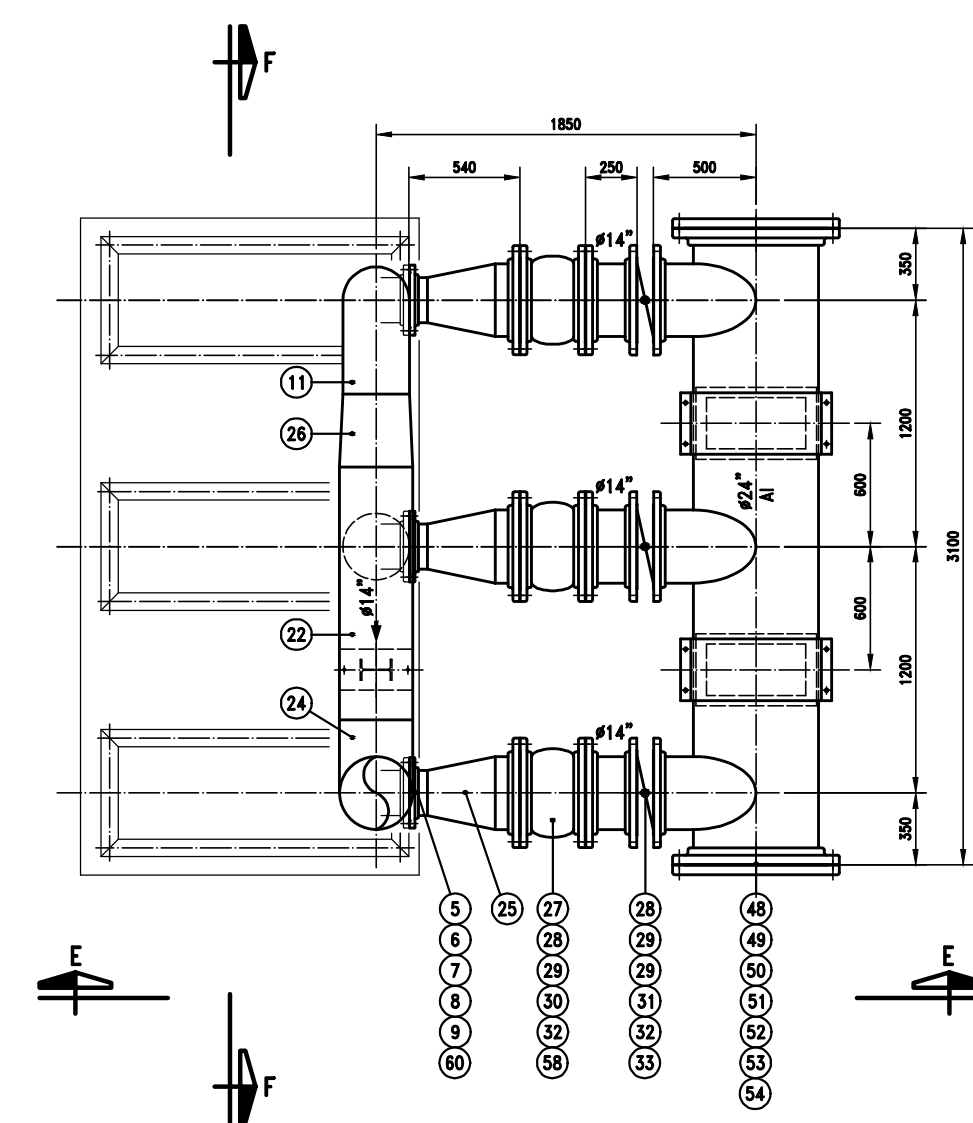
CORTE HH (02x)
ESC.: 1:50



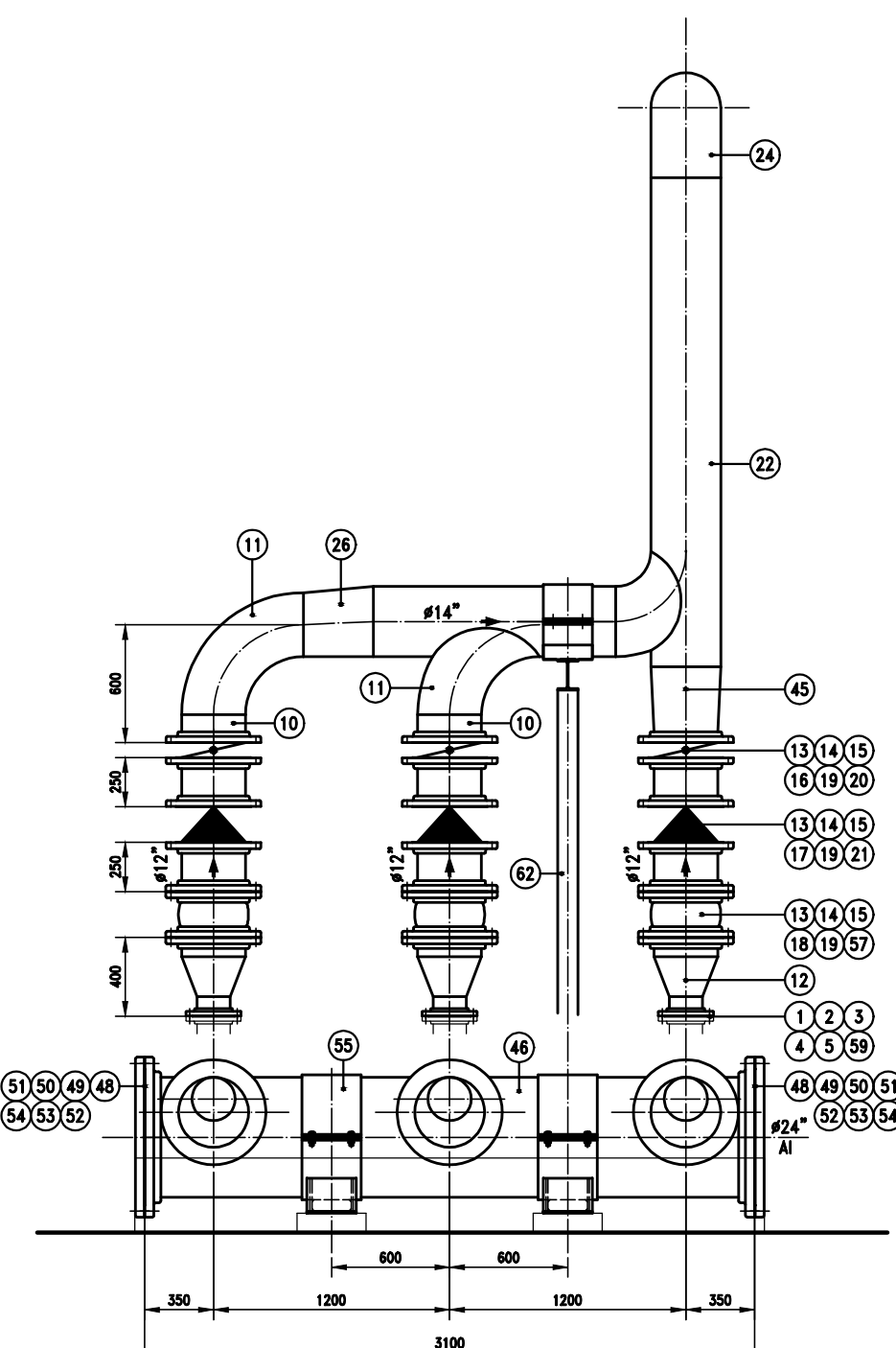
CORTE DD
ESC.: 1:50



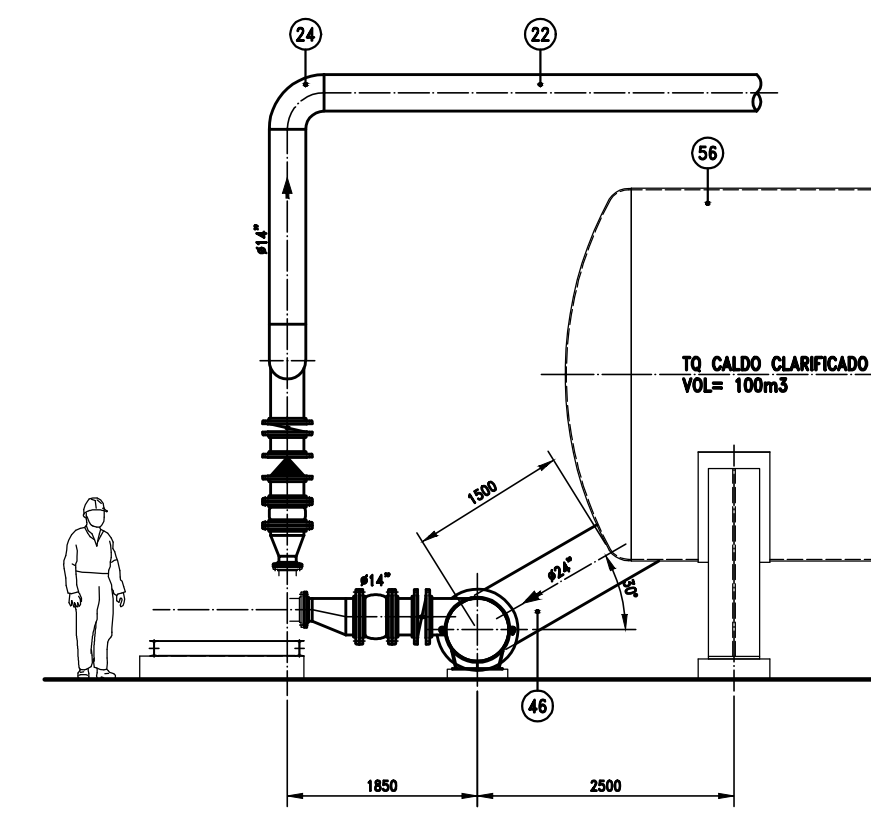
CORTE EE
ESC.: 1:25



DETALHE A
ESC.: 1:25



CORTE FF
ESC.: 1:25



CORTE - GG
ESC.: 1:50

POS.	QUANT.	DENOMINAÇÃO / DIMENSÃO	DESENHO N°	MATERIAL	PESO LÍQ.
62	1	SUPORTE S1	08.33.E004.00.18		
61	2	PORFL. LAMINADO W=150x18 x 1080		A-377 Gr-50	
60	3	TUBO SCHED.55 48" x 100		A53-304	
59	3	TUBO SCHED.55 48" x 100		A53-304	
58	3	JUNTA DE EXPANSÃO PARA TUBO #14"			
57	3	JUNTA DE EXPANSÃO PARA TUBO #12"			
56	1	TANQUE DE CALDO CLARIFICADO AÇOCAR (VOL= 100m³)	08.33.E001.00.18		
55	2	SAPATA PARA TUBO #24" AI	08.33.E003.00.18		
54	2	DISCO - CHAPA #1/8" x #710		A53-304	
53	2	FLANGE CEGO #24"x150# ANSI B16.5		A-105	
52	80	PORCA SEXT. #1.1/4" - 7.UNC		A-184 Gr.2H	
51	40	PARR. TPO. ESTOJO #1.1/4" x 6"- 7.UNC		A-184 Gr.87	
50	2	JUNTA #24" x #1/8"		PAP. HIDRÁULICO	
49	2	PESTANA CURTA #24" SCHED.55		A53-304	
48	2	FLANGE SOLTO #24"x150# ANSI B16.5		A-105	
47	8	SAPATA DE APOIO PARA TUBO #14"	08.33.E002.00.18		
46	6m	TUBO SCHED.55 48"		A53-304	
45	1	RED. CONCENTRICA #14" x #12" SCHED.55		A53-304	
44	1	CONE #1/4" x 4500 x h=60		A-38	
43	4	TERRA CHATO 2" x 1/2" x 150		A-38	
42	8	PORCA SEXT. #3/4" - 10.UNC		A-184 Gr.2H	
41	8	PARR. SEXT. #3/4" x 3.3/4" - 10.UNC		A-307 Gr.B	
40	1	FLANGE SOBREPONTO #8"x150# ANSI B16.5		A-105	
39	2	CURVA RL #8" x 45° SCHED.40		A-234 WPB	
38	12m	TUBO SCHED.40 #8"		A-53	
37	1	RED. EXCÊNTRICA #20" x #14" SCHED.55		A53-304	
36	1	CAP #20" SCHED.55		A53-304	
35	18m	TUBO SCHED.55 #20"		A53-304	
