

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SÃO PAULO

VITOR MATOS SERAFIN

OTIMIZAÇÃO DE UMA CENTRAL DE CONTROLE DE MOTORES

São Paulo

2017

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SÃO PAULO

VITOR MATOS SERAFIN

OTIMIZAÇÃO DE UMA CENTRAL DE CONTROLE DE MOTORES

Dissertação apresentada ao curso de pós-graduação *Stricto Sensu* de Automação e Controle do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Automação e Controle.

Orientador:

Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo

São Paulo

2017

FICHA CATALOGRÁFICA

Catlogação na fonte
Biblioteca Francisco Montojos - IFSP Campus São Paulo
Dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S481o Serafin, Vitor Matos
 Otimização de uma central de controle de
 motores / Vitor Matos Serafin. São Paulo: [s.n.],
 2017.
 171 f.

 Orientador: Alexandre Brincalepe Campo

 Dissertação (Mestrado Profissional em Automação
 e Controle de Processos) - Instituto Federal de
 Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, IFSP,
 2017.

 1. Automação. 2. Controle . 3. Processo . 4.
 Torres. 5. Resfriamento. I. Instituto Federal de
 Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo II.
 Título.

CDD 629.8

FOLHA DE APROVAÇÃO



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SÃO PAULO
CAMPUS SÃO PAULO
DIRETORIA GERAL DO CAMPUS SÃO PAULO
Coordenadoria de Registros Escolares de Pós-Graduação

ATA DE EXAME DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Nome do Programa: **Mestrado Profissional em Automação e Controle de Processos**

Nome do(a) Aluno(a): Vitor Matos Serafin

Nome do(a) Orientador(a): Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo

Nome do(a) Coorientador(a):

Título do Trabalho: "Otimização de uma central de controle de motores"

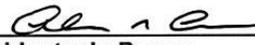
Abaixo o resultado de cada participante da Banca Examinadora

Nome completo dos Participantes Titulares da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo – Orientador	IFSP – SPO	A PROVADO
Prof. Dr. Eduardo Alves da Costa – Membro Interno	IFSP – SPO	APROVADO
Prof. Dr. Júlio César Lucchi - Membro Externo	USJT	APROVADO
Nome completo dos Participantes Suplentes da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. Ricardo Pires – Membro Interno	IFSP – SPO	
Prof. Dr. Raimundo Paiva da Nóbrega – Membro Externo	USP	APROVADO

Considerando-o: APROVADO
 NÃO APROVADO

Assinaturas

São Paulo, 12 de setembro de 2017



Presidente da Banca



Membro Interno



Membro Externo

Observações:

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Maria Felicidade Matos Serafin e Olivo Serafin (I.M)
Irmãs, Juliana Matos Serafin e Valéria Matos Serafin
Ao meu Afilhado Arthur Serafin Ferraz

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo, pela orientação na pesquisa desenvolvida, dedicação e por sempre acreditar e ajudar no desenvolvimento do meu potencial acadêmico e profissional;

Ao Prof. Dr. Márcio Matsumoto, pelas orientações referentes à área química;

Ao Prof. Dr. Alexandre Simão Caporali pelo apoio e ensinamentos;

Ao Prof. Dr. Flávio Valadares pela orientação quanto à metodologia do trabalho científico;

A minha namorada Cibelle pelo amor, companheirismo e apoio;

Aos colegas da turma do mestrado profissional, pela amizade, união, apoio e pelo convívio agradável durante o nosso período acadêmico;

Ao amigo Peter Hanser pelo apoio, dedicação e continuidade no projeto desenvolvido;

Aos amigos que cultivei no desenvolvimento do projeto, em especial ao João Roberto, Ulisses Michel, Gabriel Traini, Renato Rodrigues, Rodrigo Martins, Celso Trindade, Aníbal Martins, Valdemar Batista, Pedro Chakur, José Celso Coelho, Adriano Gava e Renato Nogueira;

Ao instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo (IFSP);

Aos Colegas do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento de Motores Diesel da Cummins Brasil (BTC), em especial a Fernando V Boas, Márcio Antônio dos Santos, Ivoney Mello e Daniel Poletto do time de *Labops*;

Aos amigos Alex Diniz Chaves, Erison Jesus e Augusto Rigoberto pela participação e contribuição valiosa no desenvolvimento dos experimentos realizados;

Ao Dr. Raimundo de Paiva Nóbrega pela oportunidade e pela confiança creditada em mim para o desenvolvimento desta pesquisa no laboratório de motores;

À Cummins Latin América pelo investimento realizado e por ceder o laboratório de motores diesel para o desenvolvimento do projeto;

Sobretudo a Deus pelo dom da vida.

EPÍGRAFE

“A persistência é o caminho do êxito”
(Charles Chaplin)

“Sonhos determinam o que você quer. Ação determina o que você conquista”

(Aldo Novak)

“No meio da dificuldade encontra-se a oportunidade.”

(Albert Einstein)

RESUMO

O trabalho apresenta o projeto de automação e controle de uma Central de Controle de Motores (CCM). O sistema desenvolvido é usado para controle do bombeamento de água sob pressão, para a alimentação de trocadores de calor industriais e máquinas termodinâmicas do centro técnico de pesquisa e desenvolvimento de motores diesel (BTC) da Cummins Brasil. A solução apresentada tem como objetivo o uso racional e sustentável dos recursos naturais, para economizar energia elétrica e reduzir o consumo de água do sistema. Estes objetivos podem ser atingidos por meio do controle do ciclo de trabalho (*duty cycle*) dos diversos motores elétricos da aplicação e do controle do *setpoint* de pressão e da vazão de água nominal do processo, de acordo com a demanda térmica solicitada pelo sistema. O sistema de controle projetado foi desenvolvido para atender à demanda de refrigeração térmica variável do processo. Ressalta-se que o consumo de água é proveniente, em sua maior parte, do arraste de partículas de água por meio dos ventiladores das torres de refrigeração, evaporação e drenagem do sistema. A planta do processo está descrita neste trabalho, onde ficam evidentes as melhorias implementadas no sistema e os resultados obtidos. Após o processamento dos dados, foi constatada uma redução de 40% no consumo de energia elétrica e de 28.8% em água.

Palavras-chave: Automação; Controle; Processo; Torres; Resfriamento.

ABSTRACT

This research presents a case study and the automation project of a Motor Control Center (MCC). The designed system is used to control and pumping water under pressure to supply industrial heat exchangers and thermodynamic machines from Cummins Brazilian Technical Center (BTC). The solution presented is aimed at the rational and sustainable use of natural resources, to save electricity and to reduce potable water consumption of the system. These objectives may be reached by controlling the duty cycle of various electric motors, the application's pressure *setpoint* and controlling the nominal process water flow according to the heat demand required by the system. The improved control system was designed since the thermal cooling demand of the process under analysis is variable and the consumption of potable water is caused mostly due to the drag of the water particles through the cooling towers ventilators, evaporation and system purging. The plant is described at this work, discussing the implemented improvements in the system and the results are presented. After processing process data, the project has achieved 40% reduction in electricity consumption and 28.8% in potable water.

Keywords: Automation;Control;Process;Cooling;Towers.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – Pluma na Saída das Torres de Resfriamento.....	29
FIGURA 2 – Curva de Performance do Motor de Acionamento das Torres de Resfriamento.....	30
FIGURA 3 - Esquemático Torre de Resfriamento Tipo Contracorrente.....	34
FIGURA 4 – Diagrama do Sistema de Água Sob Pressão.....	38
FIGURA 5 – Vista Parcial Sala de Teste de Motores a Diesel da Cummins Brasil.....	39
FIGURA 6 – Esquemático do Sistema de Refrigeração do Ar de Admissão de Motores à Combustão Interna Equipados com Turbo Compressores.....	41
FIGURA 7 – ACS (<i>Air Conditioning System</i>).....	43
FIGURA 8 – Bombas de captação de água localizadas sobre o tanque superior (Sistema Antigo).....	44
FIGURA 9 – Bombas de Captação de Água localizadas no Tanque Inferior.....	45
FIGURA 10 – Torres de Resfriamento BTC.....	46
FIGURA 11 – Estação de Tratamento de Água 3Dtrasar (NALCO).....	47
FIGURA 12 – Principais Componentes de uma Bomba Centrífuga.....	49
FIGURA 13 – Campo de Aplicação de Bombas.....	50
FIGURA 14 – Curva de Eficiência <i>Versus</i> Vazão Volumétrica de uma Bomba Centrífuga.....	53
FIGURA 15 – Região Operacional <i>versus</i> Vibração para uma Bomba Centrífuga.....	54
FIGURA 16 – Instalação com Aspiração Negativa do Fluido.....	55
FIGURA 17 – Instalação com Aspiração Positiva do Fluido.....	56
FIGURA 18 – Evolução da Pressão no Impulsor, na Aspiração (SS) e na Compressão (DS).....	57

FIGURA 19 – Consequências da descida da pressão à entrada do impulsor.....	58
FIGURA 20 – Curvas Característica Bomba Centrífuga (Gráfico Único).....	59
FIGURA 21 – Curvas Característica Bomba Centrífuga (Gráficos Segregados).....	60
FIGURA 22 – Acoplamento de Bombas em Série.....	61
FIGURA 23 – Acoplamento de Bombas em Paralelo.....	62
FIGURA 24 – Mudança de Direção do Escoamento em uma Curva 90°	63
FIGURA 25 – Representação da Turbulência em Singularidades.....	63
FIGURA 26 – Levantamento Gráfico do Fator de Perda de Carga para Situações de Expansão e Contração Súbito do Escoamento.....	65
FIGURA 27 – Comprimento Equivalente (metros).....	66
FIGURA 28 – Curva de Queda de Pressão Puramente por Atrito.....	67
FIGURA 29 – Combinações de Variações de Pressão por Atrito e por Gravidade.....	68
FIGURA 30 – Ponto de Operação de um Sistema de Bombeamento.....	69
FIGURA 31 – Sequência de Condução do SCR no Momento da Partida do Motor Elétrico.....	70
FIGURA 32 – Curvas de Tensão, Corrente e Torque do Motor Elétrico no Momento da Partida Via <i>Softstarter</i>	71
FIGURA 33 – Diagrama em Blocos do Controlador de Torque Via <i>Softstarter</i>	72
FIGURA 34 – Curva de Rotação do Motor Elétrico Via <i>Softstarter</i> (Parada por Controle de Torque).....	73
FIGURA 35 – Curva de Torque e Corrente Elétrica do Motor Elétrico no Momento da Partida.....	74
FIGURA 36– Diagrama Unifilar de Potência para Acionamento de Motor Elétrico Via <i>Softstarter</i>	75
FIGURA 37– Diagrama Unifilar de Potência – Acionamento Motor Elétrico Via Inversor de Frequência.....	76

FIGURA 38 – Curva de Torque e de Corrente para um Acionamento Via Inversor de Frequência.....	77
FIGURA 39 – Curvas de Vazão, Potência e Pressão de uma Bomba Centrífuga em Função da Rotação do Motor Elétrico.....	78
FIGURA 40 – Curva de Operação em Cargas parciais Via Inversor de Frequência....	79
FIGURA 41 – Comparativo entre os Diferentes Métodos de Partida para Motores Elétricos.....	81
FIGURA 42 – Gráfico de Interação DOE.....	85
FIGURA 43 – Efeitos Principais para Autonomia de Combustível.....	88
FIGURA 44 – Gráfico de Interações para Autonomia de Combustível.....	91
FIGURA 45 – Gráfico Pareto do Efeito Causado na Variável Dependente (Autonomia de Combustível).....	92
FIGURA 46 – Gráfico Pareto da Significância Prática dos Fatores de Entrada.....	94
FIGURA 47 – Medidor Ultrassônico PT878.....	99
FIGURA 48 – Temp. de Operação Motor de 25CV (Sistema Antigo).....	102
FIGURA 49 – Gráfico Pareto do Efeito dos Fatores de Entrada.....	107
FIGURA 50 – <i>Layout</i> Bomba Afogada.....	111
FIGURA 51 – <i>Layout</i> Bomba com Pescador.....	112
FIGURA 52 – <i>Layout</i> Bomba Vertical.....	114
FIGURA 53 – Bomba <i>Megabloc</i>	115
FIGURA 54 – Bomba <i>Meganorm</i>	116
FIGURA 55 – Curva de Carga Característica do Processo (Ramo Salas de Teste)..	118
FIGURA 56 – Ponto de Operação das Bombas Centrífugas Responsáveis pela Alimentação do Ramo das Salas de Teste.....	118

FIGURA 57 – Curva (<i>Head</i>) Bomba Ramo Casa de Máquinas versus Curva Característica do Sistema.....	119
FIGURA 58 – Sistema de Captação de Água Desenvolvido (Atual).....	121
FIGURA 59 – Sistema de Escorva Desenvolvido (Atual).....	122
FIGURA 60 – CCM Antigo da Planta.....	125
FIGURA 61 – Novo CCM Fabricado Formato 3B (Atual).....	126
FIGURA 62 – Transdutor de Pressão Instalado no Processo.....	133
FIGURA 63 – Monoacuômetro Instalado na Sucção da Bomba.....	134
FIGURA 64 – Sensores de Temperatura PT-100 instalados nas Tubulações do Processo (Atual).....	135
FIGURA 65 – Sensor de Umidade Relativa.....	136
FIGURA 66 – Sensor de Nível (Ultrassônico) do Tanque Superior.....	137
FIGURA 67 – Sensor de Vazão Volumétrica instalado na Tubulação de <i>Makeup</i>	138
FIGURA 68 – Sensor Extravasador do Tanque Superior.....	139
FIGURA 69 – Menu Principal Automação.....	140
FIGURA 70 – Sinótico (Supervisório).....	141
FIGURA 71 – Página 1 da Tela de Acionamento (Salas de Teste).....	142
FIGURA 72 – Tela 2 de Acionamentos.....	145
FIGURA 73 – Tabela Correspondência.....	146
FIGURA 74 – Tela 3 de Acionamento (Bombas de Retorno).....	147
FIGURA 75 – Tela 4 de Acionamento dos Ventiladores das Torres de Resfriamento.....	149
FIGURA 76 – Tela de Acionamento da Válvula de <i>Makeup</i>	150
FIGURA 77 – Tela de Horímetro.....	152

FIGURA 78 – Tela de Registros.....	153
FIGURA 79 – Estação de Tratamento de Água.....	154
FIGURA 80 – Tela de Interface Desenvolvida Estação de Tratamento de Água.....	154
FIGURA 81– Tela de Agendamentos.....	155
FIGURA 82 - Tela de Temperaturas Salas de Teste.....	156
FIGURA 83 – Menu Principal do Registrador de Dados.....	157
FIGURA 84 – Diagrama em Blocos Controlador PID (Controle de Nível do Tanque Inferior).....	158
FIGURA 85 – <i>Logger</i> do Tempo de Acomodação (Controle de Nível do Tanque Inferior).....	160
FIGURA 86 – Tela Sinótico (Sensores Ultrassônico Instalados no Tanque Inferior).....	161
FIGURA 87 – <i>Logger</i> da Curva de Transbordo do Tanque Inferior.....	163
FIGURA 88 – Leitura de Nível do Tanque Inferior via Sensor <i>Master</i> e Sensor <i>Slave</i>	163
FIGURA 89 – Sinótico (Supervisório).....	164
FIGURA 90 – Diagrama em Blocos Controlador PID (Controlador dos Ventiladores das Torres de Resfriamento).....	165
FIGURA 91 – Conjunto de Acoplamentos e Redutores para Acionamento dos Ventiladores das Torres de Resfriamento.....	166
FIGURA 92– Ventilador da Torre de Resfriamento em Operação.....	167
FIGURA 93 – Tela 4 de Acionamentos das Torres de Resfriamento (Horário de Ponta).....	168
FIGURA 94 – <i>Logger</i> do Controle de Temperatura na Saída das Torres de Resfriamento (Horário de Ponta).....	169
FIGURA 95 – Diagrama em Blocos Controlador PI (Alimentação de Água Ramo Sala de Testes).....	170

FIGURA 96 – Temperatura de Operação do Motor Elétrico de 25CV (Antes).....	172
FIGURA 97 – Temperatura de Operação do Motor Elétrico de 25CV (Depois).....	172
FIGURA 98 – Gráfico do Consumo Mensal de Água (Antigo 2015) Vs (Atual 2017)..	173
FIGURA 99 – Gráfico do Consumo de Água Específico (Antigo 2015) Vs (Atual 2017).....	174
FIGURA 100 – Gráfico de Retenção de Água (HTI) do Sistema.....	175
FIGURA 101 – Gráfico da Taxa de Corrosão do Sistema Atual.....	176
FIGURA 102 – Variáveis Majoritárias para Consumo de Água.....	177
FIGURA 103 – Interação das Variáveis de Entrada (Fatores).....	178
FIGURA 104 – Gráfico <i>Contour</i> para a Interação das Variáveis Temp. Ambiente, Umidade Relativa e (Δt fixo = 1°C).....	180
FIGURA 105 – Gráfico <i>Contour</i> para a Interação das Variáveis Umidade Relativa, Δt e (Temp. Ambiente fixa = 24°C).....	180
FIGURA 106 – Pareto da Significância Prática.....	182
FIGURA 107 – Gráfico tipo Cubo das Variáveis Majoritárias para Consumo de Água.....	183
FIGURA 108 – Vazamento de Água em Excesso (Bombas Antigas do Sistema).....	188

LISTA DE TABELAS

TABELA1 – Valores de Kf de válvulas e acessórios: Diâmetro nominal – pol (mm).....	64
TABELA 2 – Tabela de Comparação entre Métodos de Partida de Motores.....	81
TABELA 3 – Matriz DOE de Fatorial Completo com três variáveis de entrada.....	84
TABELA 4 – Matriz DOE de Fatorial Completo com três variáveis de entrada (Cálculo dos Efeitos Principais).....	86
TABELA 5 – Matriz de Interações para DOE de Fatorial Completo com Três Variáveis.....	89
TABELA 6 – Matriz de Variabilidade de Termo Curto para DOE de Fatorial Completo com Três Variáveis de Entrada.....	95
TABELA 7 – Matriz de variabilidade de longo termo para DOE de Fatorial Completo com Três Variáveis de Entrada.....	96
TABELA 8 – Mapeamento da Quantidade de Calor Sensível.....	98
TABELA 9 – Mapeamento da Vazão de Água do Processo.....	99
TABELA 10 – Matriz DOE de Fatorial Completo com Três Variáveis de Entrada.....	105
TABELA 11 – Matriz de Interações DOE com Três Variáveis de Entrada.....	106
TABELA 12 – Matriz de Decisão do Esquemático de Instalação das Bombas Centrífugas.....	113
TABELA 13 – Matriz de Decisão da Seleção do Tipo de Bomba Centrífuga.....	117
TABELA 14 – Tabela de Demanda de Água da Casa de Máquinas.....	128
TABELA 15 – Estratégia de Acionamento da Válvula de <i>Makeup</i>	151
TABELA 16 – Parâmetros de Ajuste de KP, Ti e Td (Função de Transferência de Malha Fechada).....	159
TABELA 17 – Parâmetros Calculados para Kp, Ti e Td.....	160

TABELA 18 – Parâmetros Calculados para K_p , T_i e T_d	167
TABELA 19 – Limites Estabelecidos para Ligas Metálicas.....	176
TABELA 20 – Tabela Resumo dos Fatores para Economia de Água e de Energia Elétrica.....	184

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AC	<i>Alternating Current</i> (Corrente Alternada)
ACS	<i>Air Conditioning System</i> (Sistema de Condicionamento de Ar)
AUTO	Automático
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> (Ponto de Melhor Eficiência)
BHP	<i>Brake Horse Power</i>
BTC	<i>Brazilian Technical Center</i> (Centro Técnico Brasileiro)
CCM	Central de Controle de Motores
CLP	Controlador Lógico Programável
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
COP	Conformidade de Produção
DC	<i>Direct Current</i> (Corrente Contínua)
DOE	<i>Design of Experiment</i> (Planejamento de Experimentos)
DS	Fase de Compressão das Pás do Rotor
EPI	Equipamento de Proteção Individual
ESC	<i>European Stationary Cycle</i> (Ciclo Estacionário Europeu em Regime Constante)
H _{lm}	Energia de Atrito (dissipada) em Acessórios
HP	<i>Horse Power</i> (Cavalo-Vapor)
HTI	<i>Hold Time Index</i> (Tempo de Retenção de Água do Sistema)

IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i> (Comissão Eletrotécnica Internacional)
IEEE	<i>Institute of Electric and Electronic Engineers</i> (Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos)
IHM	Interface Homem-Máquina
IE2	<i>High Energy-Efficiency Class</i>
I/O	<i>Input/Output</i> (Entrada/Saída)
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional de Normalização)
Kf	Fator de Perda de Carga Localizada
Kcal	Quilocaloria
L	Comprimento
Leq	Comprimento de Tubulação Equivalente
M	Motor Elétrico
MAN	Manual
MCA	Metro de Coluna de Água
NBR	Norma Brasileira
NPFA	<i>National Fire Protection Association</i>
NPSHr	Altura de Sucção Requerida (<i>Net Positive Suction Head Req</i>)
NPSHd	Altura de Sucção Disponível (<i>Net Positive Suction Head</i>)
NR	Norma Regulamentadora
OFF	Desligado
ON	Ligado
pD	Pressão de Vaporização do Líquido

PID	Proporcional, Integral e Derivativo
PI	Proporcional e Intergral
PMIN	Pressão Mínima de Trabalho
pO	Pressão de Sucção na Entrada do Rotor
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
Q	Vazão Volumétrica
QGBT	Quadro Geral de Baixa Tensão
RNA	Redes Neurais Artificiais
RPM	Rotações por Minuto
SCR	Retificador Controlado de Silício
SP	<i>Setpoint</i>
SS	Sucção do Fluido
TTA	<i>Totally Tested Assembly</i> (Montagem Totalmente Testada)
V	Velocidade
VR	Valor Real

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	24
1.1 Objetivos.....	26
1.2 Organização do Trabalho.....	32
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA SOB ESTUDO (PLANTA).....	38
3.1 Salas de Teste de Motores Diesel.....	39
3.2 Casa de Máquinas.....	42
3.3 Tanque de Água Superior.....	44
3.4 Tanque de Água Inferior.....	45
3.5 Torres de Resfriamento.....	46
3.6 Estação de Tratamento de Água.....	47
4. TEORIA (ASPECTOS ESPECÍFICOS).....	49
4.1 Introdução à Bomba Centrífuga.....	49
4.2 Perda de Carga.....	63
4.3 Curva Característica do Sistema e Ponto de Operação.....	67
4.4 Introdução à Dispositivos Eletrônicos Auxiliares para Partida de Motores Elétricos.....	70
4.5 Introdução a DOE (<i>Design Of Experiment</i>).....	82
5. MÉTODO.....	97
5.1 Determinação dos Dimensionais e das Características Físicas do Processo.....	97
5.2 Mapeamento da Vazão Volumétrica da Água Circulante no Sistema.....	99

5.3 Mapeamento da Reposição de Água do Sistema (<i>Makeup</i>).....	100
5.4 Levantamento das Curvas Característica das Torres de Resfriamento.....	100
5.5 Levantamento das Curvas Característica das Bombas Centrífuga.....	101
5.6 Mapeamento Térmico dos Motores Elétricos do Processo.....	102
5.7 Constatação do Fenômeno (Golpe de Aríete) nas Tubulações do Sistema.....	103
5.8 DOE Desenvolvido.....	104
5.8.1 Definição das Variáveis de Entrada.....	104
5.8.2 Determinação da Variável de saída.....	104
5.8.3 Critérios e Níveis Lógicos Adotados.....	105
5.8.4 Determinação e Validação do Modelo.....	107
5.9 Desenvolvimento do Projeto do Sistema Mecânico.....	108
5.9.1 Requerimentos Técnicos do Sistema.....	109
5.9.2 Avaliação do Melhor <i>Layout</i> para a Instalação das Bombas.....	111
5.9.3 Avaliação do Melhor Tipo de Bomba para a Aplicação.....	114
5.9.4 Especificação Técnica das Bombas para Alimentação das Salas de Teste.....	117
5.9.5 Curva da Bomba Centrífuga <i>Versus</i> Curva do Sistema (Ramo de Alimentação das Salas de Teste).....	118
5.9.6 Especificação Técnica das Bombas para Alimentação da Casa de Máquinas.....	119
5.9.7 Curva da Bomba Centrífuga <i>Versus</i> Curva do Sistema (Ramo de Alimentação da Casa de Máquinas).....	119
5.9.8 Sistema de Captação de Água Desenvolvido.....	120

5.9.9	Dados do Ponto de Operação e Cálculo das Potências (Ramo das Salas de Teste).....	122
5.9.10	Dados do Ponto de Operação e Cálculo das Potências (Ramo da Casa de Máquinas).....	124
5.9.11	Calculando a Vazão de Água Total Circulante no Sistema.....	124
5.10	Desenvolvimento do Projeto Elétrico.....	125
5.10.1	Análise de Seletividade.....	127
5.10.2	Seleção dos Dispositivos Auxiliares de Partida.....	128
5.10.3	Dimensionamento dos Motores Elétricos (Alimentação das Salas de Teste).....	131
5.10.4	Dimensionamento dos Motores Elétricos (Alimentação da Casa de Máquinas).....	132
5.10.5	Instrumentação do Processo.....	133
5.11	Projeto de Automação da Planta e Sistema de Supervisão.....	140
5.11.1	Menu Principal.....	140
5.11.2	Sinótico.....	141
5.11.3	Acionamentos.....	142
5.11.4	Controle da água de reposição (<i>makeup</i>).....	150
5.11.5	Horímetros/Registros.....	152
5.11.6	Tela Estação de Tratamento de Água.....	154
5.11.7	Tela de Desligamento Programado.....	155
5.11.8	Tela de Temperaturas das Salas de Teste.....	156
5.11.9	Registrador de Dados Desenvolvido.....	157
5.11.10	Controlador do Nível do Tanque Inferior.....	158

5.11.11 Controle de Nível do Tanque Inferior e Detecção de Erro.....	161
5.11.12 Controlador das Torres de Resfriamento.....	164
5.11.13 Controlador das Bombas de Resfriamento (Ramo das Salas de Teste).....	170
6. RESULTADOS.....	172
6.1 Resultados de Economia de Energia Elétrica.....	172
6.2 Resultados de Economia de Água e de Produtos Químicos.....	173
6.3 <i>Logger</i> do HTI (<i>Hold Time Index</i>) da Plataforma de Tratamento de Água....	175
6.4 Resultados do DOE Desenvolvido.....	177
6.4.1 Significância Prática dos Fatores de Entrada do Sistema.....	181
6.5 Discussão dos Resultados Obtidos.....	184
6.6 Recomendações.....	189
7. CONCLUSÃO.....	190
REFERÊNCIAS.....	192
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	194
APÊNDICES.....	195
ANEXOS.....	213

1. INTRODUÇÃO

A Central de Controle de Motores (CCM) é um sistema de manobra e comando de cargas, composto por um conjunto de painéis elétricos. É largamente utilizado em aplicações industriais, cuja função é gerenciar os motores elétricos de baixa e média tensão de um determinado processo fabril, organizando desta maneira, a distribuição da energia elétrica da planta, garantindo maior confiabilidade, produtividade e evitando sobrecargas no sistema por meio de dispositivos de proteção.

At the heart of every large commercial or industrial plant is a Motor Control Center that monitors the system and provides appropriate protection functionalities for equipment and personel (MERRICK, L. S.et al, 2016).¹

Este sistema é responsável pelo gerenciamento e controle do bombeamento de água sob pressão para a refrigeração de trocadores de calor e condensadores de máquinas térmicas, do Centro Técnico de Pesquisa e Desenvolvimento de Motores Diesel (BTC) da Cummins Brasil.

Este trabalho consiste no desenvolvimento do projeto mecânico e de automação e controle de um CCM. A implementação do sistema e o desenvolvimento da parte experimental foi realizada no laboratório de motores da Cummins Brasil, onde foram coletados os dados do processo e elaboradas as propostas de atualização e otimização do sistema de controle da planta sob estudo.

O prédio do centro técnico de pesquisa, fundado em 1986, localizado na cidade de Guarulhos, na grande São Paulo, é composto por nove bancos de teste dinamométricos (salas de teste), utilizados para prover diversos tipos de ensaios (gerais e específicos) em motores diesel, entre eles, curvas de plena carga (desempenho), testes de emissões, mapeamento, durabilidade, conformidade de produção (COP), simulação etc.

Para aplicar carga ao motor diesel no banco de provas e reproduzir as características e o ciclo de trabalho da aplicação do veículo é utilizado o dinamômetro (elétrico ou hidráulico). Por meio deste equipamento, conectado diretamente ao eixo do motor é possível efetuar a frenagem do motor sob teste e com o auxílio de sistemas de controle e potência dedicados, realizar o controle da rotação e do torque.

Os testes de desempenho são caracterizados pelo levantamento da curva de plena carga do motor sob teste, onde são coletados em tempo real os dados de desempenho do motor, tais como: rotação, torque, potência, vazão de combustível, vazão de ar, fumaça, temperaturas e pressões de trabalho. No teste de levantamento

¹ No coração de cada grande planta industrial ou comercial está uma central de controle de motores que monitora o sistema e provê funcionalidades de proteções apropriadas para equipamentos e pessoal

da curva de plena carga o motor sob teste é acelerado com a máxima quantidade de combustível (acelerador em 100%).

O teste inicia-se na rotação de potência máxima e então efetua-se a leitura dos parâmetros por 1 minuto, na sequência reduz-se a rotação do motor de 100 em 100 rpm até atingir a marcha lenta. Esta curva de torque permite que se obtenha a curva de operação máxima do motor sob teste, sendo assim, a condição mais crítica para a grande maioria dos parâmetros de um motor a diesel (LEHMANN, 2015).

Assim como os ensaios de desempenho, as rotinas de teste de mapeamento são realizadas no centro de pesquisa, para levantamento detalhado dos dados de desempenho e emissões gasosas do motor para condições de cargas parciais. Por meio deste tipo de teste é possível verificar o desempenho do motor em condições específicas, para comparação e validação de novas calibrações e componentes, tais como, pistões, cabeçote, bico injetores, turbo compressores, bomba de combustível etc.

Os ensaios de emissões em motores diesel são realizados no centro de pesquisa em atendimento às normas regulamentadoras, de acordo com a aplicação do motor e veículo. No Brasil, O Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) regulamenta o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE). Os limites máximos de emissões de poluentes têm sido continuamente revisados pelo CONAMA com o objetivo de reduzir as emissões de veículos automotores (NÓBREGA, 2007).

Utilizado principalmente na Europa e na América do Sul, o ciclo de emissões em regime constante (ESC) tem como objetivo simular a principal região em que o motor de um veículo de carga opera na sua vida útil, logo, o ciclo de emissões ESC é uma forma padronizada internacionalmente para a medição de emissões, com o propósito de certificar os motores em fase de desenvolvimento (LEHMANN, 2015).

Em atendimento à norma NBR 15634, os ensaios de conformidade de produção (COP) são realizados no centro de pesquisa, onde uma amostra de cada família dos motores produzidos na linha de manufatura da empresa são submetidos aos testes de emissões, conforme resolução CONAMA.

Os testes de durabilidade são realizados de acordo com as rotinas de teste desenvolvidas pela própria corporação. O objetivo dos ensaios de durabilidade é submeter o motor sob teste à condições extremas de operação em campo, tais como, alta temperatura do fluido de arrefecimento, choque térmico, restrições de admissão de ar e de escape elevadas, visando a validação de novas peças, arranjos e calibrações desenvolvidas. As salas de teste de durabilidade possuem também bancadas de teste específicas para validação dos acessórios do motor, entre eles, bancada para testes de alternador, bomba hidráulica, ar condicionado etc.

Os ensaios de durabilidade são longos, geralmente entre 500 e 1000 horas de teste, onde o banco de provas monitora em tempo real os diversos sensores e instrumentações efetuadas no motor sob teste, entre elas, sensores de temperatura, pressão, deformação, consumo de óleo lubrificante etc. Após a conclusão do teste de durabilidade, é realizada a desmontagem completa (*teardown*) do motor, para análise detalhada das peças e validação do teste.

É sabido que o ciclo de trabalho dos motores diesel é diferenciado de uma determinada região para outra, uma vez que cada região possui características específicas quanto ao relevo, singularidade, qualidade das rodovias, fatores de carga para transporte e dirigibilidade do condutor. Deste modo, os ensaios de durabilidade são essenciais para a validação do produto final, pois possibilita a reprodução em banco de provas de situações reais e extremas de operação do motor, para evitar, deste modo, o desgaste prematuro do produto desenvolvido que pode acarretar em falhas para o cliente final.

É possível também reproduzir em banco de provas dinamométricos ensaios de simulação, onde o motor sob testes é avaliado em situações reais da aplicação em uma determinada rota. Por meio de um programa de computador específico é possível parametrizar com detalhes o teste desejado com vistas a simular as condições reais do motor sob teste, entre eles, o tipo de dirigibilidade do condutor, modelo e tamanho da cabine do veículo (para análise do efeito de arraste), transmissão, embreagem, tamanho e tipo dos pneus, carregamento do caminhão etc.

O problema de pesquisa é relevante e de interesse comum à indústria e a comunidade, pois refere-se ao consumo em alta escala de água e de energia elétrica em uma aplicação industrial.

A justificativa da pesquisa desenvolvida é – tanto de ordem institucional, uma vez que faz parte da missão e dos valores da Cummins a sustentabilidade ambiental e projetos de responsabilidade corporativa – quanto de ordem social, pois o trabalho realizado visa uma contribuição para a sociedade, por meio da redução no consumo de recursos naturais.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é apresentar um conjunto de soluções aplicadas num CCM para possibilitar o uso racional e sustentável dos recursos naturais, tais como energia elétrica e o consumo de água da planta. O sistema será controlado por meio da regulação do ciclo de trabalho dos diversos motores elétricos, assim como do ajuste dos valores de referência de pressão e da vazão de água nominal do processo, de acordo com a demanda térmica solicitada pelo sistema.

A pesquisa desenvolvida tem como objetivos específicos caracterizar o processo sob análise, identificar as variáveis majoritárias para o consumo dos recursos naturais e aplicar tecnologias de supervisão e de controle na planta, atuando de maneira eficaz no acionamento das bombas, com sensores distribuídos ao longo do processo.

O controle é desenvolvido para obter o mínimo de perda de água, fornecendo a vazão e pressão de água ideal (otimizada) para os consumidores (trocadores de calor), distribuídos nos três pavimentos do prédio, diminuindo a vazão de reposição (*makeup*). Sabe-se que a rejeição térmica na planta em questão é variável, visto que depende da quantidade de motores sob teste em determinado instante.

O centro de pesquisa e desenvolvimento é composto por nove salas de teste de motores diesel, motores estes com potência na escala de (150 a 650HP). Para exemplificar o controle do ciclo de trabalho proposto, duas situações hipotéticas de operação diferentes da planta foram utilizadas como exemplo, baseadas em dados empíricos coletados no sistema original (antigo), conforme descrito a seguir:

Situação Hipotética de Plena Carga e Condições Climáticas Desfavoráveis.

- ✓ Quantidade de salas de teste em operação: 09 (Plena Carga);
- ✓ Potência estimada de motores em operação: 2255 HP;
- ✓ Rejeição térmica estimada do sistema: 2125kW;
- ✓ Estação do ano: Verão;
- ✓ Temperatura ambiente elevada;
- ✓ Umidade relativa do ar elevada;
- ✓ Temperatura da água do processo elevada.

Situação Hipotética de Operação Parcial e Condições Climáticas Favoráveis.

- ✓ Quantidade de salas de teste em operação: 01 (Carga Parcial);
- ✓ Potência estimada de motores em operação: 226 HP;
- ✓ Rejeição térmica estimada do sistema: 125kW;
- ✓ Estação do ano: Outono/Inverno;
- ✓ Temperatura ambiente baixa;
- ✓ Umidade relativa do ar baixa;
- ✓ Temperatura da água do processo baixa.

De acordo com os ciclos de trabalho detalhados acima, podemos constatar, com base nos dados empíricos do processo, que a rejeição térmica do motor sob teste para o sistema de arrefecimento na situação hipotética de plena carga e condições climáticas desfavoráveis é 1600% superior à rejeição térmica indicada na situação hipotética de operação parcial.

Sendo assim, é razoável considerar a hipótese de controle e otimização do ciclo de trabalho, em função, tanto da demanda térmica do processo (kW), quanto das condições atmosféricas para um determinado dia ao longo do ano.

Com a otimização do CCM, será possível controlar o ciclo de trabalho dos diversos motores elétricos da planta (responsáveis pelo acionamento de bombas centrífugas e dos ventiladores das torres de resfriamento), de acordo com a carga térmica do processo e das condições climáticas. Vale lembrar que a utilização das torres de resfriamento se faz muito maior em um dia quente com uma alta demanda térmica, ou seja, alta eficiência (produção) do prédio em comparação a um dia frio com baixa demanda térmica.

Esses dois cenários tão distintos reforçam a hipótese de que, otimizando o ciclo de trabalho das diversas bombas centrífugas e das duas torres de resfriamento da planta, por meio do controle em malha fechada do sistema, é possível atingir uma economia no consumo de água e energia elétrica.

Economia de Água

De acordo com a hipótese desenvolvida, a economia de água pode ser obtida por meio do controle do ciclo de trabalho de operação do sistema, provendo a quantidade de água otimizada para o processo (de acordo com a demanda térmica e condições atmosféricas), ou seja, sem excessos.

Com a diminuição na quantidade de água captada pelas bombas, temos a diminuição das perdas d'água por evaporação e também reduzimos o efeito do arraste de gotículas d'água pelos ventiladores das torres de resfriamento, pois, a vazão circulante no interior das torres será diminuída, facilitando o escoamento do fluído através dos canais e bicos de distribuição, reduzindo deste modo as perdas por arraste. "O ar que sai pelo topo da torre é quente e úmido. Encontrando-se com o ar ambiente mais frio, boa parte da umidade condensa-se e forma o penacho de vapor que flutua com o vento" (FOUST A.S.1982, p.371).

A figura 1 a seguir ilustra o efeito da pluma na saída das torres de resfriamento da planta sob estudo. A pluma torna-se visível e com alta amplitude, em especial nos dias em que a temperatura ambiente é baixa e a temperatura da água do processo é elevada, ou seja, alta eficiência fabril.

Combinado à ação de diminuição da vazão de água do processo, faz-se também a diminuição da rotação de operação dos motores acoplados aos ventiladores das torres de resfriamento, para operação da planta em carga parcial, desse modo ocorre a redução no arraste de água e diminuição da névoa do ar descarregado pelo ventilador.



Figura 1 – Pluma na Saída das Torres de Resfriamento do Processo (Antes)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Economia de Energia Elétrica

Ainda tomando-se como base a hipótese desenvolvida, para um dia de trabalho no qual a rejeição térmica (kW) é baixa e as condições atmosféricas são favoráveis, não é mandatória a utilização de todas as bombas de captação de água, bem como a operação das duas torres de refrigeração da planta com os motores energizados na condição de potência máxima.

A figura 2 a seguir ilustra a curva de performance do motor elétrico de 10HP, responsável pelo acionamento dos ventiladores das torres de resfriamento do processo sob estudo. O gráfico evidencia um aumento exponencial na corrente elétrica em função do aumento da frequência, logo, para um pequeno incremento na rotação do motor elétrico acarreta um aumento significativo na potência consumida.

Sendo assim, a economia de energia elétrica pode ser obtida evitando-se a região indicada com a letra “B” no gráfico abaixo, pois a curva de performance do motor apresenta um maior incremento na potência consumida em relação a uma pequena variação da frequência aplicada, diferentemente da região com a letra “A” onde a taxa é muito menor.

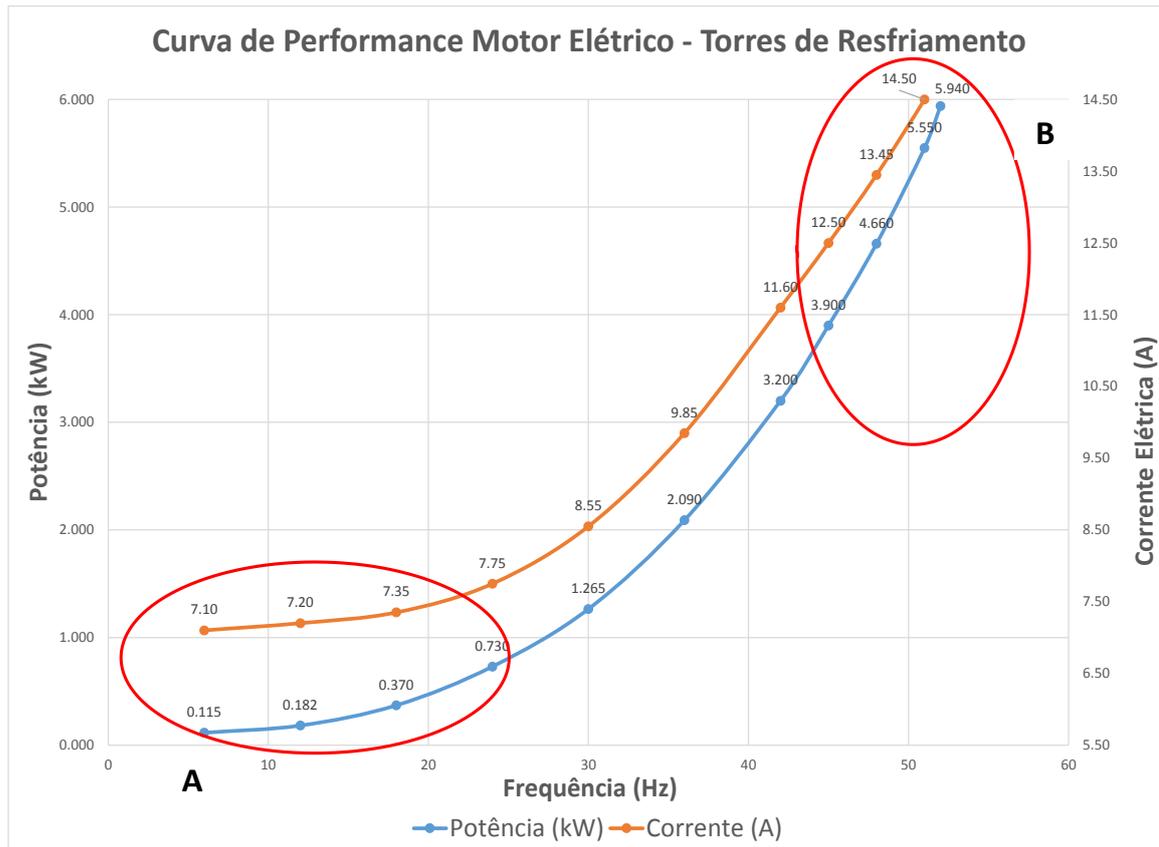


Figura 2 – Curva de Performance do Motor de Acionamento das Torres de Resfriamento

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Desse modo, seria possível fornecer água sob pressão para a demanda apresentada na situação de operação parcial, com mais da metade dos motores do sistema sob estudo desligados, provendo dessa forma uma economia significativa de energia elétrica.

A redução no consumo de energia elétrica, também seria possível por meio da diminuição no número de partidas efetuadas nos motores elétricos da planta, visto que, além do consumo elevado em kWh, acarreta fadiga nos fios e cabos elétricos do sistema de potência e aumento na temperatura de operação dos motores.

O procedimento metodológico adotado engloba o levantamento dos dados do processo atual, o desenvolvimento do projeto mecânico – que compreendeu o

levantamento dos requerimentos técnicos da planta, por meio da avaliação cuidadosa da demanda e das características de todos os equipamentos do processo que requerem água para refrigeração – bem como o projeto de novas bombas e validação do melhor esquemático para a instalação, assim como o desenvolvimento do projeto elétrico e de automação que objetivou a classificação do tipo de cargas, potência envolvida, facilidade de interface com o usuário e o atendimento às normas e diretrizes de segurança em eletricidade (NR-10).

Estudou-se as variáveis majoritárias e a suas interações dentro do sistema, para o consumo de água da planta e a melhor estratégia de controle para mitigar o consumo de água e de energia elétrica.