34	5	VÁLVULA BORBOLETA #14" x 150#	ON-OFF		
33	3	VÁLVULA BORBOLETA #12" x 150#	MANUAL		
32	344	PARR. SEXT. #1/8" - 9.UNC		A-184 Gr.2H	
31	86	PARR. TPO. ESTOJO #1" x 9"- 8.UNC		A-184 Gr.87	
30	72	PARR. TPO. ESTOJO #1" x 12"- 8.UNC		A-184 Gr.87	
29	22	JUNTA #14" x #1/2"		PAP. HIDRÁULICO	
28	22	PESTANA CURTA #14" SCHED.55		A53-304	
27	22	FLANGE SOLTO #14"x150# ANSI B16.5		A-105	
26	2	RED. EXCÊNTRICA #14" x #12" SCHED.55		A53-304	
25	3	RED. EXCÊNTRICA #14" x #8" SCHED.55		A53-304	
24	5	CURVA RC #14" x 90° SCHED.55		A53-304	
23	6	CURVA RC #14" x 45° SCHED.55		A53-304	
22	42m	TUBO SCHED.55 #14"		A53-304	
21	3	VÁLVULA RETENÇÃO #12" x 150#			
20	3	VÁLVULA BORBOLETA #12" x 150#	MANUAL		
19	216	PARR. SEXT. #1/8" - 9.UNC		A-184 Gr.2H	
18	72	PARR. SEXT. #1/8" x 4"- 9.UNC		A-307 Gr.B	
17	36	PARR. TPO. ESTOJO #7/8" x 12"- 8.UNC		A-184 Gr.87	
16	36	PARR. TPO. ESTOJO #7/8" x 6"- 8.UNC		A-184 Gr.87	
15	18	JUNTA #12" x #1/2"		PAP. HIDRÁULICO	
14	18	PESTANA CURTA #12" SCHED.55		A53-304	
13	18	FLANGE SOLTO #12"x150# ANSI B16.5		A-105	
12	3	RED. CONCENTRICA #12" x #8" SCHED.55		A53-304	
11	2	CURVA RL #12" x 90° SCHED.55		A53-304	
10	2m	TUBO SCHED.55 #12"		A53-304	
9	24	PARR. SEXT. #3/4" x 3.3/4" - 10.UNC		A-307 Gr.B	
8	3	JUNTA #8" x #1/8"		PAP. HIDRÁULICO	
7	3	PESTANA CURTA #8" SCHED.55		A53-304	
6	3	FLANGE SOLTO #8"x150# ANSI B16.5		A-105	
5	48	PARR. SEXT. #3/4" - 10.UNC		A-184 Gr.2H	
4	24	PARR. SEXT. #3/4" x 3.1/2" - 10.UNC		A-307 Gr.B	
3	3	JUNTA #4" x #1/8"		PAP. HIDRÁULICO	
2	3	PESTANA CURTA #4" SCHED.55		A53-304	
1	3	FLANGE SOLTO #4"x150# ANSI B16.5		A-105	
POS.	QUANT.	DENOMINAÇÃO / DIMENSÃO	DESENHO N°	MATERIAL	PESO LÍQ.

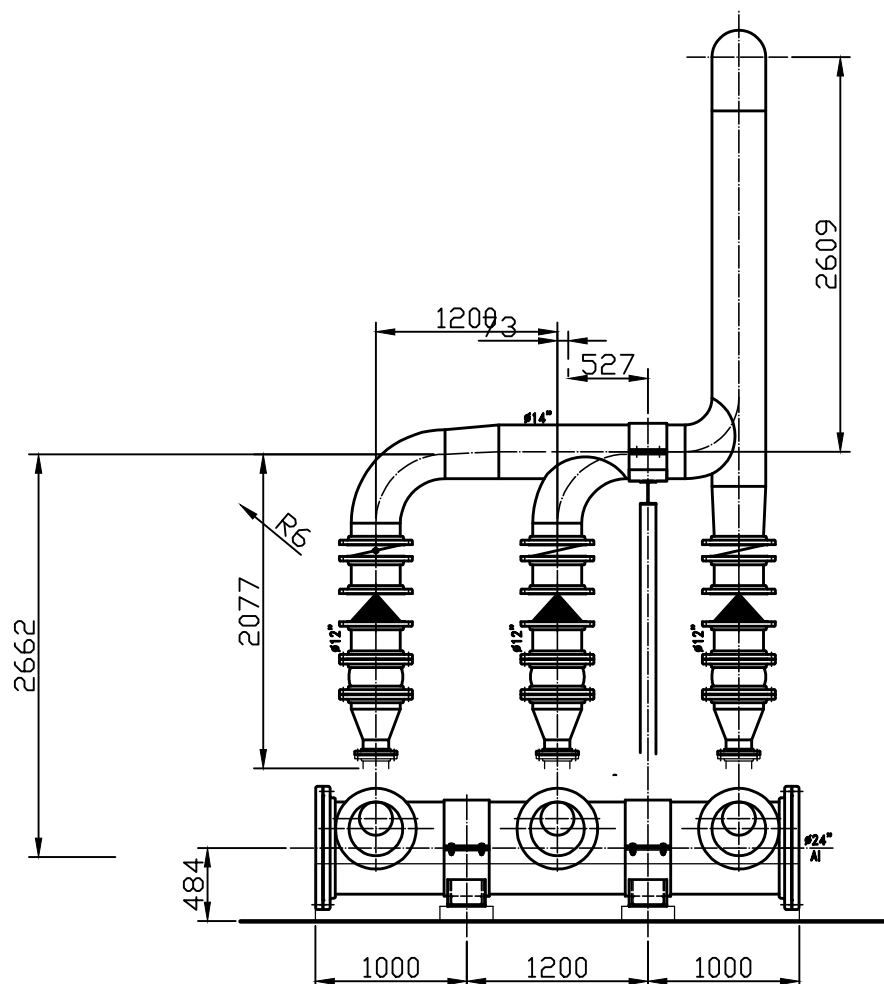
Peça: Layout Sistema de Caldo Clarificado

Conjunto: Sistema de Caldo Clarificado

Desenhado: Guilherme Romão Folha A1 1/4

MATERIAL: - Peça: -

Unidade: mm Data: 22/10/2023



CORTE CC
ESC: 1:100



Peça: Detalhe sistema de bombeamento original

Conjunto Sistema de Caldo Clarificado

Desenhado: Guilherme Romão

Folha A4

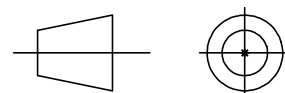
3/4

Material: -

Peça: Peça:

Unidade: mm

Data: 22/10/2023





INTRODUÇÃO

Neste catálogo estão descritos todos os modelos de bombas da linha ITAP de nossa fabricação. Dele constam informações técnicas, desde a construção, aplicação, projeto, características e particularidades da linha, desenhos dimensionais e curvas características de cada modelo.

APLICAÇÕES

Usinas de açúcar, destilarias, indústrias químicas e petroquímicas, fábricas de papel e celulose, irrigação, saneamento básico, sistemas de combate a incêndio, refrigeração, ar condicionado, na construção civil, na pecuária, indústrias têxteis e outras inúmeras aplicações nas indústrias e agroindústrias.

INFORMAÇÕES ADICIONAIS

Em caso de dúvidas sobre produtos e serviços, a IMBIL e seus distribuidores, estarão sempre à disposição para prestar informações adicionais e oferecer assistência técnica. Utilize nosso centro de atendimento ao consumidor DDG 0800 148500