Validou-se o projeto e o sistema de controle desenvolvido efetuando um comparativo entre o desempenho anterior da planta *versus* o desempenho da planta atual, tomando-se como base o consumo específico de energia elétrica e de água.

O projeto apresentado foi desenvolvido de acordo com as diretrizes da Organização Internacional para Padronização (ISO) voltada à gestão de energia (50001/2011), visando prover uma maior eficiência energética para o sistema de bombeamento de água sob pressão, que demanda água e eletricidade em alta escala. O desempenho energético da planta foi determinado por meio da eficiência energética, uso e consumo de energia elétrica.

High energy efficiency and operational low cost are requirements for any industrial plant. (MERRICK, L. S. et al, 2016).²

² Alta eficiência energética e baixo custo operacional são requerimentos para qualquer planta industrial.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em sete capítulos: introdução, revisão bibliográfica, descrição do sistema sob estudo (planta), teoria (aspectos específicos), metodologia, resultados e conclusão. Na introdução é apresentado o problema da pesquisa, as hipóteses analisadas, os objetivos do trabalho proposto e o método aplicado no projeto desenvolvido, ao passo que, na revisão bibliográfica (capítulo 2) é abordada a base teórica e o princípio de funcionamento das torres de resfriamento, além do estudo de casos relevantes do que foi feito e do que está sendo feito sobre o tema.

No terceiro capítulo é apresentado em detalhes o sistema sob estudo (planta), indicando a funcionalidade de cada equipamento do sistema de água sob pressão. No quarto capítulo é abordada a teoria referente aos aspectos específicos do tema, tais como: introdução à bomba centrífuga, determinação do ponto de operação, perda de carga, altura de sucção disponível, acoplamento de bombas, dispositivos eletrônicos de partida de motores e a metodologia DOE (*Design of Experiments*), ao passo que, no quinto capítulo é apresentada a metodologia seguida para coleta de dados do processo, para o desenvolvimento do projeto mecânico e elétrico, sensoramento da planta e desenvolvimento do DOE com as variáveis do processo.

No sexto capítulo são apresentados os resultados obtidos após a compilação dos dados, bem como a discussão e apresentação das recomendações para trabalhos futuros relativos ao tema. Por fim, no último capítulo são apresentadas as conclusões e reflexão do trabalho desenvolvido.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O processo de resfriamento refere-se à transferência de calor entre substâncias; à substância que cede ou perde calor atribuí-se o nome de parte arrefecida ou resfriada, ao passo que, a substância que adquire calor chama-se refrigerante. Logo, prover a transferência de calor entre as substâncias é o objetivo dos sistemas de resfriamento.

A água é uma molécula com propriedades ideais para processos de resfriamento devido a facilidade de manuseio, acesso, possibilidade de transporte por meio de bombas de transferência, por não se decompor e por possuir um preço reduzido (em comparação aos demais refrigerantes). Sendo assim, a água é largamente empregada em diversos segmentos da indústria.

A contra medida na utilização da água como refrigerante em processos industriais, além da sua crescente escassez e impacto ambiental, é que se não controlada, a água pode acarretar efeitos colaterais no sistema de arrefecimento, tais como: corrosão nos metais do sistema, estímulo do crescimento bacteriano e incrustação. Estes fatores podem reduzir a eficiência térmica e gerar gastos adicionais de energia, logo um sistema de controle e tratamento da água do processo industrial é requerida. (Nalco *Cooling Water Technical Manual*, 2005).

Entretanto, após o processo de transferência de calor ocorrido no processo fabril, a água também requer refrigeração ou reposição parcial com água limpa, para poder então ser reutilizada no processo de resfriamento. A perda parcial da água do sistema ocorre devido ao efeito do arraste, evaporação e purga do sistema (LIMA JR, 2011).

As torres de resfriamento são largamente utilizadas na indústria e em sistemas térmicos diversos, para arrefecer a água da planta após a absorção de calor do processo.

O processo de evaporação é uma outra forma de resfriamento e de transferência de calor. As torres de resfriamento do tipo evaporativo (*wet cooling towers*) caracterizam-se por prover as condições favoráveis ao processo de evaporação da água. Os sistemas de recirculação abertos, compostos por bombas de recirculação, trocadores de calor e torres evaporativas, são os mais empregados na indústria.

As torres de resfriamento evaporativas de fluxo cruzado possuem ventiladores localizados no topo da torre, que promovem a captação do ar atmosférico por meio de janelas localizadas na base da torre. O ar, então, circula pelo interior da torre evaporativa na direção vertical (de baixo pra cima), proporcionando deste modo o

contato direto do ar captado pelos ventiladores com a água proveniente do processo, que circula em sentido oposto no interior da torre (adentrando pelo topo da torre).

Dessa maneira, ocorre o fluxo de contracorrente (mesma direção, porém sentidos opostos) entre o ar captado pelos ventiladores e a queda de água a ser refrigerada, conforme o fluxograma apresentado na figura 3.

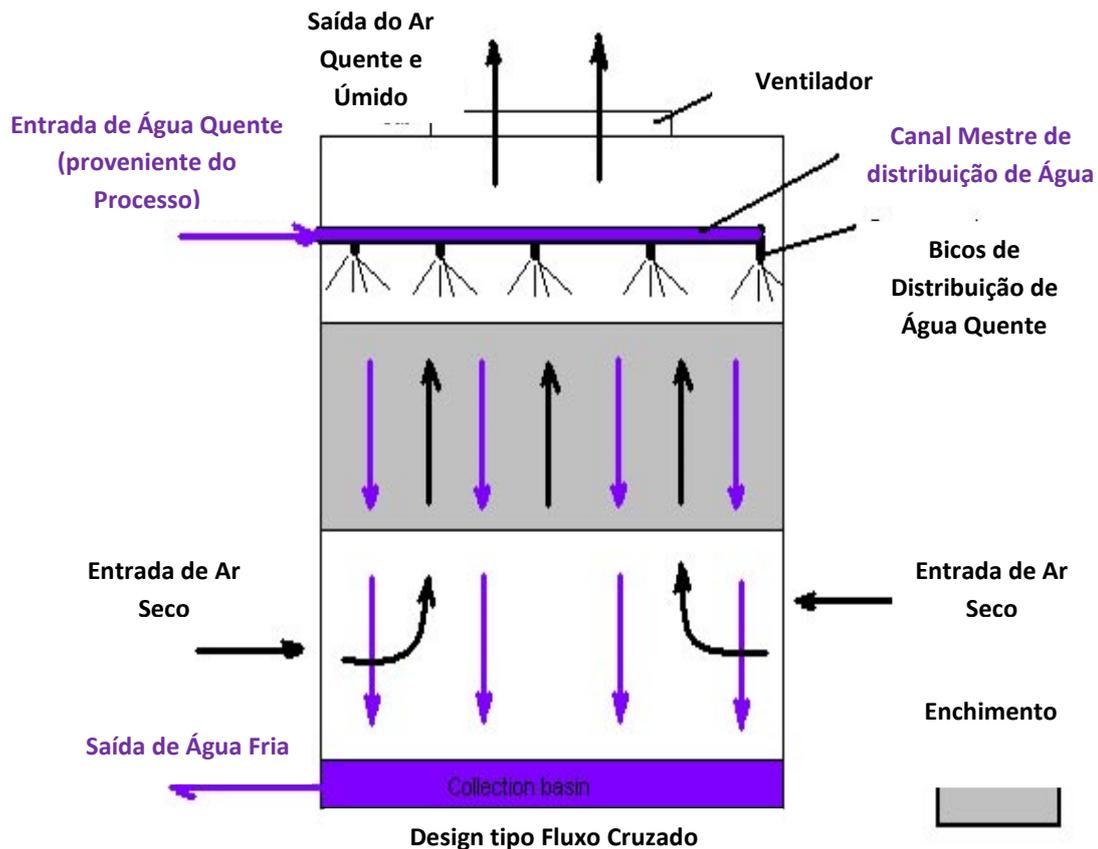


Figura 3 - Esquemático Torre de Resfriamento Tipo Contracorrente

Fonte: <https://sourceable.net/smart-ways-to-reduce-water-consumption/#>

De acordo com o fluxograma, a água proveniente do processo adentra a torre pelo topo, percorre então um canal de distribuição interligado com bicos de distribuição, que espalham uniformemente a água do processo a ser refrigerada em frações menores.

Após cruzar os bicos de distribuição, ocorre a queda d'água no interior da torre. Nesta queda, a água colide com o enchimento (recheio), formado por grades de polipropileno. A função do enchimento é aumentar a área úmida e então acelerar o processo de evaporação. Neste instante as moléculas mais quentes se afastam e são carregadas pra fora da torre pela corrente de ar (Nalco *Cooling Water Technical Manual*, 2005).

Conceito e Definição das Variáveis Psicrométricas

- ✓ **Temperatura de bulbo seco do ar:** É a temperatura propriamente dita do gás (CORTINOVIS *et al*, 2009).
- ✓ **Temperatura de bulbo úmido do ar:** Trata-se da temperatura atingida, por uma porção de água, em contato direto com uma corrente contínua de ar em condições adiabáticas (CORTINOVIS *et al*, 2009).

A temperatura de bulbo úmido é sempre inferior ou no máximo numericamente igual em relação à temperatura de bulbo seco. Esta relação deve-se ao fato que quando uma porção de água é exposta a uma corrente de ar não saturado (umidade relativa do ar inferior à 100%) parte da porção de água evapora, diminuindo então a temperatura sob análise (CORTINOVIS *et al*, 2009).

O resfriamento por meio do fenômeno da evaporação ocorre dentro das torres de resfriamento, onde ocorre a evaporação de parte da água para o resfriamento da água do processo. A evaporação da água é resultado da transferência de massa da fase líquida para a fase gasosa, acarretando no abaixamento da temperatura da água do processo que atravessa a torre de resfriamento. Esta diminuição de temperatura ocorre porque a água, para evaporar, requer calor latente, e esse tipo de calor é retirado da própria água do processo que circula nas torres. O processo de evaporação da água é responsável por aproximadamente 80% do resfriamento da água do processo, ao passo que, a diferença de temperatura entre o ar e a água é responsável pelo complemento de 20% do resfriamento (CORTINOVIS *et al*, 2009).

O aumento excessivo da vazão de ar (na direção ascendente) e da vazão de água no interior da torre de resfriamento causa um aumento da turbulência e, então, o contato entre a água e o ar torna-se ineficiente, podendo ocorrer o arraste excessivo de água pela corrente de ar ou a dificuldade na formação de filmes na superfície do recheio da torre, que favorecem a transferência de massa (CORTINOVIS *et al*, 2009).

A seguir é apresentada a terminologia utilizada em torres de resfriamento evaporativas (LIMA JR, 2011).

- ✓ **Aproximação (*Approach*):** É a diferença entre a temperatura da água na saída da torre (fria) e a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre de resfriamento. Para torres industriais, a aproximação varia em torno de 5°C (conforme projeto). Seria necessária uma torre de resfriamento de altura infinita para que a água do processo circulante através da torre atingisse a temperatura de bulbo úmido do ar;

- ✓ Alcance (*Range*): É a diferença de temperatura entre a água de entrada (quente) e a de saída da torre de resfriamento (fria). O range de uma torre de resfriamento é variável, pois depende das condições climáticas e da vazão de água circulante.
- ✓ Arraste (*drift*): Perda de água (gotículas) por arraste dos ventiladores das torres de resfriamento;
- ✓ Carga térmica: É a quantidade de calor por unidade de tempo removida da água pela torre de resfriamento no processo de transferência de calor;
- ✓ Abastecimento (*Makeup*): Trata-se da reposição da água perdida (por meio da evaporação, arraste e purga) do sistema;
- ✓ Purga (*blowdown*): Trata-se da drenagem forçada de uma parcela d'água do sistema, com o objetivo de manter a qualidade da água do processo;

A vazão de água circulante através da torre, bem como o alcance e a aproximação são as variáveis do processo requeridas para o dimensionamento de uma torre de resfriamento. O desempenho de uma torre de resfriamento varia de acordo com a temperatura ambiente, umidade relativa do ar, temperatura de bulbo úmido etc.

No inverno a temperatura do ar ambiente diminui, assim como a temperatura da água na saída da torre, caso a carga térmica seja mantida constante. Para manter a temperatura da água na saída da torre constante, pode-se diminuir a vazão da água circulante. Do mesmo modo, pode-se aumentar a vazão circulante no verão quando, tanto a temperatura da saída de água da torre, quanto a temperatura ambiente é aumentada (CORTINOVIS *et al*, 2009).

Em aplicações industriais na Europa e na África do Sul, em especial em termoelétricas, são utilizadas torres secas ou híbridas, por conta da escassez de água e devido ao atendimento às regulamentações ambientais. A vantagem da torre seca em comparação à torre evaporativa úmida é que neste tipo de torre não ocorre a troca direta de calor entre a água do processo e o ar. As torres híbridas são torres de resfriamento que possuem um primeiro estágio de resfriamento via torre seca, ao passo que o segundo estágio é formado pela torre evaporativa úmida (acopladas em série). Sendo assim, a água do processo é pré-resfriada na torre seca, o que acarreta em uma menor evaporação de água na torre úmida (VIANA, 2010).

Foram considerados, na revisão de literatura, os estudos de desempenho e projetos de otimização e modelagem de sistemas de água sob pressão com torres de resfriamento.

Estudos de avaliação de desempenho de torres de resfriamento foram realizados em diversos trabalhos, dos quais, destacam-se, tendo sido estudados em maiores detalhes, os de LIMA JR (2011), CORTINOVIS *et al.* (2009), GONDIM (2014), VIANA (2010) e OIKAWA (2012).

A pesquisa desenvolvida assemelha-se ao trabalho realizado por LIMA JR (2011) em relação ao estudo de torres de resfriamento interligadas em paralelo e com a distribuição de sensores ao longo do sistema para registrar os valores de temperatura em um microcomputador. Outra semelhança entre os projetos está no fato da possibilidade de ajuste da rotação dos ventiladores das torres de resfriamento, por meio de inversores de frequência, medição da vazão de água circulante no processo e da avaliação dos custos operacionais. O trabalho apresentado nesta dissertação assemelha-se também ao desenvolvido por OIKAWA (2012) em relação ao tipo e fabricante da torre de resfriamento avaliada (contracorrente Alpina), e ao método utilizado para levantamento das condições ambientais. Ambos trabalhos assemelham-se, ainda, por terem sido efetivamente realizados em uma planta industrial em operação.

Em trabalhos mais recentes, tem-se observado estudos com enfoques principais para alternativas à redução do consumo de água e energia em sistemas de resfriamento, tanto por meio da recuperação de água do ar úmido instalando-se bancadas de umidificação e desumidificação, quanto fazendo-se o reuso de efluentes.

Tem-se observado também estudos utilizando redes neurais artificiais (RNA) em torres de resfriamento com escoamento do tipo contracorrente. A rede neural é utilizada para estimar os parâmetros de saída e o desempenho do sistema quando dados empíricos são levantados e conhecidos.

Na pesquisa de YASAR ISLAMOGLU (2007) foi utilizado RNA para determinação do desempenho térmico de uma torre de resfriamento do tipo contracorrente. Outros autores utilizaram a ferramenta para avaliar o coeficiente de transferência de calor na interface água e ar.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA SOB ESTUDO (PLANTA)

A planta em questão demanda água em baixa temperatura sob pressão, consumindo energia elétrica 24 horas por dia, durante os três turnos de operação, em que o CCM se faz fundamental e indispensável para o funcionamento do laboratório de motores. O sistema de água sob pressão do prédio alimenta todos os dispositivos que requerem água para ser utilizada como refrigerante no processo de troca térmica. Este sistema é dividido basicamente em seis partes principais (salas de testes, casa de máquinas, tanque de água superior, tanque de água inferior, torres de resfriamento e estação de tratamento de água), conforme detalhado no diagrama da figura 4:

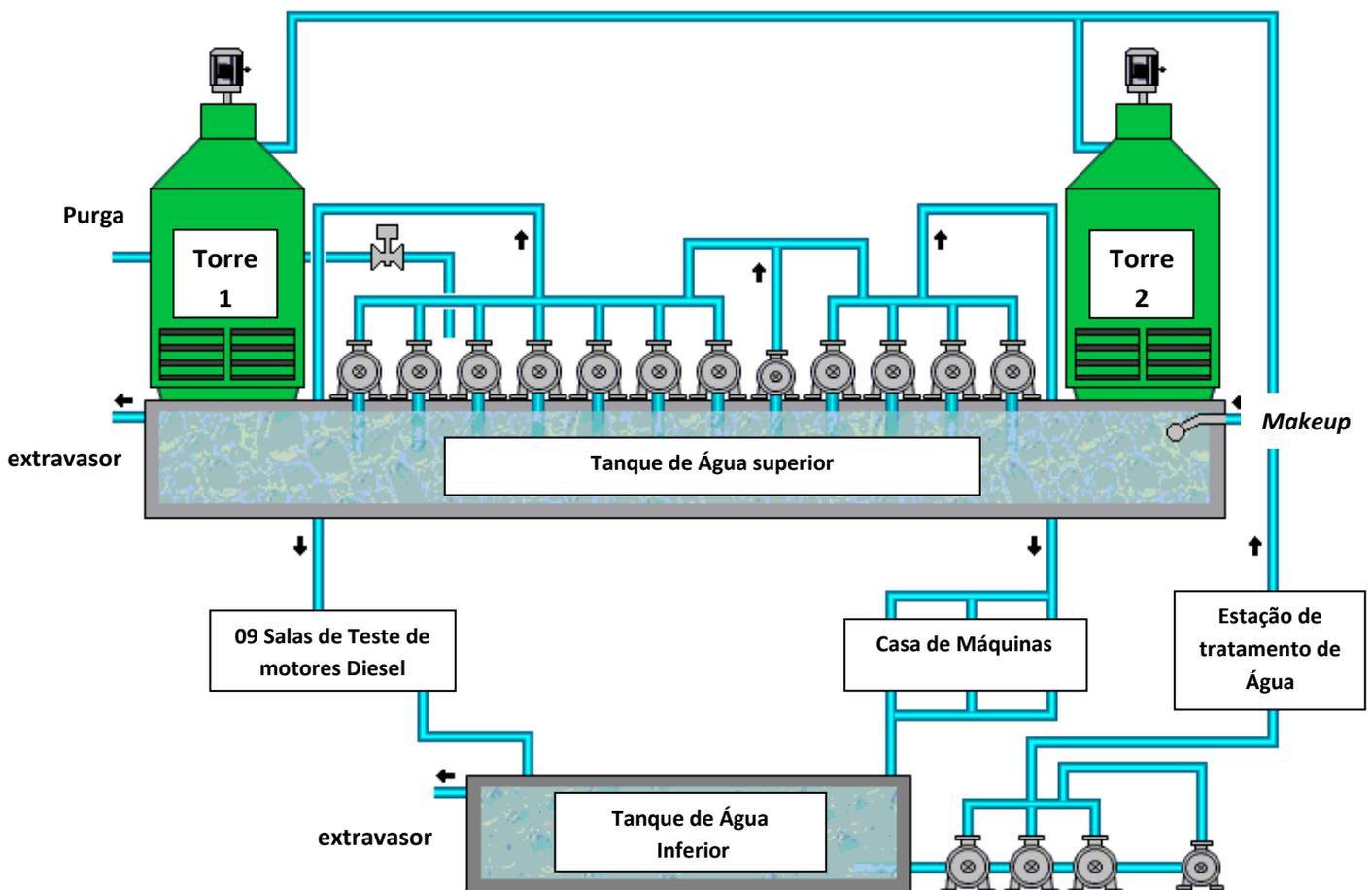


Figura 4 – Diagrama do Sistema de Água Sob Pressão (Antigo)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

3.1 SALAS DE TESTE DE MOTORES DIESEL

As salas de teste do centro de pesquisa e desenvolvimento de motores diesel da Cummins Brasil, localizadas no primeiro pavimento do prédio, bem como os seus principais equipamentos são apresentados na figura 5.

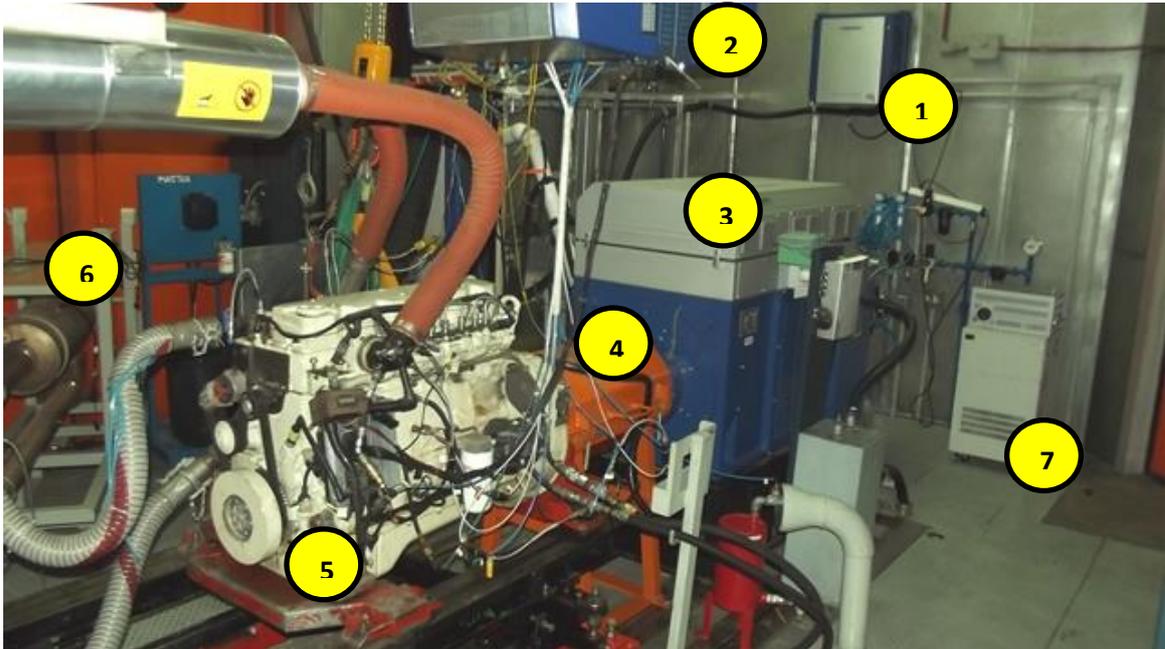


Figura 5 – Vista Parcial Sala de Teste de Motores Diesel da Cummins Brasil

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Legenda:

1. Medidor de fumaça;
2. Caixa articulada (contém os diversos sensores de pressão, módulos I/O para aquisição dos dados de instrumentação e provê alimentação DC ao motor sob teste);
3. Dinamômetro elétrico tipo transiente (440kW);
4. Conjunto eixo cardã e tampa de proteção;
5. Motor diesel;
6. Sistema de pós tratamento (catalisador);
7. Analisador de emissões gasosas.

As salas de teste de motores diesel requerem água sob pressão para refrigeração de quatro grandes sistemas, essenciais para a operação do banco de provas, conforme detalhado a seguir:

Refrigeração dos Dinamômetros

O dinamômetro é o equipamento principal da sala de teste, pois por meio deste é possível aplicar carga ao motor sob teste no banco de prova. O equipamento atua como um freio, dissipando calor durante o processo de frenagem do motor diesel e necessita de refrigeração ininterrupta, provida pelo sistema de água sob pressão, dentro de uma faixa de (0,5 à 3,5 Bar), de acordo com a potência do dinamômetro, temperatura de operação do equipamento e potência absorvida.

O BTC é equipado com três tipos distintos de dinamômetros, sendo dois deles hidráulicos (que requerem água tanto para refrigeração quanto para aplicar carga ao motor diesel), quatro dinamômetros elétricos passivos do tipo *Foucault* (refrigerados à água) e três elétricos do tipo ativo (transiente), refrigerados à ar.

O princípio de funcionamento dos dinamômetros elétricos passivos do tipo *Foucault*, caracteriza-se pela utilização e controle de correntes parasitas (de *Foucault*) para controle da rotação do dinamômetro por meio de um disco (rotor), que roda imerso em um campo magnético produzido no estator do dinamômetro, cuja intensidade é controlada por uma bobina de corrente contínua, funcionando deste modo como um ímã para efetuar a frenagem do motor sob teste (LEHMANN, 2015).

O conceito de funcionamento dos dinamômetros elétricos do tipo ativo (*motoring*) é diferente, pois este atua também impondo velocidade ao eixo do motor sob teste, ao invés de apenas freá-lo como ocorre nos testes realizados em banco de provas equipados com dinamômetros elétricos passivos e hidráulicos. O dinamômetro ativo atua basicamente como um motor gerador elétrico de corrente alternada quando está efetuando a frenagem do motor diesel e ora demanda energia elétrica da rede para impor rotação ao motor sob teste (LEHMANN, 2015).

Refrigeração dos Trocadores de Calor do Tipo Casco Tubo (Tipo Água – Água)

Utilizados no sistema de refrigeração dos motores diesel, a função deste sistema é análoga àquela do conjunto radiador e ventoinha em um carro de passeio, mantendo a temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor, abaixo de um valor máximo permissível sob determinadas condições operacionais (BOSCH, 2005).

Uma vez que o conjunto radiador e ventoinha da aplicação do veículo requer vento frontal para prover a troca térmica e a refrigeração necessária ao motor, para testes do equipamento em local fechado (salas de teste), este radiador da aplicação não é empregado. Logo a utilização dos trocadores de calor tipo casco tubo (água / água) se faz necessária nos bancos dinamométricos de motores à combustão interna.

Refrigeração dos Trocadores de Calor do Tipo Casco Tubo (Tipo Água - Óleo)

Utilizados para a refrigeração do sistema de suprimento de combustível aos motores, a linha de alimentação de combustível ao motor diesel possui controle de temperatura, para testes em bancos dinamométricos, ou seja, existe um controlador (*setpoint* = 40°C) que atua em uma válvula de três vias, sendo duas vias de entrada de diesel e uma via de saída. A primeira via de entrada da válvula é alimentada com o combustível quente de retorno do motor e a segunda com o fluido à temperatura ambiente (proveniente do tanque).

O controlador recebe a realimentação de temperatura da linha de alimentação e atua sobre a válvula de três vias, misturando o combustível proveniente das duas entradas de modo a obter a temperatura de saída de acordo com o *setpoint* pré-ajustado.

Conforme o princípio de funcionamento dos motores diesel, apenas parte do combustível comprimido na bomba de alta pressão do motor é consumido no processo de combustão, sendo assim, uma fração do fluido (não injetado na câmara de combustão) necessita de arrefecimento a ar ou por líquido de arrefecimento, logo vários tipos de radiadores são usados para este propósito (BOSCH, 2005).

Desse modo, o trocador de calor do tipo água-óleo se faz necessário nas salas de teste para a refrigeração do diesel em excesso, tendo como objetivo a reutilização desta fração do combustível, que realimenta o motor.

Refrigeração dos Radiadores Aletados (Tipo Água - Ar)

Refrigeração dos trocadores de calor para arrefecimento do sistema de ar proveniente da saída dos turbos compressores dos motores diesel (radiadores aletados do tipo água - ar), conforme apresentado na figura 6.

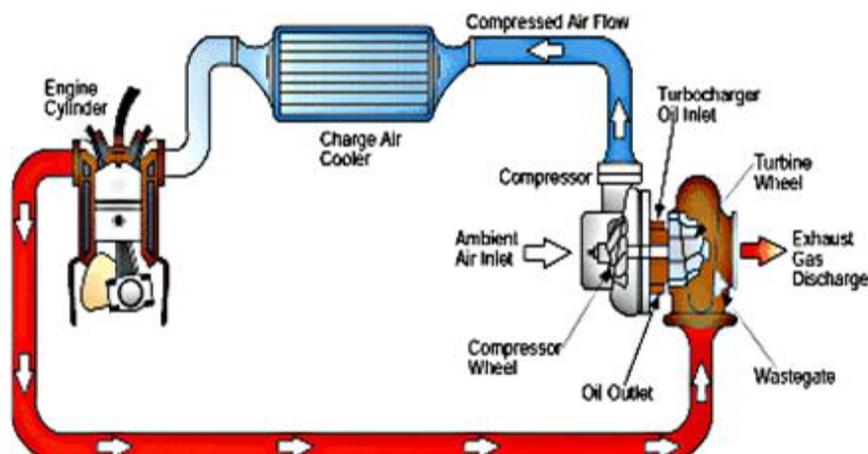


Figura 6 – Esquemático do Sistema de Refrigeração do Ar de Admissão de Motores à Combustão Interna Equipados com Turbo Compressores

O turboalimentador consiste de uma turbina e um compressor, instalados em um único eixo. A função da turbina é usar a energia do gás de escape para efetuar o acionamento do compressor. Este então, admite ar atmosférico que ele fornece aos cilindros do motor, sob a forma comprimida (BOSCH, 2005).

O objetivo é prover uma maior vazão mássica de ar à câmara de combustão do motor, sendo assim, pode-se injetar uma maior quantidade de combustível de modo a equilibrar a relação combustível + comburente e, com este artifício, obter-se maior potência. Os turboalimentadores de gás de escape são usados para sobrealimentação de motores a diesel, e este recurso acarreta no aumento da potência de motores de combustão interna (BOSCH, 2005).

“Além da melhoria de eficiência, um dos objetivos principais da sobrealimentação é evitar aumento no número de cilindros do motor, influenciando positivamente, deste modo, o espaço de instalação e consumo de combustível” (BOSCH, 2005, p.532).

Porém, após a compressão do ar, realizada pelo turbo compressor, ocorre o aumento de pressão e conseqüentemente da temperatura do ar, sendo que o fluído necessita de refrigeração para poder ser utilizado como comburente no processo de combustão. Esta refrigeração é feita por um trocador de calor aletado (intercooler), refrigerado pela água, fornecida pelo sistema de refrigeração sob pressão. O arrefecimento do ar de injeção também reduz as emissões de gás de escape dos motores a diesel sobrealimentados (BOSCH, 2005).

“Os intercoolers arrefecidos por líquido de arrefecimento têm uma alta densidade de potência. Entretanto, o líquido de arrefecimento deve estar a uma temperatura muito baixa para efetivamente arrefecer o ar de injeção” (BOSCH, 2005, p.517).

3.2 CASA DE MÁQUINAS

A casa de máquinas fica localizada no primeiro pavimento do prédio, sendo composta por 03 *chillers*, interligados em paralelo, responsáveis pelo fornecimento de água gelada para o sistema. A carga térmica total fornecida pelos três equipamentos é de 630.000Kcal/h (fornecimento de água gelada a 10°C para o processo). Demandando portanto, uma vazão de água de resfriamento de 162m³/h por meio dos condensadores.

O fornecimento de água sob pressão para refrigeração dos trocadores de calor das condensadoras das três unidades de água gelada era feito (sistema antigo), via quatro bombas centrífugas, interligadas em paralelo, que captavam a água no tanque superior e pressurizavam a tubulação de 6” (dedicada para este sistema), conforme apresentado no diagrama da figura 4.

O *fan coil* (máquina térmica) atua de maneira análoga a um sistema de ar condicionado, possibilitando o controle da temperatura e da umidade relativa do ar atmosférico que será admitido pelos turbos compressores dos motores à combustão interna. O BTC possui seis *fan coils* instalados no segundo pavimento do prédio (piso técnico).

O centro de pesquisa e desenvolvimento de motores diesel possui também três ACS (*Air Conditioning System*), apresentado na figura 7. Este equipamento tem a função de controlar a temperatura, umidade e pressão do ar atmosférico que será admitido pelo turbo compressor dos motores à combustão interna, sendo um equipamento exclusivo para cada sala de teste do tipo transiente.

Tanto o ACS, apresentado na figura a seguir, quanto o *fan coil* demandam água gelada proveniente da casa de máquinas, por meio de tubulações isoladas termicamente, de maneira ininterrupta, durante os três turnos de operação do departamento.

O condicionamento do ar que será utilizado na combustão dos motores se faz necessário para que o ar de admissão do motor seja sempre utilizado o mais próximo das Condições Normais de Temperatura e Pressão (CNTP), independentemente das condições atmosféricas, externas à sala de teste (LEHMANN, 2015).



Figura 7 – ACS (*Air Conditioning System*)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

3.3 TANQUE DE ÁGUA SUPERIOR

O tanque de água superior, localizado no terceiro e último pavimento do prédio, tem capacidade de armazenamento de aproximadamente 82m³ (82.000 litros) de água, onde estavam instaladas 11 bombas centrífugas acopladas individualmente (sistema antigo), a motores elétricos trifásicos de 10CV de potência. Essas bombas eram responsáveis pela captação de água no reservatório superior para fornecimento sob pressão para as salas de testes de motores e para a casa de máquinas, por meio de duas tubulações distintas de 12 e 6 polegadas de diâmetro, respectivamente, conforme apresentado na figura 8.



**Figura 8– Bombas de captação de água localizadas sobre o tanque superior (3º pavimento prédio)
Sistema Antigo**

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

A planta antiga era composta por um conjunto de sete bombas interligadas em paralelo, dedicadas a pressurizar a tubulação de alimentação das salas de teste, que se ramifica para abastecer todos os trocadores de calor e máquinas térmicas, em que a pressão de trabalho deve ser entre 1.0 e 1.5bar (no primeiro pavimento do prédio). As demais bombas (04), também interligadas em paralelo, são exclusivamente utilizadas para pressurizar o ramo de alimentação da casa de máquinas, onde a vazão mínima de água deve ser igual a 162 m³/h, para atender à demanda necessária à refrigeração dos condensadores das três unidades de água gelada (instaladas na casa de máquinas).

3.4 TANQUE DE ÁGUA INFERIOR

No primeiro pavimento do prédio, encontra-se o tanque inferior, apresentado na figura 9, responsável pelo armazenamento da água posterior à troca térmica dos dois circuitos descritos anteriormente (salas de testes e casa de máquinas).

Neste local, estão instaladas três bombas centrífugas interligadas em paralelo (acopladas, respectivamente, a motores elétricos de 25CV de potência). Estas são responsáveis por bombear o fluido até a entrada das duas torres de resfriamento, localizadas no terceiro pavimento do prédio.

A capacidade do tanque inferior é de 35m³ (35.000 litros), a vazão nominal de cada bomba é de 210m³/hora e a pressão de saída de 18,5mca. Instaladas em série, na saída das tubulações de recalque de água das bombas centrífugas do tanque inferior, existem válvulas de retenção e válvulas de controle de fluxo.



Figura 9 – Bombas de Captação de Água localizadas no Tanque Inferior (1 pavimento)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

3.5 TORRES DE RESFRIAMENTO

As torres de refrigeração utilizadas na planta possuem aspiração mecânica, ou seja, possuem ventiladores (acionados por motores elétricos de 10HP) instalados no topo da torre, responsáveis pela sucção do ar atmosférico. As duas torres de resfriamento, interligadas em paralelo e do tipo contracorrente, ficam localizadas no terceiro pavimento do prédio e possuem a função de arrefecer a água posterior à troca térmica do processo (proveniente das três bombas localizadas no tanque inferior). As torres de refrigeração do processo, apresentadas na figura 10, estão fixadas sobre o tanque de água superior, sendo que a água refrigerada pela torre retorna (por gravidade) ao tanque para reutilização, encerrando o processo do sistema de água sob pressão. A utilização de torres de resfriamento acopladas em paralelo é o arranjo mais adotado (LIMA JR, 2011).

Porém, existem perdas no sistema de fornecimento de água, ou seja, nem toda a água captada no tanque superior e utilizada como refrigerante nos trocadores de calor industriais – e posteriormente refrigerada através das torres de resfriamento – retorna ao tanque de abastecimento para reutilização. Temos diversos fatores que contribuem para a perda de água no sistema, tais como evaporação ocorrida nas torres de resfriamento (durante o processo de troca térmica e mássica), arraste (via ventiladores das torres) e perda durante o processo de drenagem do sistema.

Para a reposição do volume de água perdido, o tanque superior é abastecido com água proveniente da concessionária. Este abastecimento é feito por uma tubulação de 3/4” e controlado por uma válvula tipo bóia, instalada na saída da tubulação que alimenta o tanque superior, mantendo o sistema cheio.



Figura 10 – Torres de Resfriamento BTC

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

3.6 ESTAÇÃO DE TRATAMENTO DE ÁGUA

O tanque superior é interligado também a uma estação de tratamento de água (3Dtrasar da Nalco) e por dois filtros de material particulado, para filtragem de detritos sólidos presentes na água. A estação de tratamento, apresentada na figura 11, mostra uma fração da água armazenada no tanque superior; por meio de diversos sensores, localizados ao longo da plataforma, efetua a medição e aquisição dos dados de Ph, condutividade, turbidez, temperatura, total de dispersantes químicos presentes na amostra, HTI (*hold time index*) que indica o tempo de retenção da água no sistema, taxa de corrosão para aço carbono, aço inoxidável, cobre etc.

A plataforma efetua a dosagem de três produtos químicos, de acordo com o nível de contaminantes presentes na água, esta dosagem é realizada tomando-se como referência a realimentação dos sensores da estação de tratamento de água. Os sensores descritos efetuam a medição da mostra a cada 7 segundos, totalizando uma média de leitura a cada 5 minutos, efetuando, então, os ajustes de dosagens dos produtos químicos sempre que necessário. O sistema também monitora as taxas de purga por meio dos controladores de condutividade e HTI.

Visando à prevenção das tubulações e dos trocadores de calor do sistema de água do efeito da corrosão química, incrustação e do crescimento microbológico, a plataforma de tratamento controla a injeção do primeiro composto (polímero tagueado) que mitiga o efeito da corrosão e incrustação, ao passo que, o segundo composto (biodispersante) e o terceiro (biocida) tem como objetivo controlar o crescimento dos micro-organismos que se encontram no sistema.

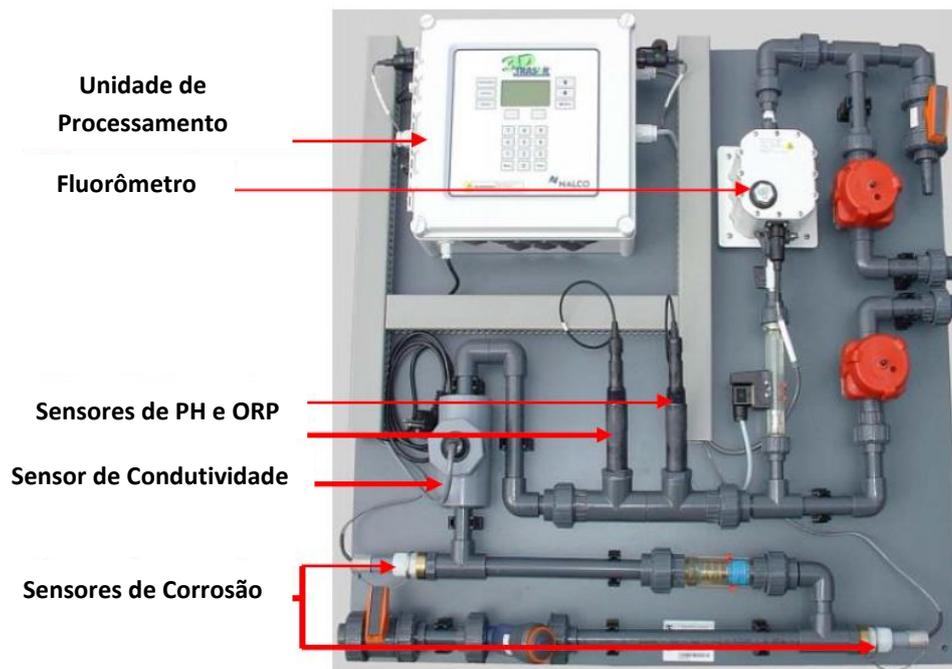


Figura 11 – Estação de Tratamento de Água 3Dtrasar (NALCO)

Fonte: (Nalco Cooling Water Technical Manual, 2005)

Os sais, sólidos e matéria orgânica dissolvida na água de resfriamento do processo contribuem para a formação de um meio favorável à proliferação de algas, fungos e bactérias que prejudicam tanto na operação das torres de resfriamento, quanto no desempenho da rede de trocadores de calor do processo. O devido tratamento químico da água de resfriamento para o controle de dureza, potencial hidrogeniônico (pH) e condutividade se faz indispensável no sistema de água sob pressão (CORTINOVIS *et al*, 2009).

A estação de tratamento do laboratório de motores monitora e controla a condutividade da água ($\mu\text{S}/\text{cm}$), esta é uma característica físico-química da água, que indica a capacidade da mesma em conduzir uma corrente elétrica. Este parâmetro é muito importante para o sistema, pois está relacionado com a taxa de corrosão e incrustação do próprio sistema.

Sendo assim, nos casos em que a condutividade da água é muito elevada, a estação de tratamento efetua automaticamente a drenagem (*blowdown*) parcial da água do tanque superior por meio do acionamento elétrico de um solenóide, que atua na abertura de uma válvula instalada na tubulação de dreno do tanque. Neste momento a plataforma registra a taxa de corrosão, controlando desta forma a dosagem do polímero tagueado para o controle da qualidade da água.

A tendência com a drenagem parcial é a melhora da qualidade da água do sistema, visto que o mesmo é alimentado continuamente com água limpa, proveniente da tubulação de reposição de água.

O processo de purga é realizada até obter-se no sistema, uma mistura (composta por água limpa mais água existente no processo) com uma condutividade limite definida pela plataforma de monitoramento.

4. TEORIA (ASPECTOS ESPECÍFICOS)

Neste capítulo são apresentadas as teorias, equações e modelos referentes aos aspectos específicos relacionados ao tema. Essas premissas foram utilizadas como base no projeto mecânico e elétrico desenvolvido.

4.1 INTRODUÇÃO À BOMBA CENTRÍFUGA

As bombas centrífugas, também conhecidas como bombas de fluxo radial, com mudanças significativas no raio, da entrada para a saída (daí a origem da denominação de bombas centrífugas) são utilizadas em diversas aplicações nas indústrias, instalações prediais, serviços públicos, irrigações etc. Este tipo de bomba é indicada para o deslocamento de água, óleo e diversos tipos de efluentes químicos devido ao seu baixo custo de instalação e manutenção, além de apresentar uma maior flexibilidade de faixas de operação.

Construtivamente, a bomba centrífuga é formada pelo estator (voluta em formato de caracol) e pelo rotor ou impulsor (elemento rotativo da bomba), composto por um disco formado por diversas palhetas, que giram dentro do estator.

O fluido entra no rotor na direção axial e sai através do difusor do estator na direção radial. Devido à alta rotação do rotor, o fluido entra na bomba nas vizinhanças do eixo do rotor propulsor e é lançado para a periferia pela ação centrífuga (FOUST A.S.1982). No interior da voluta, canal de secção crescente no sentido do escoamento, a energia cinética do fluido é transformada em energia de pressão. A energia cinética transferida ao líquido é função do diâmetro, rotação e *design* do rotor da bomba.

O acionamento da bomba pode ser realizado por meio de motores elétricos (mais usual), motores diesel, turbina a vapor, roda d'água etc. A figura 12 ilustra os principais componentes e o fluxo do líquido no interior da bomba centrífuga.

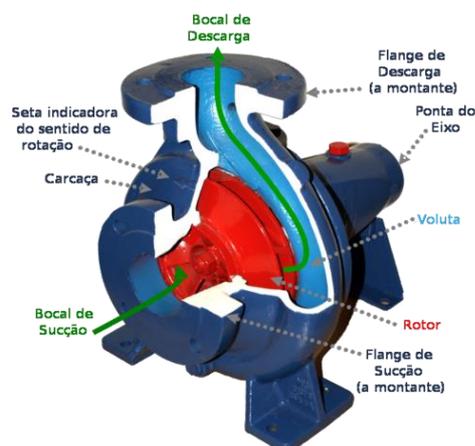


Figura 12 – Principais Componentes Bomba Centrífuga

Vantagens e desvantagens da aplicação de bombas centrífugas baseado em (ORTEGA, 2008) e (CREMASCO, 2012):

Vantagens:

- ✓ Possuem uma larga faixa de operação (pressão e vazão nominal);
- ✓ Baixo custo para implementação;
- ✓ Pressão de recalque uniforme (sem pulsações);
- ✓ Permite o bombeamento do líquido com partículas sólidas;
- ✓ Possibilita o acoplamento direto ao motor elétrico;
- ✓ Menor custo de manutenção;
- ✓ Baixo ruído de operação.