NOTAS

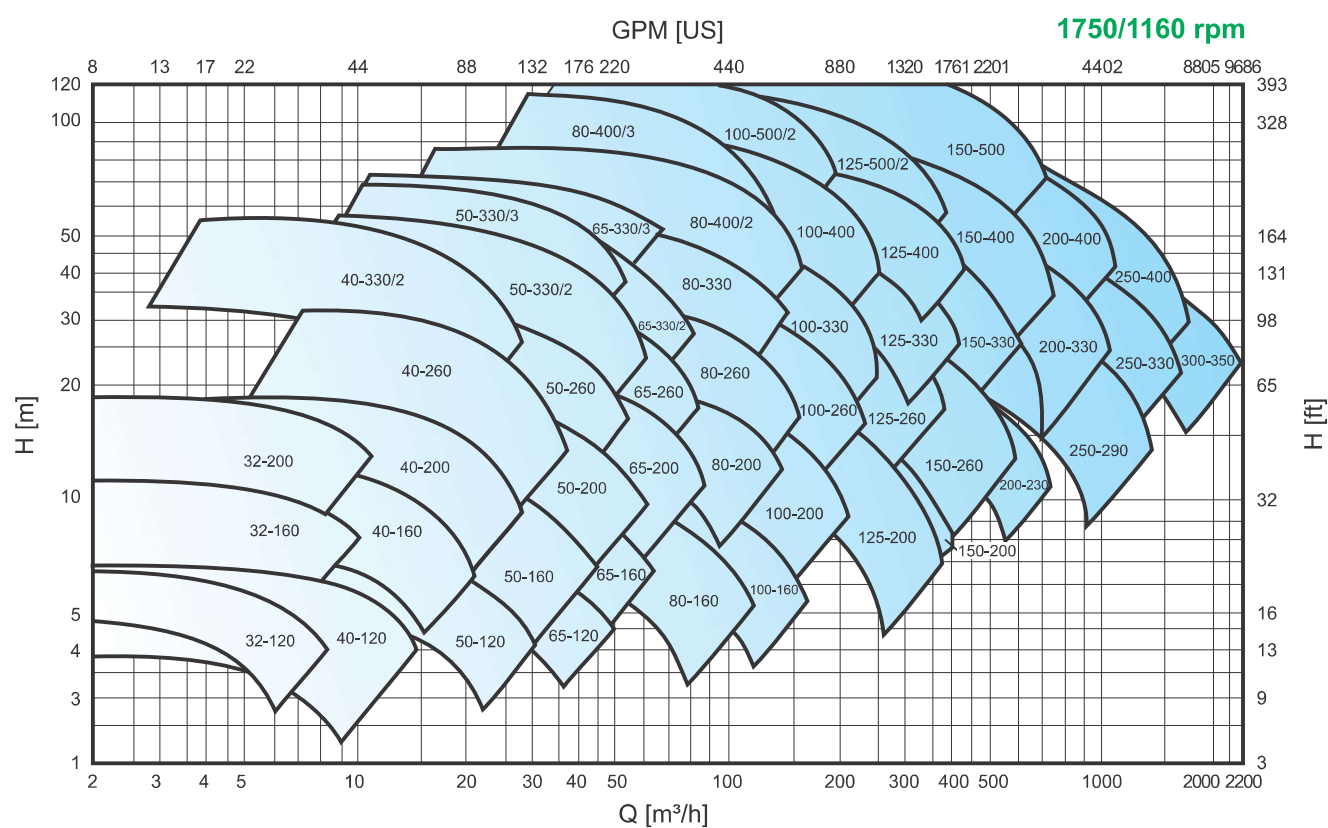
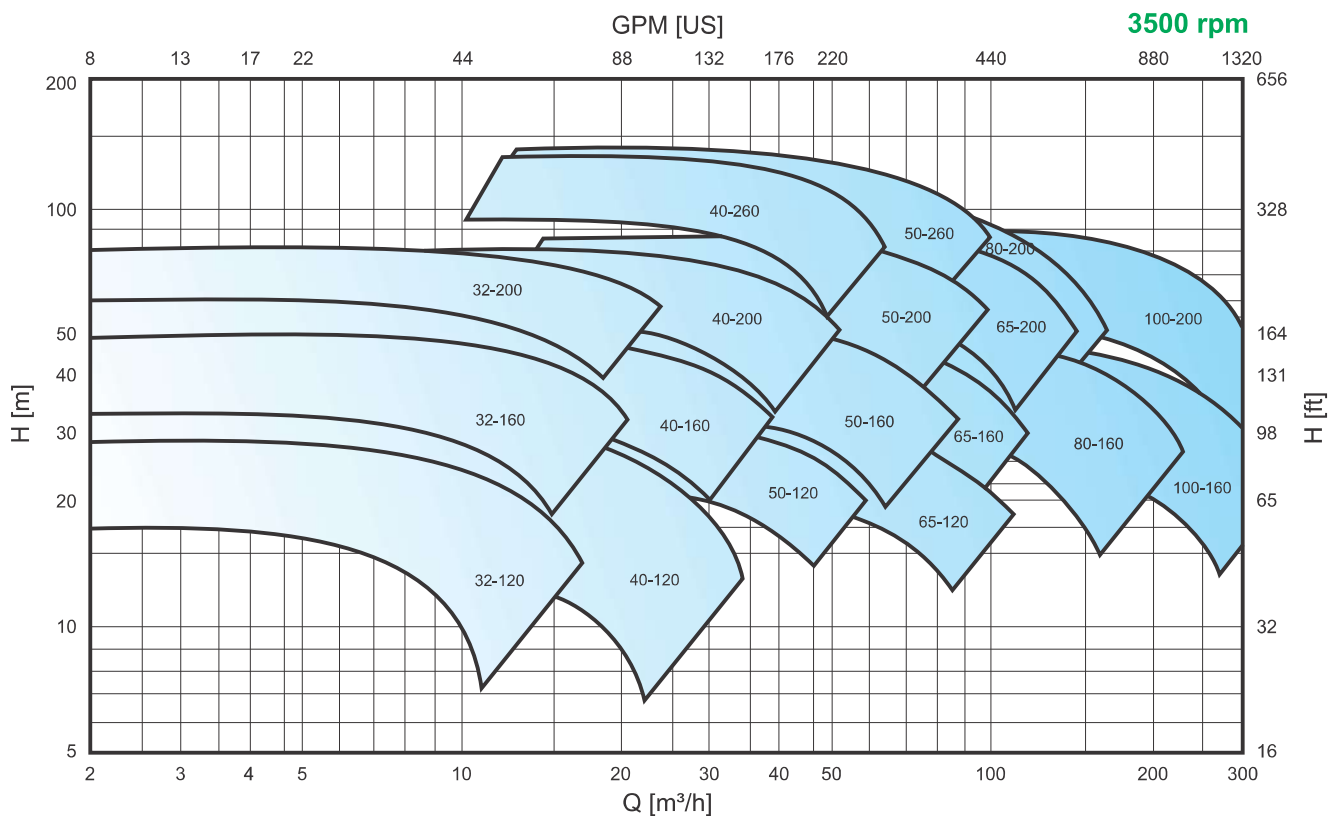
Reservamo-nos o direito de efetuar modificações em nossos produtos, sempre que necessário, sem que, por isso, incorram obrigações de qualquer espécie.

DESCRIÇÃO

	ITAP	80	400	2
MODELO	_____	_____	_____	_____
DIÂMETRO NOMINAL DO FLANGE DE RECALQUE (MM)	_____	_____	_____	_____
DIÂMETRO DO ROTOR (MM)	_____	_____	_____	_____
NÚMERO DE ESTÁGIOS QUANDO APLICÁVEL	_____	_____	_____	_____



CARTA DE APLICAÇÃO





CONSTRUÇÃO

O sistema construtivo é de eixo horizontal com partição vertical, normalmente de um estágio, sendo também disponíveis modelos de dois e três estágios.

O corpo espiral é fixado no cavalete por prisioneiros e nos cavaletes maiores é dotado de pés de apoio.

DADOS CONSTRUTIVOS

Tamanhos	Unidades	32-120	32-160	40-120	40-160	50-120	50-160	65-120	65-160	80-200	80-260	100-200	100-260	125-200	125-260	150-200	150-260	200-230	200-330	250-290	250-330	300-350												
Cavalete		1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3												
Passagem mínima do rotor	mm	5	5	9	6	10	10	18	14	4	5	4	4	8	5	5	12	8	8	24	18	14												
GD ² conjunto girante com água	kg.m ²	0,0078	0,0174	0,0085	0,0192	0,0098	0,0197	0,0112	0,0244	0,0424	0,0431	0,1124	0,1547	0,1163	0,1638	0,2113	0,0556	0,1378	0,1926	0,2474	0,0249	0,0868												
Pressão máxima de recalque ¹	bar	6	6	6	6	6	6	6	6	10	10	14	6	10	10	10	10	10	10	10	10	10												
Pressão máxima de sucção	bar	6																																
Vazão min./máx		0,3/1,1 x Q.ótimo																																
Temperatura	Min./Máx s/ câmara resf.	-10/100																																
	c/ gaxeta																																	
	c/ selo mec.	-10/120																																
	c/ câmara resf.	140																																
Sentido de rotação		Horário visto do lado do acionamento																																
Alívio do empuxo axial		Palheta traseira									Furos de alívio no rotor																							
Desmontagem		Back Pull-out									Pela frente, com tampa de sucção																							
Flanges		EN 1092-2																																
Lubrificação		Em banho de óleo																																
Volume lubrificante	L	0,4									0,55									1,2			4											
P/n máximo	Cv/rpm	0,0064									0,0174									0,029									0,094			0,242		

NPSH REQUERIDO

Os valores de NPSH requeridos podem ser calculados através da seguinte fórmula, sendo os valores de altura de sucção (Hs) encontrados nas respectivas curvas características.

$$NPSH_r = 10 - H_s + \frac{V^2}{2g} + 0,5$$

onde:

NPSH [m]

Hs = altura de sucção [m] obtida das curvas características

V = velocidade na sucção [m/s]

g = aceleração da gravidade [m/s²]



VELOCIDADE PERIFÉRICA MÁXIMA

Ao especificar o produto, deverá ser observada a rotação da bomba e a velocidade periférica máxima do rotor, conforme o seu material de construção:

MATERIAL	VELOCIDADE MÁXIMA
Ferro fundido ASTM A48 CL30	40 [m/s]
Ferro nodular ASTM A536 654512	60 [m/s]
Bronze	60 [m/s]
Aço inox – ASTM A351 CF8M	80 [m/s]

ACIONAMENTO

Através de acoplamento elástico, por motor elétrico, turbina, motor de combustão interna, redutor ou através de sistema de polia e correia.