Desvantagens:

- ✓ Não recomendada para aplicações que demandam alta pressão de saída;
- ✓ Requerem escorva;
- ✓ O rendimento máximo de operação é obtido em um intervalo limitado;
- ✓ Não recomendada para bombeamento de líquidos com alta viscosidade.

Vale lembrar que as bombas centrífugas possuem uma faixa de operação específica, na qual o equipamento apresenta o maior rendimento mecânico, entre 30% e 50% para líquidos diversos em um determinado processo fabril e no máximo 75% para água (CREMASCO, 2012).

A figura 13 ilustra as faixas de operação de diversos tipos de bombas (alternativas, rotativas, centrífugas, fluxo misto e axiais). Entre os diversos tipos de bombas citadas, as bombas centrífugas possuem a maior área de operação, em função da pressão de saída (eixo ordenadas) e vazão volumétrica (eixo abscissas).

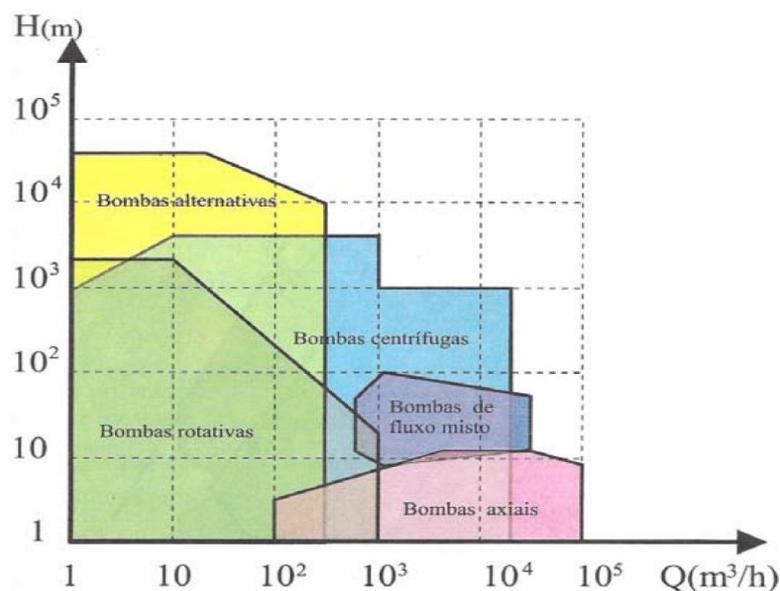


Figura 13 – Campo de Aplicação de Bombas

Altura Manométrica

A carga ou altura manométrica (*head*) de uma bomba centrífuga é o parâmetro que relaciona a altura vertical de uma coluna de líquido (na tubulação de saída da bomba) com a velocidade do escoamento, por meio do balanço de energia entre o ponto de sucção do fluido e o de descarga, por unidade de peso (ρg) do fluido, admitindo-se a perda de carga do sistema (CREMASCO, 2012).

Potência e Eficiência de Bombas Centrífugas

A potência da bomba centrífuga refere-se à taxa de consumo de energia para transportar o fluido captado (CREMASCO, 2012).

Definição de potência útil (aquela à ser fornecida ao fluido que escoar):

$$\dot{W}_u = \dot{m}gH = \rho gQH \quad (\text{Eq.1})$$

Onde:

\dot{W}_u = Potência útil (Watt);

\dot{m} = Vazão mássica transportada (kg/h);

g = Aceleração da gravidade (m/s²);

H = Altura manométrica (m);

ρ = Densidade do fluido transportado (Kg/m³);

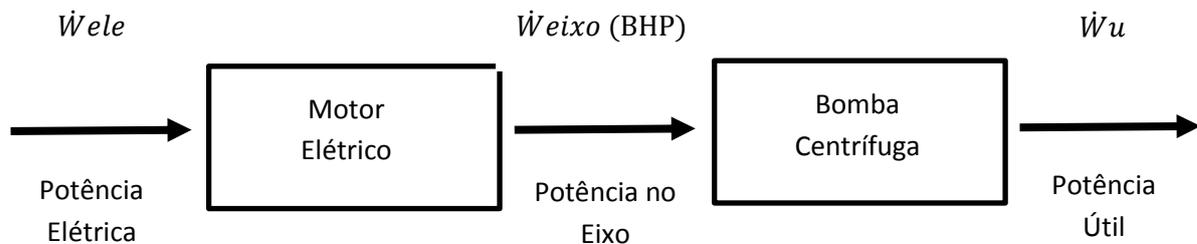
Q = Vazão volumétrica transportada (m³/s).

Logo, de acordo com a equação acima, quanto maior a vazão transportada e a altura manométrica, maior será a potência útil aplicada ao fluido. A potência que o motor elétrico acoplado à bomba centrífuga, fornece ao eixo do acoplamento (\dot{W}_{eixo}), deve ser maior que a potência útil transferida ao fluido (\dot{W}_u) (CREMASCO, 2012).

A potência aplicada ao eixo do rotor da bomba (\dot{W}_{eixo}) é também conhecido como *Brake Horse Power* (BHP). Porém, a potência disponível no eixo da bomba (\dot{W}_{eixo}), proveniente do motor elétrico, não é convertida totalmente em energia cinética aplicada ao fluido transportado e, posteriormente, em energia na forma de pressão.

A relação entre o trabalho útil produzido e o trabalho consumido por um dispositivo ou sistema é chamado rendimento (CREMASCO, 2012).

O diagrama em blocos abaixo apresenta os tipos de rendimento típicos de uma operação de bombeamento (CREMASCO, 2012).



Rendimento da Bomba ou Rendimento Mecânico:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{eixo}} \quad (\text{Eq. 2})$$

Rendimento Elétrico:

$$\eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 3})$$

Rendimento Global:

$$\eta_{Global} = \eta_{mec} \cdot \eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 4})$$

Por meio da utilização de rotores com diâmetros maiores é possível a operação da bomba nas regiões que apresentam os maiores rendimentos mecânicos. O projeto e especificação do equipamento e, principalmente do rotor e da voluta são fundamentais para a eficiência da bomba centrífuga.

São detalhadas abaixo as principais perdas de energia que ocorrem no interior da bomba centrífuga, que acarretam na diminuição da eficiência mecânica do equipamento (DIAS, 2013).

- ✓ Perdas por recirculação nos anéis, buchas etc;
- ✓ Perdas mecânicas devido ao atrito no selo mecânico, gaxetas e rolamentos etc;
- ✓ Perdas devido ao atrito do fluido transportado com os rotores;
- ✓ Perdas pela mudança abrupta de direção do fluido no interior da bomba.

O ponto de maior eficiência mecânica BEP (*Best Efficiency Point*) é ponto de operação ótimo, no qual a bomba centrífuga com o impulsor de diâmetro máximo apresenta a maior eficiência na transferência da energia cinética aplicada ao fluido em energia sob a forma de pressão. A curva de vazão volumétrica *versus* rendimento (η) de uma bomba centrífuga é apresentada na figura 14, onde o vértice da curva parabólica é o ponto de maior eficiência (BEP) da bomba.

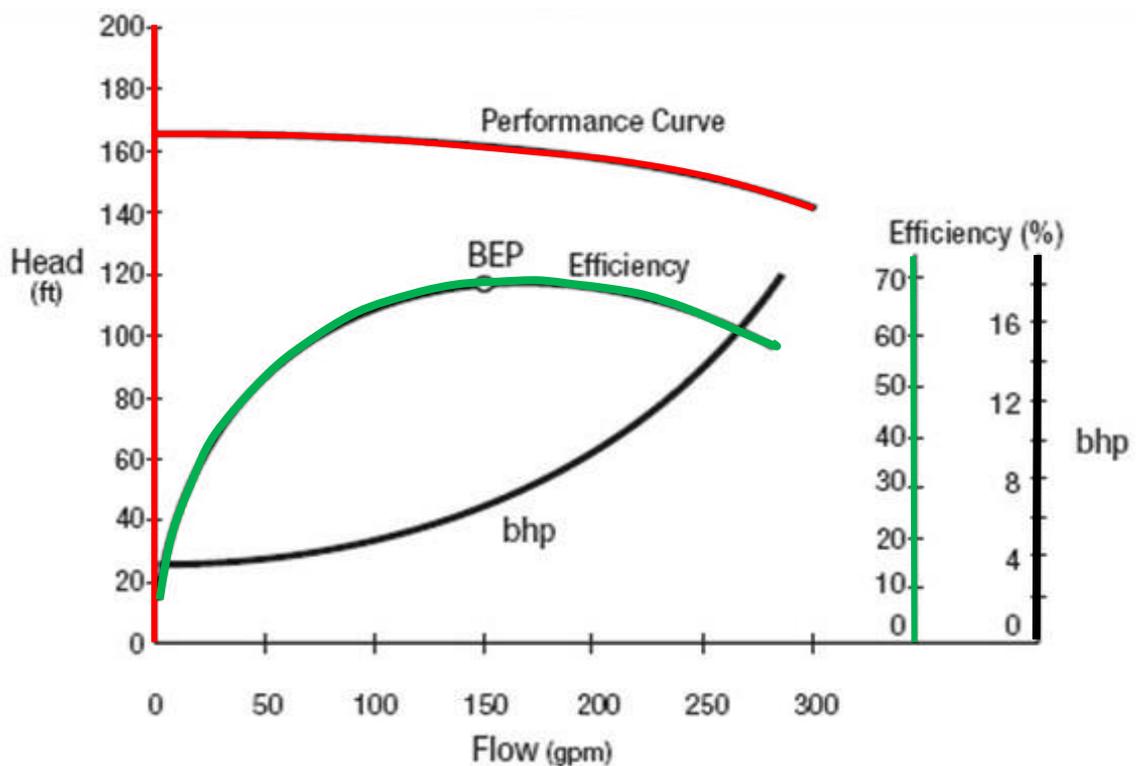


Figura 14 – Curva de Eficiência *Versus* Vazão Volumétrica para uma Bomba Centrífuga

Fonte: (DOE&HI, 2006)

O diagrama em blocos apresentado, bem como, a equação para cálculo da potência útil aplicada ao fluido, foram utilizados no desenvolvimento do projeto mecânico e no dimensionamento dos motores elétricos, para otimização da planta sob estudo.

Os esforços radiais e axiais nos rotores aumentam à medida que o ponto de operação do equipamento se distancia do BEP, podendo gerar vibrações, geração de calor em excesso e deflexão do eixo, conforme apresentado na figura 15.

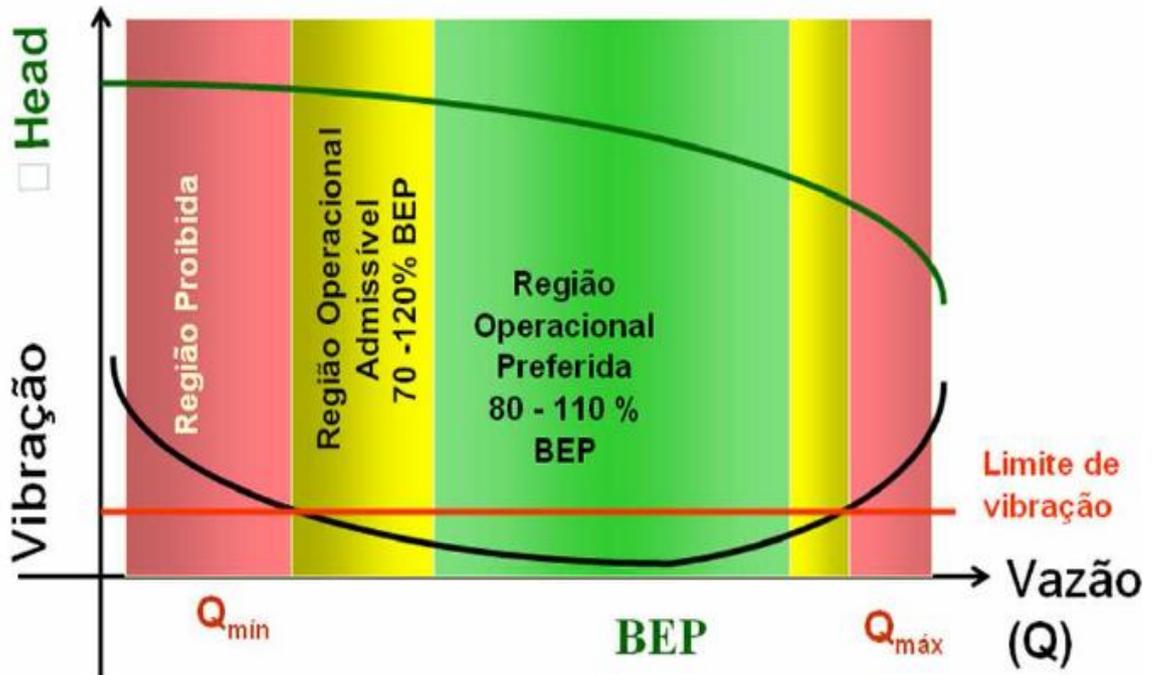


Figura 15 – Região Operacional versus Vibração para uma Bomba Centrífuga

Fonte: (Gouvea, 2008)

Altura de Sucção Disponível (NPSH)

O NPSH (*Net Positive Suction Head*) é a diferença entre a pressão absoluta disponível na entrada da sucção da bomba e a pressão de vaporização do fluido que será bombeado. Existe uma pressão limite negativa de sucção que pode se atingir na sucção da bomba, abaixo da qual haverá a cavitação (CREMASCO, 2012).

Este fenômeno refere-se a formação de bolhas de vapor no interior da bomba e posterior choque das mesmas com as pás do rotor, que provocam desgaste (corrosão) das partes metálicas da bomba, perda de rendimento, vibração e ruído na operação do equipamento. A cavitação está atrelada às características físico-químicas do líquido captado pela bomba ao entrar em ebulição sob determinadas condições de temperatura e pressão. As bolhas de vapor condensam-se quando adentram nas áreas de alta pressão, no interior da voluta da bomba.

Deste modo, para uma bomba centrífuga, o parâmetro NPSHr representa a pressão mínima requerida na entrada do rotor para que não ocorra o fenômeno da cavitação. Logo o NPSHd (disponível pelo sistema) deverá ser maior que o NPSHr requerido (parâmetro este disponível na curva de operação característica da bomba).

O NPSHd é definido de acordo com o tipo de instalação da planta, aspiração negativa (figura 16) ou positiva do fluido (figura 17), conforme apresentado a seguir:

Esquemático de Montagem com Sucção Negativa do Fluido:

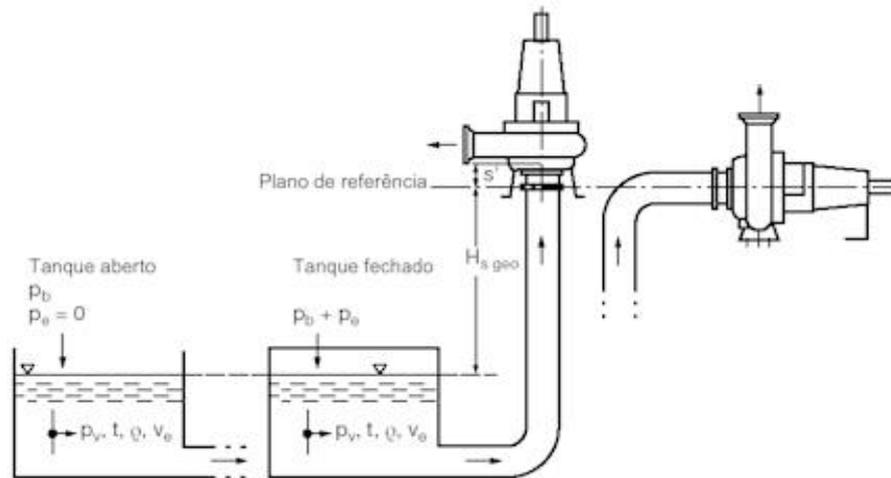


Figura 16 – Instalação com Aspiração Negativa do Fluido

Fonte: (https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/)

Equação para Cálculo do NPSHd (Sucção Negativa do Fluido):

$$NPSH^d = \frac{(P_e + P_b - P_v)}{\rho g} + \frac{(V_e^2)}{2g} - h_{ls} - h_{sgeo} \pm s' \quad (\text{Eq. 5})$$

Onde:

NPSHd = *Net positive suction head* (disponível pelo sistema);

Pe = Pressão no tanque de sucção;

Pb = Pressão atmosférica;

Pv = Pressão de vapor do fluido;

Ve = Velocidade de escoamento do fluido;

hls = Soma das perdas de carga na sucção;

hsgeo = Desnível geométrico na aspiração;

s' = Cota de referência da bomba (quando a instalação é vertical);

g = Aceleração da gravidade;

ρ = Densidade do fluido transportado.

Esquemático de Montagem com Sucção Positiva do Fluido (Afogada):

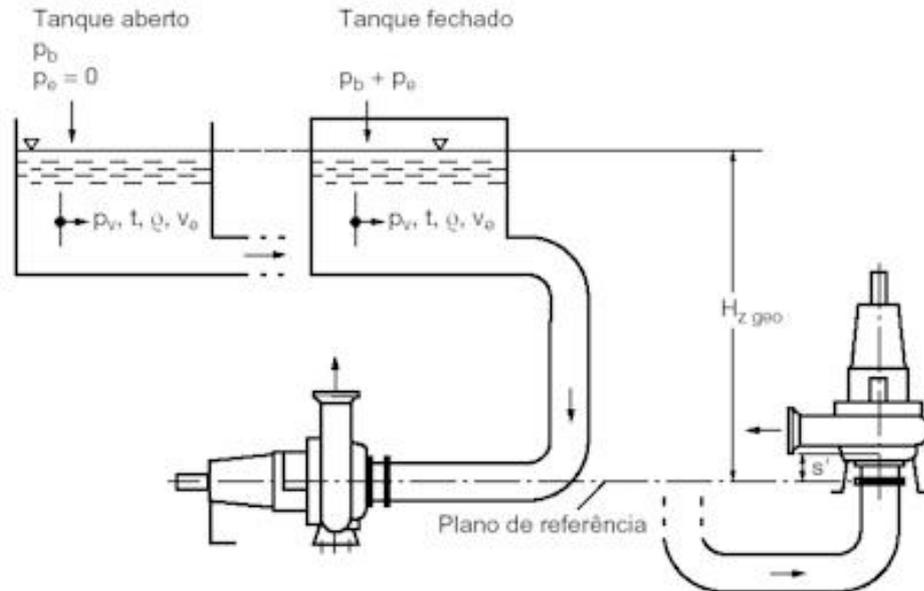


Figura 17 – Instalação com Aspiração Positiva do Fluido

Fonte: (https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/)

Equação para Cálculo do NPSHd (Sucção Positiva do Fluido):

$$NPSH^d = \frac{(P_e + P_b - P_v)}{\rho g} + \frac{(V_e^2)}{2g} - h_{ls} + h_{zgeo} \pm s' \quad (\text{Eq.6})$$

Onde:

NPSHd = *Net positive suction head* (disponível pelo sistema);

Pe = Pressão no tanque de sucção;

Pb = Pressão atmosférica;

Pv = Pressão de vapor do fluido;

Ve = Velocidade de escoamento do fluido;

hls = Soma das perdas de carga na sucção;

hsgeo = Desnível positivo geométrico na aspiração;

s' = Cota de referência da bomba (quando a instalação é vertical);

g = Aceleração da gravidade;

ρ = Densidade do fluido transportado.

Logo, para evitar os efeitos da cavitação, o projeto e determinação do ponto de operação da bomba centrífuga deve garantir que o parâmetro NPSHr seja satisfatório, conforme apresentado na equação abaixo:

$$NPSH^d > NPSH^r \quad (\text{Eq. 7})$$

A figura 18 ilustra o ciclo de pressão do líquido captado pela bomba centrífuga, ao longo de um canal localizado dentro do rotor do equipamento, onde temos a fase de sucção do fluido (SS) e a fase de compressão (DS) das pás do rotor.

A diminuição da pressão estática ocorre devido ao aumento repentino da velocidade do líquido ao ser captado pelas pás do rotor da bomba. Após esta etapa de sucção, a pressão estática é aumentada à um nível superior ao da pressão de vaporização do líquido, então ocorre o surgimento das bolhas de vapor, que condensam e colidem com o rotor da bomba centrífuga.³

Deste modo, quanto menor for a pressão de sucção na entrada do rotor (p_0), menor será a pressão mínima de trabalho (p_{\min}) obtida no interior do rotor, favorecendo desta maneira a vaporização do líquido captado (p_D).

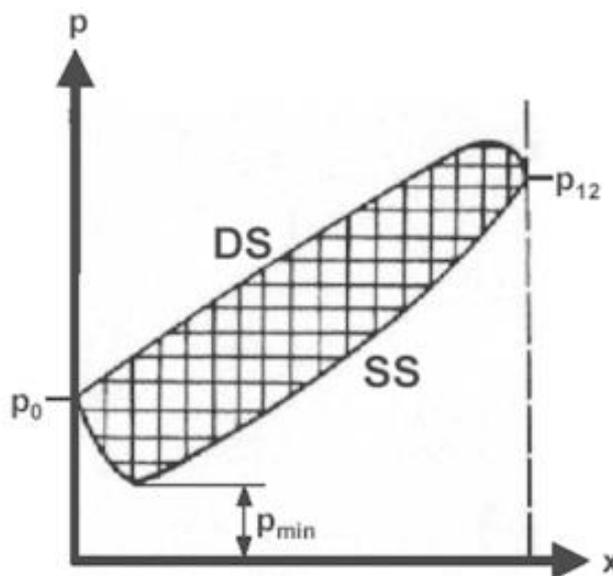


Figura 18 – Evolução da Pressão no Impulsor, na Aspiração (SS) e na Compressão (DS)

Fonte: https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/

³ Fonte: (<https://www.ksb.com> arquivo de informações técnicas 2015 acessado em 15/11/2016).

A figura 19 ilustra três modos distintos de operação de uma bomba centrífuga, onde na primeira situação (da esquerda para a direita), a pressão mínima obtida no interior do rotor da bomba (p_{min}) é superior à pressão de vaporização do líquido (p_D), logo nesta condição de trabalho não ocorrerá a cavitação.⁴

Na situação 2 (central), a pressão de sucção do rotor é diminuída (p_{0II}), desse modo a pressão mínima do sistema (p_{min}) é numericamente igual a pressão de vaporização do líquido captado (p_D) de maneira pontual, ocorrendo então a formação das primeiras bolhas de vapor (cavitação incipiente).

Na situação 3 (à direita) têm-se o aumento do fenômeno da cavitação com a diminuição elevada na pressão de sucção do fluido captado (P_{0III}), desse modo a pressão mínima do sistema (p_{min}) é inferior a pressão de vaporização do líquido captado (p_D).

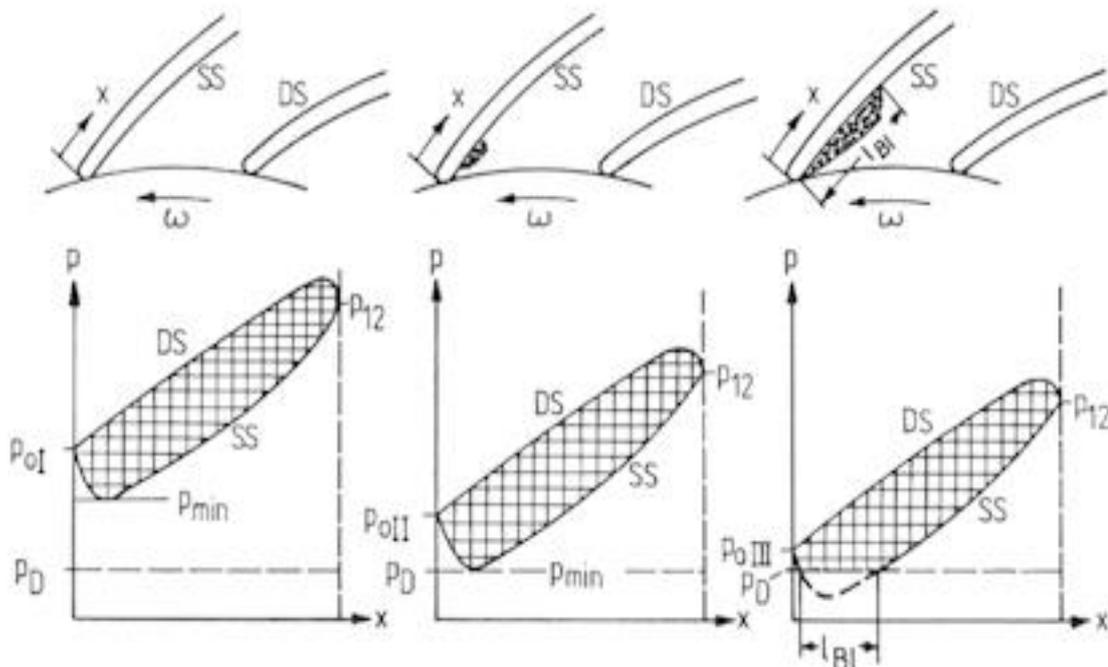


Figura 19 – Consequências da descida da pressão à entrada do impulsor

Fonte: https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/

Principais Causas da Cavitação:

- ✓ Dimensionamento da bomba/aplicação irregular ($NPSH^d < NPSH^r$);
- ✓ Filtro da linha de sucção saturado;
- ✓ Respiro do reservatório fechado ou entupido;
- ✓ Estrangulamento nas linha de sucção;
- ✓ Altura estática da linha de sucção.

⁴ https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/

Curvas Característica da Bomba Centrífuga

As curvas característica das bombas, fornecidas pelo fabricante, são representações gráficas dos principais parâmetros operacionais técnicos, intrínseco a cada equipamento, em função da vazão volumétrica transportada.

O fabricante levanta a curva característica de cada família de bomba após ensaios empíricos, realizados em laboratório, nos quais é levantada a curva de performance e o comportamento dos parâmetros, conforme detalhado no gráfico da figura 20.

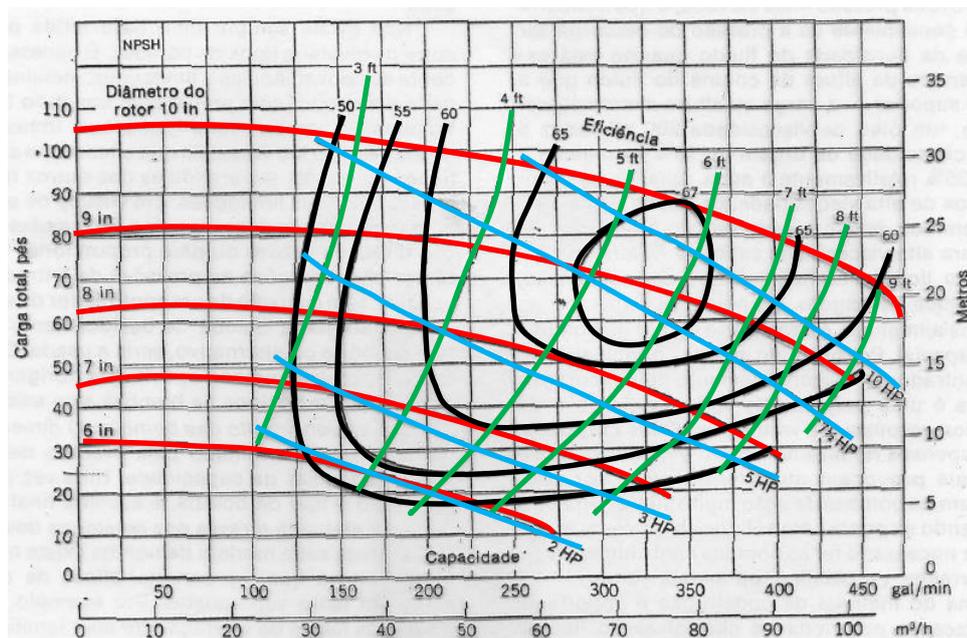


Figura 20 – Curvas Característica Bomba Centrífuga (Gráfico Único)

Fonte: (CREMASCO, 2012) Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos. P.68

Legenda:

- Eixo abscissas (x): Vazão volumétrica
- Eixo ordenadas (y): Altura manométrica
- Diâmetro do rotor da bomba (in)
- Rendimento (%);
- NPSHr requerido (ft);
- Potência no eixo (HP);

O fabricante apresenta a curva de performance da bomba centrífuga para diferentes diâmetros de rotor. Na figura acima, em vermelho, estão apresentados desempenhos do equipamento para cinco diferentes diâmetros de rotores, que podem ser utilizados na bomba centrífuga em questão (254mm, 228.6mm, 203.2mm, 177.8mm e 152.4mm).

Vale lembrar que quanto maior o diâmetro do rotor da bomba, maior é a capacidade de vazão volumétrica transportada, maior a altura manométrica na saída da bomba (recalque) e, conseqüentemente, maior a potência requerida no eixo (curva azul), para acionamento.

As curvas em verde no gráfico da figura 20 indicam o NPSHr (requerido) pela bomba centrífuga, sendo que, para vazões volumétricas maiores (maior rotação da bomba), maior será a velocidade de captação do fluido na entrada do rotor e respectivamente maior será o NPSHr requerido pela bomba centrífuga. As curvas equipotenciais de eficiência mecânica da bomba centrífuga (isorendimento), em destaque na cor preto na mesma figura, apresentam cinco regiões (áreas) com eficiências entre 50% e 67%.

As curvas dos parâmetros descritos podem ser apresentadas também em diagramas independentes, dependendo do fabricante, conforme apresentado na figura 21.

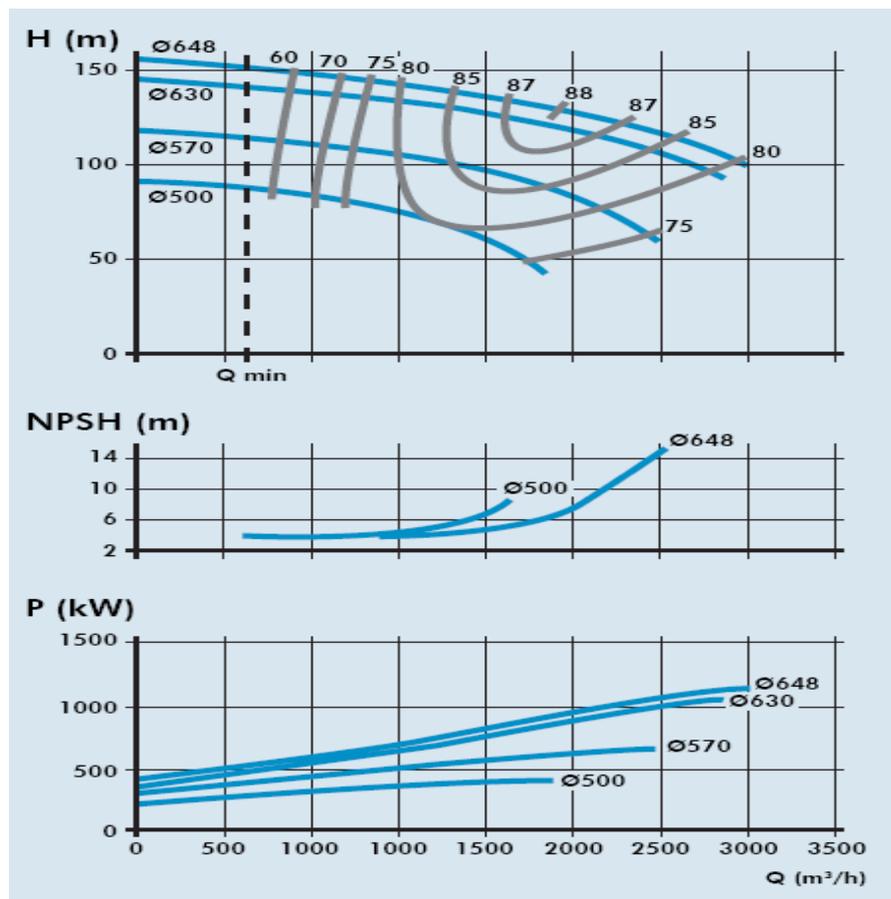


Figura 21 – Curvas Característica Bomba Centrífuga (Gráficos Segregados)

Fonte: Manual Bombas KSB

Acoplamento de bombas

O acoplamento de duas ou mais bombas, em série ou paralelo, tem por objetivo prover ao sistema uma maior capacidade de pressão de recalque (altura manométrica) por meio da interligação em série ou maior vazão volumétrica com a associação em paralelo. Vale lembrar que em alguns projetos de sistemas de bombeamento, a altura manométrica ou a vazão volumétrica especificada para uma determinada planta pode ser muito elevada, impossibilitando, desse modo, a utilização de uma única bomba de mercado (escala comercial). Logo a associação de bombas se faz necessária para atender os requisitos técnicos do projeto mecânico desenvolvido.

Acoplamento em Série

As bombas centrífugas podem ser acopladas em série, ou seja, com a tubulação de saída da primeira conectada na entrada (sucção) da segunda e assim sucessivamente para n bombas. A proposta deste tipo de interligação é prover uma maior altura manométrica ao sistema, conforme apresentado na figura 22.

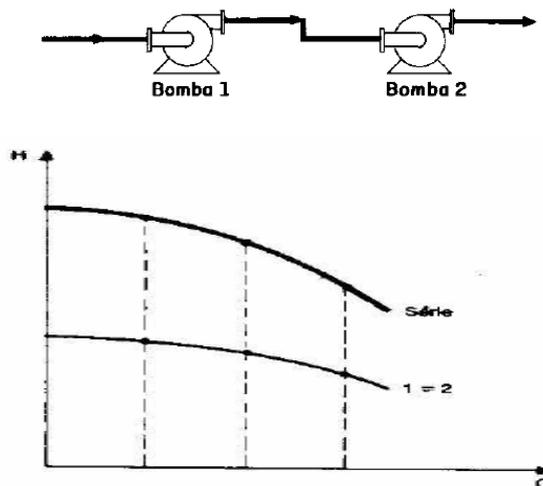


Figura 22 – Acoplamento de Bombas em Série

Fonte: (CREMASCO, 2012) Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos. P.71

Neste tipo de acoplamento, as bombas interligadas operam a mesma vazão volumétrica de transporte do fluido, porém, a altura manométrica final é a soma das alturas desenvolvidas por cada equipamento, conforme equações apresentadas à seguir: (CREMASCO, 2012).

$$H(\text{série}) = H_1 + H_2 \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

H (série) = Altura manométrica total;

H_1 = Altura manométrica da bomba 1;

H_2 = Altura manométrica da bomba 2.

Acoplamento em Paralelo

As bombas centrífugas podem ser acopladas também em paralelo, ou seja, com as tubulações de entrada (sucção) conetadas à um mesmo tanque ou reservatório e tendo seus dutos de saída interligados juntos à mesma tubulação, possibilitando assim a interligação de n bombas em paralelo, conforme apresentado na figura 23.

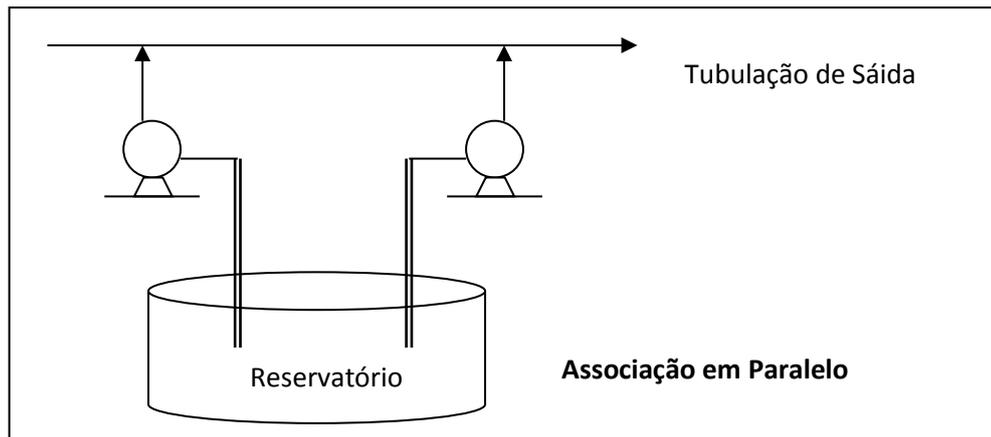


Figura 23 – Acoplamento de Bombas em Paralelo

Fonte: (CREMASCO, 2012) Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos. P.72

A proposta deste tipo de interligação de bombas é prover maiores vazões volumétricas ao sistema e a possibilidade também de ser útil em plantas que requerem vazões variáveis, onde as bombas em paralelo adequam suas vazões de modo a manter aproximadamente constante a pressão de saída (associação entre bombas centrífugas que fornecem alturas manométricas praticamente iguais), conforme equações apresentadas à seguir: (CREMASCO, 2012).

$$Q(\text{paralelo}) = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde:

- Q (paralelo) = Vazão volumétrica total;
- Q1 = Vazão volumétrica da bomba 1;
- Q2 = Vazão volumétrica da bomba 2;
- Q3 = Vazão volumétrica da bomba 3.

As bombas da planta sob estudo estão associadas em paralelo, objetivando prover maiores vazões ao sistema e a possibilidade de vazões variáveis (em atendimento ao ciclo de operação do processo). O conteúdo apresentado, bem como, a equação para determinação vazão volumétrica total do sistema paralelo é utilizada na metodologia do trabalho desenvolvido.

4.2 PERDA DE CARGA

O fluido transportado pela bomba centrífuga, que escoar por tubos ao longo do sistema, passa por conexões diversas, válvulas, acessórios e também por reduções na área de escoamento, impondo assim limitação ao escoamento por singularidades várias. Desse modo, ocorrerá a perda de carga devido ao atrito existente com as paredes da tubulação, da alteração na direção do escoamento (figura 24), obstruções diversas e mudanças repentinas ou graduais na secção de escoamento do fluido transportado.

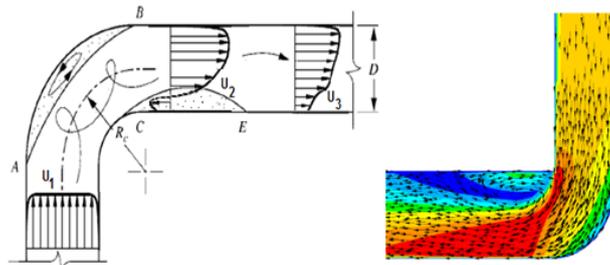


Figura 24 – Mudança de Direção do Escoamento em uma Curva 90°

Fonte: (Freitas, 2011)

As perdas de energia provenientes desses fenômenos apresentados são chamados de perdas localizadas ou em acidentes, podendo-se estimar o valor desta perda de carga por meio do método do coeficiente de perda de carga localizada (K_f) ou pelo método do comprimento equivalente (L_{eq}) (CREMASCO, 2012). A figura 25 apresenta a perda de carga localizada nos principais componentes presentes em uma instalação de bombeamento.

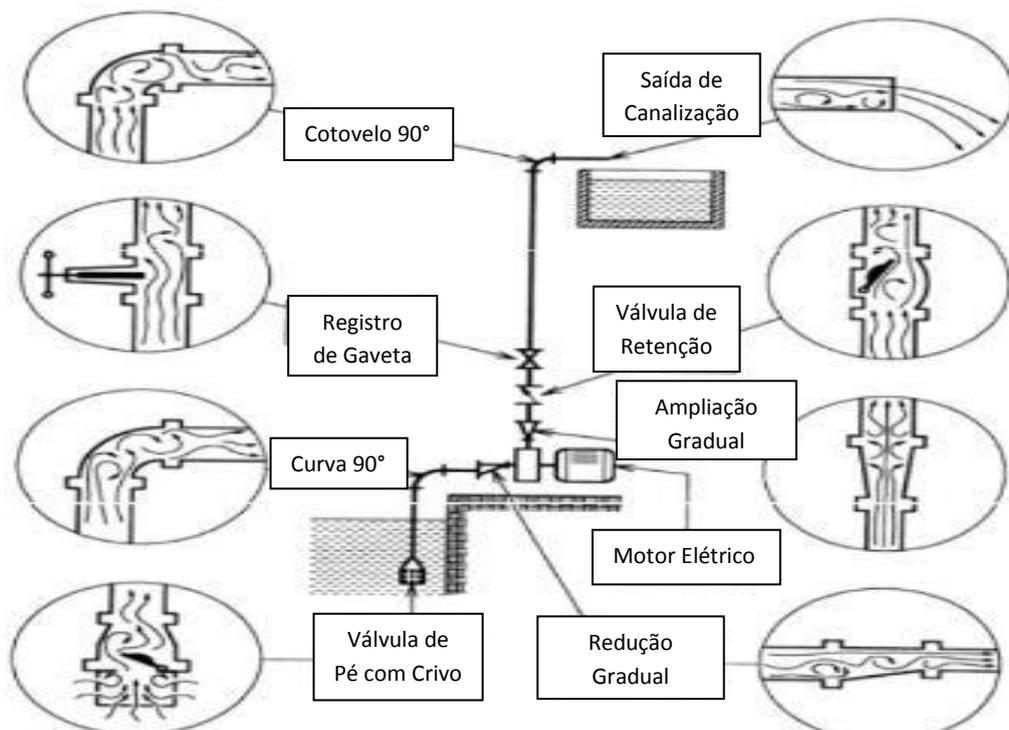


Figura 25 – Representação da Turbulência em Singularidades

Fonte: (SOUZA, 2011)

Método do Coeficiente de Perda de Carga Localizada (kf)

As perdas de carga em acessórios instalados ao longo da tubulação do processo é praticamente constante no escoamento do fluido em regime turbulento⁵ (mais usual) e possui uma proporcionalidade linear com o termo de energia cinética. Deste modo, permite estabelecer uma relação para o cálculo estimativo do valor da energia de atrito no regime turbulento, conforme apresentado na equação abaixo: (CREMASCO, 2012).

$$h_{lm} = K_f \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (\text{Eq. 10})$$

Onde:

h_{lm} = Perda de energia por atrito (perdas menores);

K_f = Fator de perda de carga;

u = Energia cinética;

g = Aceleração da gravidade.

A tabela 1 apresenta os valores de K_f (fator de perda de carga) para os acessórios mais comuns utilizados ao longo de tubulações de transporte de fluido em sistemas de bombeamento.

Tabela 1 – Valores de K_f de válvulas e acessórios: Diâmetro nominal – pol (mm)

Coeficiente K_f	Válvula Parafusada				Válvula Flangeada				
	1/2"	1"	2"	4"	1"	2"	4"	8"	20"
	13mm	25mm	50mm	100mm	25mm	50mm	100mm	200mm	500mm
Válvulas (totalmente Abertas)									
Globo	14,0	8,2	6,9	5,7	13,0	8,5	6,0	5,8	5,5
Gaveta	0,3	0,24	0,16	0,11	0,80	0,35	0,16	0,07	0,03
Retenção Basculante	5,1	2,9	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Em ângulo	9,0	4,7	2,0	1,0	4,5	2,4	2,0	2,0	2,0
Cotovelos (joelhos)									
45° normal	0,39	0,32	0,30	0,29	-	-	-	-	-
45° raio longo	-	-	-	-	0,21	0,20	0,19	0,16	0,14
90° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,50	0,39	0,30	0,26	0,21
90° raio longo	1,0	0,72	0,41	0,23	0,40	0,30	0,19	0,15	0,10
180° normal	2,0	1,50	0,95	0,64	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20
180° raio longo	-	-	-	-	0,40	0,30	0,21	0,15	0,10
Tês (T)									
Escoamento Direto	0,90	0,90	0,90	0,90	0,24	0,19	0,14	0,10	0,07
Escoamento no Ramal	2,50	1,80	1,40	1,10	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41

FONTE: (CREMASCO, 2012) Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos. p.44

⁵ Turbulência é um fenômeno que ainda hoje permanece em estudo, com característica na fronteira do conhecimento físico a ser desvendado pela tecnologia e ciência.

Em casos de contrações e expansões da tubulação do processo, parte da energia potencial aplicada (pela bomba centrífuga) ao fluido transportado se dissipa nos turbilhões formados nas reduções e elevações da secção da tubulação. O valor de K_f (fator de perda de carga) é obtido levando-se em consideração os diâmetros envolvidos e a velocidade média do fluido no tubo de menor diâmetro (CREMASCO, 2012).