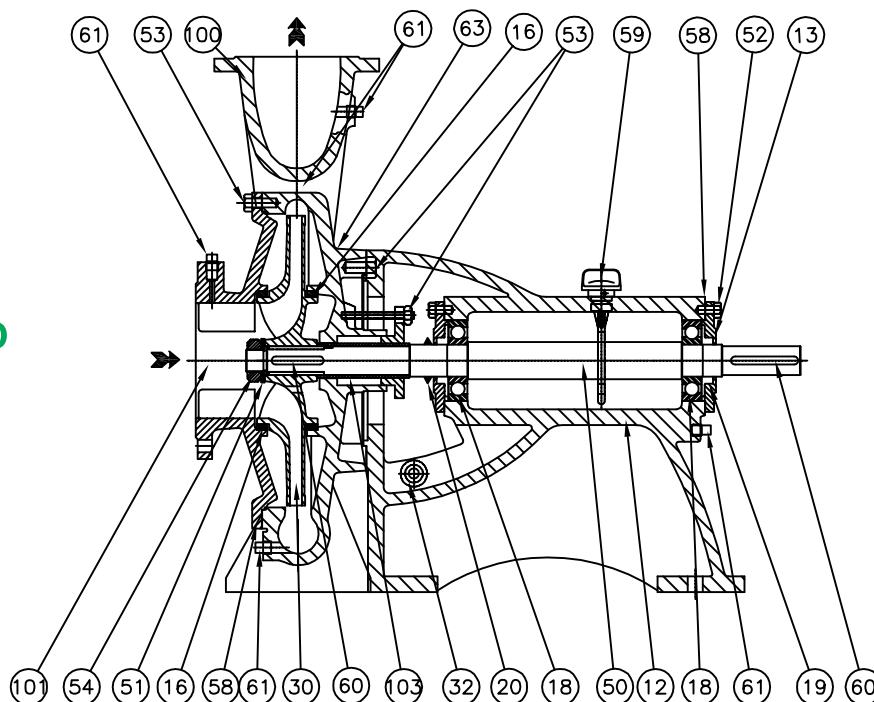
RESERVA DE POTÊNCIA

Potência requerida pela bomba [CV]	Reserva de potência para acionamento
até 2 cv	20%
até 20 cv	15%
acima de 20 cv	10%



BOMBA DE 1 ESTÁGIO

Corte, peças e componentes.



Componente	Denominação	Material	Observação
12	Cavalete	ASTM A48 CL30	
13	Tampa do cavalete	ASTM A48 CL30	
16	Anel desgaste	ASTM A48 CL30	
20	Anel centrifugador	Borracha Nitrílica	
30	Rotor	ASTM A48 CL30	
32	Saída do gotejamento		
50	Eixo	SAE 4140	
51	Arruela trava ponta eixo	SAE 1020	
52	Parafuso cabeça sextavada	SAE 1020	
53	Prisioneiros e porcas sextavada	SAE 1020	
54	Porca do motor	SAE 1020	
58	Juntas planas	NA 1040	
59	Nível de óleo	Nylon	
60	Chaveta	SAE 1045	
61	Bujões	F. maleável galv.	
63	Plaqueta	Alumínio	
100	Corpo espiral	ASTM A48 CL30	
101	Tampa de sucção	ASTM A48 CL30	Não usados para modelos 32-120, 32-160, 40-120, 40-160
103	Luva protetora do eixo	SAE 1020	Para cavaletes nº 4 e 5

Componente 18 - Rolamentos

Cavalete	1	2	3	4	5	*5
Quantidade	2	2	2	2	2	1+1
Material	6.304/C3	6.305/C3	6.306/C3	6.409/C3	6.411/C3	6.411/C3 - 6.313/C3

*Para modelos 250.290 e 300-350

Componente 19 - Retentores (Material - Borracha Nitrílica)

Cavalete	1	2	3	4	5	*5
Quantidade	2	2	2	2	2	2
Dimensões	20x35x7	25x42,9x9,5	30x50x12	45x62x10	55x80x13	55x80x13



ROTAÇÃO, VEDAÇÃO E REFRIGERAÇÃO

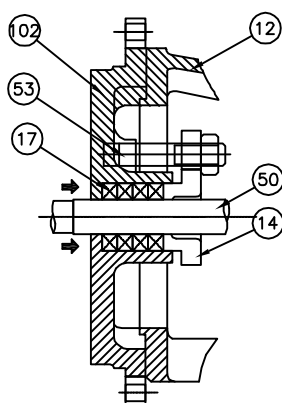
Coefficientes de Variação de Rotação da Bomba

		Rotação desejada - rpm											
		1500	1600	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	3000
Rotação da curva básica a 1750 rpm	Q (x)	0,86	0,91	1,03	1,09	1,14	1,20	1,26	1,31	1,37	1,43	1,48	1,71
	H (x)	0,73	0,83	1,06	1,18	1,30	1,30	1,58	1,73	1,88	2,04	2,20	2,94
	N (x)	0,63	0,76	1,09	1,28	1,49	1,49	1,98	2,27	2,58	2,91	3,28	5,04
Rotação da curva básica a 1750 rpm	Q (x)	0,43	0,43	0,51	0,54	0,57	0,60	0,63	0,66	0,68	0,71	0,74	0,86
	H (x)	0,18	0,21	0,26	0,29	0,32	0,36	0,39	0,43	0,47	0,51	0,55	0,73
	N (x)	0,08	0,095	0,136	0,160	0,186	0,216	0,39	0,28	0,32	0,36	0,41	0,63

Q = vazão (m³/h) H = altura manométrica (m) N = Potência (CV)

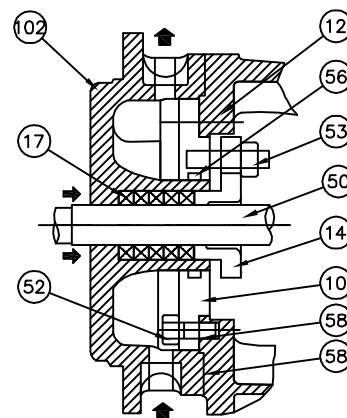
SISTEMA DE VEDAÇÃO E REFRIGERAÇÃO

Execução Standard

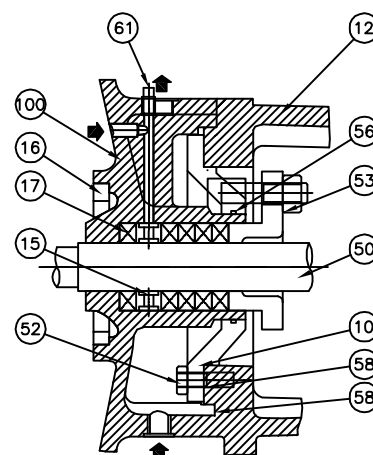
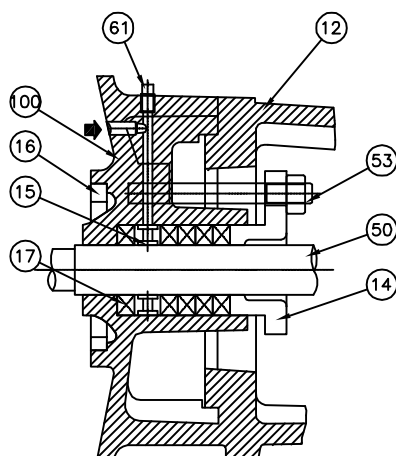