O gráfico apresentado na figura 26 indica no eixo das ordenadas (y) o valor do fator de perda de carga (entre 0 e 1) para os casos de contração e expansão da tubulação, ao passo que, o eixo das abscissas (x) indica a razão entre o diâmetro menor da tubulação sob análise e o diâmetro maior.

De acordo com o gráfico, verificamos que quanto maior a razão entre os diâmetros (menor diferença entre as tubulações), menor será o coeficiente de carga. Por meio da análise gráfica constatamos também que o coeficiente de perda de carga apresentado na expansão súbita da tubulação é maior que o apresentado na contração (principalmente em situações nas quais a razão entre os diâmetros das tubulações é menor).

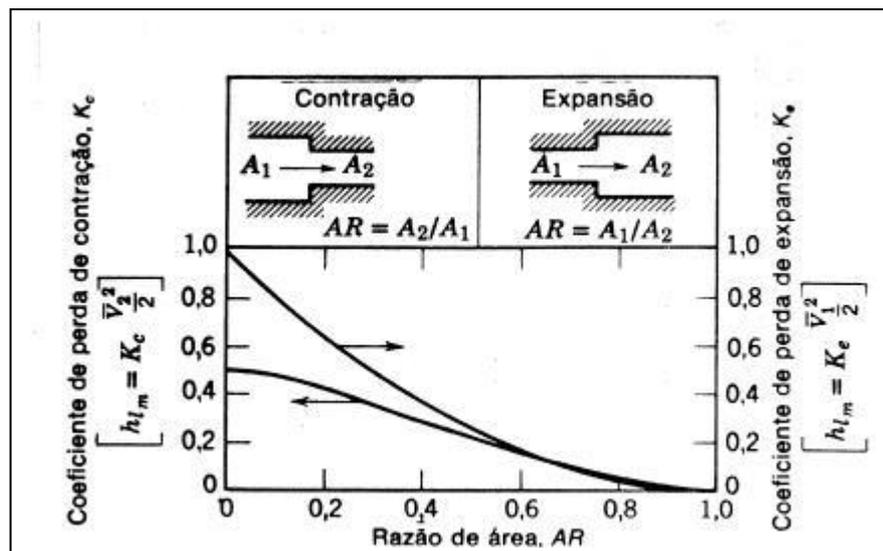


Figura 26 – Levantamento Gráfico do Fator de Perda de Carga para Situações de Expansão e Contração súbita do Escoamento

Fonte: (WHITE, 1988)

Método do Comprimento Equivalente

Comprimento equivalente (Leq) refere-se ao comprimento de tubulação no qual o fluido transportado sofre a mesma perda de carga que a apresentada nas conexões diversas, válvulas, acessórios e também por reduções na área de escoamento do sistema. Define-se Leq como o comprimento de tubo que apresentaria a mesma perda de carga do acessório em questão (CREMASCO, 2012).

Por meio da figura 27, fornecida pelo fabricante, é possível determinar o comprimento equivalente dos acessórios mais comuns utilizados ao longo de tubulações em sistemas de bombeamento. De maneira análoga, uma válvula contida no processo poderia ser substituída por um comprimento de tubo equivalente, onde este ofereceria a mesma perda de carga ao sistema.

Tipo de material	Diâmetro em pol.											Tipo de material
		Registro de globo	Registro de gaveta	Válvula de retenção	Válvula de pé e de decrivo	Tê com saída lateral	Tê com saídas bilaterais	Tê com saída direta	Joelho médio 90°	Curva 90°	Joelho médio 45°	
Galvanizado	3/4"	7	0,1	2,4	5,6	1,3	1,3	0,4	0,6	0,4	0,3	Galvanizado
	1"	9	0,2	3,2	7,3	1,6	1,6	0,5	0,9	0,6	0,4	
	1 1/4"	12	0,2	4,0	10	2,1	2,1	0,7	1,1	0,7	0,5	
	1 1/2"	14	0,3	4,8	12	2,5	2,5	0,9	1,4	0,8	0,6	
	2"	18	0,3	6,4	14	3,2	3,2	1,1	1,7	1,1	0,7	
	2 1/2"	21	0,4	8,0	17	3,8	3,8	1,3	2,0	1,3	0,9	
	3"	26	0,5	9,7	20	4,7	4,7	1,6	2,4	1,6	1,1	
	4"	34	0,6	13	23	6,2	6,2	1,8	3,4	2,1	1,4	
5"	43	0,8	16	30	7,8	7,8	2,9	4,3	2,6	1,8		
6"	52	1,0	19	39	9,5	9,5	3,4	5,0	3,1	2,2		
PVC	3/4"	11	0,2	4,1	9,5	2,4	2,4	0,8	1,2	0,5	0,5	PVC
	1"	15	0,3	5,8	13	3,1	3,1	0,9	1,5	0,6	0,7	
	1 1/4"	22	0,4	7,4	16	4,6	4,6	1,5	2,0	0,7	1,0	
	1 1/2"	36	0,7	9,1	18	7,3	7,3	2,2	3,2	1,2	1,0	
	2"	38	0,8	11	24	7,6	7,6	2,3	3,4	1,3	1,3	
	2 1/2"	38	0,9	13	25	7,8	7,8	2,4	3,7	1,4	1,7	
	3"	40	0,9	14	27	8,0	8,0	2,5	3,9	1,5	1,8	
	4"	42	1,0	16	29	8,3	8,3	2,6	4,3	1,6	1,9	
5"	51	1,1	19	37	10	10	3,3	4,9	1,9	2,4		
6"	57	1,2	21	43	11	11	3,8	5,4	2,1	2,6		

Figura 27 – Comprimento Equivalente (metros)

Fonte: (Schneider Motobombas, 2008)

Desse modo, permite-se calcular o comprimento total da tubulação do sistema (considerando todos os acessórios presentes), por meio da equação apresentada abaixo: (CREMASCO, 2012).

$$L = L(\text{reto}) + \sum_{i=1}^n Leqi \quad (\text{Eq. 11})$$

Onde:

L = Comprimento total da tubulação do sistema;

L(reto) = Comprimento dos trechos retos (sem acidentes);

$\sum_{i=1}^n Leqi = \text{Somatória dos comprimentos equivalentes.}$

4.3 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA E PONTO DE OPERAÇÃO

A curva característica do processo refere-se ao comportamento de um sistema composto por uma rede de tubos ou canais que conduzem o fluido transportado e das variações de pressão decorrentes da gravidade.

O comportamento da pressão do sistema, para uma determinada vazão de transporte é resultante da queda de pressão por atrito (perdas maiores devido ao atrito decorrente dos trechos retos de área de secção constante e perdas menores devido a existência de acessórios, válvulas etc) e das variações de pressão em virtude da ação da gravidade, devido à elevação estática, podendo ser positiva ou negativa (FOX *et al*, 2006).

O gráfico de altura manométrica (pressão) *versus* vazão volumétrica do fluido transportado, para um sistema de atrito puro, ou seja, sem variações de pressão em virtude da ação da gravidade é apresentado na figura 28. Vale lembrar que a curva começa no ponto (0,0) onde vazão volumétrica e pressão são iguais a zero.

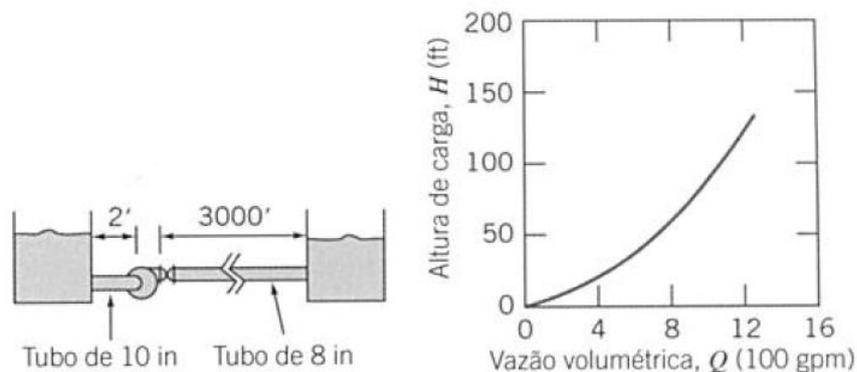


Figura 28 – Curva de queda de pressão puramente por atrito

Fonte: (FOX; MCDONALS; PRITCHARD, 2006) Mecânica dos Fluídos.6ª edição P.531

Neste tipo de sistema (atrito puro), a altura de carga total requerida é a soma das perdas maiores (devido ao atrito decorrente dos trechos retos de área de secção constante) e menores (devido a existência de acessórios, válvulas etc), conforme apresentado na equação abaixo:

$$h_{lt} = \sum hl + \sum h_{lm} \quad (\text{Eq. 12})$$

Onde:

h_{lt} = Altura de carga total requerida pelo sistema;

$\sum hl$ = Soma das perdas maiores;

$\sum h_{lm}$ = Soma das perdas menores.

Para um escoamento turbulento (mais usual), os fatores de atrito são aproximadamente constantes, assim como os coeficientes das perdas menores. Logo, $h_{lt} \sim V^2 \sim Q^2$ de modo que a curva apresentada pelo sistema (processo) é aproximadamente parabólica (quadrática). Como os fatores de atrito somente aproximam-se de constantes à medida que o escoamento do fluido torna-se totalmente turbulento, tem-se que $Q^{1,75} < h_{lt} < Q^2$. Este comportamento do sistema significa que a curva por atrito puro torna-se mais íngreme à medida que a vazão volumétrica aumenta. Para levantar a curva de atrito do sistema, as perdas são calculadas para diversas vazões e, em seguida, traçadas em um gráfico (FOX *et al*, 2006).

A variação de pressão em função da diferença de elevação é independente da vazão. Deste modo, a curva de pressão *versus* vazão para um sistema (processo) de elevação pura de nível é uma linha reta horizontal. Todos os sistemas reais têm como resultante a soma dos dois efeitos apresentados (queda de pressão por atrito e variação de elevação). (FOX *et al*, 2006).

A figura 29 apresentada a seguir, de altura manométrica (pressão) *versus* vazão volumétrica do fluido transportado para um sistema completo é a soma das alturas de atrito e das variações de pressão em virtude da ação da gravidade. Se a curva resultante do sistema completo é íngreme ou plana depende do fator de maior ponderação relativa do atrito e da gravidade (FOX *et al*, 2006).

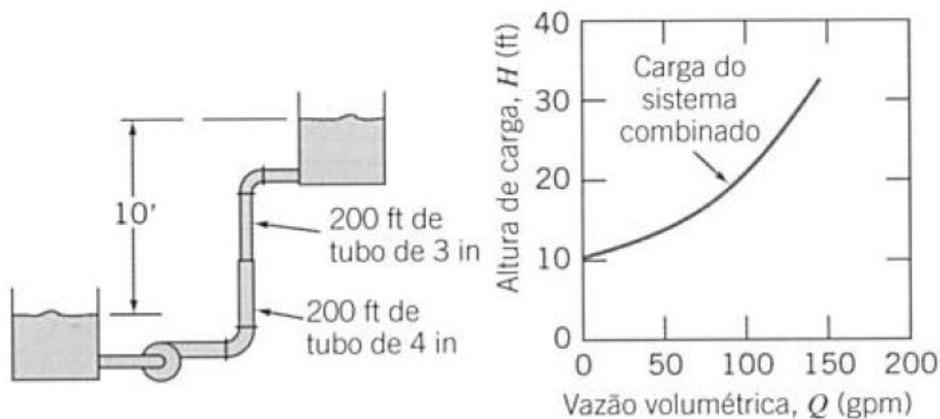


Figura 29 – Combinações de variações de pressão por atrito e por gravidade

Fonte: (FOX; MCDONALS; PRITCHARD, 2006) Mecânica dos Fluidos.6ª edição p.531

Deste modo, a curva da figura acima, diferentemente da curva apresentada na figura 28 (curva de queda de pressão puramente por atrito), não passa pelo ponto (0,0) onde vazão volumétrica e pressão são iguais a zero. Para um sistema completo, a vazão volumétrica terá início com altura de carga total igual ao desnível oferecido pelo sistema.

O ponto de trabalho (operação) do sistema, traçado no gráfico da figura 30, refere-se ao ponto de intersecção da curva característica do sistema com a curva característica da bomba da aplicação, ou seja, a vazão na qual a altura de carga da bomba centrífuga e a altura de carga requerida pelo sistema coincidem (FOX *et al*, 2006).

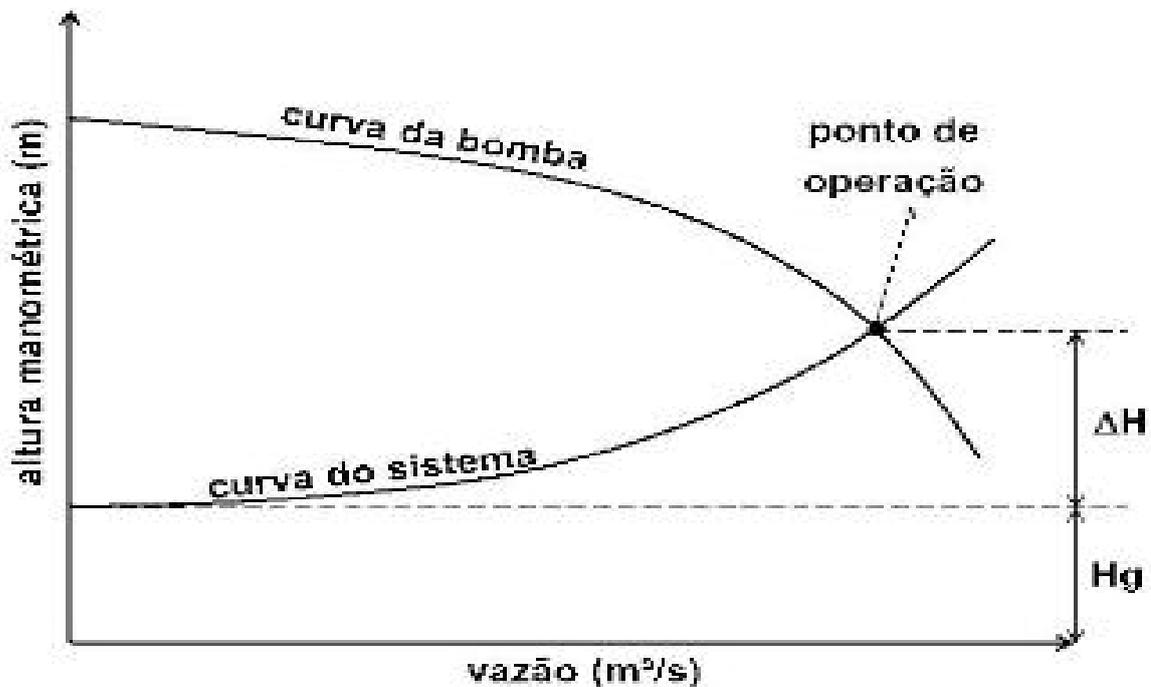


Figura 30 – Ponto de Operação de um Sistema de Bombeamento

Fonte: (ZAMBON e CONTRERA, 2011)

O ponto de operação da planta sob estudo, referente ao bombeamento de água do tanque inferior (1º pavimento) à entrada das torres de resfriamento localizadas no 3º pavimento combina as variações de pressão por atrito e gravidade (sendo a soma das alturas de atrito e das variações de pressão em virtude da ação da gravidade), conforme apresentado no esquemático da figura 29.

A determinação da curva característica do sistema, bem como, a definição do ponto de operação é apresentado na metodologia deste trabalho.

4.4 INTRODUÇÃO À DISPOSITIVOS ELETRÔNICOS AUXILIARES PARA PARTIDA DE MOTORES ELÉTRICOS

Módulos de Partida Suave (*Softstarter*)

É um dispositivo eletrônico constituído por tiristores (semicondutores), arranjados de maneira anti-paralela, sendo dois componentes por fase, cuja função é prover no momento do transitório de partida ou de desligamento do motor, o aumento ou diminuição gradativa da tensão eficaz aplicada ao motor elétrico.

Os tiristores do tipo SCR (retificador controlado de silício) possuem normalmente os terminais (ânodo e cátodo) com alta isolamento elétrica e um terminal de disparo (*gate*) que possibilita o início da condução da corrente elétrica entre os dois terminais do componente.

Assim, quando a partida do motor elétrico é solicitada, o módulo realiza o gatilho do tiristor (por meio do terminanal *gate* do SCR), deste modo apenas um segmento (em azul na figura 31) de cada semi-ciclo da senóide de tensão é aplicada ao motor. De maneira gradativa, conforme o tempo de rampa de partida pré definida pelo usuário, os tiristores aumentam o período de condução da corrente elétrica até a condução completa da senóide de tensão.

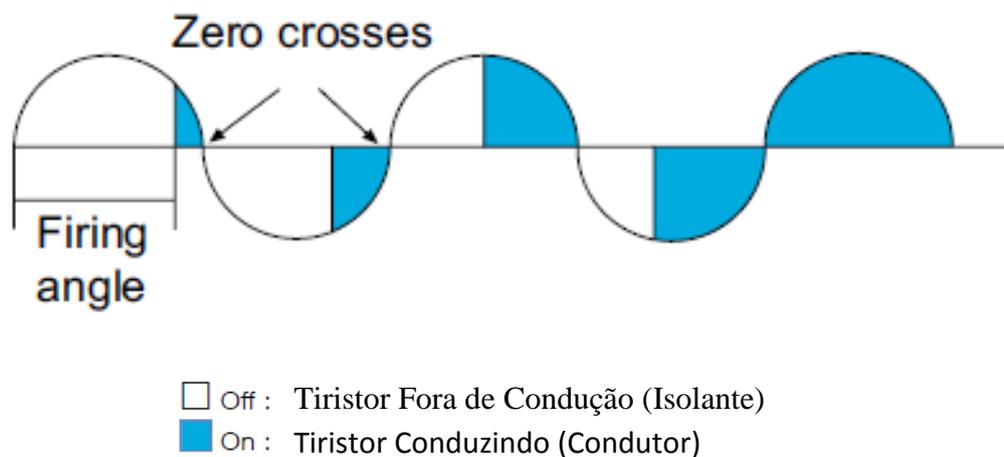


Figura 31 – Sequência de Condução do SCR no Momento da Partida do Motor Elétrico

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

Assim, no momento da partida, o equipamento provê uma tensão eficaz baixa e suficiente para efetuar o acoplamento suave do motor com as engrenagens ou correias da aplicação, de modo a evitar trancos no acoplamento com a carga a ser acionada. A tensão e o torque aumentam gradualmente acelerando a carga acoplada (ABB *SOFTSTARTERS CASE STUDY HANDBOOK*, 2010).

Com a redução da tensão eficaz aplicada ao motor elétrico (tipo gaiola de esquilo), no momento da partida, tanto a corrente elétrica quanto o torque serão consequentemente reduzidos. No caso de uma redução de 50% na tensão de partida, a corrente de partida será reduzida na mesma proporção em relação à corrente máxima para a rotação em questão e o torque será reduzido em aproximadamente 25% do torque máximo do motor, conforme apresentado nos gráficos da figura 32.

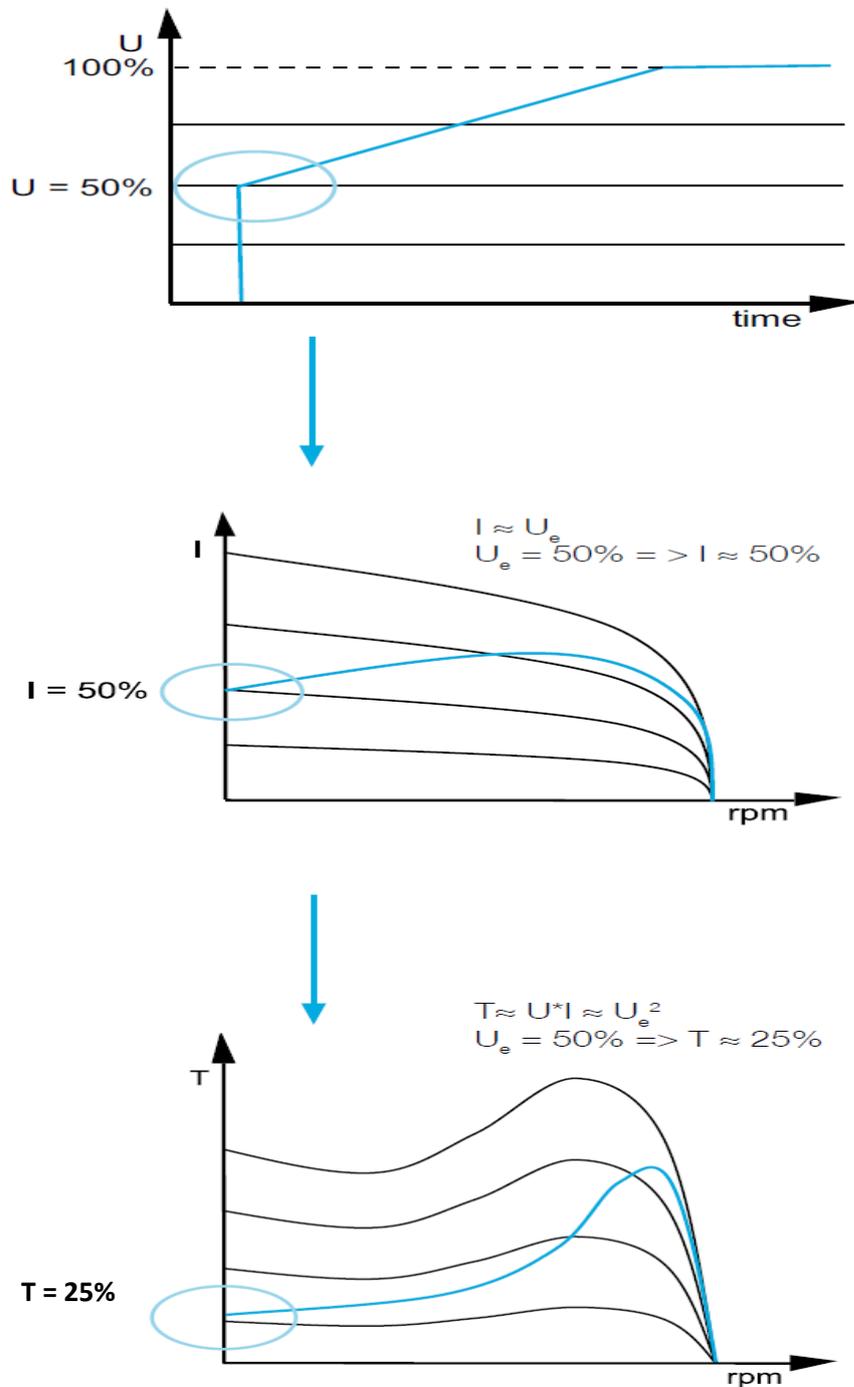


Figura 32 – Curvas de Tensão, Corrente e Torque do Motor Elétrico no Momento da Partida Via *Softstarter*

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

Quando o desligamento do motor elétrico é solicitado, o processo oposto se inicia, onde o dispositivo eletrônico está em modo de condução completa da senóide de tensão e gradativamente conforme o tempo de rampa de parada, pré definida pelo usuário, os tiristores diminuem o período de condução da corrente elétrica, até cessar a tensão elétrica aplicada ao motor.

Porém, com a rampa de descida da tensão eficaz aplicada ao motor no momento da solicitação da parada, a corrente elétrica circulante irá aumentar, uma vez que, o motor irá tentar se manter na condição de operação atual.

Como o torque gerado pelo motor depende, tanto da tensão, quanto da corrente elétrica, no momento da rampa de descida o torque é aproximadamente constante até o momento limite, onde a tensão eficaz é baixa o suficiente e então ocorre o decaimento abrupto da corrente elétrica e do torque do motor, acarretando na parada repentina do motor (ABB *SOFTSTARTERS CASE STUDY HANDBOOK*, 2010).

Esta parada súbita do motor pode acarretar na geração do golpe de aríete nas tubulações de água do sistema, desse modo, o controle de torque via dispositivos eletrônicos auxiliares se faz necessário, conforme detalhado a seguir.

Controle de Torque Via Módulo de Partida Suave

O módulo possui um sistema para controle de torque do motor elétrico, este recurso pré programado pelo usuário, é utilizado em especial em aplicações com bombas centrífugas, controlando o torque do motor no momento da parada, evitando desta maneira, a queda repentina da rotação do motor e por consequência a ocorrência do fenômeno do golpe de aríete.

No modo de operação padrão, o dispositivo efetua o controle da rampa da tensão eficaz no momento da partida e na parada do motor e o torque gerado pelo motor elétrico é consequência. Por outro lado, no modo de controle por torque, esta variável é controlada pelo dispositivo na rampa de partida e de parada. Por meio da medição da tensão e da corrente elétrica o equipamento calcula o torque real e efetua a comparação com o torque ideal requerido pelo motor, ajustando deste modo a tensão elétrica para obter o torque estipulado (diagrama em blocos apresentado na figura 33).

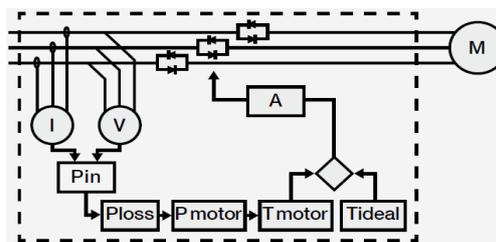


Figura 33 – Diagrama em Blocos Controle de Torque Via *Softstarter*

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

No modo de controle por torque, durante a rampa de parada, o controlador atua no decaimento linear na rotação do motor (conforme apresentado na figura 34), permitindo, deste modo, a diminuição de maneira suave da pressão de água na saída da bomba centrífuga e por consequência o fechamento da válvula de retenção sem a ocorrência do golpe de aríete. Vale lembrar que o tempo da rampa de parada deve ser customizado e avaliado de aplicação para aplicação como prevenção do fenômeno de aríete.

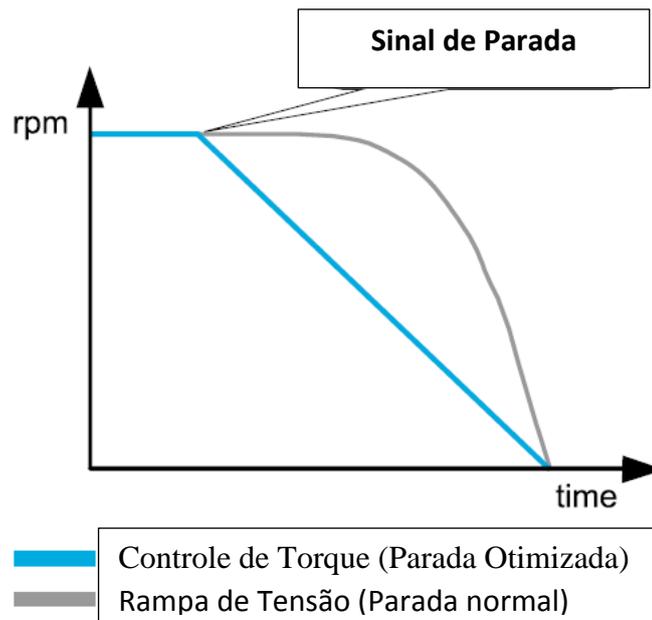


Figura 34 – Curva de Rotação do Motor Elétrico Via *Softstarter* (Parada por Controle de Torque)

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

Vantagens da Utilização do Módulo de Partida Suave:

- ✓ Redução do torque de partida (apresentado na figura 32);
- ✓ Diminuição da corrente de partida e consequentemente a queda de tensão na rede (apresentado na figura 32);
- ✓ Possibilidade de comunicação via protocolo de rede de comunicação industrial (*fieldbus*);
- ✓ Relê de proteção contra sobrecargas, incluso no módulo;
- ✓ Eliminação do golpe de aríete nas tubulações do sistema por meio do controle de parada por torque (apresentado na figura 33);
- ✓ Proteção e desligamento em casos onde a bomba estiver cavitando (sem carga);

- ✓ Proteção e desligamento em casos de rotor bloqueado;
- ✓ Possibilidade de efetuar a partida de vários motores ao mesmo tempo (de maneira sequenciada);
- ✓ Aumento da vida útil dos componentes do sistema;
- ✓ Possibilidade de ajustar o torque de partida do motor elétrico para a necessidade exata da aplicação, conforme apresentado na figura 35.

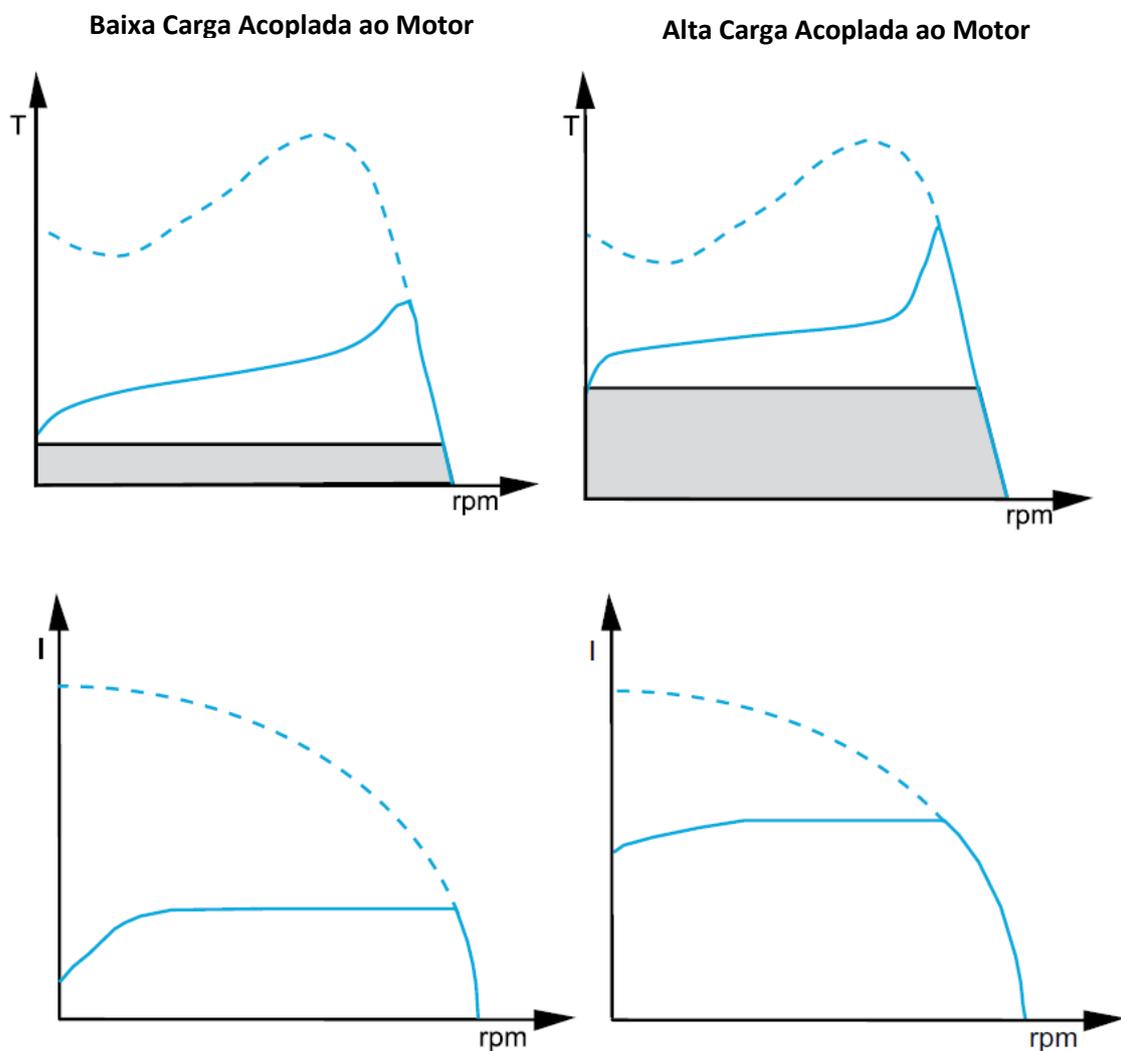


Figura 35 – Curva de Torque e Corrente Elétrica do Motor Elétrico no Momento da Partida

Fonte: ABB Softstarters Case Study Handbook

Desvantagens da Utilização do Módulo de Partida Suave:

- ✓ Não possibilita o controle de rotação do motor elétrico;
- ✓ Requer investimento inicial, maior que o acionamento direto ou via partida estrela triângulo (Δ/Y);
- ✓ Possui um limite de partidas consecutivas, pois, demanda o arrefecimento do tiristor. No máximo dez partidas por hora é o recomendado, caso contrário um *driver* com maior capacidade de corrente em relação à corrente nominal do acionamento é requerido.

O diagrama de interligação do dispositivo no sistema é apresentado na figura 36 abaixo.

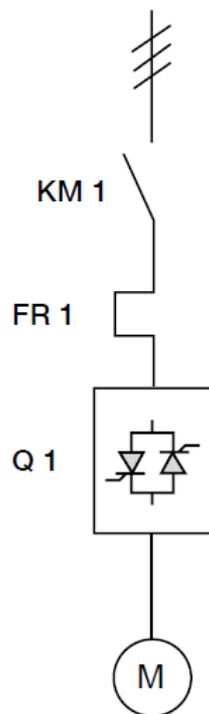


Figura 36– Diagrama Unifilar de Potência para Acionamento de Motor Elétrico Via *Softstarter*

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

Onde:

KM1 = Contator principal do circuito de potência;

FR1 = Relê térmico;

Q1 = Módulo de Partida Suave;

M = Motor elétrico.

Inversores de Frequência

O inversor de frequência é um módulo de potência constituído por dois conversores interligados em cascata, sendo o primeiro conversor de AC (corrente alternada) 50 ou 60Hz proveniente da rede para DC (corrente contínua) e o segundo de DC para AC, conforme apresentado na figura 37. Porém, neste segundo estágio, o conversor cria a curva do tipo seno e possibilita a variação em frequência do sinal DC numa faixa de frequência elevada, entre 0 e 250Hz (ABB *SOFTSTARTERS CASE STUDY HANDBOOK*, 2010).

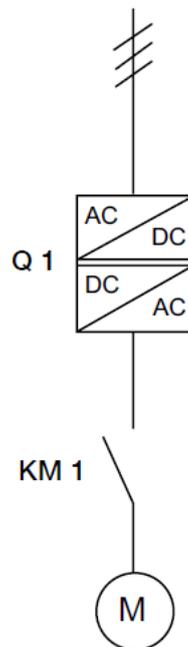


Figura 37 – Diagrama Unifilar de Potência para Acionamento de Motor Elétrico Via Inversor de Frequência

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

Onde:

KM1 = Contator principal do circuito de potência;

Q1 = Inversor de frequência;

M = Motor elétrico.

Deste modo, por meio da variação e controle da frequência DC o inversor efetua o controle da rotação do motor elétrico. Esse recurso é fundamental para aplicações onde é requerido o ajuste da rotação do motor. Este recurso vai de encontro com a necessidade de controle do ciclo de operação da planta sob estudo.

No momento da partida do motor, o inversor aumenta a frequência de 0 Hz até atingir o valor da frequência da rede elétrica (50 ou 60Hz). Por meio do incremento gradual da frequência do sinal aplicado, o motor pode ser considerado em operação em regime de potência máxima para a frequência aplicada, deste modo, em condição de corrente e torque nominal mesmo durante a partida, conforme apresentado no gráfico da figura 38.

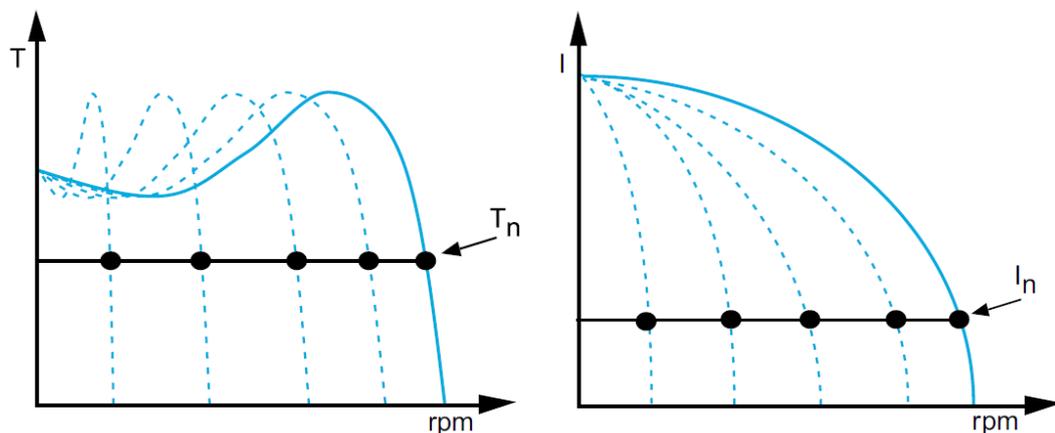


Figura 38– Curva de Torque e Corrente para um Acionamento Via Inversor de Frequência

Fonte: ABB *Softstarters Case Study Handbook*

O inversor de frequência atua no controle de rotação do motor elétrico, possibilitando a alteração do ponto de trabalho da bomba centrífuga, operando em condições de cargas parciais, de acordo com as leis de afinidade, que relacionam uma proporção entre altura manométrica de recalque, vazão volumétrica e a potência em função da rotação do motor.

A relação de proporcionalidade entre as grandezas é detalhado abaixo:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad ; \quad \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \quad ; \quad \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{Eq. 13})$$

Onde:

N = Rotação da bomba;

Q = Vazão volumétrica transportada;

H = Altura manométrica (pressão de recalque);

P = Potência aplicada ao eixo do rotor da bomba (*W*eixo) ou BHP.

Conforme apresentado no gráfico da figura 39, onde se ilustra a relação entre as grandezas, verificamos a relação de direta proporcionalidade e linearidade entre a vazão e a rotação do motor, logo, a operação a 50% da rotação nominal acarretará em uma redução de 50% na vazão volumétrica nominal, transferida pela bomba centrífuga ou pelo ventilador, ao passo que, a potência elétrica consumida terá uma redução de 87,5% da potência nominal, consumindo apenas 12,5%.

Vazão Volumétrica
Pressão Manométrica
Potência

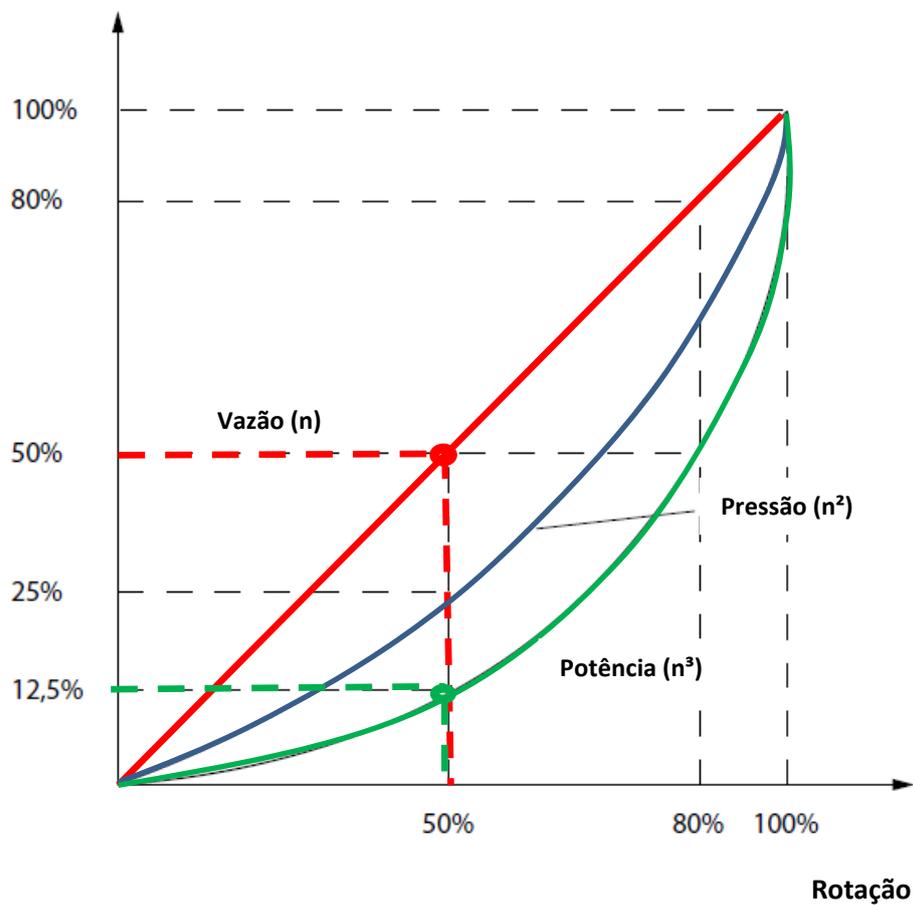


Figura 39 – Curvas de Vazão, Potência e Pressão de uma Bomba Centrífuga em Função da Rotação do Motor Elétrico

Fonte: VLT Danfoss Case Study, 2011

A grande vantagem de operação em cargas parciais é a economia de energia elétrica. No gráfico da figura 40 temos três pontos distintos de operação **A**, **B** e **C**. No ponto **A** o sistema opera na rotação e vazão volumétrica máxima, enquanto no ponto **C** a vazão e a pressão são mínimas para manter a funcionalidade do sistema.

Com o auxílio do inversor de frequência é possível operar em cargas parciais em sistemas que possuem o ciclo de trabalho variável, ou seja, o sistema não requer 100% da vazão nominal durante todos os dias ao longo do ano, logo, neste caso é viável e existe margem para a modulação e redução no consumo de energia elétrica.

No gráfico da figura 40 a redução é de mais de 80% na potência consumida quando o ponto de trabalho **A** é substituído pelo ponto de trabalho **C**.

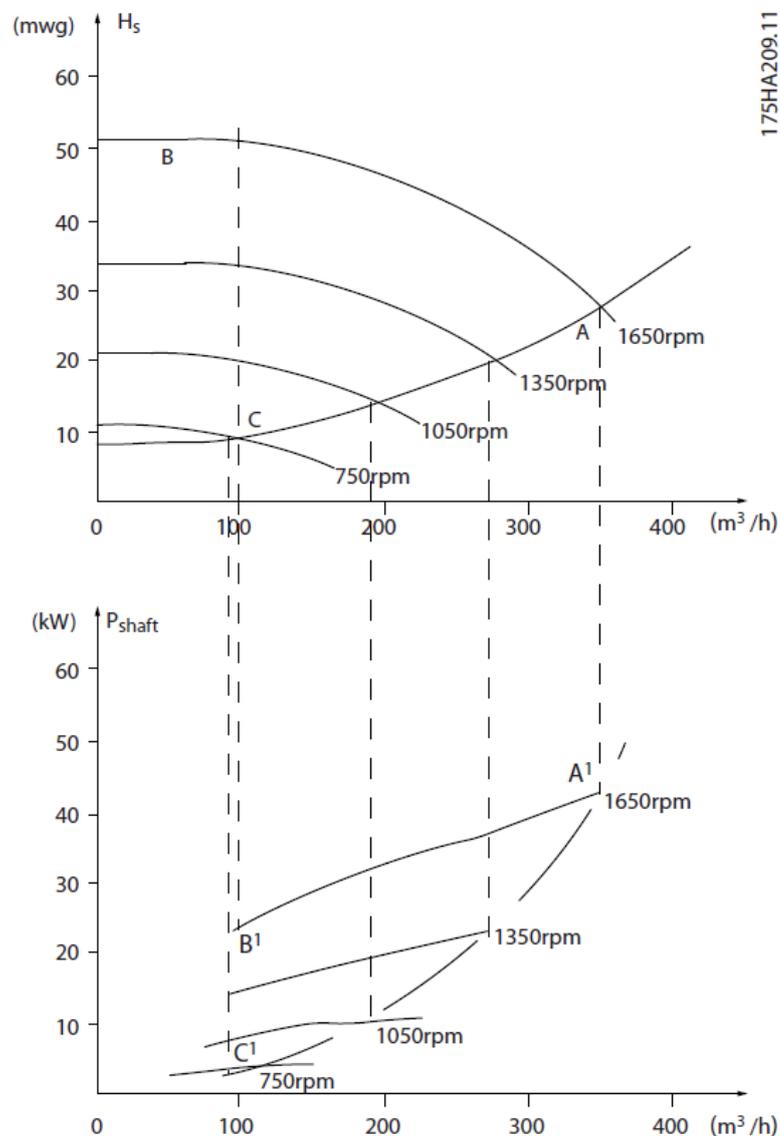


Figura 40– Curva de Operação em Cargas parciais Via Inversor de Frequência

Fonte: VLT Danfoss Case Study, 2011

É possível também via inversor efetuar o desligamento suave do motor elétrico, por meio de uma rampa de descida de rotação que evita o aparecimento do golpe de aríete nas tubulações interligadas às bombas centrífugas do processo.

No comparativo entre um inversor e um módulo de partida suave, o inversor de frequência é maior fisicamente, requerendo maior espaço interno no painel elétrico para a instalação, além de ter um custo maior para aquisição.

Vantagens da Utilização do Inversor de Frequência:

- ✓ Ausência de picos de corrente e torque no momento da partida do motor elétrico;
- ✓ Controle de rotação do motor e operação em cargas parciais, provendo deste modo economia de energia elétrica;
- ✓ Possibilidade de comunicação via protocolo *Fieldbus* ou *Ethernet*;
- ✓ Relê de proteção contra sobrecargas incluso no módulo;
- ✓ Eliminação do golpe de aríete nas tubulações do sistema;
- ✓ Proteção e desligamento em casos onde a bomba estiver cavitando (sem carga);
- ✓ Proteção e desligamento em casos de rotor bloqueado;
- ✓ Aumento da vida útil dos componentes do sistema.

Desvantagens da Utilização do Inversor de Frequência:

- ✓ Geração de harmônicas na rede elétrica (cabos blindados e filtros de harmônicas são utilizados para diminuir os problemas de interferência na rede);
- ✓ Requer investimento inicial, maior que o acionamento via estrela triângulo (Δ/Y) e módulos de partida suave.

Comparativo entre os diferentes métodos/soluções de partida para motores

De acordo com o gráfico apresentado na figura 41, a partida direta (4) apresenta a maior corrente de pico no instante de partida, ao passo que a corrente de partida via inversor de frequência (1) é menor entre todos os tipos de acionamento. A tabela 2 a seguir apresenta um comparativo qualitativo entre os diversos sistemas de partida para motores elétricos.

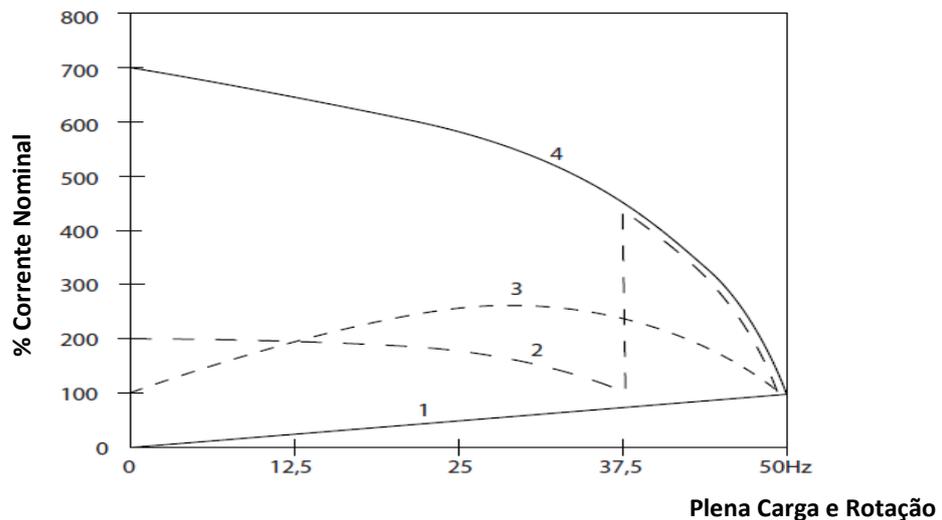


Figura 41 – Comparativo entre os Diferentes Métodos de Partida para Motores Elétricos

Fonte: VLT Danfoss Case Study, 2011

Onde:

- 1 = Partida via Inversor de Frequência;
- 2 = Partida estrela/triângulo;
- 3 = Módulo de Partida Suave;
- 4 = Partida direta.

Tabela 2 – Comparação entre Métodos de Partida de Motores

Tipo de Problema Prevenido (Mitigado)	Método			
	Direta	Y/Δ	Inversor Freq	Softstarter
Desgaste nos Rolamentos	Não	Médio	Sim	Sim
Corrente de Partida	Não	Sim	Sim	Sim
Desgaste em Caixas de Engrenagens	Não	Não	Sim	Sim
Danos aos Equipamentos no Momento da Parada	Não	Não	Sim	Sim
Golpe de Aríete	Não	Não	Sim	Sim
Picos de Torque na Transmissão	Não	Não	Sim	Sim
Custo de Instalação Estimado	1	3	>12	6

FONTE: ABB Softstarters Case Study Handbook

A avaliação do custo-benefício e da empregabilidade dos dispositivos eletrônicos auxiliares para partida dos diversos motores elétricos da planta sob estudo foi realizada no projeto elétrico, apresentado em detalhes no capítulo de metodologia.

4.5 INTRODUÇÃO A DOE (*DESIGN OF EXPERIMENT*)

O DOE é uma metodologia experimental que tem como objetivo descrever ou explicar a variação em uma determinada variável de um processo particular ou sistema sob estudo. Trata-se de um teste ou uma série de testes onde mudanças ou situações intencionais são realizadas nos fatores de entrada do sistema para que, então, possamos observar e identificar a razão das mudanças que podem estar presentes na variável de saída.

Na área de engenharia a experimentação desempenha um papel importante no desenvolvimento de novos produtos, no desenvolvimento do processo de fabricação e melhoria de processos como um todo. *“The objective in many cases may be to develop a robust process, that is, a process affected minimally by external sources of variability”* (MONTGOMERY, 2000, p.1).⁶

De maneira geral, experimentos são utilizados para estudar a performance de processos e sistemas. Um processo é uma combinação de máquinas, métodos, pessoas e outros recursos que transformam alguma entrada (geralmente um material) em uma saída que tem uma ou mais respostas observáveis.

“In any experiment, the results and conclusion that can be drawn depend to a large extent on the manner in which the data were collected” (MONTGOMERY, 2000, p.2).⁷ Sendo assim, o método utilizado na condução do experimento afeta totalmente a conclusão que pode ser extraída.

A metodologia do DOE consiste em uma série de testes sistemáticos onde as muitas variáveis de entrada de um determinado modelo sob análise são diretamente manipuladas e, então, os efeitos causados na(s) variável(s) de saída do sistema são observados. Deste modo todas as combinações ou parte das combinações das variáveis de entrada que influenciam um determinado processo são forçados à ocorrer, para que os efeitos na variável de saída (sob estudo) sejam avaliados cuidadosamente, assim, se um efeito na saída ocorrer, podemos amarrá-lo diretamente à entrada que foi sistematicamente manipulada. Por meio desta metodologia é possível avaliar como uma combinação dos fatores de entrada do processo leva ao ponto ótimo da variável de saída e, por consequência, ao melhor desempenho da planta.

⁶ O objetivo na maioria dos casos pode ser o desenvolvimento de um processo robusto, que trata-se de um processo afetado minimamente por fontes externas de variabilidade.

⁷ Em qualquer experimento, os resultados obtidos dependem na sua grande maioria, da maneira como os dados foram coletados.

Objetivos da Metodologia DOE:

- Determinar qual entrada do sistema mais afeta a saída;
- Determinar qual a influência da entrada para minimizar a variabilidade da saída;
- Determinar qual a influência da entrada para minimizar o efeito de ruído na saída;
- Indicar variáveis de entrada controláveis e incontroláveis;
- Determinar variáveis que devem ser controladas cuidadosamente no processo;
- Determinar onde as variáveis críticas do processo devem ser ajustadas para otimizar a saída sob estudo.

Terminologia:

- Variável de resposta ou variável dependente: Trata-se do que está sendo medido, avaliado ou otimizado no sistema sob estudo;
- Fatores ou variável independente: Refere-se as variáveis de entrada do processo, que podem ser controladas no sistema, podendo possuir dois ou mais níveis lógicos.

Entradas (Fatores) e Níveis Lógicos das Entradas:

As entradas de um determinado sistema, também conhecidas como fatores, podem ser do tipo contínuo ou discreto, conforme detalhado abaixo:

- Variáveis do tipo contínuo: são as variáveis nas quais podemos quantificar e atribuir valores numéricos.

Exemplos: velocidade, temperatura, pressão etc.

- Variáveis do tipo discreto: Refere-se às variáveis na qual não é possível quantificar o valor da entrada ou atribuir um valor numérico específico.

Exemplos: marca do velocímetro, tipo do sensor de temperatura e pressão, posição de instalação dos sensores na planta etc.

Os níveis lógicos das entradas referem-se aos valores atribuídos ou ajustados às variáveis de entrada que estão sendo manipuladas durante o experimento DOE.

Exemplos:

- Níveis para velocidade (80km/h & 120km/h);
- Níveis para temperatura (0°C & 100°C);
- Níveis para pressão (0 PSI & 10PSI);

Vale lembrar que, tanto a quantidade de níveis como a faixa atribuída às variáveis (fatores) de entrada do experimento DOE são definidos pelo usuário ou processista da planta. O ideal é atribuir às variáveis de entrada valores (níveis) reais e usuais de trabalho do processo sob estudo, deste modo, por meio da aplicação da metodologia DOE, pode-se avaliar o comportamento da saída (mensurando) para um intervalo válido e plausível.

O sucesso do experimento dependerá da seleção assertiva das variáveis de entrada e dos níveis selecionados, bem como, da acurácia e perícia no desenvolvimento do experimento e avaliação dos resultados obtidos.

Experimento do Tipo Fatorial Completo (*Full Factorial*)

Este tipo de experimento consiste na realização de todas as combinações possíveis entre os diversos tipos de níveis das entradas do processo sob análise. Todos os testes experimentais realizados são inclusos numa matriz, onde as colunas estão associadas às entradas do processo (fatores) e à saída (variável dependente), ao passo que, as linhas indicam as combinações dos níveis das entradas e a resposta obtida na saída do processo sob estudo. No exemplo abaixo está ilustrada uma matriz para o desenvolvimento de um DOE com os fatores completos com três variáveis de entrada (velocidade, motorista e pressão) e uma variável de saída (autonomia de combustível).

Variáveis de Entrada:

- Níveis para velocidade do veículo (80km/h & 120km/h) – Variável do tipo contínua;
- Níveis para o motorista (A & B) – Variável do tipo discreta;
- Níveis para pressão do pneu (27 PSI & 31PSI) – Variável do tipo contínua;

Variável de Saída:

- Autonomia de Combustível (km/l);

Tabela 3 – Matriz DOE Fatorial Completo com três variáveis de entrada

Velocidade	Motorista	Pressão	Y = Autonomia (km/l)
80	A	27	8.9
80	A	31	10.5
80	B	27	7.5
80	B	31	9.2
120	A	27	7.6
120	A	31	8.0
120	B	27	6.2
120	B	31	5.8

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Interação entre Fatores

Por meio da metodologia DOE é possível avaliar o comportamento da variável de saída para diversas combinações (aos pares) dos fatores de entrada. Desse modo, além da avaliação do efeito causado na variável dependente de modo isolado para cada entrada, podemos também quantificar a saída para uma interação dos níveis dos fatores.

Tomando como exemplo a matriz anterior, onde foi desenvolvido um DOE de fatorial completo com três variáveis de entrada (velocidade, motorista e pressão), podemos verificar o comportamento médio da saída para a combinação dos níveis dos fatores pressão e velocidade, conforme apresentado no gráfico da figura 42.

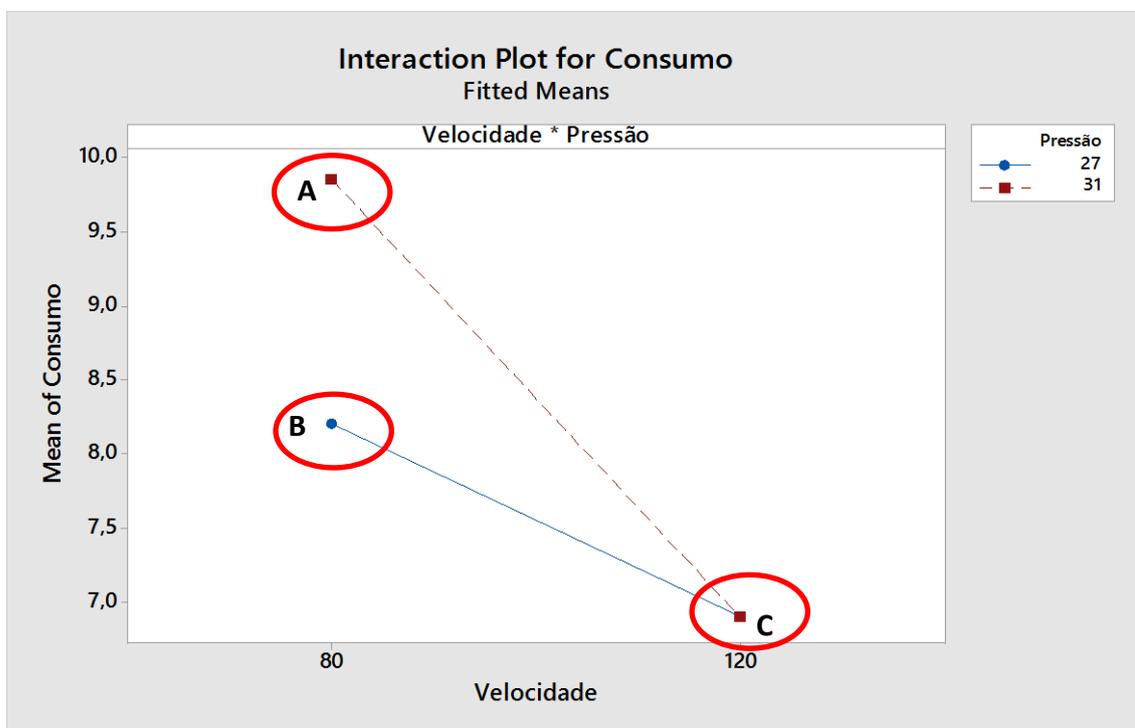


Figura 42 – Gráfico de Interação DOE

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Pela análise do gráfico acima, de interação dos fatores velocidade e pressão, podemos constatar que quando a velocidade é baixa (80km/h) a média obtida para a autonomia de combustível é explicada pela pressão do pneu, conforme detalhado:

- Autonomia Média = 9.85 km/l para uma pressão de pneu de 31 PSI e velocidade de 80km/h - (Área **A** circulada no gráfico);
- Autonomia Média = 8.20 km/l para uma pressão de pneu de 27 PSI e velocidade de 80km/h - (Área **B** circulada no gráfico);
- Autonomia Média = 6.9 km/l para uma velocidade de 120km/h independente da pressão do pneu - (Área **C** circulada no gráfico).

Para o sistema fictício analisado, esta mudança no comportamento da autonomia de combustível, que depende fortemente de qual velocidade está o veículo (portanto variável majoritária no modelo descrito), refere-se à avaliação da interação das variáveis de entrada.

A variável velocidade é majoritária no exemplo acima, pois este fator exerce maior influência (maior ganho na média da autonomia de combustível), se comparada aos demais fatores sob estudo (motorista e pressão). A mudança na variável de saída, provocada pela alteração dos níveis das variáveis de entrada é denominada efeito fator ou efeito principal (*main effect*). Os efeitos principais e as interações foram calculados por meio do programa de computador Minitab, que segue o algoritmo apresentado abaixo para determinação dos efeitos principais.

Calculado-se manualmente o efeito do fator velocidade sob a variável de saída (Autonomia):

Tabela 4 – Matriz DOE de Fatorial Completo com três variáveis de entrada (Cálculo dos Efeitos)

Velocidade	Motorista	Pressão	Y = Autonomia (km/l)
80	A	27	8.9
80	A	31	10.5
80	B	27	7.5
80	B	31	9.2
120	A	27	7.6
120	A	31	8.0
120	B	27	6.2
120	B	31	5.8

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

$$\text{Efeito} = \bar{Y} (\text{nível lógico 1}) - \bar{Y} (\text{nível lógico 0}) \quad (\text{Eq. 14})$$

$$\text{Efeito (velocidade)} = \frac{(7.6 + 8.0 + 6.2 + 5.8)}{4} - \frac{(8.9 + 10.5 + 7.5 + 9.2)}{4}$$

$$\text{Efeito (velocidade)} = - 2,125 \text{ km/l}$$

Do mesmo modo, calculamos o efeito para as variáveis tipo de motorista e pressão do pneu:

Efeito (motorista) = Y motorista (nível lógico 1) - Y motorista (nível lógico 0)

$$\text{Efeito (motorista)} = \frac{(7.5 + 9.2 + 6.2 + 5.8)}{4} - \frac{(8.9 + 10.5 + 7.6 + 8.0)}{4}$$

Efeito (motorista) = -1,575 km/l

Efeito (pressão) = Y pressão (nível lógico 1) - Y pressão (nível lógico 0)

$$\text{Efeito (pressão)} = \frac{(10.5 + 9.2 + 8.0 + 5.8)}{4} - \frac{(8.9 + 7.5 + 7.6 + 6.2)}{4}$$

Efeito (pressão) = 0,825 km/l

Os efeitos principais foram calculados também por meio do programa de computador Minitab. Segue abaixo detalhado os efeitos calculados.

Coded Coefficients (Minitab Software) results:

Term	Effect	Coef	Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant		7,962	*	*	*	
Velocidade	-2,125	-1,063	*	*	*	1,00
Motorista	-1,5750	-0,7875	*	*	*	1,00
Pressão	0,8250	0,4125	*	*	*	1,00

Portanto, o efeito do aumento da velocidade e da troca do motorista é a diminuição na variável de saída (autonomia de combustível), em média 2,125 km/l e 1,575 km/l respectivamente, ao passo que o efeito do aumento da pressão do pneu de 27PSI para 31PSI é o aumento na autonomia de combustível em média 0,825 km/l.

O gráfico da figura 43 apresenta a mudança na variável de saída calculada por meio do algoritmo apresentado, mudança esta provocada pela alteração dos níveis das variáveis de entrada. De acordo com o gráfico, a velocidade é o fator que mais

exerce influência sobre a saída, seguido do tipo de motorista (dirigibilidade) e pressão do pneu (possui a menor inclinação da reta).

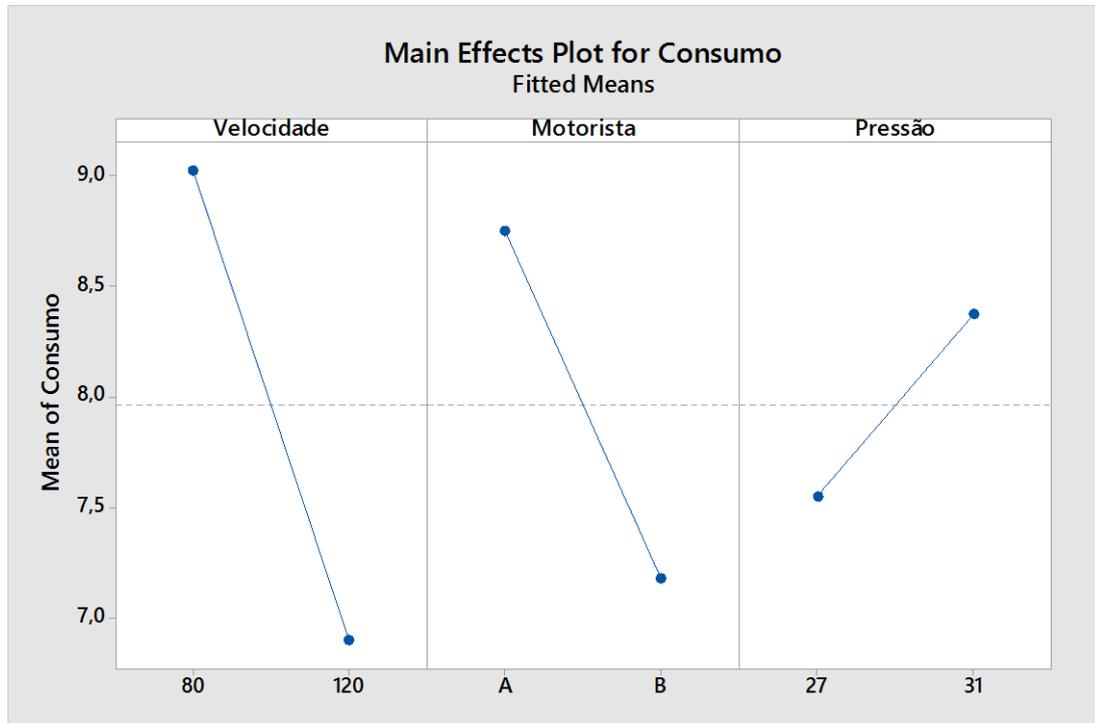


Figura 43 – Efeitos Principais para Autonomia de Combustível

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Vale lembrar que na metodologia acima está calculado e investigado apenas o efeito único e singular de cada variável de entrada (velocidade, motorista e pneu) sob a saída (autonomia de combustível). Porém, estamos interessados também em avaliar qualquer efeito combinado significativo dos fatores de entrada, pois pode existir uma combinação particular de ajuste dos fatores de entrada que melhora a autonomia de combustível acima do efeito singular de cada variável de entrada.

A interação entre as variáveis de entrada é representada por uma coluna formada por níveis lógicos “0” ou “1”, assim como os fatores previamente definidos, porém a coluna de interação não possui significado físico, diferentemente da coluna das variáveis de entrada. Os níveis lógicos “0” e “1” são usados somente para calcular o efeito da interação entre as variáveis de entrada. A coluna de interação entre as variáveis de entrada é obtida multiplicando-se os fatores de cada coluna sob análise.

Retomando à matriz anterior, referente ao desenvolvimento de um DOE fatorial completo com três variáveis de entrada (velocidade, motorista e pressão) e uma variável de saída (autonomia de combustível) temos as seguintes combinações:

- Interação entre velocidade e motorista;
- Interação entre velocidade e pressão;

- Interação entre motorista e pressão;
- Interação entre velocidade, motorista e pressão.

Notação Padrão para Combinação do Tipo 2^k :

- Nível lógico baixo para um fator é designado com “-“ ou “-1”;
- Nível lógico alto para um fator é designado com “+“ ou “+1”;

Aplicando a notação padrão na matriz do exemplo anterior e calculando-se as colunas de interação temos:

Tabela 5 – Matriz de Interações para DOE Fatorial Completo com Três Variáveis

Velocidade	Motorista	Pressão	Velocidade * Motorista	Velocidade * Pressão	Motorista * Pressão	Velocidade* Motorista * Pressão	Y (km/l)
-1	-1	-1	1	1	1	-1	8.9
-1	-1	1	1	-1	-1	1	10.5
-1	1	-1	-1	1	-1	1	7.5
-1	1	1	-1	-1	1	-1	9.2
1	-1	-1	-1	-1	1	1	7.6
1	-1	1	-1	1	-1	-1	8.0
1	1	-1	1	-1	-1	-1	6.2
1	1	1	1	1	1	1	5.8

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Os efeitos para as interações entre as variáveis de entrada sob estudo são calculadas por meio do mesmo algoritmo utilizado no item anterior, onde foram calculados os efeitos principais.

Efeito (Vel*Motorista) = Y (nível lógico 1) - Y (nível lógico 0)

$$\text{Efeito (vel*Motorista)} = \frac{(8.9 + 10.5 + 6.2 + 5.8)}{4} - \frac{(7.5 + 9.2 + 7.6 + 8)}{4}$$

Efeito (Vel*Motorista) = - 0,225 km/l

Efeito (Vel*Pressão) = Y (nível lógico 1) - Y (nível lógico 0)

$$\text{Efeito (vel*Pressão)} = \frac{(8.9 + 7.5 + 8.0 + 5.8)}{4} - \frac{(10.5 + 9.2 + 7.6 + 6.2)}{4}$$

$$\text{Efeito (Vel*Pressão)} = -0,825 \text{ km/l}$$

$$\text{Efeito (Motorista*Pressão)} = Y(\text{nível lógico 1}) - Y(\text{nível lógico 0})$$

$$\text{Efeito (Motorista*Pressão)} = \frac{(8.9 + 9.2 + 7.6 + 5.8)}{4} - \frac{(10.5 + 7.5 + 8.0 + 6.2)}{4}$$

$$\text{Efeito (Motorista*Pressão)} = -0,175 \text{ km/l}$$

$$\text{Efeito (Vel*Motorista*Pressão)} = Y(\text{nível lógico 1}) - Y(\text{nível lógico 0})$$

$$\text{Efeito (vel*Motorista*Pressão)} = \frac{(+ + +)}{4} - \frac{(+ + +)}{4}$$

$$\text{Efeito (Vel*Motorista*Pressão)} = -0,225 \text{ km/l}$$

Os efeitos principais foram calculados também por meio do programa de computador Minitab. Segue abaixo detalhado os fatores calculados.

Coded Coefficients (Minitab Software) results:

Term	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant		7,962	*	*	*	*
Velocidade	-2,125	-1,063	*	*	*	1,00
Motorista	-1,5750	-0,7875	*	*	*	1,00
Pressão	0,8250	0,4125	*	*	*	1,00
Velocidade*Motorista	-0,2250	-0,1125	*	*	*	1,00
Velocidade*Pressão	-0,8250	-0,4125	*	*	*	1,00
Motorista*Pressão	-0,17500	-0,08750	*	*	*	1,00
Velocidade*Motorista*Pressão	-0,2250	-0,1125	*	*	*	1,00

Portanto, de acordo com os resultados obtidos, as quatro interações entre os fatores de entrada do sistema proposto acarretam na diminuição da variável de saída (autonomia de combustível). O gráfico da figura 44 apresenta o comportamento da saída para todas as interações possíveis entre os fatores de entrada.

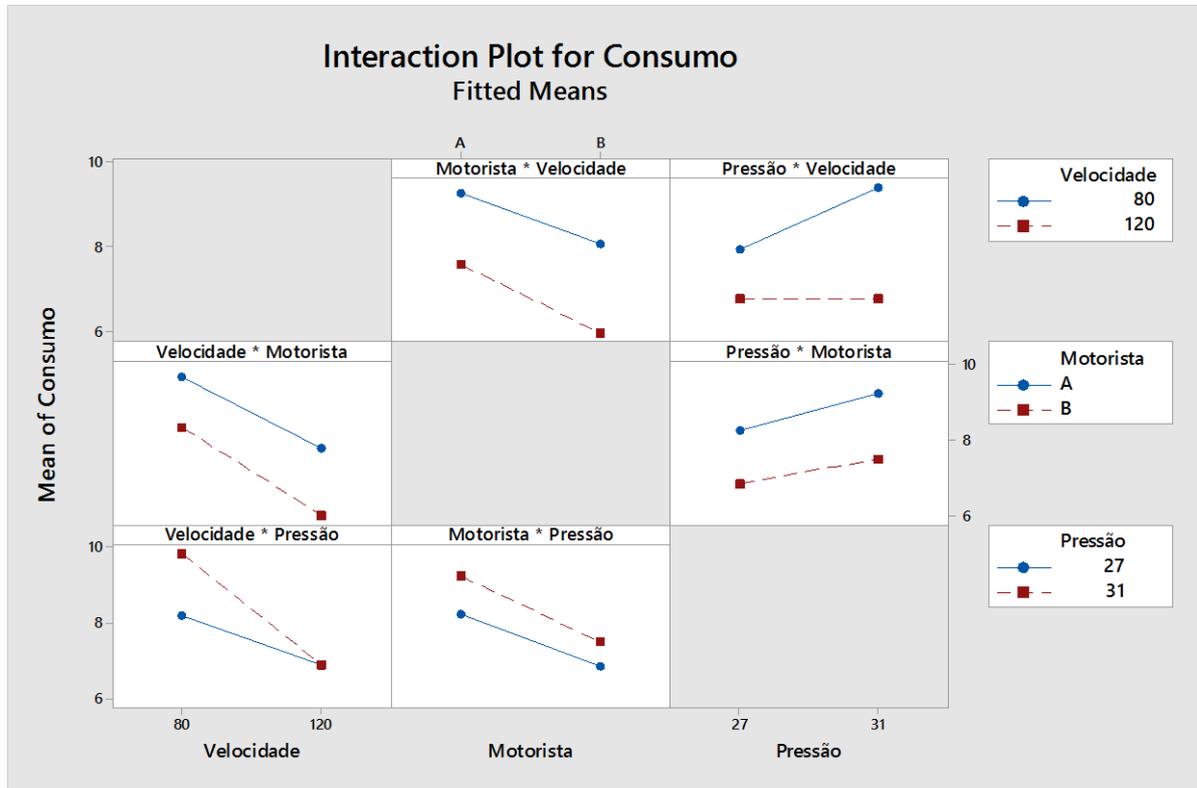


Figura 44 – Gráfico de Interações para Autonomia de Combustível

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Determinação e validação do Modelo

Por meio do programa de análise de probabilidade e estatística Minitab é possível avaliar e simular o melhor modelo para o processo sob estudo.

O gráfico de pareto da figura 45 indica os fatores principais do exemplo anterior e as interações que mais contribuem para modificar a saída (autonomia de combustível). O fator de confiança utilizado na simulação via programa de computador é ajustável pelo usuário e para este exemplo foi atribuído o fator de confiança de 95%. Para aumentar a base analítica é recomendado reduzir o modelo inicial (composto por todas as interações possíveis entre os fatores), excluindo-se, deste modo, as interações que menos contribuem para modificar a saída.

No modelo abaixo foram removidas as interações AB (Velocidade * Motorista) e ABC (Velocidade * Motorista * Pressão).

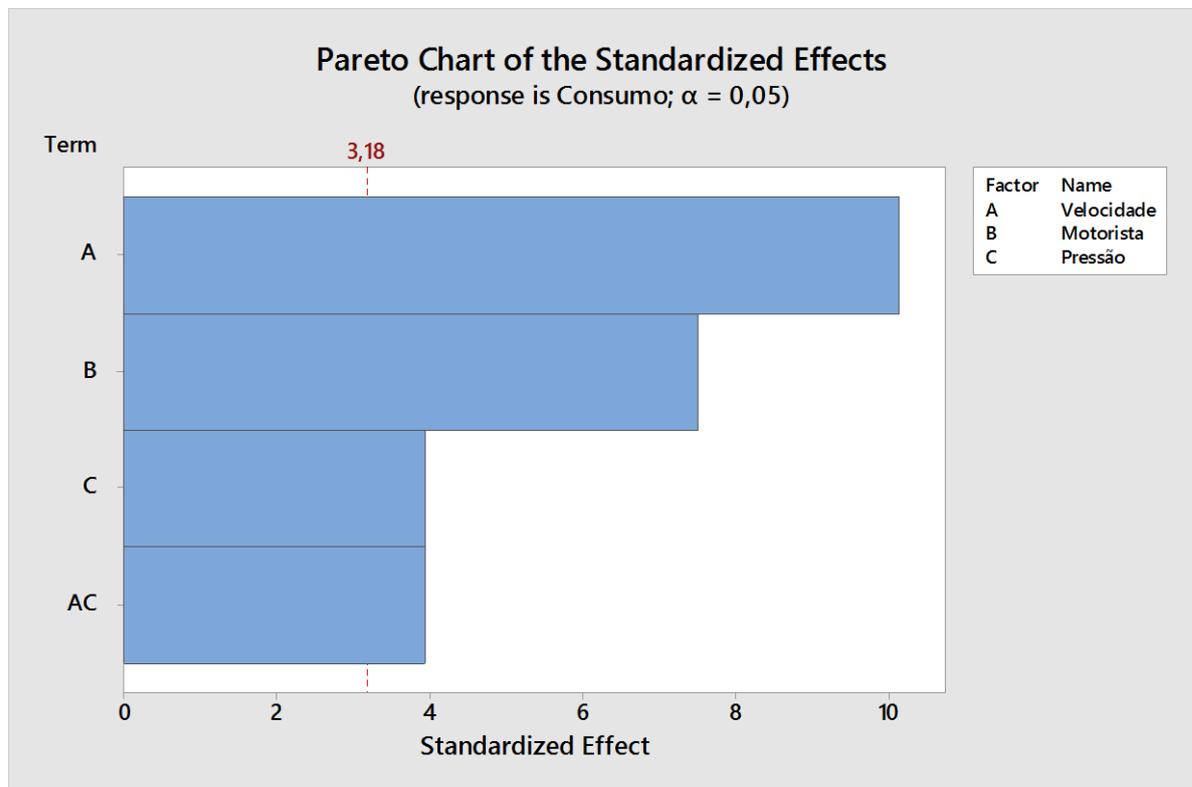


Figura 45 – Gráfico Pareto do Efeito Causado na Variável Dependente (Autonomia de Combustível)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

A equação de regressão (apresentada abaixo) é calculada pelo programa de computador Minitab levando-se em consideração o modelo reduzido.

Regression Equation in Uncoded Units (reduced Model)

R-sq = 98,45%

$$\begin{aligned} \text{Consumo} = & -22,61 + 0,2459 \text{ Velocidade} - \\ & 0,787 \text{ Motorista} + 1,237 \text{ Pressão} - \\ & 0,01031 \text{ Velocidade*Pressão} \end{aligned}$$

(Eq.15)

Significância Prática

A significância prática dos fatores de entrada e das interações é obtida por meio do cálculo do coeficiente ε^2 (*Epsilon-Squared*). Este coeficiente auxilia na determinação da contribuição de cada termo para a variação geral nos dados.

O programa de computador citado calcula a soma das raízes (*Sum of Squares* – SS) para os fatores do modelo desenvolvido, para determinar a contribuição de cada termo. O valor de ε^2 é obtido dividindo-se o SS de cada efeito pela soma total das raízes, conforme detalhado abaixo:

Calculando-se a Somatória das Raízes (SS).

Source	DF	Adj Sum of Squares	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	4	16,7150	4,17875	47,53	0,005
Linear	3	15,3538	5,11792	58,21	0,004
Velocidade	1	9,0313	9,03125	102,73	0,002
Motorista	1	4,9612	4,96125	56,43	0,005
Pressão	1	1,3613	1,36125	15,48	0,029
2-Way Interactions	1	1,3612	1,36125	15,48	0,029
Velocidade*Pressão	1	1,3612	1,36125	15,48	0,029
Error	3	0,2638	0,08792		
Total	7	16,9788			

Calculando-se o ε^2 (*Epsilon-Squared*).

Source	DF	ε^2
Model	4	
Linear	3	
Velocidade	1	(9,0313/16,9788) = 0,53192
Motorista	1	(4,9612/16,9788) = 0,2922
Pressão	1	(1,3613/16,9788) = 0,08018
2-Way Interactions	1	
Velocidade*Pressão	1	(1,3612/16,9788) = 0,08017
Error	3	(0,2638/16,9788) = 0,01554
Total	7	(16,9788/16,9788) = 1

Pareto da significância prática dos fatores de entrada:

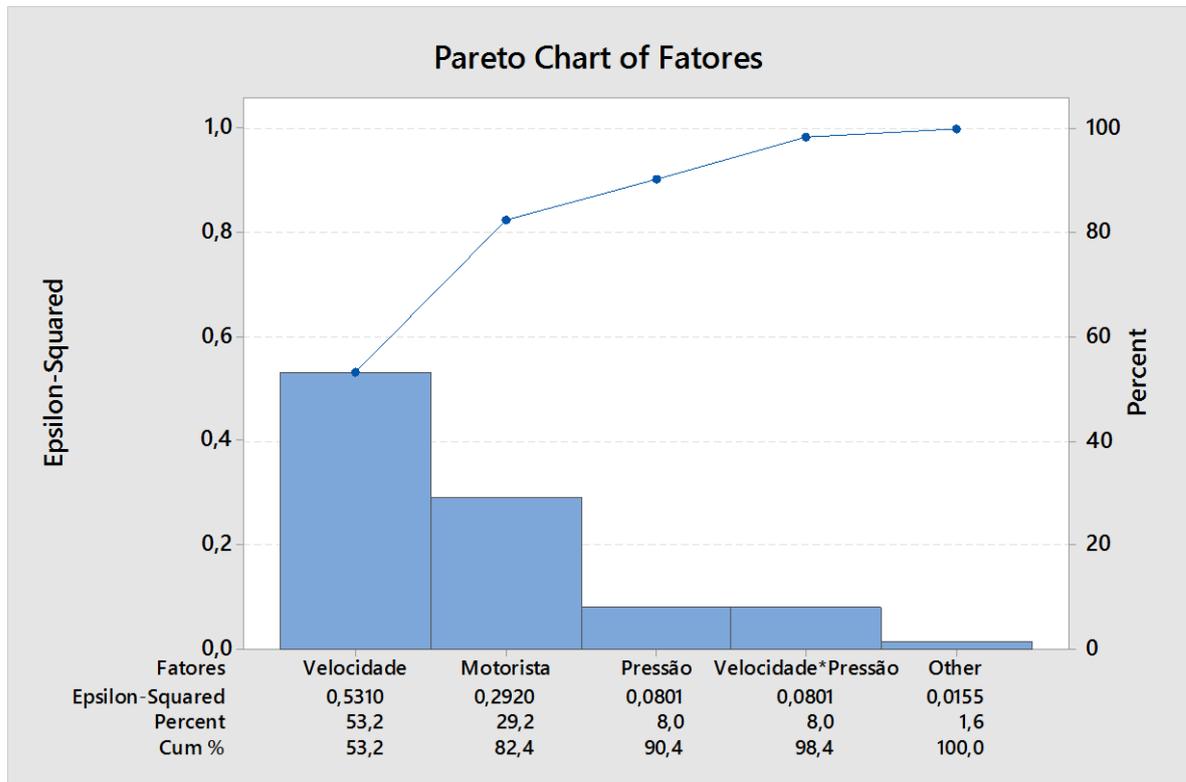


Figura 46 – Gráfico Pareto da Significância Prática dos Fatores de Entrada

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Aleatorização (*Randomization*)

A aleatorização pode ser realizada no experimento de várias formas, conforme detalhado abaixo:

- Avaliar as combinações das variáveis de entrada de maneira aleatória;
- Avaliar as combinações das variáveis de entrada de maneira sistêmica, ou seja, manipulando-se as variáveis de maneira pré-definida pelo processista;
- Conduzir o experimento de acordo com a complexidade, controlabilidade e disponibilidade das variáveis de entrada do processo.

A vantagem da aleatorização é de reduzir o efeito de fatores externos (chamados também de efeito ruído) que podem estar presentes, mas não controláveis no experimento desenvolvido.

Quando conduzimos o experimento de maneira aleatória, o efeito ruído é disperso por meio das diversas combinações de entrada sob teste. Vale lembrar que estes fatores, como ruído, causam variações inesperadas na variável de saída (variável dependente).

Repetição e Replicação

Repetição: Denomina-se variabilidade de curto termo (*short-term variability*) a avaliação e repetição da mesma combinação de entrada diversas vezes dentro do experimento. A proposta de efetuar a repetição das combinações é de diminuir o efeito ruído e possíveis erros provenientes do método utilizado na condução do experimento

Replication has two important properties. First, it allows the experimenter to obtain an estimate of the experimental error. This estimate of error becomes a basic unit of measurement for determining whether observed differences in the data are really statistically different. Second, if the sample mean is used to estimate the effect of a factor in the experiment, replication permits the experimenter to obtain a more precise estimate of this effect (MONTGOMERY, 2000).⁸

Aplicando-se a metodologia da repetição da mesma combinação de entrada (de termo curto) no exemplo anterior, temos:

Tabela 6 – Matriz de Variabilidade de Termo Curto para DOE Fatorial Completo com 3 variáveis

Velocidade	Motorista	Pressão	Y = Autonomia (km/l)
80	A	27	
80	A	27	
80	A	31	
80	A	31	
80	B	27	
80	B	27	
80	B	31	
80	B	31	
120	A	27	
120	A	27	
120	A	31	
120	A	31	
120	B	27	
120	B	27	
120	B	31	
120	B	31	

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

⁸ A replicação possui duas propriedades importantes. Primeiro, permite ao experimentador obter uma estimativa do erro experimental. Essa estimativa de erro se torna uma unidade de medida básica para determinar se as diferenças observadas nos dados são, em efetivo, estatisticamente diferentes. Segundo, se a média da amostra é utilizada para estimar o efeito de um fator no experimento, a replicação permite ao experimentador obter uma estimativa mais precisa desse efeito.

Replicação: Trata-se da avaliação e repetição de todo o experimento diversas vezes, esta é a variabilidade de longo termo (*long-term variability*). A proposta de efetuar a repetição de todo o experimento e a mesma da metodologia do termo curto, ou seja, diminuir o efeito ruído e possíveis erros provenientes do método utilizado na condução do experimento.

A metodologia de longo termo é apresentada na tabela 7:

Tabela 7 – Matriz de Variabilidade de Longo Termo para DOE de Fatorial Completo

Velocidade	Motorista	Pressão	Y = Autonomia (km/l)
80	A	27	
80	A	31	
80	B	27	
80	B	31	
120	A	27	
120	A	31	
120	B	27	
120	B	31	
80	A	27	
80	A	31	
80	B	27	
80	B	31	
120	A	27	
120	A	31	
120	B	27	
120	B	31	

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Vale lembrar que o método da repetição e da replicação podem e devem ser utilizados simultaneamente no mesmo experimento. Por meio deste artifício é possível estimar o erro experimental.

Esta estimativa de erro pode ser usada para determinar se as diferenças observadas são estatisticamente significantes.

A metodologia DOE foi empregada na planta sob estudo com o objetivo de avaliar e quantificar as variáveis majoritárias para o consumo de água potável do sistema. As variáveis de interesse para o DOE proposto foram determinadas de acordo com o histórico de estudos relativos ao tema, avaliados por meio da revisão de literatura. O experimento realizado é apresentado no capítulo à seguir de metodologia e os resultados obtidos são apresentados no capítulo 6.

5. MÉTODO

A metodologia seguida para o desenvolvimento da planta e do novo CCM pode ser dividida em dez partes, conforme apresentado e detalhado a seguir:

- Determinação dos dimensionais e das características físicas do processo (volume dos tanques, diâmetro e volume das tubulações etc);
- Mapeamento da vazão volumétrica da água circulante no sistema;
- Mapeamento da vazão de abastecimento de água;
- Levantamento das curvas características das torres de resfriamento;
- Levantamento das curvas características das bombas centrífugas do processo;
- Mapeamento térmico dos motores elétricos da planta;
- Desenvolvimento do DOE com as variáveis de interesse do processo;
- Desenvolvimento do projeto mecânico;
- Desenvolvimento do projeto elétrico;
- Desenvolvimento da automação e do sistema de supervisão.

5.1 Determinação do Dimensional do Sistema

Os tanques de armazenamento de água possuem formatos retangulares, logo, o volume foi calculado, multiplicando-se (comprimento x largura x altura). O volume do tanque superior, onde está armazenada a água que será captada pelas bombas e, posteriormente, enviada sob pressão aos trocadores de calor é de 81,7m³. Enquanto o tanque inferior, que armazena a água posteriormente à troca térmica, possui um volume de 34,9m³.

O volume de água existente nos dutos de alimentação e de retorno do sistema foi calculado, aplicando-se a seguinte fórmula: ($\pi \times r^2 \times L$), em que L é o comprimento e r é o raio da tubulação. A fórmula foi aplicada nos diversos trechos da tubulação, somando-se cada segmento. O volume total de água alocado nas tubulações do sistema é de 6.3m³. Desse modo, o volume total de água contida no sistema é de aproximadamente **123m³**.

A quantidade de calor sensível do processo foi calculada (por meio da equação apresentada abaixo) para diversas condições de operação da planta. A temperatura da água do processo foi medida efetivamente utilizando-se um sensor de temperatura tipo PT-100.

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 16})$$

Onde:

Q = Quantidade de calor sensível (kCal);

m = Massa da substância - água (g);

c = Calor específico do material. (Sendo para água: 1,0 cal/g °C);

ΔT = Temp. da água no tanque inferior – Temp. da água no tanque superior (°C).

Vale lembrar que o calor específico de uma determinada substância é a quantidade de calor, por unidade de massa, necessária para elevar em um grau a temperatura da substância. O calor específico também indica a quantidade de calor liberada por cada unidade de massa ao ter sua temperatura diminuída em um grau.