Cavalete 1

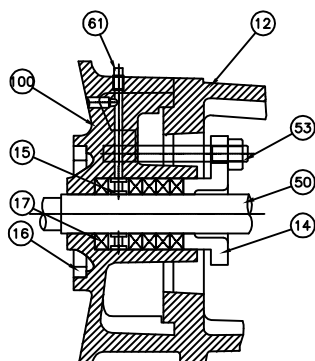
Execução com Refrigeração



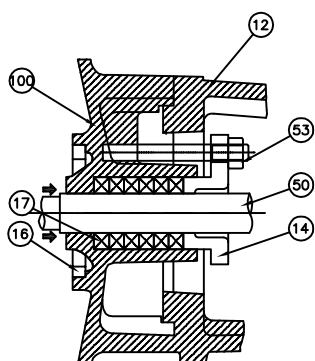
Bombas Cavalete 1 montadas no Cavalete 2



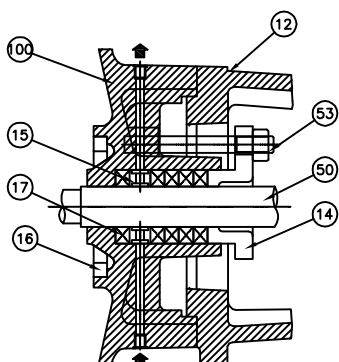
Cavaletes 2, 3, 4, e 5: refrigeração interna por líquidos limpos e pressão de sucção negativa.



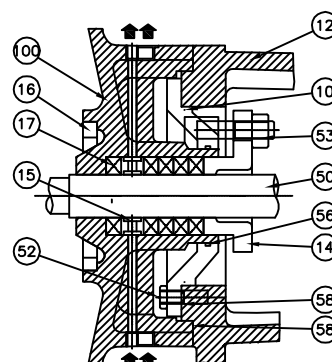
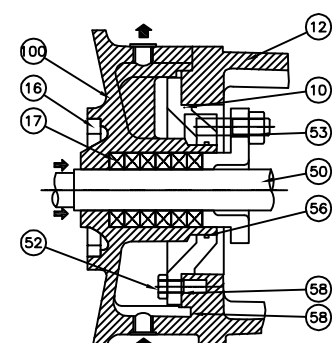
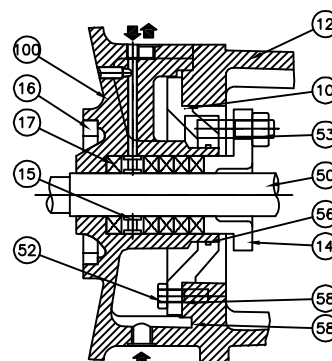
Cavaletes 2, 3, 4 e 5: refrigeração externa com escoamento interno.



Cavaletes 2, 3, 4 e 5: líquidos limpos com pressão de sucção positiva.



Cavaletes 2, 3, 4 e 5: refrigeração externa e escoamento externo.

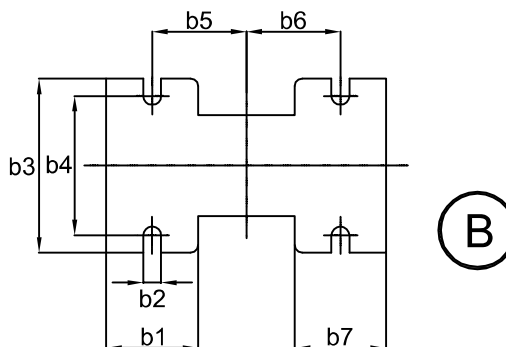
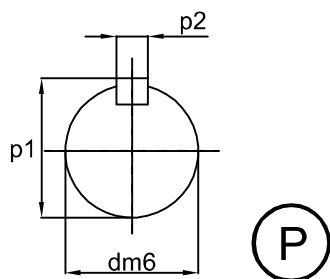
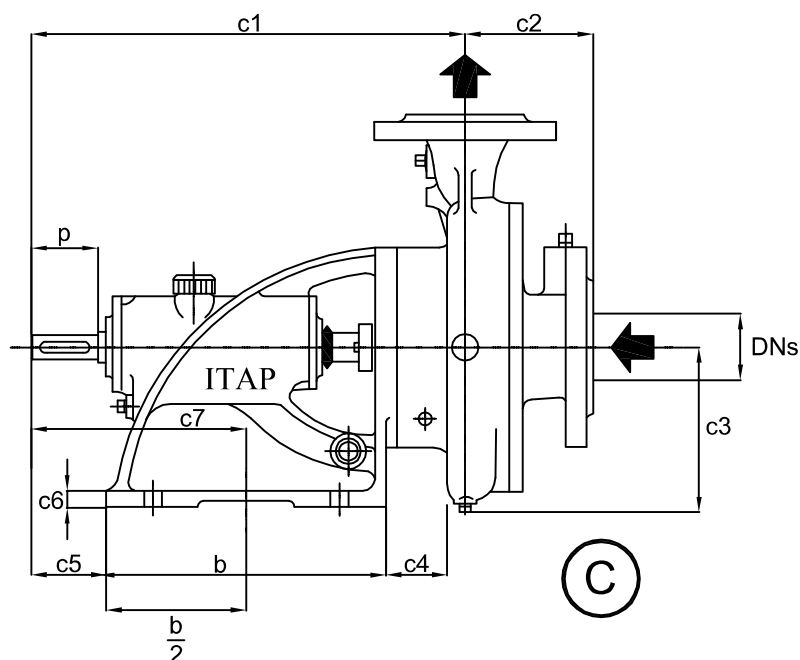
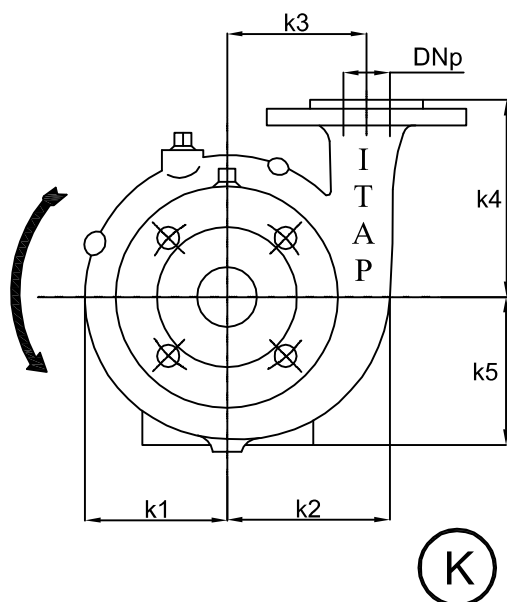