Sabendo-se a densidade da água (1g/cm³) e o volume total do fluido contido no sistema (**123m³**), calculou-se a massa de água total contida no processo (123x10³ kg).

A tabela 8 apresenta uma medição parcial de calor sensível efetuada no processo. A curva de rejeição térmica de um motor diesel genérico sob teste (utilizado como base para o estudo) é apresentado no Apêndice O.

Tabela 8 – Mapeamento da Quantidade de Calor Sensível (Kcal)

Data	Horário	Umidade Relativa (%)	Temp Ambiente Bulbo Seco(°C)	Temp Água Alimentação (Tanque Superior)	Temp. Água Retorno (Tanque Inferior)	Δt (temp) Alimentação e Retorno	Q (kCal)
14/08/2015	08:30	63.0	20.2	22.7	25.6	2.9	356700
17/08/2015	10:00	41.0	23.2	21.6	23.8	2.2	270600
18/08/2015	10:00	52.0	22.5	20.9	22.3	1.4	172200
18/08/2015	19:00		24.4	25.3	28.9	3.6	442800
19/08/2015	10:00	34.0	27.6	20.8	22.3	1.5	184500
19/08/2015	22:30		19.1	21.8	25.8	4	492000
20/08/2015	10:00	72.0	19.7	22.8	25.1	2.3	282900
20/08/2015	17:44	71.8	21.9	24.9	27.8	2.9	356700
21/08/2015	10:00	54.0	20.5	21.6	23.4	1.8	221400
21/08/2015	17:50	62.9	22.2	26.5	30.7	4.2	516600
24/08/2015	10:00	75.0	20.7	23.1	25.4	2.3	282900
24/08/2015	18:10	79.6	18.4	23.1	26.6	3.5	430500
25/08/2015	10:00	83.0	18.2	22.2	24.3	2.1	258300
25/08/2015	17:44	80.5	20.4	25.1	28.6	3.5	430500
26/08/2015	10:00	70.0	20.7	23.4	25.8	2.4	295200
26/08/2015	18:06	61.3	23.9	25.2	27.5	2.3	282900
27/08/2015	17:16	79.0	18.9	24.8	26.8	2	246000
28/08/2015	10:00	61.0	21.9	28.2	31.5	3.3	405900
28/08/2015	17:30	58.2	22.0	26.4	29.9	3.5	430500
31/08/2015	10:00	34.0	29.4	26.1	28	1.9	233700
31/08/2015	20:31	41.2	27.9	29.2	32.8	3.6	442800
01/09/2015	10:30	20.0	33.4	25.3	26.9	1.6	196800
01/09/2015	18:00	71.9	21.1	25.6	26.9	1.3	159900
02/09/2015	10:00	65.0	19.7	22.8	24.5	1.7	209100
02/09/2015	17:20	69.9	19.3	25.8	26.8	1	123000
03/09/2015	10:30	56.0	23.2	25.6	28.2	2.6	319800
03/09/2015	17:30	49.6	19.2	27.9	30.3	2.4	295200
04/09/2015	10:30	76.0	20.5	26.1	28.5	2.4	295200
04/09/2015	17:55	78.2	18.4	23.7	26.0	2.3	282900
08/09/2015	10:00	96.0	19.7	26.3	28.8	2.5	307500
09/09/2015	10:30	87.0%	21.4	26.7	28.5	1.8	221400
09/09/2015	18:48	65.0%	20.1	26.3	28.5	2.2	270600
10/09/2015	10:00	84.0%	20.8	24.9	27.0	2.1	258300
10/09/2015	17:30	73.0%	22.0	25.1	27.1	2	246000
11/09/2015	17:30	71.0%	21.2	28.3	30.2	1.9	233700
14/09/2015	10:00	77.0%	20.1	18.5	19.2	0.7	86100

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.2 Mapeamento da Vazão Volumétrica da Água Circulante no Sistema

A vazão volumétrica de água do sistema sob pressão foi medida efetivamente no processo, por meio de um medidor de vazão não intrusivo, do tipo ultrassônico, conforme apresentado na figura 47.

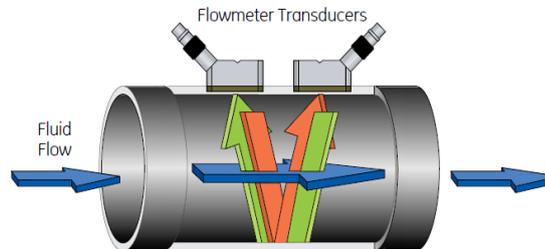


Figura 47 – Medidor Ultrassônico PT878

Fonte:

https://www.gemmeasurement.com/sites/gemc.dev/files/transport_pt878_portable_liquid_ultrasonic_flowmeter_brochure_english.pdf

O equipamento efetua a medição da vazão volumétrica do fluido no interior da tubulação, através do princípio da medição da velocidade por tempo de trânsito, por meio de dois sensores instalados diretamente na tubulação sob teste, que atuam tanto como emissores, quanto como receptores do sinal ultrassônico, que possui um certo número de pulsos acústicos.

Quando o líquido contido na tubulação do processo não está fluindo, o tempo de trânsito na jusante é igual ao na montante. Uma vez que o líquido está fluindo no interior da tubulação do processo, o tempo de trânsito da jusante é menor que o tempo de trânsito da montante.

Assim, a diferença do tempo de trânsito entre ambos é proporcional à velocidade do fluido e o sinal da medição indica a direção do movimento.

Deste modo, foi realizado o mapeamento da vazão volumétrica de água do processo, variando-se a rotação dos motores elétricos da aplicação acoplados às bombas centrífugas de captação de água (por meio dos inversores de frequência). Assim, a vazão de água mínima do processo – garantindo uma pressão mínima de 1,0 Bar – é de 191m³/h e a máxima vazão do processo é de 320 m³/h , conforme apresentado na tabela 9.

Tabela 9 – Mapeamento da Vazão de Água Volumétrica do Processo

<i>Condição de Operação</i>	<i>Vazão (m³/h)</i>	<i>Condição de Operação</i>	<i>Vazão (m³/h)</i>
Bomba 1 (@ 60%) + bomba 2 (@ 60%)	191	Bomba 1 do Chiller @ 50%	110
Bomba 1 (@ 65%) + bomba 2 (@ 65%)	200.7	Bomba 1 do Chiller @ 75%	123
Bomba 1 (@ 100%) + bomba 2 (@ 50%)	206.4	Bomba 1 do Chiller @ 100%	132
Bomba 1 (@ 100%) + bomba 2 (@ 75%)	238.7	Bombas (2 e 3) do Chiller @ 100%	131
Bomba 1 (@ 100%) + bomba 2 (@ 100%)	268.6	Bombas (1, 2 e 3) do Chiller @ 100%	203
Bomba 1 (@ 100%) + bomba 2 (@ 100%) + Bomba 3 (@ 50%)	277		
Bomba 1 (@ 100%) + bomba 2 (@ 100%) + Bomba 3 (@ 100%)	320		

FONTE: Medições Realizadas pelo Autor (Serafin, 2017)

5.3 Mapeamento da Reposição de Água do Sistema (*Makeup*)

A perda de água do processo foi medida por meio de um sensor de vazão volumétrico do tipo turbina, este é interligado com o Controlador Lógico Programável (CLP) da automação do CCM, transmitindo em tempo real o consumo instantâneo e o acumulado de água.

O medidor é instalado em série com a tubulação de alimentação do tanque superior. Esta é a tubulação de abastecimento de água da planta, cujo abastecimento é provido pela concessionária e por meio de caminhão pipa (água proveniente do lençol freático).

Como já foi exposto, sabe-se que existem perdas no sistema de bombeamento de água sob pressão, ou seja, nem toda a água captada no tanque superior e bombeada aos trocadores de calor retorna ao tanque para reutilização.

A tubulação de reposição possui também um medidor de consumo de volume de água do tipo hidrômetro (mecânico) e para evitar o transbordo do tanque superior do sistema, possui uma válvula do tipo bóia.

5.4 Levantamento das Curvas Característica das Torres de Resfriamento

Os dados de operação de uma torre de resfriamento são geralmente obtidos nos catálogos fornecidos pelo fabricante (LIMA JR; CORTINOVIS *et al.*, 2009a).

Logo, o primeiro passo para o levantamento da curva característica das torres e refrigeração do processo foi a consulta aos dados nominais das mesmas, informado nas plaquetas de identificação anexas às torres e, por meio do levantamento dos dimensionais do equipamento, para consulta da ficha de dados do fabricante (apresentado no Anexo A). Sendo assim, foi possível obter os seguintes dados nominais originais das torres de resfriamento:

- ✓ Modelo: Alpina AP-155;
- ✓ Vazão de água: 150m³/h;
- ✓ Temperatura de água quente: 60°C;
- ✓ Temperatura de água fria: 30°C;
- ✓ Temperatura de bulbo úmido: 24°C;
- ✓ Pressão máx de admissão de água: 0,5mca;
- ✓ Potência dos ventiladores: 10HP;
- ✓ Rotação dos motores: 1160RPM (380V / 17A);

O enchimento empregado nas torres de resfriamento em questão é do tipo SG/300, largamente empregado em aplicações industriais (apresentado no Anexo B). Composto por grades de polipropileno, sua função é acelerar o processo de troca de

calor entre a água quente a ser refrigerada e o ar admitido pelos ventiladores através do fluxo de ar cruzado.

Eliminadores de gotas de polipropileno, são montados no interior das torres de resfriamento, entre os ventiladores e os bicos de distribuição de água. Sua função é reduzir o efeito do arraste de água da torre por meio dos ventiladores.

A torre de resfriamento original do processo em questão (antiga) possuía uma vazão nominal inferior a vazão máxima de operação do processo, deste modo, ocorria o tranbordo da torre e o aumento das perdas de água por arraste dos ventiladores.

Sendo assim, foi aumentada a vazão nominal das torres de resfriamento, de modo a atender a vazão circulante da planta. Para aumentar a vazão nominal das torres, foram substituídos os bicos de distribuição de água fixados ao longo dos canais de distribuição, localizados no interior do equipamento. Os bicos são distribuídos de maneira homogênea, no interior do resfriador e tem a função de prover o escoamento uniforme da vazão de água quente do processo, que adentra a torre e entrará em contato com o enchimento de polipropileno, provendo uma melhor eficiência térmica.

A vazão da torre foi aumentada de 150m³/h para 240m³/h e as temperaturas de água quente e de água fria foram corrigidas para os valores nominais do processo, conforme apresentado no Apêndice L.

5.5 Levantamento das Curvas Característica das Bombas Centrífugas

O procedimento utilizado para o levantamento da curva característica das bombas centrífugas foi análogo ao utilizado para levantamento das características das torres de resfriamento, coletando os dados de plaqueta dos equipamentos. Desse modo, foi possível obter os dados nominais das bombas responsáveis pela transferência de água do tanque inferior até as torres de resfriamento, das bombas de transporte de água do tanque superior até os trocadores de calor das salas de teste e das responsáveis pelo bombeamento do fluido à casa de máquinas.

As características técnicas das bombas centrífugas da planta (antiga), para captação de água no tanque superior e alimentação das salas de teste de motores e do ramo da casa de máquinas são apresentadas a seguir:

- ✓ Quantidade: Total = 11 (sendo 07 do ramo das salas de teste);
- ✓ Fabricante/Modelo: KSB/*Meganorm*;
- ✓ Vazão de água nominal: 45m³/h;
- ✓ Pressão de saída: 10,5mca;
- ✓ Diâmetro do rotor (Φ): 150mm;
- ✓ Potência do motor elétrico: 15HP (380VAC e I = 21A);
- ✓ Rotação nominal: 1160 RPM @ 60Hz.

As características técnicas das bombas centrífugas originais da planta, para captação de água no tanque inferior e transporte do fluído às torres de resfriamento, são apresentadas a seguir (curvas nominais apresentadas no Anexo C):

- ✓ Quantidade: 03;
- ✓ Fabricante/Modelo: KSB/125-26;
- ✓ Vazão de água: 210m³/h;
- ✓ Pressão de Saída: 18,5mca;
- ✓ Diâmetro do rotor (Φ): 220mm;
- ✓ Potência do motor elétrico: 25CV;
- ✓ Fechamento Δ : 380VAC e I = 37.2 A;
- ✓ Rotação nominal: 1750RPM @ 60Hz.

5.6 Mapeamento Térmico dos Motores Elétricos do Processo

Com o auxílio de uma câmera térmica, foi realizado o mapeamento térmico da temperatura de operação dos motores elétricos (conforme apresentado na figura 48), das bombas centrífugas, das condensadoras das unidades de água gelada e das torres de resfriamento.

Este levantamento foi realizado com o objetivo de verificar as temperaturas dos componentes do sistema e abrir um comparativo do antes e depois do controle do ciclo de trabalho proposto ao sistema, servindo de linha de base e referência para o projeto de otimização do CCM.



Figura 48 – Temp. de Operação Motor de 25CV (Sistema Antigo)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Vale lembrar que o modo de controle original do CCM (antes do estudo de caso e do projeto proposto) era do tipo liga/desliga (*ON/OFF*), ou seja, sem a possibilidade de operação dos motores elétricos em condições parciais de carga. Assim, os motores operavam à plena carga, 24 horas por dia, 7 dias por semana, independente da demanda térmica e condições atmosféricas.

A potência nominal dos motores elétricos vem gravada na sua plaqueta de identificação e esta informação representa a potência mecânica útil disponível no eixo do motor. Entretanto, este valor nominal está atrelado a pelo menos dois fatores básicos, conforme detalhado abaixo:

- A temperatura ambiente (refrigerante);
- A altitude do local onde o motor elétrico irá operar.

O anexo D apresenta as tabelas fornecidas pelo fabricante, com as temperaturas máximas de atuação das proteções térmicas e fatores de correção aplicados à potência útil dos motores elétricos, em função da altitude e da temperatura ambiente.

5.7 Constatação do Fenômeno (Golpe de Aríete) nas Tubulações do Sistema

Por meio da utilização de um decibelímetro, foi constatado e mensurado o ruído característico da ocorrência do golpe de aríete hidráulico nas tubulações de transporte de água do tanque inferior (primeiro pavimento) à entrada das torres de resfriamento (terceiro pavimento).

O Golpe de aríete é proveniente da variação brusca de pressão, resultante das manobras de fechamento e abertura de válvulas de retenção existentes na tubulação, que se impõe ao fluxo do fluido, proveniente das bombas centrífugas de captação de água no tanque inferior.

O golpe de aríete era resultante do modo de acionamento dos motores elétricos de 25CV acoplados às bombas centrífugas (controle do tipo liga/desliga). A variação brusca de pressão ocorria com o desligamento repentino dos motores elétricos, que visavam o controle de nível do tanque inferior.

No momento do desligamento, a pressão na entrada da válvula de retenção (instalada a jusante das bombas) é menor que a existente na saída do dispositivo, em virtude da pressão positiva de água proveniente das demais bombas em operação (acopladas em paralelo) e da coluna líquida.

Deste modo, o fechamento da válvula de retenção também era abrupta, gerando o golpe de aríete na tubulação de recalque. O instrumento para medição de ruído (decibelímetro) registrou uma média de 75 decibéis (dB), no interior da casa de bombas em virtude do golpe de aríete transitório. Vale lembrar que a ocorrência desse fenômeno pode acarretar em avarias nas bombas e válvulas do processo, bem como em ruptura nas tubulações.

5.8 DOE Desenvolvido

Por meio do mapeamento diário do processo por um período de três meses, foi possível com o auxílio de um programa de computador de análise estatística (Minitab) levantar as variáveis majoritárias para o consumo de água do sistema (efeitos principais).

5.8.1 Definição das Variáveis de Entrada

As condições atmosféricas (temperatura e umidade relativa) foram os fatores selecionados para o estudo do DOE proposto, pois era sabido que o consumo de água da planta ao longo do ano era variável e sazonal. As condições ambientais são determinantes no desempenho da torre de resfriamento, porém as mesmas não podem ser controladas (OIKAWA, 2012).

O trabalho realizado na planta, ou seja, a quantidade de horas de testes e de motores produzidos em um determinado mês foi o outro fator previamente selecionado para o DOE proposto. O histórico dos indicadores de consumo de água e de energia elétrica do prédio conduzia o estudo à hipótese de que quanto maior a produção (trabalho) realizado, maior era o consumo dos recursos naturais.

Sendo assim, foi necessário vincular uma variável do sistema de água sob pressão do tipo contínua, ao trabalho realizado pela planta. Foi verificado que a variação de temperatura (Δt) entre os tanques de água do processo (tanque superior e inferior) era proporcional ao trabalho realizado na planta.

Deste modo, as três variáveis (fatores) de entrada para o DOE proposto são apresentadas à seguir:

- Variação (Δt) entre a temperatura da água de alimentação e de retorno do processo (medida por meio de sensores de temperatura imersos dentro dos tanques de água);
- Temperatura ambiente (bulbo seco) ao redor das torres de resfriamento;
- Umidade relativa do ar ao redor das torres de resfriamento.

5.8.2 Determinação da Variável de Saída

A variável de saída (dependente) selecionada para o DOE proposto foi o consumo de água do sistema. O objetivo era entender o comportamento da variável sob estudo e deste modo poder desenvolver o sistema de controle e supervisão.

- Vazão de reposição (litros/minuto).

- Interação entre umidade relativa e temperatura ambiente;
- Interação entre umidade relativa e Δt (temp);
- Interação entre temperatura ambiente e Δt (temp);
- Interação entre umidade relativa, temperatura ambiente e Δt (temp).

Notação padrão para design do tipo 2^k :

- Nível lógico baixo para um fator é designado com “-“ ou “-1”;
- Nível lógico alto para um fator é designado com “+“ ou “+1”;

Tabela 11 – Matriz de Interações DOE com três variáveis de entrada

Umidade Relativa	Temperatura Ambiente	Δt (Temp)	Umidade Rel * Temperatura Ambiente	Umidade Rel * Δt (Temp)	Temperatura Ambiente * Δt (Temp)	Umidade * Temperatura Ambiente * Δt (Temp)	Y (Consumo de Água)
-1	-1	-1	1	1	1	-1	11,3
-1	-1	1	1	-1	-1	1	27,3
-1	1	-1	-1	1	-1	1	18,2
-1	1	1	-1	-1	1	-1	35,5
1	-1	-1	-1	-1	1	1	16,9
1	-1	1	-1	1	-1	-1	28,1
1	1	-1	1	-1	-1	-1	29,7
1	1	1	1	1	1	1	41

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Os efeitos principais foram calculados por meio do programa de computador Minitab, utilizando-se a mesma metodologia apresentada no capítulo introdutório de DOE. Abaixo são apresentados os termos calculados:

Coded Coefficients (Minitab Software) results:

Term	Effect	coef
Constant		25,98
Umidade Relativa	5,900	2,950
Temp Ambiente	10,150	5,075
Δt (temp) Alimentação e Retorno	13,900	6,950
Umidade Relativa * Temp Ambiente	2,700	1,350
Umidade Relativa * Δt (temp) Alimentação e Retorno	-2,650	-1,325
Temp Ambiente * Δt (temp) Alimentação e Retorno	0,3000	0,1500
Umidade Relativa * Temp Ambiente* Δt (temp) Alimentação e Retorno	-0,2500	-0,1250

5.8.4 Determinação e Validação do Modelo

Por meio do programa de análise de probabilidade e estatística foi possível também avaliar e simular o melhor modelo para o processo sob estudo.

O gráfico de pareto a seguir (figura 49) indica os fatores principais (entradas) e as interações que mais contribuem para modificar a saída (consumo de água). Para aumentar a base analítica foi reduzido o modelo inicial (composto por todas as interações possíveis entre os fatores), excluindo-se deste modo as interações que menos contribuem para modificar a saída. No modelo obtido foram removidas as interações descritas abaixo:

- Interação entre umidade relativa, temperatura ambiente e Δt (temp);
- Interação entre temperatura ambiente e Δt (temp).

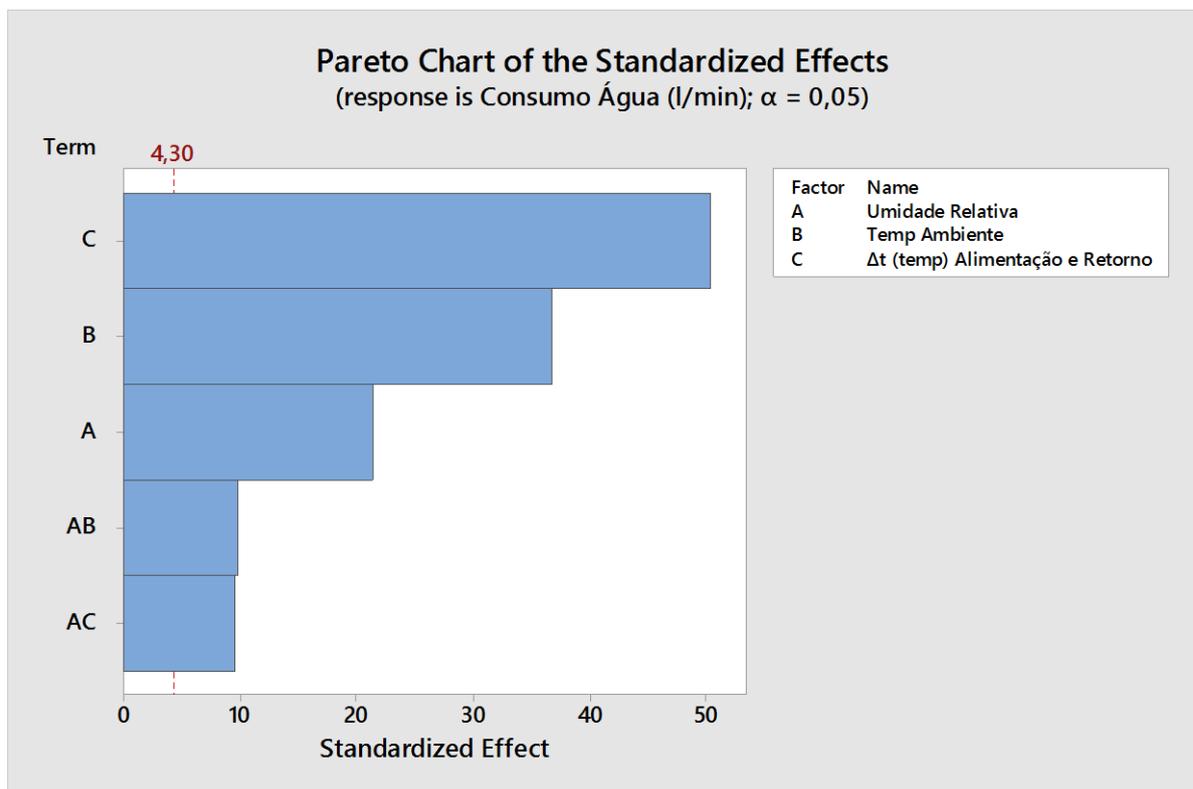


Figura 49 – Gráfico Pareto do Efeito dos Fatores de Entrada

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Os resultados obtidos (efeitos principais, interação entre as variáveis de entrada, modelo reduzido e a regressão para estimativa do consumo de água do sistema) são apresentados no capítulo 6.

5.9 Desenvolvimento do Projeto do Sistema Mecânico

Com os dados nominais de volume dos tanques, vazão de água circulante na planta, curvas características das bombas de captação de água e das torres de resfriamento do processo, foi possível avaliar se a faixa de operação das mesmas eram satisfatórias para atender aos requerimentos técnicos do processo sob análise. Uma vez que o sistema de água sob pressão deve atender aos quatro grandes sistemas contidos nos bancos de teste dinamométricos (conforme apresentados no capítulo 3), além de suprir a casa de máquinas, localizada no primeiro pavimento do prédio.

O projeto mecânico antigo do sistema de água sob pressão da planta apresentava vários pontos com margem para melhoria, em especial, em termos de eficiência energética, tais como:

- Substituição das pás dos ventiladores das torres de resfriamento por material mais leve (fibra de carbono), diminuindo desta maneira a potência elétrica requerida para o acionamento deste dispositivo;
- Diminuição na quantidade de bombas centrífugas de captação de água no tanque superior (projeto antigo = 11 bombas). A proposta seria diminuir a quantidade de bombas existentes por bombas centrífugas com selo mecânico, com maior capacidade de vazão de água nominal, diminuindo desta maneira o consumo de energia elétrica;
- Aumento da vazão de água nominal das torres de resfriamento, evitando deste modo o transbordo interno do canal mestre, diminuindo as perdas de água por arraste dos ventiladores das torres;

5.9.1 Requerimentos Técnicos do Sistema

Os requerimentos técnicos, para o desenvolvimento do projeto mecânico do sistema de fornecimento de água sob pressão foram levantados após a análise detalhada das fichas de dados dos requerimentos de cada equipamento do banco de teste dinamométrico, conforme apresentado abaixo:

✓ **Dinamômetros (Ficha de Dados Apresentada no Anexo E)**

Modelos:

W400kW (Qtd.: 03)

W700kW (Qtd.: 01)

D630kW (Qtd.: 01)

D400kW (Qtd.: 01)

Vazão de água total requerida: 108m³/h;

Faixa de temperatura de água requerida: 20 à 35°C;

Pressão de água: 0,5 à 3Bar.

✓ **Unidade de Água Gelada (Ficha de Dados Apresentada no Anexo H)**

Modelo: Refrisat SAT 240 (Qtd.: 03);

Capacidade nominal de refrigeração: 240 kCal/h;

Vazão de água nominal requerida: 162m³/h;

Perda de carga: 0,5 Bar;

Temperatura de entrada de água no condensador: 29,5°C;

Pressão de água: 2 à 2,5 Bar.

✓ **Condicionador de Combustível (Ficha de Dados Apresentada no Anexo F)**

Modelo: AVL735/753 (Qtd.: 09):

Vazão de água máxima requerida: 5m³/h;

Faixa de temperatura de água requerida: 0 à 30°C;

Pressão de água: 0,5 à 4Bar.

✓ **Trocadores de Calor – (Ficha de Dados Apresentada no Anexo I)**

Modelo: Apema TST 125-10 (Qtd.: 09);

Vazão de água nominal requerida: 218m³/h;

Perda de carga: 0,5Bar;

Pressão de água: 0,5 à 3,5Bar.

✓ **Radiadores Aletados (Ficha de Dados Apresentada no Anexo J)**

Modelo: Cummins (Qtd.: 09);

Vazão de água Máxima Requerida: 36m³/h;

Faixa de temperatura de água requerida: 25 à 29°C;

Pressão de água: 0,5 à 3,5Bar.

Baseado nos requerimentos técnicos do processo listados à cima (*voice of process*), o projeto mecânico do sistema de água sob pressão foi desenvolvido de acordo com a pressão, vazão e temperatura listados abaixo, ou seja, adotando-se uma faixa de trabalho que atenda todos os dispositivos do processo que requerem água sob pressão.

- ✓ Pressão de trabalho: 1.5 a 2.5 bar;
- ✓ Vazão de água máxima: (salas de teste = 367m³/h);
- ✓ Vazão de água máxima: (casa de máquinas = 162m³/h);
- ✓ Temperatura da água: 24 à 29°C.

Para atendimento aos requisitos técnicos, um novo projeto de bombas de captação de água foi desenvolvido para a planta, no qual optou-se pela utilização de uma menor quantidade de bombas, porém, com maior capacidade de vazão de água e altura manométrica. Desse modo foram especificadas quatro bombas de **84m³/h** para o ramo de alimentação das salas de teste e três bombas de **45m³/h** para o ramo de alimentação da casa de máquina, todas com pressão de recalque igual a 3bar, do tipo *Megabloc* e acoplados a motores elétricos de alta eficiência (IE2).

Por questões de segurança operacional, o sistema de água sob pressão deve fornecer em sua tubulação de distribuição uma pressão superior a pressão do fluido do processo, pois caso ocorra um furo ou rompimento de um dos tubos de algum trocador de calor da aplicação, a água (que está a uma pressão mais alta) vazará para o lado do casco, contaminando o fluido do processo, evitando deste modo a contaminação do sistema de resfriamento, que implicaria em riscos maiores do ponto de vista de saúde, segurança ocupacional e meio ambiente (CORTINOVIS *et al*, 2009).

Nesta fase de projeto também foi proposta uma bomba de pré-partida para o sistema, cuja função é garantir o enchimento dos pescadores de 6" das bombas de captação de água do tanque superior.

5.9.2 Avaliação do Melhor *Layout* para a Instalação das Bombas

Dois conceitos distintos de *layout* foram avaliados no projeto mecânico para a instalação em paralelo das novas bombas, recém projetadas, conforme apresentado a seguir:

Avaliação do Primeiro Conceito de *Layout* (Bombas Afogadas)

Foram estudadas duas configurações para o posicionamento das bombas projetadas para o sistema mecânico. O primeiro cenário proposto (bombas afogadas) refere-se a instalação das bombas centrífugas de captação de água abaixo do nível de água do tanque, de modo a prover o NPSH requerido pelo fabricante na entrada do impelidor. As vantagens e desvantagens deste *layout* estão enumeradas a seguir:

Conceito: Bombas Centrífugas Afogadas (apresentada na figura 50)

Prós: Menor chance de cavitação das bombas.

Contras:

1. Requerida uma pressão mínima positiva na entrada da bomba centrífuga;
2. Necessário um maior espaço físico na planta para a instalação das bombas.

Bomba Centrífuga Instalada abaixo do nível de água que será transportada

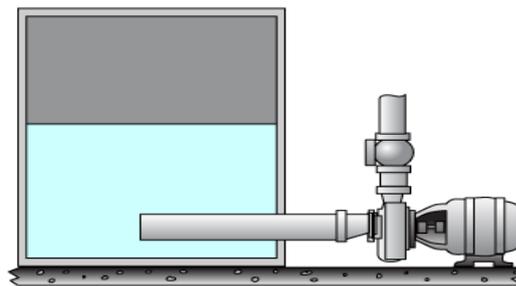


Figura 50 – *Layout* Bomba Afogada

Fonte: http://www.waterhelp.org/index.php/article/classification_by_suction_condition

O segundo cenário proposto para a instalação mecânica das bombas centrífugas, refere-se ao *layout* de captação de água via pescadores. Neste tipo de cenário, as bombas centrífugas são instaladas acima do nível de água do tanque. As vantagens e desvantagens deste cenário estão enumeradas a seguir:

Conceito: Sistema de sucção de água (apresentado na figura 51).

Prós: Menor custo para instalação;

Contras:

1. Maior chance de cavitação;
2. Requer a implementação de um sistema de pré-partida (escorva), para garantir o enchimento do pescador de admissão de água em caso de parada ou quando a primeira manobra do sistema é realizada.

**Bomba centrífuga Instalada acima do nível
de água que será transportada**

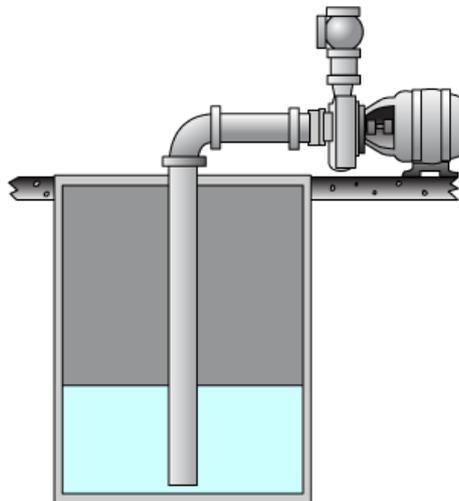


Figura 51 – Layout Bomba com Pescador

Fonte: http://www.waterhelp.org/index.php/article/classification_by_suction_condition

Por meio de uma matriz de decisão, apresentada na tabela 12 a seguir (trata-se de uma ferramenta utilizada na metodologia *6sigma*), foi decidido pela utilização do sistema de sucção de água por meio de pescadores (segundo conceito). Para mitigar os efeitos da cavitação no *layout* selecionado, foram inclusas bombas com rotores de bronze. Os quesitos avaliados e considerados na matriz de decisão são apresentados a seguir:

1. Menor custo para instalação;
2. Segurança;
3. Ergonomia;
4. Acesso à instalação;
5. Facilidade de manutenção;
6. Área demandada (necessária);
7. Impacto ambiental;
8. Estética e aparência;
9. Custo de implementação.

Tabela 12 – Matriz de Decisão *Layout* de Instalação

<i>Matriz de Decisão - Seleção do Layout de Instalação</i>		
Critério	Bomba Afogada	Bomba com Pescador
Segurança	S	S
Ergonomia	S	S
Acesso	-	+
Facilidade de Manutenção	+	-
Área demandada (espaço físico)	-	+
Impacto Ambiental	S	S
Estética / Aparência	S	S
Custo de Implementação	-	+
Total Σ +	1	3
Total Σ -	3	1
Total Σ S	4	4

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Diferentes tipos de bomba para a aplicação no sistema de fornecimento de água sob pressão também foram avaliados no projeto mecânico, conforme apresentado a seguir.

5.9.3 Avaliação do Melhor Tipo de Bomba para a Aplicação

Foram avaliados três tipos de bomba para o sistema mecânico da planta sob estudo, conforme detalhado a seguir.

Primeiro Conceito (Bomba Vertical)

O primeiro tipo proposto refere-se a utilização de bombas centrífugas de captação de água do tipo vertical. Este tipo de bomba é instalada diretamente dentro do tanque e suas vantagens e desvantagens estão enumeradas a seguir:

Conceito: Bomba vertical (apresentada na figura 52)

Prós:

1. Ideal para aplicações em sistemas de captação de fluido em tanques;
2. Menor probabilidade de cavitação da bomba;
3. Necessário um menor espaço físico.

Contras:

1. Bomba com alto custo para aquisição e para manutenções;
2. Indisponibilidade de peças reservas na empresa para manutenções preventivas (*part number* não usual).

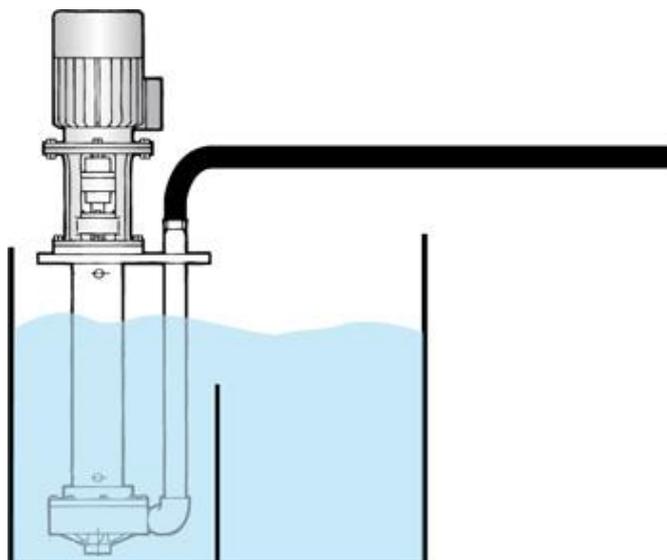


Figura 52 – Layout Bomba Vertical

Fonte: <http://megaflux.net/site/equipamentos/bombas-centrifugas-magneticas/bombas-inst-vertical.html>

Segundo Conceito (*Megabloc*)

O segundo tipo de bomba proposto para o sistema mecânico da planta sob estudo, refere-se a utilização de bombas de captação de água do tipo centrífuga com selo mecânico. Este tipo de bomba é acoplada diretamente ao motor elétrico, formando um único monobloco. As vantagens e desvantagens deste tipo de bomba estão enumeradas a seguir:

Conceito: Bomba *Megabloc* (apresentada na figura 53)

Prós:

1. Bomba com o menor custo para aquisição;
2. Não requer água para lubrificação do acoplamento com o motor elétrico.

Contras:

1. Maior risco de quebra e de danos na bomba em caso de cavitação, riscando deste modo o selo mecânico.



Figura 53 – Bomba *Megabloc*

Fonte: Manual Técnico KSB

Terceiro Conceito (*Meganorm*)

O terceiro tipo de bomba proposto para o sistema mecânico da planta sob estudo, refere-se a utilização de bombas de captação de água do tipo centrífuga mancalizada. As vantagens e desvantagens deste tipo de bomba estão enumeradas a seguir:

Conceito: Bomba *Meganorm* (apresentada na figura 54)

Prós:

1. Maior disponibilidade de peças reservas para manutenções preventivas;
2. Dispositivo mais familiar entre os técnicos mecânicos da empresa, para eventuais manutenções (não requer treinamentos adicionais).

Contras:

1. Bomba mais cara em comparação à *Megabloc*;
2. Requer água de maneira contínua e ininterrupta para a lubrificação do acoplamento com o motor elétrico.

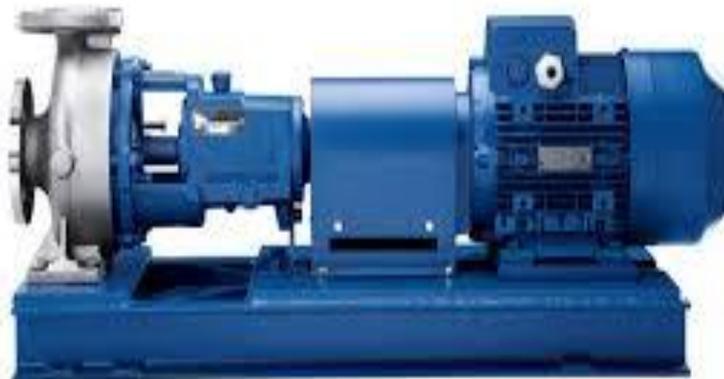


Figura 54 – Bomba Meganorm

Fonte: https://www.ksb.com/ksb-br-pt/Produtos_e_servicos/Industria/Aplicacoes/Industria_Quimica/standardised_chemical_pump_MegaCPK/

Do mesmo modo, por meio de uma matriz de decisão apresentada na tabela 13 abaixo, decidiu-se pela utilização da bomba do tipo *Megabloc*.

Segurança, ergonomia, acesso à instalação, facilidade de manutenção, área demandada, impacto ambiental, estética, aparência e custo de implementação foram os mesmos quesitos considerados no critério de decisão para o tipo de bomba.

Tabela 13 – Matriz de Decisão - Seleção do Tipo de Bomba Centrífuga

Matriz de Decisão - Seleção do Tipo de Bomba			
Critério	Bomba Vertical	Bomba Meganorm Mancalizada	Bomba Compacta (Monobloco)
Segurança	S	S	S
Ergonomia	S	S	S
Acesso	S	S	S
Facilidade de Manutenção	-	-	+
Área demandada (espaço físico)	+	-	+
Impacto Ambiental	S	S	S
Estética / Aparência	+	S	S
Custo de Implementação	-	-	+
Total Σ +	2	0	3
Total Σ -	2	3	0
Total Σ S	4	5	5

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.9.4 Especificação Técnica das Bombas para Alimentação das Salas de Teste

Uma vez definidos todos os requerimentos técnicos do processo (*voice of process*), o *layout* mais apropriado para instalação e o melhor tipo de bomba centrífuga empregada no sistema de água sob pressão, fez-se necessário consultar o catálogo do fabricante e definir qual equipamento adquirir (correlacionando as características técnicas levantadas em projeto *versus* a curva comercial de venda apresentada pelo fabricante). Abaixo é detalhada a bomba centrífuga definida para o fornecimento de água ao ramo de alimentação das salas de teste.

- ✓ Modelo de Bomba: KSB *Megabloc* (horizontal monobloco);
- ✓ Quantidade: 04;
- ✓ Vazão de água máxima: 84m³/h;
- ✓ Altura manométrica máxima: 3,5Bar;
- ✓ Diâmetro do rotor da bomba: 262mm;
- ✓ Eficiência da Bomba: 74,3%;
- ✓ NPSHr: 1,85m.

5.9.5 Curva da Bomba Centrífuga Versus Curva do Sistema (Ramo de Alimentação das Salas de Teste)

O levantamento da curva característica do sistema e a determinação do ponto de operação, conforme definição apresentada no item 4.3 (página 67) foi mapeado de maneira empírica. A curva característica apresentada na figura 55, em verde, foi levantada por meio da aquisição da pressão manométrica da água circulante no ramo das salas de teste de motores, medida com um manômetro de *bourdon* instalado no barrilete de alimentação das salas de teste, em conjunto com a medição da vazão volumétrica circulante. A medição da pressão foi realizada variando-se a vazão e a quantidade de bombas em operação.

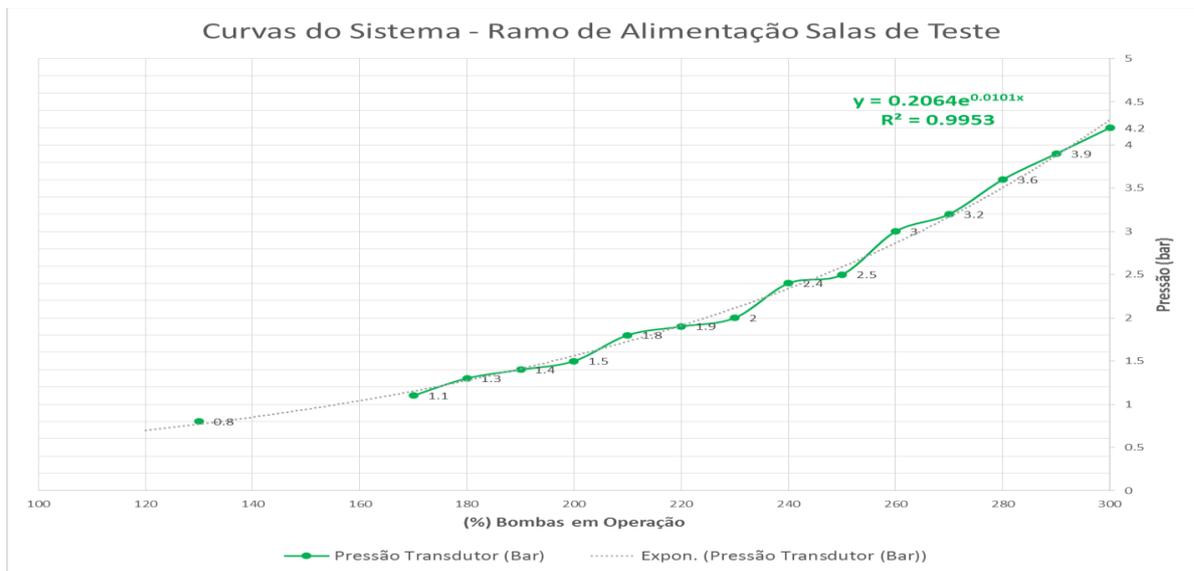


Figura 55 – Curva de Carga Característica do Processo (Ramo Salas de Teste)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

O ponto de trabalho da bomba centrífuga (ponto de intersecção da curva *head* da bomba projetada com a curva do sistema), circulado em vermelho no gráfico da figura 56, foi traçado por meio do programa de computador *Easy Select*.

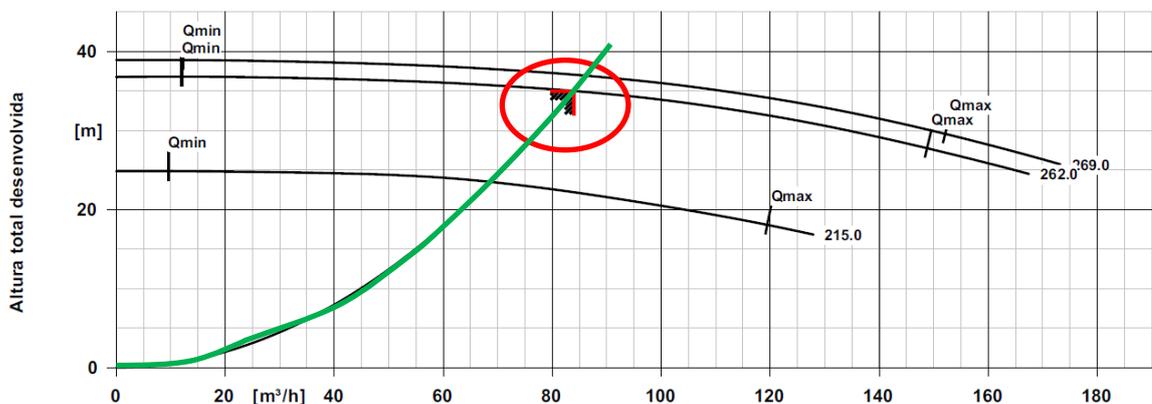


Figura 56 – Ponto de Operação das Bombas Centrífugas Responsáveis pela Alimentação do Ramo das Salas de Teste

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.9.6 Especificação Técnica das Bombas para Alimentação das Unidades de Água Gelada

A especificação técnica das bombas de alimentação das unidades de água gelada foi realizada de maneira análoga ao método utilizado para especificação das bombas de alimentação do ramo das salas de teste, ou seja, seguido da definição dos requerimentos técnicos do processo da linha de alimentação da casa de máquinas (*voice of process*), do *layout* mais apropriado para instalação e do melhor tipo de bomba para o sistema de água sob pressão. Abaixo é detalhada a bomba centrífuga definida para o fornecimento de água ao ramo da casa de máquinas.

- ✓ Modelo de Bomba: KSB *Megabloc* (horizontal monobloco);
- ✓ Quantidade: 03;
- ✓ Vazão de água máxima: 45m³/h;
- ✓ Altura manométrica máxima: 3Bar;
- ✓ Diâmetro do rotor da bomba: 255mm;
- ✓ Diâmetro da tubulação de captação de água (pescadores): 4”;
- ✓ NPSHr: 1,62m.

5.9.7 Curva da Bomba Centrífuga Versus Curva do Sistema (Ramo de Alimentação da Casa de Máquinas)

O ponto de trabalho da bomba centrífuga apresentado na figura 57 (ponto de intersecção da curva da bomba com a curva do sistema) para o ramo da casa de máquinas, foi traçado por meio do programa de computador *Easy Select*, de maneira análoga ao método desenvolvido no item anterior.



Figura 57 – Curva (*Head*) Bomba Ramo Casa de Máquinas versus Curva Característica do Sistema

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.9.8 Sistema de Captação de Água Desenvolvido

No projeto mecânico para o sistema de água sob pressão do BTC, foram mantidas as bombas de captação de água do tanque inferior (três bombas KSB 125m³/h), conforme especificação técnica apresentada no Anexo C.

Foram incluídas válvulas de retenção e válvulas do tipo globo na tubulação de saída de todas as bombas centrífugas da planta, onde a segunda possibilita o fechamento do recalque em eventuais manutenções no conjunto bomba/motor elétrico.

A válvula de retenção atua por diferencial de pressão, tendo a função de fechar a tubulação de saída (recalque) quando a bomba centrífuga estiver desligada, evitando, dessa forma, o fluxo de água sob pressão proveniente das demais bombas, interligadas em paralelo. Sem o uso da válvula de retenção, o fluxo sob pressão pode adentrar a voluta de uma bomba desligada, pela tubulação de recalque, acionando o rotor no sentido inverso do giro, causando desgaste na bomba.

Válvulas do tipo crivo foram inclusas no projeto mecânico, para instalação nos pescadores das bombas (tubulações de sucção) imersos no tanque de captação de água. Sua função é reter a coluna de água quando houver o desligamento das bombas de captação do fluido, mantendo assim o conjunto (pescador e voluta da bomba centrífuga) cheios de água. Nesse sentido, quando uma nova partida for solicitada, o sistema não demandará escorva adicional, diminuindo também as possibilidades de cavitação.

Uma bomba de pré-partida instalada abaixo do nível de água do tanque superior (afogada), acionada via pressostato, também foi incluída no projeto mecânico da planta.

Esta bomba de 1HP (ficha de dados apresentada no Anexo G) é acionada pelo CCM, de acordo com a realimentação do pressostato, por tempo indeterminado, com o objetivo de garantir uma pressão de água positiva mínima igual à 1Bar nas tubulações de sucção de água (sistema de escorva).

Esta manobra se faz necessária quando a planta é partida após um período de repouso, ou seja, após manutenções, paradas de produção da planta etc.

O *layout* do projeto base desenvolvido, com as devidas cotas, diâmetros e disposição das válvulas descritas acima está apresentado no Apêndice M.

O sistema hidráulico desenvolvido (planta atual), conforme projeto mecânico base é apresentado na figura 58.



Figura 58 – Sistema de Captação de Água Desenvolvido (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

A bomba de escorva afogada, ou seja, instalada mecanicamente abaixo do nível de água do tanque superior está apresentada e circulada em vermelho na figura 59, ao passo que, o pressostato do sistema de escorva esta circulado em azul.



Figura 59 – Sistema de Escorva Desenvolvido (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Retomando o diagrama em blocos do rendimento mecânico, foram calculadas as potências e a vazão volumétrica para o ponto de operação do sistema (ramo de alimentação das salas de teste), conforme apresentado na figura 56 (circulado em vermelho). A ficha de dados completa das bombas projetadas para o ramo das salas de teste é apresentada no Anexo N.

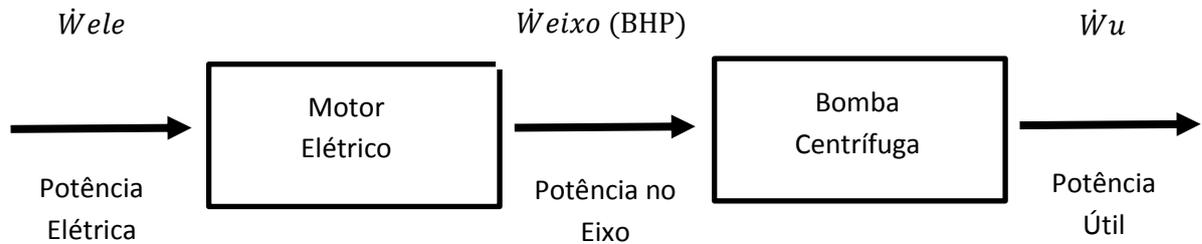
5.9.9 Dados do Ponto de Operação e Cálculo das Potências (Ramo das Salas de Teste)

- Vazão nominal volumétrica da bomba centrífuga (Q): $84\text{m}^3/\text{h} = 0,0233\text{ m}^3/\text{s}$;
- Altura manométrica (H) no flange de saída da bomba: 35m;
- Densidade da água transportada (ρ): $1000\text{k}/\text{m}^3$;
- Aceleração da gravidade (g): $9,8\text{m}/\text{s}^2$;
- Rendimento da bomba centrífuga (ficha de dados): 74,3%.

Cálculo da Potência Útil:

$$\dot{W}_u \text{ (Watt)} = \rho g Q H \quad (\text{Eq.1})$$

$$\dot{W}_u = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,02333 \cdot 35 = \mathbf{8.003,3 \text{ (W)}} = \mathbf{10,87 \text{ CV}}$$



Calculando a Potência Disponível no Eixo (BHP):

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{eixo}} \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\dot{W}_{eixo} \text{ (BHP)} = \frac{8003,3}{0,743} = \mathbf{10,7 \text{ (kW)}} = \mathbf{14,6 \text{ CV}}$$

Retomando a equação 9, referente a vazão do sistema de bombas acopladas em paralelo, temos:

$$Q(\text{paralelo}) = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (\text{Eq. 9})$$

$$Q(\text{paralelo}) = 4 * 84 \text{ m}^3/\text{h} = \mathbf{336 \text{ m}^3/\text{h}}$$

De maneira análoga, foram calculadas as potências e a vazão para o ponto de operação do sistema (ramo da casa de máquinas), conforme apresentado na figura 57 (circulado em vermelho). A ficha de dados completa das bombas projetadas para este ramo do sistema de água sob pressão é apresentada no Anexo O.

5.9.10 Dados do Ponto de Operação e Cálculo das Potências (Ramo da Casa de Máquinas):

- Vazão nominal volumétrica da bomba centrífuga (Q): $45\text{m}^3/\text{h} = 0,0125\text{ m}^3/\text{s}$;
- Altura manométrica (H) no flange de saída da bomba: 30m;
- Densidade da água transportada (ρ): $1000\text{kg}/\text{m}^3$;
- Aceleração da gravidade (g): $9,8\text{m}/\text{s}^2$;
- Rendimento da bomba centrífuga (ficha de dados): 63,1%.

Cálculo da Potência Útil

$$\dot{W}_u (\text{Watt}) = \rho g Q H \quad (\text{Eq.1})$$

$$\dot{W}_u = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,0125 \cdot 30 = 3,675 (\text{kW}) = 5 \text{ CV}$$

Calculando a Potência Disponível no Eixo (BHP):

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{eixo}} \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\dot{W}_{eixo} (\text{BHP}) = \frac{3675}{0,631} = 5,824 (\text{kW}) = 8 \text{ CV}$$

Retomando a equação 9, referentes a vazão do sistema de bombas acopladas em paralelo temos:

$$Q(\text{paralelo}) = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{Eq. 9})$$

$$Q(\text{paralelo}) = 3 * (45\text{m}^3/\text{h}) = 135\text{m}^3/\text{h}$$

5.9.11 Calculando a Vazão de Água Total Circulante no Sistema

$$Q(\text{Total}) = 336 \text{ m}^3/\text{h} + 135\text{m}^3/\text{h} = 471 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{Eq. 17})$$

A vazão total (Q total) calculada acima, refere-se a vazão máxima do sistema, ou seja, quando todas as bombas de captação de água do tanque superior estão ligadas na rotação máxima de projeto. Deste modo, as bombas de retorno instaladas no tanque inferior e as torres de resfriamento devem ter uma vazão nominal superior à vazão máxima de projeto, de modo a evitar o transbordo do tanque e do canal das torres de resfriamento. O comparativo de vazões é detalhado a seguir:

$$Q(\text{Total}) = 471 \text{ m}^3/\text{h} \leq Q (\text{Bombas Tetorno}) = (3 * 210) = 630 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{Eq. 18})$$

$$Q(\text{Total}) = 471 \text{ m}^3/\text{h} \leq Q (\text{Torres de Resfriamento}) = (2 * 240) = 480 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{Eq. 19})$$

5.10 Desenvolvimento do Projeto Elétrico

O CCM original da planta, apresentado na figura 60, foi instalado em 1986 juntamente com a construção do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento de Motores Diesel da Cummins Brasil. O equipamento não estava mais em conformidade com as normas atuais de segurança em eletricidade (NR-10), desta maneira foi necessário desenvolver um projeto elétrico base e um projeto executivo completo, objetivando a substituição do painel elétrico atual, bem como, de todos os dispositivos elétricos e eletrônicos do sistema.

O sinóptico original do CCM para controle e supervisão do sistema de água sob pressão era constituído de uma placa de acrílico fixada sobre o *layout* planta, possibilitando um entendimento básico sobre a disposição dos diversos equipamentos, tubulações e motores elétricos do sistema.

O projeto elétrico para a construção de um novo CCM, e dos dispositivos de manobra da planta em questão, foi desenvolvido com o objetivo de atender aos requisitos legais aplicáveis, de acordo com a norma brasileira NR-10 (Segurança em Instalações e Serviços em Eletricidade) e às demais normas aplicáveis.



Figura 60 – CCM Antigo da Planta

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Os requisitos técnicos de projeto, tais como, corrente de curto-circuito, impedância, cálculo da energia elétrica incidente, classificação da área, tipo de carga, estrutura do painel elétrico e cálculo das proteções sobre a energia incidente, foram os indicativos fundamentais para o desenvolvimento do projeto base para fabricação do novo CCM (requisitos apresentados nos apêndices J e K).

O novo painel elétrico (apresentado na figura 61) foi projetado e fabricado no formato 3B, ou seja, constituído por gavetas individuais para a acomodação dos diversos circuitos elétricos da central de controle de motores. O CCM foi submetido e aprovado em ensaios de elevação de temperatura, propriedades dielétricas, corrente de curto-circuito, eficiência do circuito de proteção, distâncias de isolamento e funcionamento mecânico, em laboratório certificado, conforme NBR IEC60439-1 para obter a certificação do painel como totalmente testado (TTA).



Figura 61 – Novo CCM Fabricado Formato 3B (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

O sistema elétrico antigo do sistema de água sob pressão da planta também apresentava vários pontos com margem para melhoria, em especial, em termos de eficiência energética, tais como:

- Substituição de todos os motores elétricos do processo por correlatos de alto rendimento energético (classificação IE2 ou IE3), reduzindo deste modo o consumo de energia elétrica;

- Aplicação de dispositivos de auxílio para a partida dos motores elétricos da planta, tais como, módulos de partida suave ou inversores de frequência. Estes equipamentos dedicados poderiam ser empregados em substituição ao comando original do tipo estrela-triângulo (Δ/Y);
- Utilização de inversores de frequência para acionamento dos diversos motores elétricos da aplicação, possibilitando deste modo a operação dos motores em condições parciais de carga, diminuindo o consumo de energia elétrica;
- Desenvolvimento de um sistema de controle dedicado ao processo, proporcionando o acionamento dos diversos motores elétricos da aplicação, de acordo com a demanda térmica da planta e ciclo de operação;
- Interface elétrica do CCM atual com a casa de máquinas, provendo a comunicação entre as unidades de água gelada e o sistema de abastecimento de água para resfriamento dos condensadores deste equipamento. Assim, em caso de desligamento e/ou falha dos equipamentos, o sistema de abastecimento é desligado automaticamente, por conseguinte, economizando energia elétrica e água.

5.10.1 Análise de Seletividade

O estudo de seletividade tem como objetivo dimensionar e propor os ajustes dos dispositivos de proteção, de modo a proporcionar a operação segura do sistema e, quando necessário, promover o desligamento seletivo e coordenado dos circuitos.

Para elaboração do estudo foi utilizado o programa de computador ETAP. As correntes de curto-circuito são calculadas pela norma IEC (*International Electrotechnical Commission*), levando em conta as características da instalação e os equipamentos conectados. Os parâmetros de proteção são definidos por análise gráfica, levando em conta as correntes de curto-circuito no ponto considerado, o limite de suportabilidade térmica de transformadores, cabos, e cargas, a magnetização dos transformadores e a partida de motores.

Como o ajuste mínimo de *pick-up* da curva de tempo inverso do disjuntor do CCM é de 500 A, foi necessário aumentar para 680 A o *pick-up* do disjuntor de saída do QGBT (Quadro Geral de Baixa Tensão) localizado na subestação de energia elétrica (SE-05). Os ajustes da função instantânea de ambos os disjuntores (saída do QGBT e entrada do CCM) são sensíveis às correntes de curto-circuito, permitindo proteção contra os efeitos térmicos e dinâmicos da mesma.

As análises gráficas (coordenogramas) são apresentadas nos apêndices H e I, ao passo que o diagrama unifilar de alimentação do CCM atual está apresentado no apêndice G.

5.10.2 Seleção dos Dispositivos Auxiliares de Partida

No projeto elétrico para o sistema de água sob pressão do BTC, foram inclusos dispositivos auxiliares de partida, após a análise do custo-benefício, para a utilização nos diversos motores elétricos da planta, de acordo com a aplicação de cada um dentro do sistema.

A proposta foi prover ao sistema os benefícios provenientes da utilização dos sistemas auxiliares de partida, levando-se em conta o ciclo de operação de cada motor e a viabilidade da integração e desenvolvimento de um sistema de controle via automação do CCM. Os sistemas empregados em cada motor elétrico da central de controle de motores são apresentados abaixo:

Motores Elétricos Acoplados às Bombas do Ramo da Casa de Máquinas:

- ✓ 02 Acionamentos via Módulo de Partida Suave;
- ✓ 01 Partida com acionamento via inversor de frequência.

Esta configuração foi selecionada para o acionamento das bombas do ramo da casa de máquinas, uma vez que temos apenas três casos possíveis de demanda, conforme apresentado na tabela 14:

Tabela 14 – Tabela de Demanda de Água de Resfriamento das Unidades de Água Gelada

Quantidade de Unidades de Água Gelada em Operação	Vazão de água necessária em percentual de acionamento de bomba
1	130%
2	260%
3	300%

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Deste modo, quando apenas 01 unidade está em operação, conforme a ficha de dados do equipamento, este necessitaria de uma vazão de água de 62m³/h para refrigeração das condensadoras. Logo, como as bombas projetadas são de 45m³/h e estão interligadas em paralelo, configuração na qual a vazão final transportada é a soma das vazões individuais de cada bomba, seriam necessárias uma bomba na condição de potência plena (100% - acionada via módulos de partida suave) e outra bomba em carga parcial, modulando em 30% (via inversor de frequência), da vazão nominal para atender a demanda de apenas uma unidade é ligada, totalizando desse modo 130%.

Do mesmo modo, no caso de 02 unidades em operação, estes necessitariam de uma vazão de água de 124m³/h para refrigeração. Logo, seriam necessárias duas

bombas na condição de potência plena (acionadas via módulo de partida suave) e a terceira bomba operando em carga parcial, modulando em 60% (via inversor de frequência), da vazão nominal para atender a demanda.

Assim, no caso de 03 unidades em operação, estes necessitariam de uma vazão de água de 135m³/h para refrigeração. Logo, seriam necessárias as três bombas operando na condição de potência plena, sendo duas acionadas via módulo de partida suave e outra modulando em 100% via inversor de frequência.

Motores Elétricos Acoplados às Bombas do Ramo das Salas de Teste:

- ✓ 02 Partidas com acionamento via módulos de partida suave;
- ✓ 02 Partidas com acionamento via inversores de frequência.

As bombas 1 e 2 de captação de água do tanque superior são acionadas via inversores de frequência, logo, estas possuem o recurso de seleção de velocidade, pré definido em uma escala de 30 a 100%. Onde o valor mínimo corresponde à 30% da rotação nominal do motor elétrico, valor este que garante a refrigeração térmica mínima necessária para o funcionamento do motor, evitando, deste modo, a queima do equipamento por sobreaquecimento na rotação mínima de operação.

As bombas 3 e 4 são acionadas via módulos eletrônicos de partida suave e não permitem tal modulação, apenas efetuam a partida do motor elétrico de maneira suave, diminuindo a corrente elétrica de partida, de acordo com ajustes e rampas pré definidas no projeto elétrico.

A solução híbrida empregada, com metade dos acionamentos realizados via módulo de partida suave atendeu ao requisitos técnicos do projeto, garantindo uma faixa com resolução suficiente para a atuação do controlador de temperatura empregado neste ramo das salas de teste. A proposta do *layout* híbrido teve um menor custo de implementação em relação ao *layout* com os quatro motores elétricos acionados via inversores de frequência (devido ao custo do equipamento).

Motores Elétricos Acoplados às Bombas de Retorno:

- ✓ 01 Partida com acionamento via módulo de partida suave;
- ✓ 02 Partidas com acionamento via inversores de frequência.

As bombas 1 e 2 de captação de água do tanque inferior são acionadas via inversores de frequência, logo, estas também possuem o recurso de seleção de velocidade, pré definido em uma escala de 30 a 100%, ao passo que, a bomba de número 3 é acionada via módulo de partida suave e não permite tal modulação para o controlador de nível do tanque inferior.

A solução híbrida empregada para o acionamento dos motores de 25CV do tanque inferior, teve também como objetivo o menor custo de implementação, em relação ao *layout* com os três motores elétricos acionados via inversores de frequência.

Motores Elétricos Acoplados aos Ventiladores das Torres de Resfriamento

✓ 02 Partidas com acionamento via inversores de frequência.

A solução empregada no projeto elétrico para o acionamento, via inversores de frequência, dos dois motores elétricos (10HP) acoplados aos ventiladores das torres de resfriamento deve-se ao fato da necessidade de controle da rotação dos ventiladores e da operação dos dois equipamentos em condição de carga parcial.

Deste modo, o controlador da temperatura de saída de água das torres atua por meio da modulação em frequência, variando-se a rotação dos motores elétricos para atender a demanda térmica da planta. Nesta malha do sistema, a utilização de partida via comando estrela/triângulo ou via módulo de partida suave seria inviável.

Por meio dos resultados do registrador de dados de energia elétrica, foi realizada uma avaliação da distorção harmônica da tensão elétrica, após a instalação do novo CCM com partida via inversores de frequência. A proposta era avaliar se a instalação da nova central de controle de motores com os dispositivos auxiliares de partida estava ou não contribuindo para o aumento da distorção harmônica ou acarretando em baixo fator de potência na rede de alimentação.

Os gráficos da distorção harmônica (atual) e do fator de potência global, são apresentados nos apêndices C e D, respectivamente. O fator de potência atual da planta ficou acima do fator de potência antigo, pois houve a redução na quantidade de motores elétricos utilizados na captação de água do tanque superior (alimentação do ramo das salas de teste), ao passo que, a distorção harmônica de tensão ficou abaixo do fator limite ($< 5\%$). Os inversores de frequência utilizados na planta possuem filtro digital de harmônicas (redução de até 40%) e foi utilizada blindagem nos cabos de campo (aterrados junto ao CCM).

Vale lembrar que as correntes harmônicas podem provocar distúrbios em equipamentos ligados no mesmo transformador da subestação, ou causar ressonância no banco de baterias utilizados na correção do fator de potência.

5.10.3 Dimensionamento dos Motores Elétricos (Ramo das Salas de Teste)

Após calculada a potência disponível no eixo de acoplamento entre o motor elétrico e a bomba centrífuga (\dot{W}_{eixo} – BHP), foi calculada a potência do motor requerido para a aplicação de bombeamento de água para o ramo de alimentação das salas de teste, conforme apresentado na equação abaixo.

Calculando a Potência Necessária para os Motores da Aplicação:

$$\eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 3})$$

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\eta_{elétrico}} = \frac{10771,60}{0,92} = \mathbf{11.708,26 (W)} = \mathbf{15,90 CV}$$

Após o cálculo da potência elétrica requerida, foi necessário consultar o catálogo do fabricante e definir qual equipamento adquirir (correlacionando as características técnicas levantadas em projeto *versus* a curva comercial de venda apresentada pelo fabricante). Abaixo é detalhado o motor elétrico definido para o fornecimento de água ao ramo de alimentação das salas de teste.

- ✓ Tensão: 380 VAC (30,75 A);
- ✓ Rotação nominal: 1782 RPM;
- ✓ Potência: 20,12 HP;
- ✓ Número de pólos: 4;
- ✓ Eficiência: 92,0% - Alta Eficiência (classificação IE2).

A ficha de dados completa do motor elétrico dimensionado para o ramo das salas de teste é apresentada no Anexo P.

Calculando o Rendimento Global do Ramo das Salas de Teste:

$$\eta_{Global} = \eta_{mec} \cdot \eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 4})$$

$$\eta_{Global} = \frac{8.003,3}{11.708,26} = \mathbf{68,3\%}$$

5.10.4 Dimensionamento dos Motores Elétricos (Casa de Máquinas)

Após calculada a potência disponível no eixo de acoplamento entre o motor elétrico e a bomba centrífuga (\dot{W}_{eixo} – BHP), foi calculada a potência do motor requerido para a aplicação, conforme apresentado na equação abaixo.

Calculando a Potência Necessária para os Motores da Aplicação:

$$\eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 3})$$

$$\dot{W}_{ele} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\eta_{elétrico}} = \frac{5824}{0,91} = 6,4 \text{ (kW)} = 8,7 \text{ CV}$$

Após o cálculo da potência elétrica requerida, foi necessário consultar o catálogo do fabricante e definir qual equipamento adquirir (correlacionando as características técnicas levantadas em projeto *versus* a curva comercial de venda apresentada pelo fabricante). Abaixo é detalhado o motor elétrico definido para o fornecimento de água ao ramo de alimentação das unidades de água gelada.

- ✓ Tensão: 380VAC (60Hz);
- ✓ Corrente nominal: 18,46 A;
- ✓ Rotação nominal: 1772 RPM;
- ✓ Potência: 12,34 HP;
- ✓ Número de pólos: 4;
- ✓ Eficiência: 91,0% - Alta Eficiência (classificação IE2).

A ficha de dados completa do motor elétrico dimensionado para o ramo de alimentação das unidades de água gelada é apresentada no Anexo Q.

Calculando o Rendimento Global do Ramo de Alimentação da Casa de Máquina:

$$\eta_{Global} = \eta_{mec} \cdot \eta_{elétrico} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{ele}} \quad (\text{Eq. 4})$$

$$\eta_{Global} = \frac{3675}{6400} = 57,4\%$$

5.10.5 Instrumentação do Processo

Diversos sensores (pressão, temperatura, umidade, nível e vazão) foram instalados ao longo da planta, com o objetivo de prover ao sistema de água sob pressão o monitoramento das grandezas mais importantes e vitais ao processo, conforme detalhado abaixo:

Transdutores de Pressão

Modelo: PTX - Ge Druck (Qty.: 03) – apresentado na figura 62.

Faixa de Trabalho: 0 a 5Bar;

Pontos Instrumentados:

1. Pressão de água de alimentação do ramo das salas de teste;
2. Pressão de água de alimentação do ramo da casa de máquinas;
3. Pressão de água de retorno do tanque inferior.



Figura 62 – Transdutor de Pressão Instalado no Processo (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Sensores de Pressão

Modelo: Manômetro de *Bourdon* e Monovacuômetro (Qtd.: 10)

Faixa de Trabalho: -1 a 1 Bar;

Pontos Instrumentados (Monovacuômetro):

1. Pescadores de sucção de água - bombas ramo salas de teste;
2. Pescadores de sucção de água - bombas ramo casa de máquinas;
3. Pescadores de sucção de água - bombas retorno.

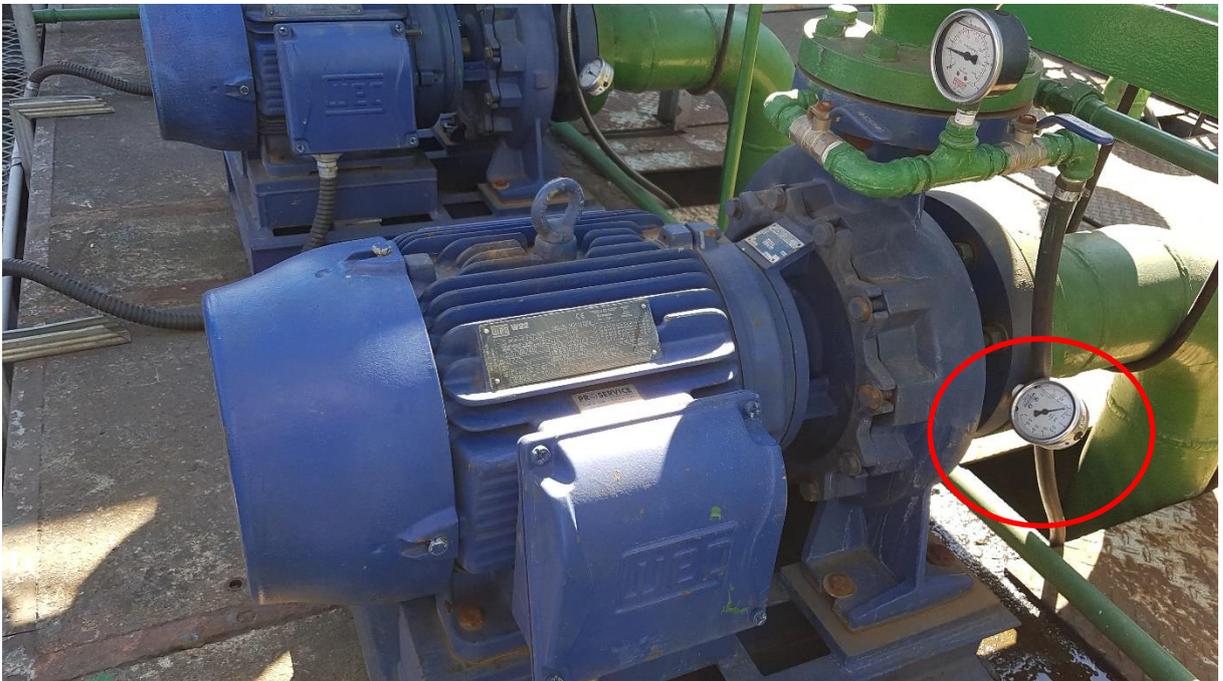


Figura 63 – Monovacuômetro Instalado na Sucção da Bomba (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Pontos Instrumentados (Manômetro de *Bourdon*):

1. Barrilete principal de alimentação das salas de teste;
2. Barrilete principal de alimentação do ramo da casa de máquinas;
3. Flange de saída de água das bombas;

Sensores de Temperatura

Modelo: PT-100 (Qtd.: 16) – apresentado na figura 64.

Faixa de Trabalho: 0 a 100°C;

Pontos Instrumentados:

1. Temperatura Água Tanque Superior;
2. Temperatura Água Tanque Inferior;
3. Temperatura Ambiente;
4. Temperatura na Saída da Torre 1;
5. Temperatura na Saída da Torre 2;
6. Temperatura da Água na Tubulação da Casa de Máquinas;
7. Temperatura da Água no Retorno da Casa de Máquinas;
8. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 1;
9. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 2;
10. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 3;
11. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 4;
12. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 5;
13. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 6A;
14. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 6B;
15. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 7;
16. Temperatura da Água na Tubulação de Saída Sala de Teste 8.



Figura 64 – Sensores de Temperatura PT-100 instalados nas Tubulações do Processo (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Sensor de Umidade Relativa

Modelo: Termohigrômetro Extech RH520A (Qty.: 01);

Faixa de Trabalho: 0 a 100%;

Pontos Instrumentados:

1. Umidade relativa do ar (próxima às janelas das torres de resfriamento).



Figura 65 – Sensor de Umidade Relativa

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Sensores de Nível Ultrassônico (Ficha de Dados no Anexo K)

Modelo: Siemens (Qtd.: 03) – Apresentado na figura 66.

Faixa de Trabalho: 0,25 a 6 metros;

Pontos Instrumentados:

1. Nível do tanque superior;
2. Nível do tanque inferior (*Master*);
3. Nível do tanque inferior (*Slave*).

A instrumentação do tanque inferior com dois sensores de nível, deve-se à maior criticidade desta variável ao sistema de água sob pressão, uma vez que, o tanque de água em questão possui menor capacidade volumétrica de armazenamento de água em comparação ao tanque superior. Desse modo, o controle eficaz do nível do tanque inferior se faz vital para evitar transbordamentos.



Figura 66 – Sensor de Nível (ultrassônico) do Tanque Superior

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Sensor de Vazão Volumétrica (Esquemático Anexo L)

Modelo: Contech (Qtd.: 01);

Faixa de Trabalho: 0 a 100 Litros/min;

Pontos Instrumentados:

1. *Makeup* (vazão de água proveniente da concessionária).



Figura 67 – Sensor de Vazão Volumétrica instalado na Tubulação de *Makeup* (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Chave de Nível Capacitiva (Ficha de Dados Anexo M)

Modelo: Siemens (Qtd.: 02);

Faixa de Trabalho: 0 a 350mm (contante dielétrica mínima: 1.5);

Pontos Instrumentados:

1. Extravador do tanque superior;
2. Extravador do tanque inferior.



Figura 68 – Sensor Extravador do Tanque Superior (Atual)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11 Projeto de Automação da Planta e Sistema de Supervisão

Com o objetivo de prover para o usuário um maior entendimento da dinâmica do sistema de bombeamento de água sob pressão e monitoramento em tempo real das variáveis mais importantes, foi desenvolvida uma automação para o CCM em questão, com um sistema de controle e supervisão, desenvolvido em linguagem de programação *ladder*, por meio de um CLP da Siemens série 7200.

5.11.1 Menu Principal

O novo CCM projetado possui uma coluna individual exclusiva para a automação do sistema de água sob pressão, com uma IHM (interface homem-máquina) de 10" dedicada ao monitoramento em tempo real do processo. O menu principal do supervisor desenvolvido é apresentado na figura 69.

Por meio do menu principal é possível acessar outras sete páginas referentes ao sistema de supervisão do sistema de água sob pressão, conforme detalhado a seguir:



Figura 69 – Menu Principal Automação

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.2 Sinótico

A tela de sinótico apresentada na figura 70 é a tela de supervisão e de monitoramento principal do sistema, pois é possível ter um entendimento completo e em detalhes da planta, por meio da indicação dos sensores de temperatura, de nível dos tanques, pressões, quantidade de bombas ligadas, rotações dos motores elétricos, vazão de *makeup*, alarmes, consumo de água, sentido de fluxo do fluido, purga etc.

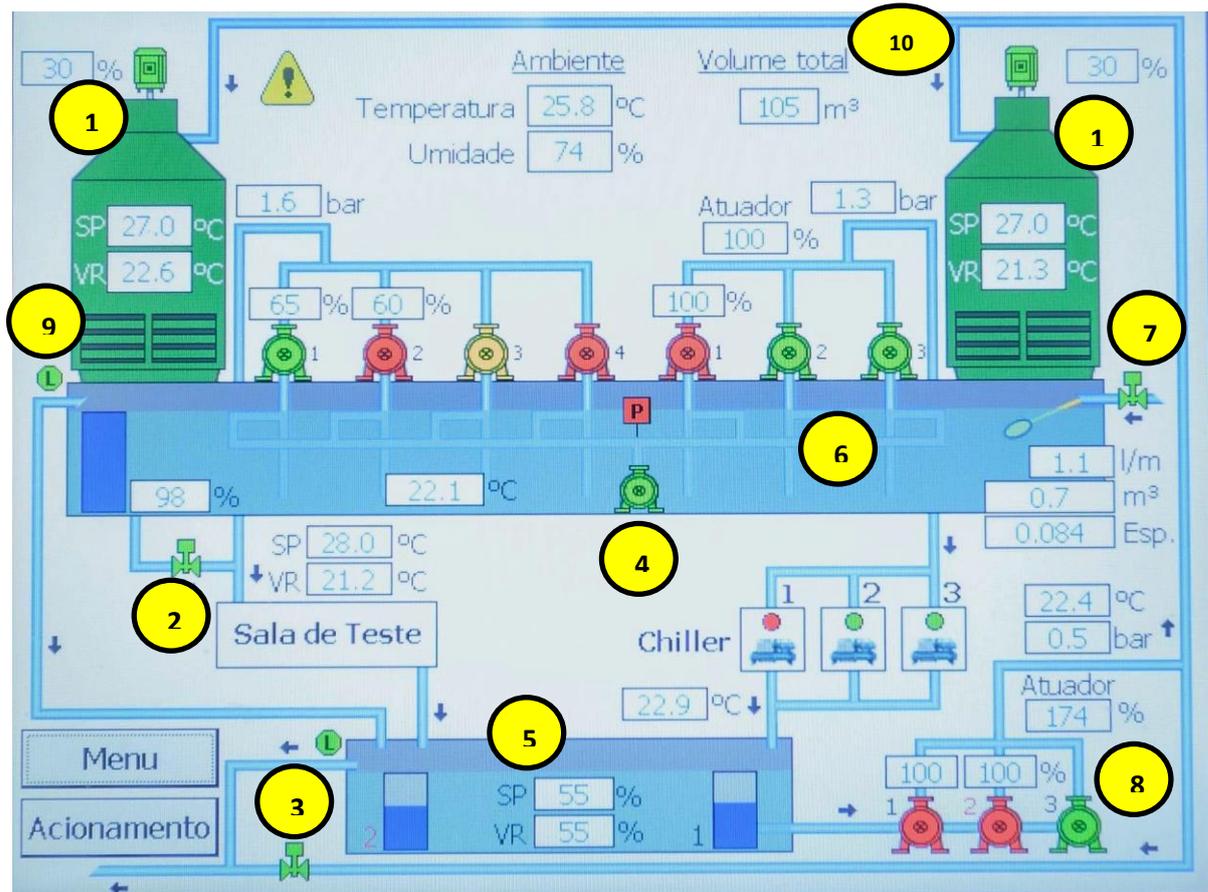


Figura 70 – Sinótico (Supervisório)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Legenda:

1. Torres de resfriamento;
2. Válvula de purga (escorva);
3. Válvula de dreno (*blowdown*);
4. Bomba afogada (pré partida);
5. Tanque de água inferior;
6. Tanque de água superior;
7. Válvula de *makeup* (bóia eletrônica);
8. Bombas de água quente;
9. Sensor extravasor do tanque superior;
10. Volume total de água contida no sistema.

5.11.3 Acionamentos

Pela tela de acionamentos, é possível ligar/desligar todos os dispositivos da planta, tais como bombas (resfriamento, casa de máquinas e retorno), ventiladores da torre, válvulas (purga e *makeup*). Além de possibilitar a leitura das variáveis de temperatura, pressão e nível, é possível ajustar os alarmes (superior e inferior) para cada variável monitorada no processo.

A tela de acionamentos é dividida em quatro páginas, sendo a primeira delas referente ao acionamento das bombas de captação de água no tanque superior e alimentação do ramo das salas de teste, conforme apresentado na figura 71. O usuário pode acessar as demais páginas de acionamentos, por meio dos botões de rolagem (indicados com uma seta) localizados na barra inferior do menu.

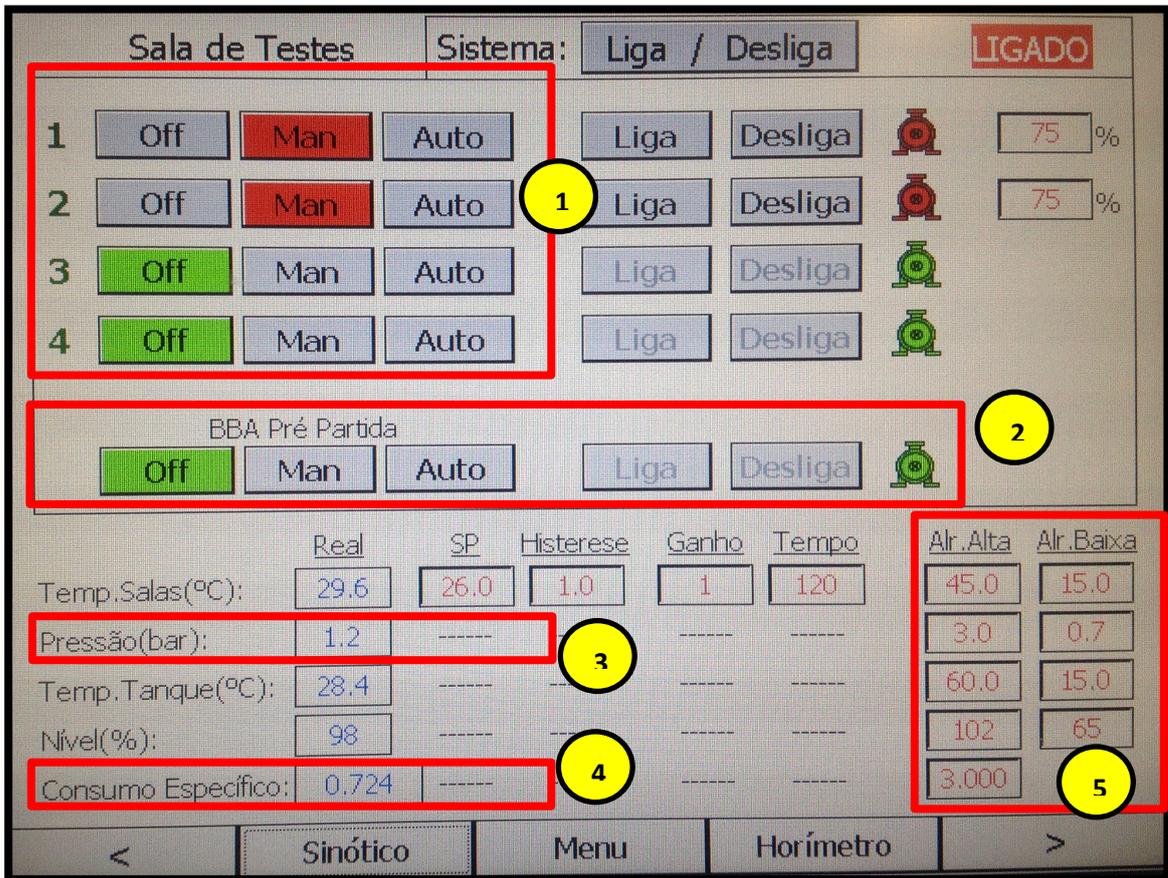


Figura 71 – Página 1 da Tela de Acionamento (Salas de Teste)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Legenda:

1. Bloco de Acionamento das Bombas (Ramo Salas de Teste):

As bombas de captação de água possuem 3 modos de operação, desligado (*Off*), Manual (*Man*) e Automático (*Auto*). Desse modo, cabe ao usuário a opção entre efetuar a manobra de acionamento manual do sistema ou, em caso da seleção do modo automático, o CLP – por meio de programa pré definido e por um controlador que efetua a partida das bombas necessárias para atender aos requisitos técnicos da planta.

2. Acionamento da Bomba de Pré Partida:

A tela de acionamentos possibilita o acionamento manual ou automático da bomba de pré partida. A linha de escorva possui um pressostato que provê a realimentação de pressão desta linha de 3/4” ao CLP da automação desenvolvida, deste modo, quando a pressão neste ponto está abaixo do valor de referência estipulado para escorva (0.8 Bar) a automação (em caso de modo automático) efetua o acionamento do motor elétrico trifásico da bomba de pré partida.

Esta manobra é realizada de maneira ininterrupta até a pressão deste ramo ultrapassar o valor de referência estabelecido em projeto, garantindo, desta maneira, que os pescadores das bombas centrífugas da aplicação estejam cheios de água e habilitados para a partida. O acionamento da bomba de escorva pode ser realizado também via modo manual (a critério do usuário), independente do valor de pressão indicado pelo pressostato.

3. Pressão (Bar):

Exibe a pressão da água no barrilete do ramo de alimentação das salas de teste.

4. Consumo Específico de Água (*Makeup*):

O consumo específico de água expresso em m³/hora indica o volume de água consumido pelo processo de água sob pressão, de acordo com o horário do dia. Este valor é calculado de maneira instantânea, dividindo-se o volume total de água abastecida proveniente da concessionária (medição realizada por meio do sensor de vazão tipo turbina) em um determinado horário do dia, pelo horário atual indicado no relógio do CLP da automação.

De acordo com o volume de água contido no processo, das condições atmosféricas e da demanda térmica planta, o consumo específico de água varia entre 0,5 e 1,5 m³/hora. Desta maneira, esta variável é muito importante para prover ao usuário de maneira rápida e objetiva as condições operacionais do sistema de água sob pressão, em relação ao consumo de água. Em caso de consumo específico tendendo à zero, existe a possibilidade de ocorrer a pane seca no sistema (devido à falta de água), do mesmo modo, se o consumo específico for acima do limite superior pré-definido para o pior caso, é um indicativo de possíveis vazamentos no sistema ou de purga sendo executada pela estação de tratamento de água.

5. Bloco Alarmes

Alr.Alta: Alarme pré definido para limite superior de temperaturas, pressão, nível de água do tanque superior e consumo específico de água (*makeup*);

Alr.Baixa: Alarme pré definido para limite inferior de temperaturas, pressão, nível de água do tanque superior e consumo específico de água (*makeup*). A lista completa de alarmes é apresentada no Apêndice N.

O sinótico e a tela de acionamentos desenvolvida possui o mesmo padrão de cores adotado nas partidas diretas e indicadores luminosos instalados nas diversas gavetas do CCM, seguindo deste modo a norma NR-10, onde a cor vermelho indica que o equipamento está em operação (quente), a cor verde indica equipamento desligado (frio) e a cor amarelo indica falha.

Todos os parâmetros apresentados na IHM com a fonte do texto em azul referem-se a realimentação dos sensores distribuídos ao longo da planta (somente leitura), ao passo que as variáveis com a fonte em vermelho são parâmetros de configuração pré definidos pelo usuário.

A página dois da tela de acionamentos refere-se à interface da automação com as bombas responsáveis pelo fornecimento de água sob pressão para o ramo da casa de máquinas, conforme apresentado na figura 72.

O usuário também pode optar por um dos 3 modos de operação, desligado (*Off*), Manual (*Man*) e Automático (*Auto*). Deste modo, cabe ao usuário a opção entre efetuar a manobra de acionamento manual do sistema ou, em caso da seleção do modo automático, o CLP – por meio de um programa pré definido – efetua a partida das bombas necessárias para atender aos requisitos técnicos do ramo de fornecimento de água às unidades de água gelada, provendo assim, a vazão de água otimizada (de acordo com a quantidade de equipamentos em operação).

A possibilidade de acionamento da bomba de pré partida, a realimentação de temperatura e nível do tanque superior, bem como o consumo específico de água (*makeup*) estão apresentados em ambas páginas de acionamentos (1 e 2).