PEÇAS E COMPONENTES DOS SISTEMAS DE VEDAÇÃO E REFRIGERAÇÃO

Componente	Denominação	Material	Observação
10	Tampa câmara de resfriamento	ASTM A536 654512	Para modelos com refrigeração
12	Cavalete	ASTM A48 CL30	
14	Aperta gaxeta	ASTM A48 CL30	
15	Anel cadeado	ASTM A48 CL30	
16	Anel desgaste	ASTM A48 CL30	
17	Gaxeta	Amianto Graf.	
50	Eixo	SAE 4140	
52	Parafuso cabeça sextavada	SAE 1020	
53	Prisioneiros e porcas sextavada	SAE 1020	
56	O'Ring	Borracha Nitrílica	
58	Juntas planas	K. oilit	
61	Bujões	F. maleável galv.	
100	Corpo espiral	ASTM A48 CL30	
102	Tampa de pressão	ASTM A48 CL30	Para modelos 32-120, 32-160, 40-120, 40-160



CAVALETE 1 DIMENSÕES BÁSICAS

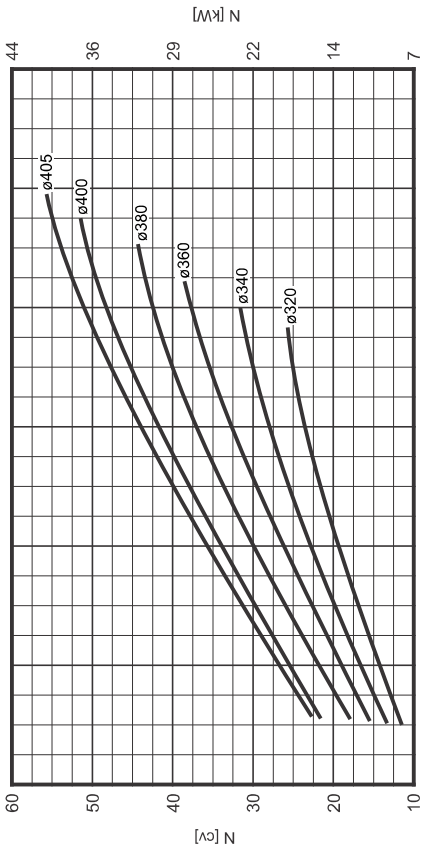
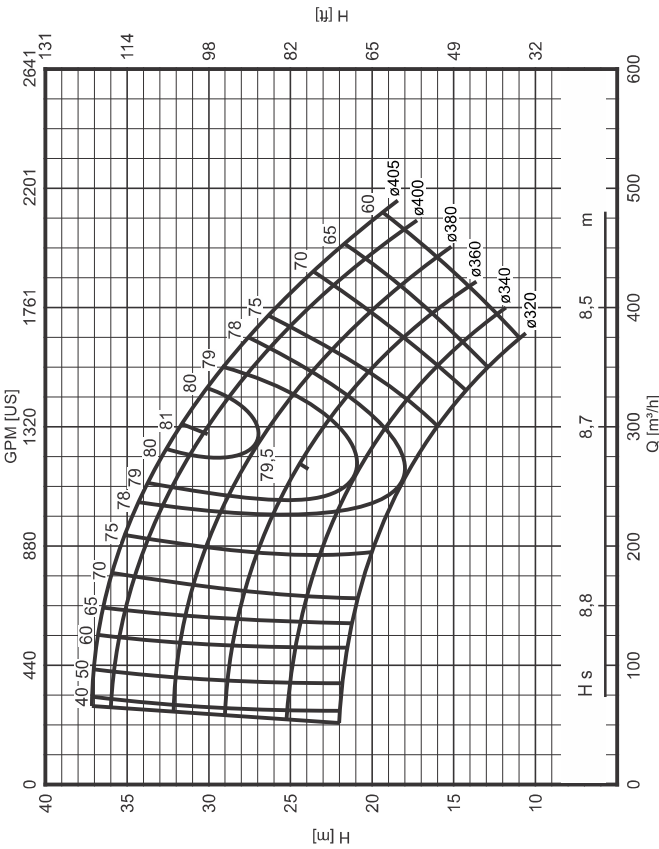


Medidas das bombas em mm																										
Modelo	Cav.	DN		B							C							K					P			Ø dm6
		DNs	DNp	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b ₆	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅	c ₆	c ₇	k ₁	k ₂	k ₃	k ₄	k ₅	P	P ₁	P ₂	
32-120	1	40	32	190	55	14	115	90	67	69	321	75	87	52	60	12	155	81	96	80	116	100	40	20,2	6	18
32-160											313		104	47				97	113	97	135					
40-120	1	50	40	190	55	14	115	90	67	69	315	75	107	44	60	12	155	88	108	85	120	100	40	20,2	6	18
40-160													120	50				105	110	94	130					
50-120	1	65	50	190	55	14	115	90	67	69	320	100	117	44	60	12	155	96	123	95	130	100	40	20,2	6	18
50-160											315		135	45				115	130	105	150					
65-120	1	80	65	190	55	14	115	90	67	69	320	110	143	38	60	12	155	121	142	105	140	100	40	20,2	6	18
65-160													125	42				124	148	117	160					



ITAP 150-400

1180 RPM

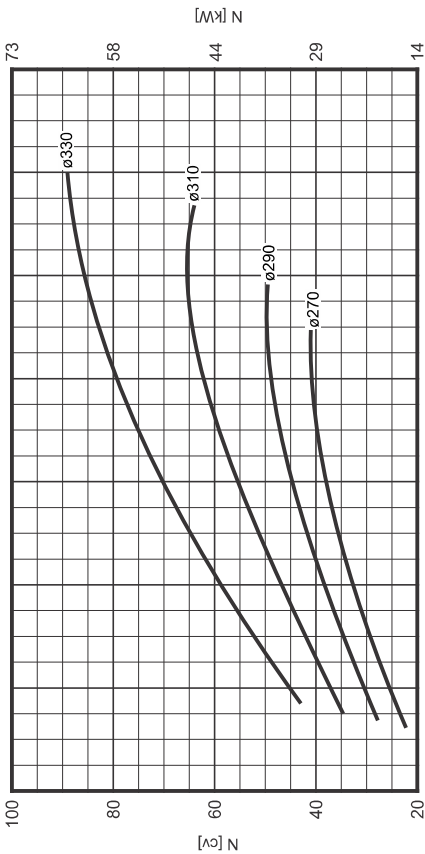
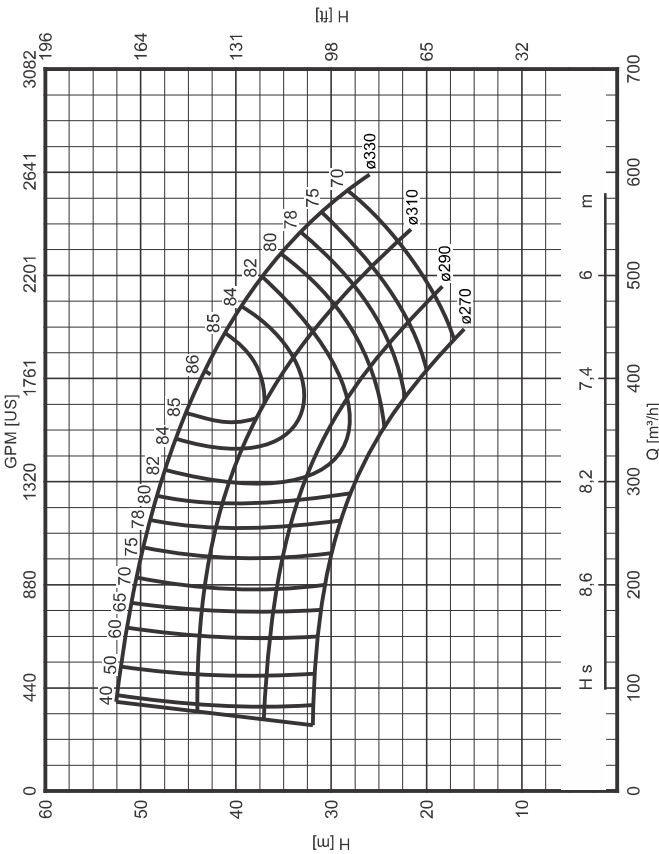


Flange de Sucção	200	mm
Flange de Pressão	150	mm
Peso Específico	9 = 1	kgf/dm³
Viscosidade	Π = 1	cP

Rotor Máximo	405	mm
Rotor Mínimo	320	mm
Largura	26	mm

ITAP 150-330

1750 RPM



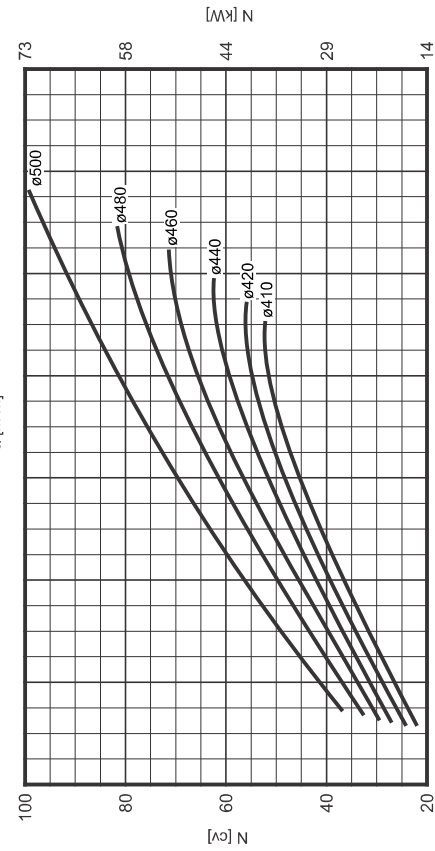
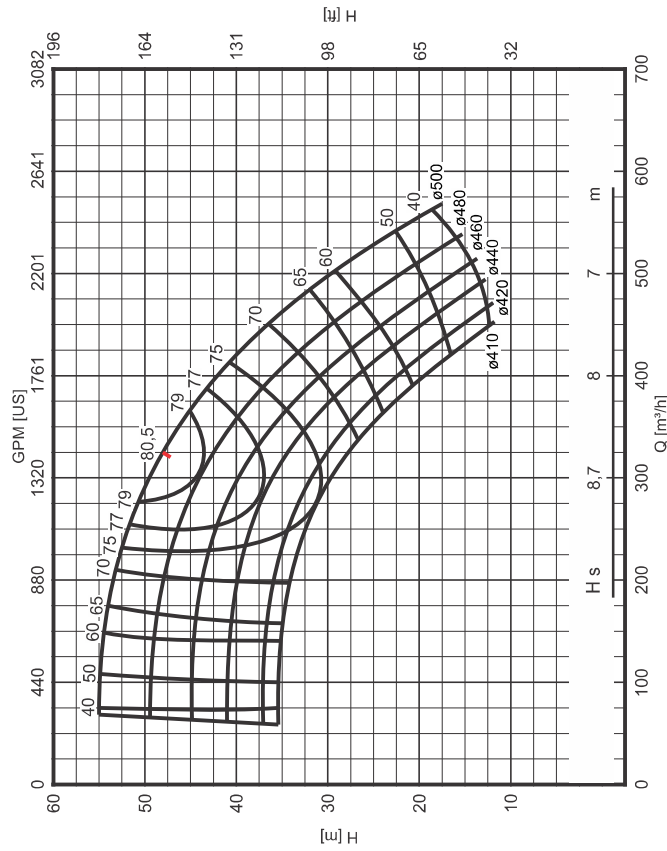
Flange de Sucção	200	mm
Flange de Pressão	150	mm
Peso Específico	9 = 1	kgf/dm³
Viscosidade	Π = 1	cP

Rotor Máximo	330	mm
Rotor Mínimo	270	mm
Largura	32	mm



1180 RPM

ITAP 150-500

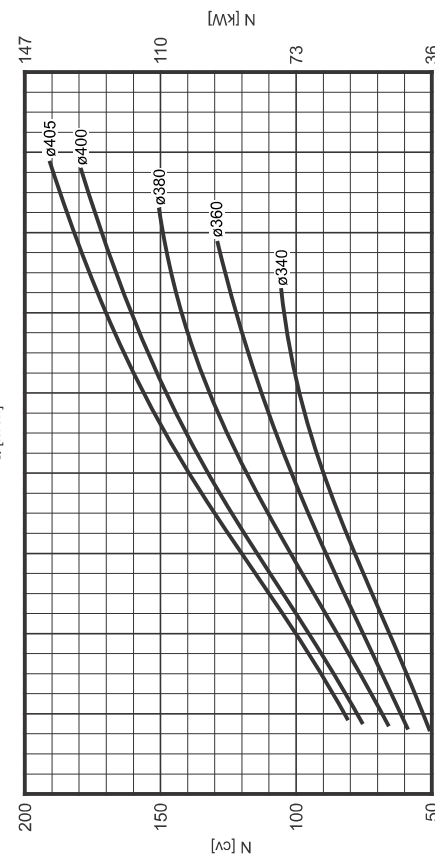
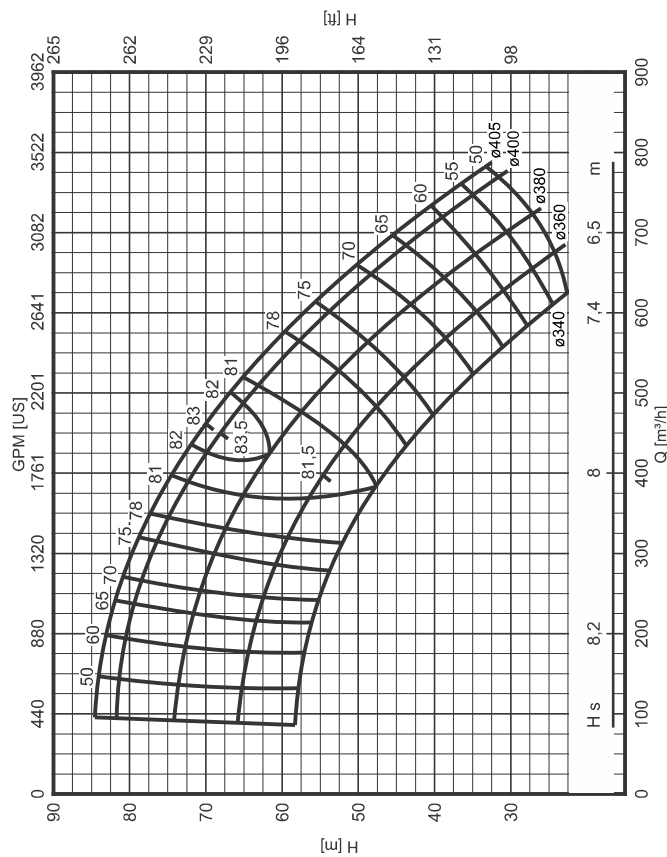


Flange de Sucção	200	mm
Flange de Pressão	150	mm
Peso Específico	9 = 1	kgf/dm³
Viscosidade	II = 1	cP

Rotor Máximo	500	mm
Rotor Mínimo	410	mm
Largura	20	mm

1775 RPM

ITAP 150-400



Flange de Sucção	200	mm
Flange de Pressão	150	mm
Peso Específico	9 = 1	kgf/dm³
Viscosidade	II = 1	cP

Rotor Máximo	405	mm
Rotor Mínimo	340	mm
Largura	26	mm