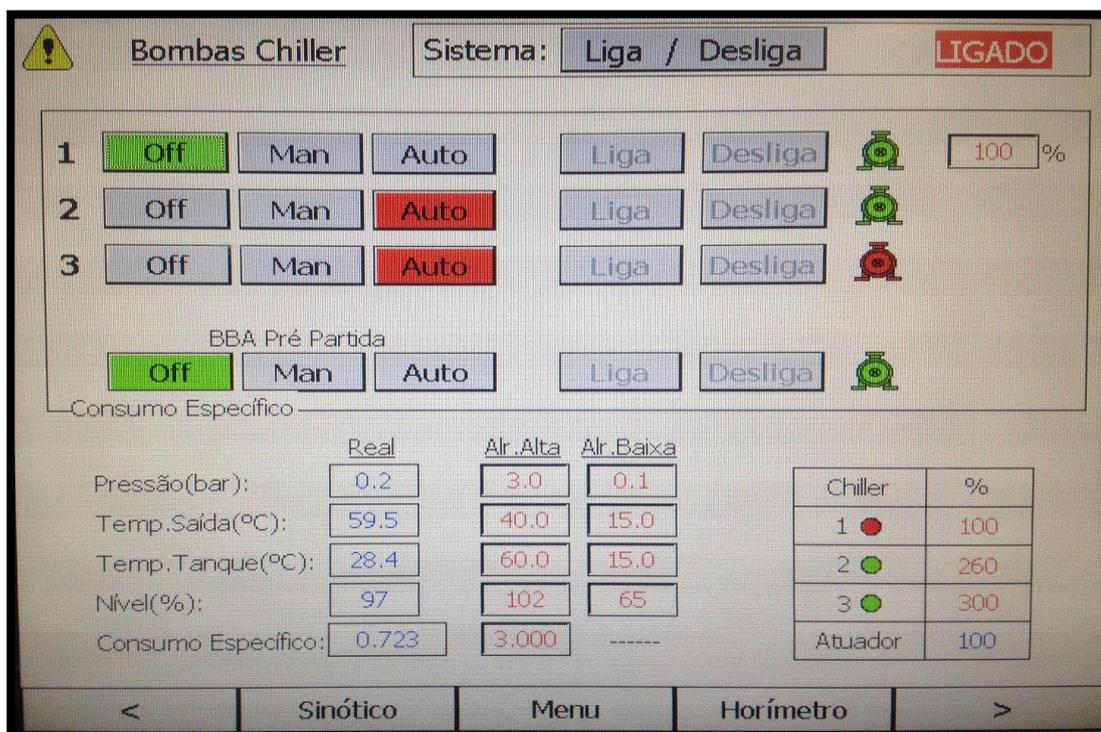


Figura 72 – Tela 2 de Acionamentos

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

No sistema antigo não havia comunicação entre o CCM e a casa de máquinas, deste modo, quando ocorria uma falha na central de controle de motores e, por consequência as bombas de captação de água no tanque superior (3º pavimento) eram desligadas, as unidades de água gelada (localizadas no 1º pavimento) continuavam em plena operação, de maneira desnecessária, consumindo energia elétrica em alta escala, até que algum alarme de temperatura do processo de água gelada fosse acionado, devido à falta de resfriamento nas condensadoras dos trocadores de calor. Esta situação implicava muitas vezes no sobreaquecimento dos compressores e fadiga dos equipamentos.

Do mesmo modo, quando ocorria uma falha na casa de máquinas (localizada no primeiro pavimento do prédio) e os compressores das unidades de água gelada eram desligados, este modo de falha não era transmitido ao CCM antigo, logo as bombas de captação de água para pressurização do ramo da casa de máquinas (localizadas no terceiro pavimento do prédio) continuavam em plena operação, de maneira desnecessária, consumindo energia elétrica e aumentando a vazão de água circulante na planta, conseqüentemente contribuindo para uma maior evaporação de água nas torres de resfriamento.

A interface elétrica entre o CCM desenvolvido e a casa de máquinas da aplicação foi realizada via comunicação digital, por meio de sinais discretos. Desse modo, tanto a central de controle de motores, quanto cada um das três unidades de água gelada enviam seu modo de operação (ligado ou desligado) em tempo real (um ao outro). Assim, em caso de desligamento de um dos equipamentos, o outro dispositivo recebe o *status* de falha e entra em modo de desligamento.

Para abastecimento do ramo de alimentação da casa de máquinas é necessário atender somente a vazão de água nominal requerida pelas unidades de água gelada da planta, dentro de uma faixa de pressão e temperatura estabelecida pelo fabricante (conforme apresentado no capítulo do projeto mecânico).

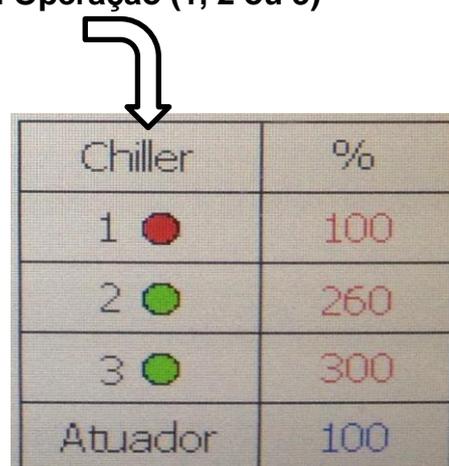
Deste modo não existe um controlador dedicado para as bombas de captação de água deste ramo no modo automático. O controle do fornecimento de água deste ramo é realizado por meio da realimentação da quantidade de unidades em operação e pela correspondência desta quantidade com a tabela 14 (página 128) de entrega de vazão de água nominal, conforme apresentado no fluxograma da figura 73 a seguir:

Quantidade de Unidades de Água Gelada em Operação (1, 2 ou 3)

Status das Entradas Digitais do CCM:

Ligado = Indicador Luminoso Vermelho

Desligado = Indicador Luminoso Verde



Chiller	%
1 ●	100
2 ●	260
3 ●	300
Atuador	100

Vazão de Água Necessária (%)

Status da Saída Analógica do CCM:

100% = Uma bomba ligada na potência máxima;

260% = Um motor na potência e outro em condição parcial;

300% = As três bombas ligadas em condição de potência.

Figura 73 – Tabela Correspondência

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

A página três da tela de acionamentos, apresentada na figura 74, refere-se à interface da automação com as bombas responsáveis pelo transporte da água contida no tanque inferior (localizado no primeiro pavimento), até a entrada das torres de resfriamento (localizadas no terceiro pavimento) e, por consequência ao tanque superior.

O usuário pode optar por um dos 3 modos de operação, desligado (*Off*), Manual (*Man*) e Automático (*Auto*). Cabe ao próprio a opção entre efetuar a manobra de acionamento manual do sistema (operação em malha aberta) ou, em caso da seleção do modo automático (malha fechada), o CLP – por meio de um controlador Proporcional Integral Derivativo (PID) – efetua a partida e atua no controle de rotação dos motores elétricos para atender ao *setpoint* (SP1 ou SP2) de nível pré definido pelo usuário para o tanque inferior.

Assim, por meio da modulação em frequência dos motores elétricos (25CV) acoplados às bombas centrífugas do tanque inferior é possível controlar a vazão de transporte de água do tanque inferior ao tanque superior e então, por meio deste recurso, controlar o nível do tanque inferior, atendendo ao *setpoint*.

Vale lembrar que o sistema antigo possuía um controlador do tipo *On/Off* onde os motores elétricos eram ligados e desligados várias vezes ao longo do dia para manter o nível do tanque numa faixa de controle aceitável, por meio de um sensor do tipo vareta (condutivo), que atuava como realimentação para o sistema.

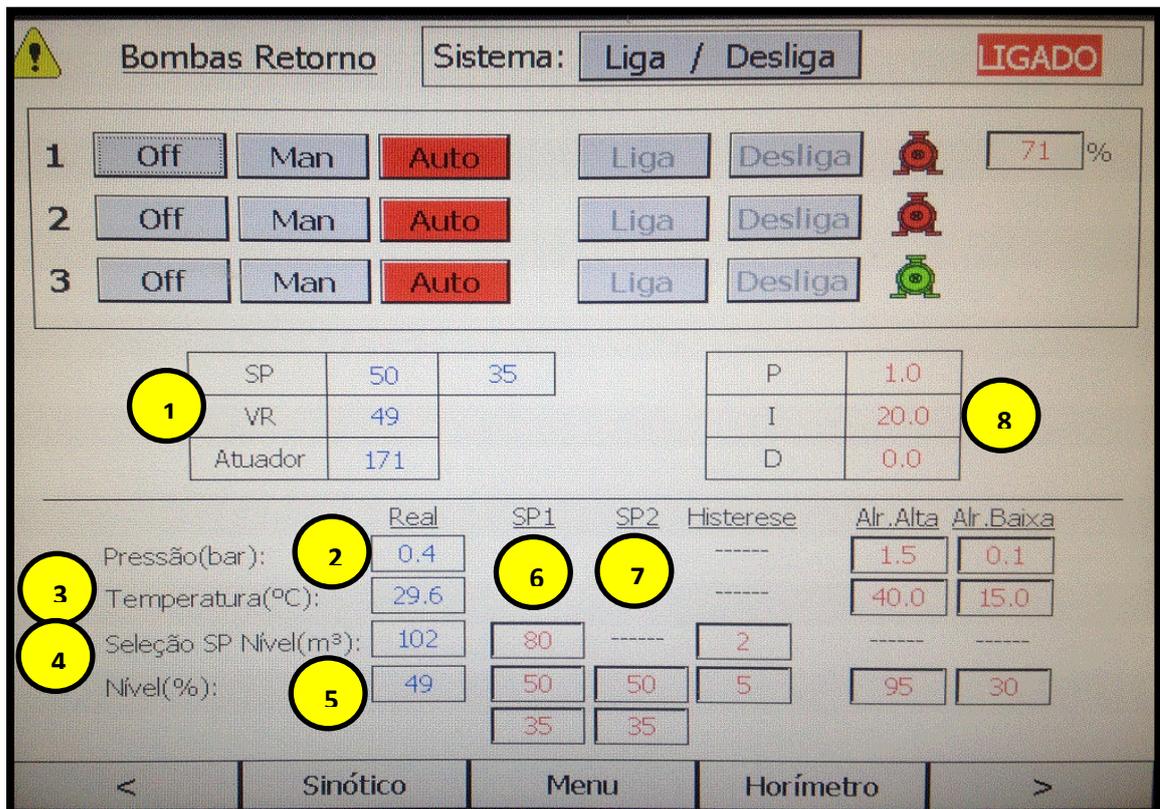


Figura 74 – Tela 3 de Acionamentos (Bombas de Retorno)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Legenda:

1. Bloco de Controle do Nível do Tanque Inferior:

SP: Apresenta o valor do *setpoint* superior e inferior selecionado;

VR: Representa o valor real do nível do tanque inferior;

Atuador: Exibe o percentual de comando do controlador PID (range de 0 a 300%),

2. Pressão (Bar): Exibe a pressão da água na entrada das torres de resfriamento;

3. Temperatura (°C): Apresenta a temperatura da água no tanque inferior;

4. Seleção SP Nível (m³): Exibe o volume total de água contido no sistema;

5. Nível (%): Retorna na tela da IHM o nível de água contido no tanque inferior;

6. SP1: Nível de água desejado no tanque inferior, caso o volume total de água contido no sistema seja maior que o parâmetro *trigger* (pré ajustado pelo usuário);

Parâmetro Trigger;

Setpoint Nível Superior;

Setpoint Nível Inferior;

7. SP2: Nível de água desejado no tanque inferior, caso o volume total de água contido no sistema seja menor que o parâmetro *trigger* (pré ajustado pelo usuário);

Setpoint Nível Superior;

Setpoint Nível Inferior;

8. Bloco Parâmetros Controlador PID

P: Valor do Ganho Proporcional

I : Integral

D: Derivativo

A página quatro da tela de acionamentos (apresentada na figura 75), refere-se à interface da automação com a bóia eletrônica instalada no sistema para o controle da água de reposição *makeup*, purga e com o acionamento dos ventiladores das torres de resfriamento, responsáveis pelo arrefecimento da água posterior à troca térmica do processo.

Ao mesmo modo das demais páginas de acionamento, o usuário pode optar por um dos 3 modos de operação, desligado (*Off*), Manual (*Man*) e Automático (*Auto*) para acionamento dos ventiladores do processo. Cabe ao usuário a opção entre efetuar a manobra de acionamento manual do sistema (operação em malha aberta) ou, em caso da seleção do modo automático (malha fechada), o CLP – por meio de um controlador PID – efetua a partida e atua no controle de rotação dos motores elétricos para atender ao *setpoint* (SP1 e SP2) pré definido pelo usuário, de temperatura de saída de água de cada uma das torres de resfriamento acionadas via inversores de frequência.

A purga do sistema de água sob pressão, quando em modo automático, é efetuada uma vez ao dia por um intervalo de 30 segundos, conforme apresentado na figura abaixo nos campos válvula purga (Intervalo – Horas) e (Purga – Segundos).

Os valores de frequência são pré definidos pelo usuário e esta rotina diária efetua a desaeração das tubulações do sistema. O acionamento é realizado por meio de uma saída digital do CLP da automação, que energiza um solenóide da válvula de *by-pass* acoplada nos barriletes de alta pressão do tanque superior, conforme apresentado no item 2 da figura 70.

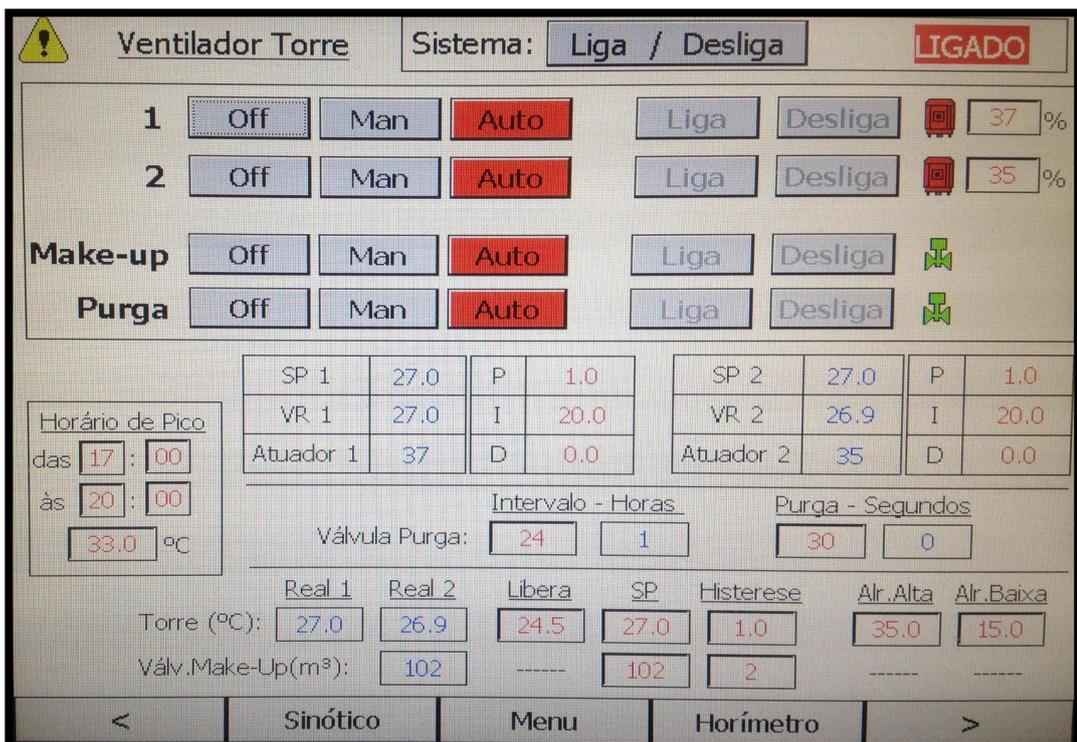


Figura 75 – Tela 4 de Acionamento dos Ventiladores das Torres de Resfriamento

5.11.4 Controle da Água de Reposição (*makeup*)

Para efetuar o controle da água de reposição do sistema, via CLP da automação, foi instalado – em série com a válvula tipo bóia (original do processo), uma válvula 3/4" NF acionada por meio de um solenóide. A válvula NF foi selecionada para esta aplicação para garantir o fechamento da tubulação de *makeup* em caso de desligamento repentino e não programado do CCM, evitando, deste modo, o transbordo dos tanques.

O objetivo da implementação desta bóia eletrônica é controlar o volume total de água contida no sistema, por meio de um *setpoint* pré definido pelo usuário. O controle da válvula de reposição, localizada na tela quatro de acionamentos, é apresentada na figura 76 (destacada na caixa de texto em vermelho).

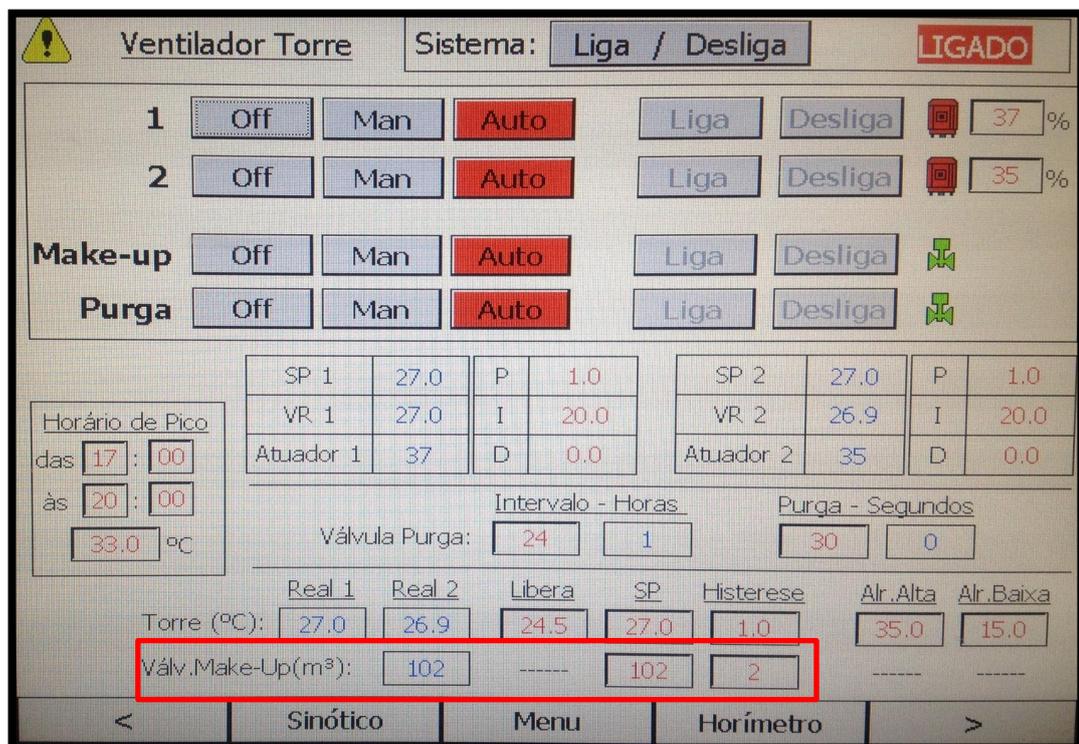


Figura 76 – Tela de Acionamento da Válvula de *Makeup*

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

A variável em azul indica o valor real (realimentação) do volume de água contido no sistema, ao passo que as variáveis em vermelho indicam o *setpoint* (SP) e o valor de histerese respectivamente.

Vale lembrar que o volume total de água do sistema é composto pelo volume contido nos tanques (superior e inferior) somado ao volume de água contido nas tubulações.

Sabe-se que a largura (x) e o comprimento (y) dos tanques são fixos (valores apresentados no item 5.1 – pg74), ao passo que, o valor da altura de água contida no tanque (z) é variável e monitorada por meio dos sensores de nível ultrassônico. Com a realimentação desses sensores, a automação calcula, por meio da equação apresentada abaixo, o volume total de água contida no sistema de água sob pressão.

$$\text{Volume Real (m}^3\text{)} = [\text{Nível do Tanque Superior (\%)} * 0,8178] + [\text{Nível do Tanque Inferior (\%)} * 0,3492] + 6,314 \quad (\text{Eq.20})$$

Onde:

- Constante (0,8178) = Volume (m³) do tanque superior/100;
- Constante (0,3492) = Volume (m³) do tanque inferior/100;
- Constante (6,314) = Volume (m³) de água contido nas tubulações.

O acionamento do solenóide, via saída digital do CLP da automação, para abertura ou fechamento do *makeup* é realizado sempre que o volume real (realimentação) estiver respectivamente abaixo ou acima do valor de controle estipulado pelo usuário (incorporando o valor da histerese), conforme apresentado na tabela 15.

Tabela 15 – Estratégia de Acionamento da Válvula de *Makeup*

Condição	Setpoint	Histerese	Valor de Controle
Abertura <i>makeup</i>	102	2	100
Fechamento <i>makeup</i>	102	2	104

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

O controle do acionamento da válvula de reposição de água por histerese faz-se necessário para diminuir a frequência de acionamento do componente ao longo do dia, aumentando, deste modo, a vida útil da válvula.

Vale lembrar que a bóia antiga do processo (via acionamento mecânico) não era eficaz para controlar o volume de água total do sistema, pois em casos de desligamento repentino do CCM (via desligamento de energia elétrica da concessionária ou quebra de algum componente mecânico), o volume de água em transporte dentro das tubulações, tendia à deslocar-se (por inércia e efeito da gravidade) para o tanque inferior.

Nesta situação ocorria o transbordo do tanque inferior e, por consequência, a diminuição do nível do tanque superior, acarretando na abertura da válvula tipo bóia mecânica, adicionando ainda mais água no processo. Logo, o desligamento repentino, acarretava – no sistema antigo – em alto desperdício de água.

5.11.5 Horímetros/Registros

A tela de horímetro apresentada na figura 77 indica as horas de uso de cada uma das bombas e dos motores elétricos da aplicação, com isso é possível efetuar o controle de maneira eficaz da manutenção preventiva de cada componente. É possível, também via horímetro, efetuar o uso equilibrado das bombas centrífugas do processo, pela implementação de um rodízio.

Quando uma manutenção (preventiva ou corretiva) é efetuada em uma bomba ou motor elétrico da planta, o mecânico de manutenção predial efetua o apontamento do serviço realizado no diário de bordo do CCM e efetua o controle das próximas preventivas, de acordo com o apontamento de horas de operação apresentadas no horímetro.

O programa *Ladder* desenvolvido na automação do CCM gera um alarme ativo quando o horímetro de algum dispositivo do sistema de água sob pressão ultrapassa o valor pré estabelecido pelo usuário, fazendo assim um chamativo para a manutenção preventiva das torres de resfriamento, motores elétricos e das bombas centrífugas.

An intelligent system's main purpose is to move away from corrective maintenance into predictive or preventive maintenance (MERRICK, L. S. et al, 2016).⁹

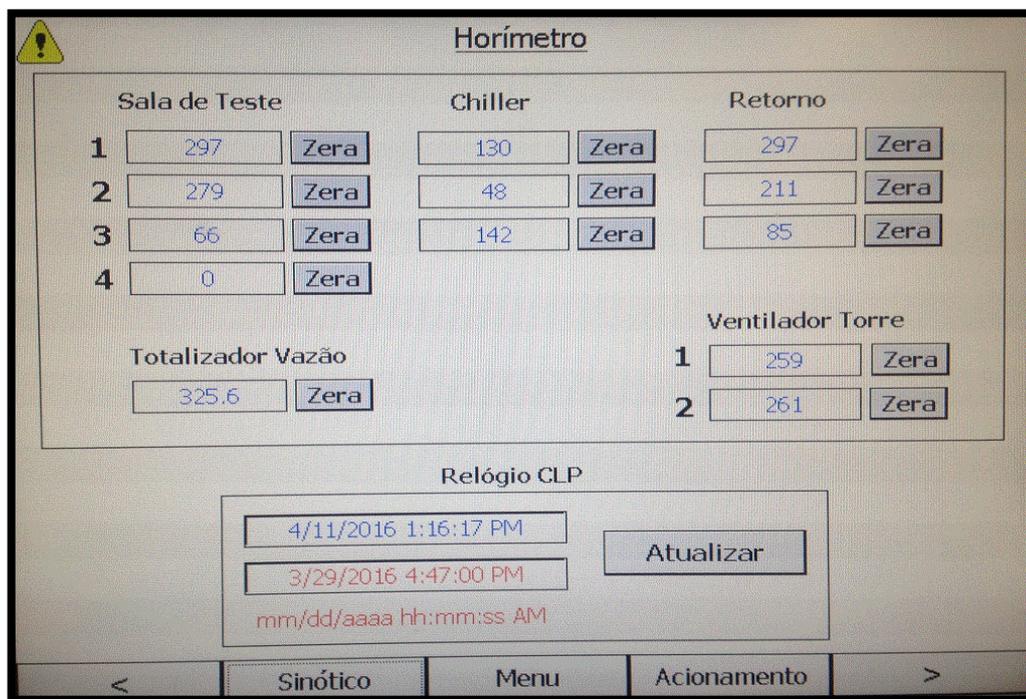


Figura 77 – Tela de Horímetro

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

⁹ O propósito principal de um sistema inteligente é evitar as manutenções corretivas e transformá-las em manutenções preditivas

Por meio dos botões de rolagem localizados no rodapé da tela de horímetros é possível acessar a tela de registros, que indica o histórico (últimos sete dias) do consumo de água e médias da temperatura ambiente, da umidade relativa e da rejeição térmica do processo (Δt), conforme apresentado na figura abaixo.

O objetivo da tela de registros desenvolvida é prover ao usuário o histórico semanal do consumo de água do sistema e apresentá-lo em função da rejeição térmica da planta (trabalho) e das condições atmosféricas (temperatura e umidade na região em torno das torres de resfriamento), fatores estes que influenciam diretamente no processo de evaporação da água.

O CLP possui uma rotina no programa *ladder* que calcula a média aritmética diária das variáveis de interesse e zera o registro às 00:00hrs de cada dia.

Estas variáveis e registros foram utilizados para alimentar o DOE proposto, cuja finalidade é apresentar, por meio de resultados estatísticos, as variáveis majoritárias para o consumo de água do sistema. O resultado detalhado do DOE desenvolvido está apresentado no capítulo 6.

Na primeira linha da figura 78 (destacada na caixa de texto em vermelho), estão apresentados os registros do dia anterior, onde o consumo de água proveniente da linha de abastecimento da concessionária (*makeup*) foi de **9.1m³** (primeira coluna), a temperatura ambiente média de **18°C** (segunda coluna), umidade relativa média de **89%** (terceira coluna) e a variação de temperatura média entre os tanques (Δt) de **0.9°C** (quarta coluna).

Registros			
Vazão m ³	Temp. Ambiente °C	Umidade %	Δt °C
Acumulado Dia 4.1	Média Dia 18.5	Média Dia 88	Média Dia 0.8
Útimos 7 Dias	Útimos 7 Dias	Útimos 7 Dias	Útimos 7 Dias
1 9.1	1 18.0	1 89	1 0.9
2 7.1	2 17.7	2 93	2 0.9
3 14.3	3 20.9	3 78	3 1.1
4 11.9	4 23.1	4 77	4 0.8
5 5.5	5 21.8	5 68	5 0.3
6 10.9	6 20.0	6 71	6 0.6
7 12.5	7 20.5	7 74	7 0.8

Obs: Fechamento às 00:00hs

Figura 78 – Tela de Registros

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.6 Tela Estação de Tratamento de Água

A tela de *interface* com a estação de tratamento de água (figura 80) foi desenvolvida tomando-se como base o projeto da estação de tratamento de água (figura 79), de maneira a possibilitar ao usuário um melhor entendimento da planta e da distribuição dos sensores responsáveis pelo monitoramento dos dados referentes à qualidade da água do processo.

Os dados da estação de tratamento de água são transmitidos ao CCM via comunicação serial RS485 e possibilitam a visualização dos parâmetros de temperatura da amostra, indicadores de taxa de corrosão, condutividade, Ph, turbidez, índice de óxido redução, quantidade de polímeros presentes na água e o *status* de cada uma das bombas dosadoras de dispersantes químicos (biocida e polímero ativo).

É possível também verificar o *status* da válvula de purga da estação de tratamento de água, localizada na tela do sinótico desenvolvida (item 3 apresentado na figura 70) e no rodapé direito, circulado em vermelho na figura 80. Dessa forma, quando a condutividade ($\mu\text{S}/\text{cm}$) da água do processo superar o limite pré estabelecido (limite superior = $1000 \mu\text{S}/\text{cm}$) e, então ocorrer a drenagem parcial da água do sistema, tem-se o registro desta ocorrência na automação. Vale lembrar que nesta situação de drenagem a água do processo estará imprópria para a utilização na planta, pois este indicativo qualitativo da água denota risco potencial de degradação dos diversos trocadores de calor e tubulações do sistema. Logo, será necessária a drenagem parcial da água do sistema e aumento do *makeup* para renovação da água do processo. Deste modo, o histórico dos registros de purga na automação justificam o aumento no consumo de água naquele período.



Figura 79 – Estação de Tratamento de Água

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

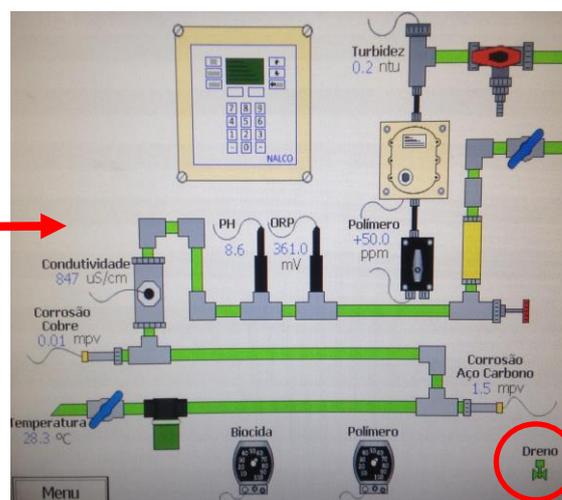


Figura 80– Tela de Interface Desenvolvida Estação de Tratamento de Água

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.7 Tela de Desligamento Programado

Por meio da tela de desligamento da IHM (figura 81) é possível efetuar a programação de até sete desligamentos automáticos do sistema completo de água sob pressão, com data e hora pré-agendados.

Este recurso foi desenvolvido com o objetivo de corrigir uma deficiência do sistema antigo, pois esta não possibilitava o desligamento automático da planta, exigindo – desta maneira – a presença de um processista habilitado para fazer o desligamento aos finais de semana e/ou dias improdutivos do laboratório de motores.

Sendo assim, foi desenvolvida uma rotina (em formato de fluxograma), exclusiva para o desligamento da planta, que requer o desligamento sistemático por etapas do processo, visando a armazenagem no tanque inferior (sem transbordo), da alta vazão de água circulante no processo.

Esta iniciativa de desligamento total do sistema em dias improdutivos visa, tanto a economia de energia elétrica, quanto o atendimento à política energética da empresa e aos requerimentos da ISO 50001.

Vale lembrar que, por questões de segurança e em atendimento às normas NR-10 e NR-12, a manobra para religar o sistema é semi-automática, ou seja, só é possível após a validação e supervisão da manobra pelo usuário do processo, sendo assim, não foi implementado o religamento programado da planta.

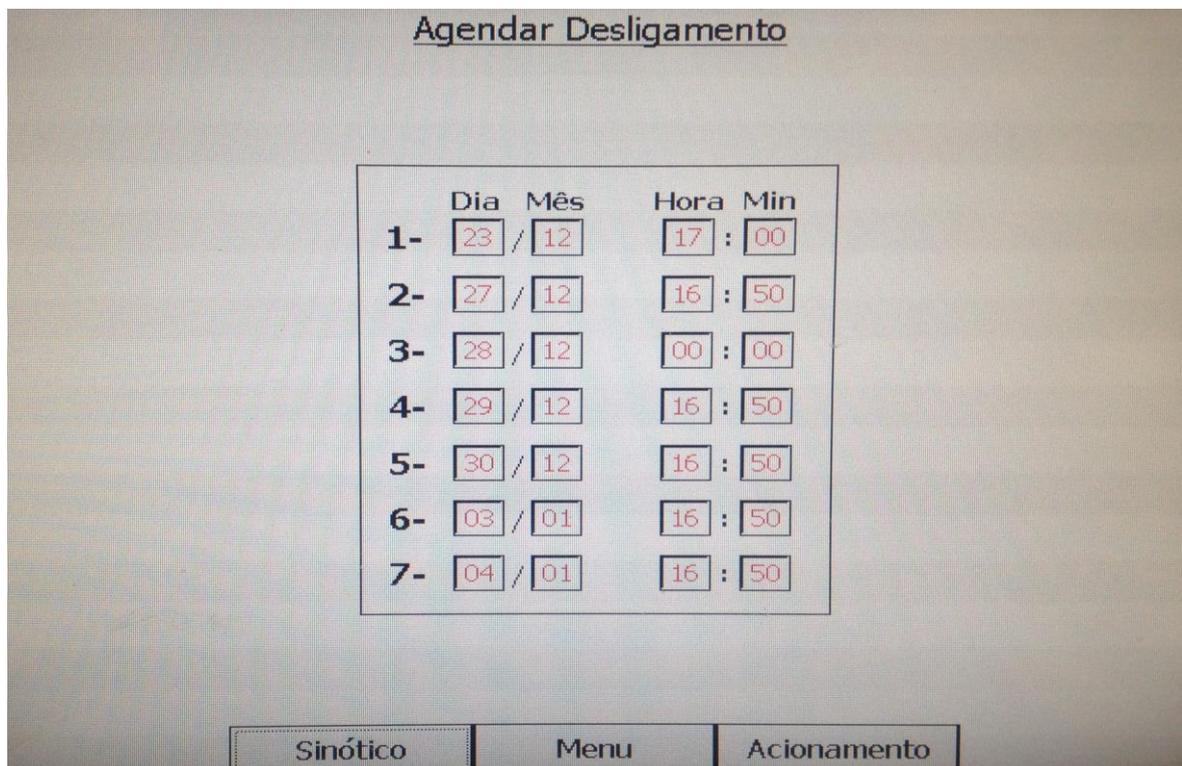


Figura 81– Tela de Agendamentos

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.8 Tela de Temperaturas das Salas de Teste

A tela de temperatura de saída de água das salas de teste, apresentada na figura 82, foi desenvolvida com o objetivo de estimar a rejeição térmica do processo e prover ao usuário, por meio da IHM o entendimento da disposição dos bancos de prova e da distribuição da água de refrigeração no primeiro pavimento do prédio.

Os bancos dinamométricos foram equipados com sensores de temperatura tipo PT-100, instalados nas tubulações de saída de água, ou seja, após efetuada a troca térmica com os sistemas de resfriamento do banco de prova.

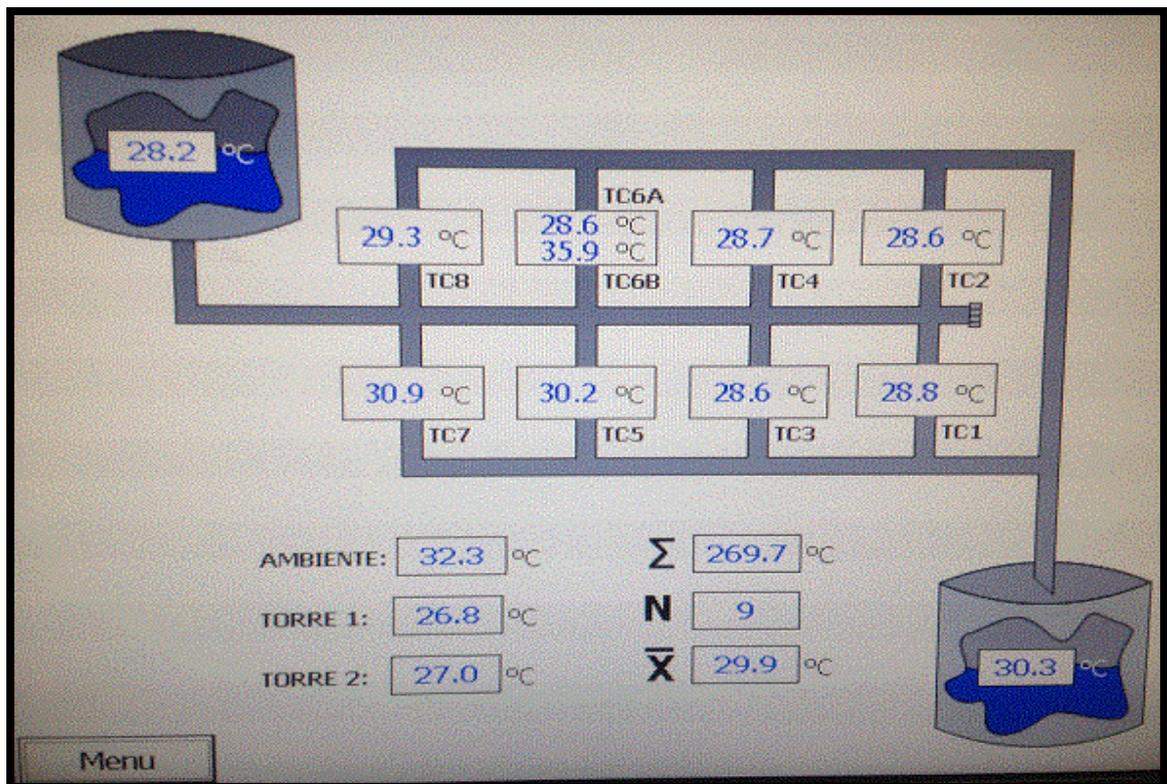


Figura 82– Tela de Temperaturas das Salas de Teste

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Onde:

Σ = Soma do valor da temperatura de saída de água nas tubulações das nove salas de teste;

N = Número de instrumentações válidas para a temperatura de saída de água das salas de teste (leitura válida entre 0 a 50°C);

\bar{X} = Média aritmética da temperatura de saída de água das salas de teste.

5.11.9 Registrador de Dados

Foi implementado um sistema supervisorio com registrador de dados (*data logger*), conforme apresentado na figura 83, para salvar as variáveis principais do sistema de água sob pressão em formato (.csv). O registrador apresentado foi desenvolvido por meio do programa de computador InduSoft.

O principal benefício desta plataforma é prover ao usuário um registro com o histórico do desempenho e dos alarmes do sistema (*post mortem*) das principais variáveis, em caso de desligamento repentino ou quebra de algum equipamento ou componente do sistema.

O registrador desenvolvido possui frequência de gravação de 1Hz, frequência esta compatível com a dinâmica do sistema, provendo uma quantidade de dados suficiente para avaliar e diagnosticar o comportamento do processo sob estudo.

Por meio dos dados obtidos foi possível avaliar também o comportamento e a resposta do sistema mecânico, além de possibilitar a sintonia dos controladores da planta.

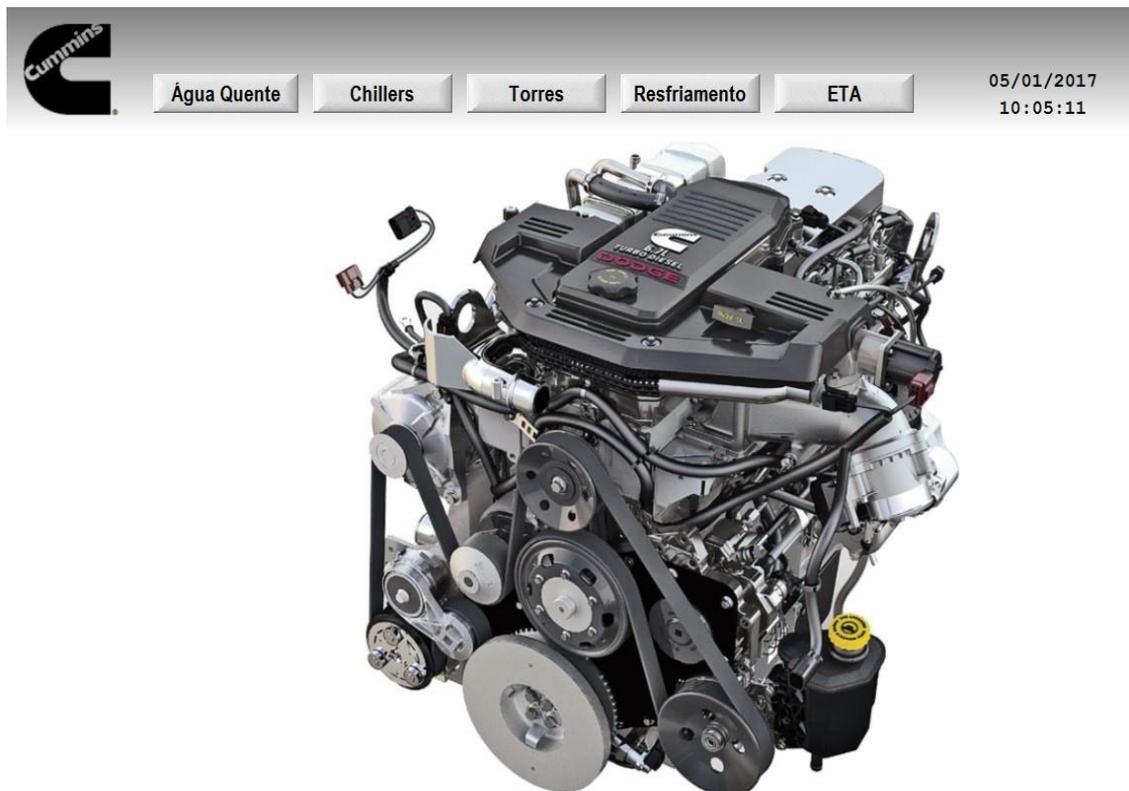


Figura 83 – Menu Principal do Registrador de Dados (InduSoft)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.10 Controlador do Nível do Tanque Inferior

O controlador do nível do tanque inferior é apresentado no diagrama em blocos da figura 84. O *setpoint* do nível desejado é ajustado pelo usuário (processista) por meio da IHM da automação desenvolvida (tela 3 de acionamentos). Este valor é usualmente pré-definido entre 50% e 60%, uma vez que é necessário garantir uma reserva (volume livre) no tanque inferior para armazenar a água da tubulação em caso de desligamento repentino do sistema ou em caso de algum problema/quebra de algum componente do sistema de captação de água do tanque inferior.

A realimentação de nível do tanque é obtido por meio de dois sensores ultrassônicos (*master* e *slave*) instalados em locais distintos no tanque inferior. Os sensores transmitem o valor do nível real para a automação do sistema (via sinal analógico 4..20mA). Este valor de corrente transmitido é transformado, então, para unidade de engenharia (0...100%) pelo CLP da automação e, na sequência, comparado com o valor de *setpoint*.

O controlador PID desenvolvido para esta aplicação efetua o controle do nível por meio da variação da demanda de rotação transmitida aos inversores de frequência (via saída analógica 4...20mA do CLP). Os inversores em questão efetua a modulação em frequência dos motores de 25CV, aumentando ou diminuindo a rotação da bomba centrífuga de modo a obter o nível de água desejado no tanque.

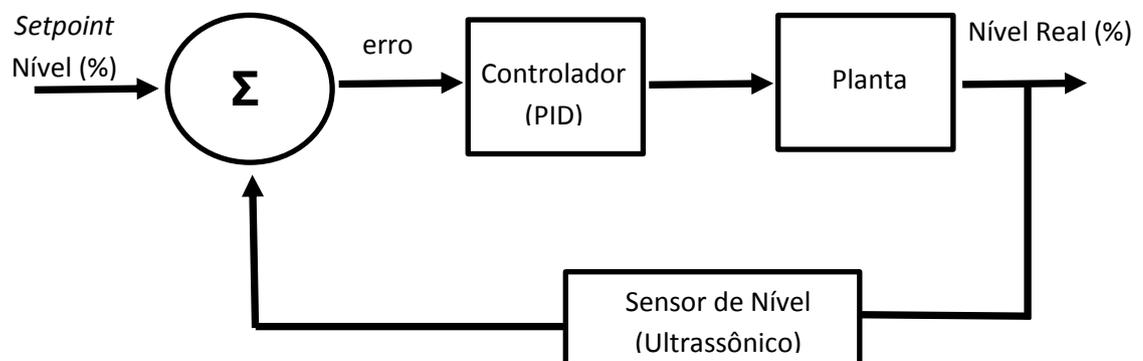


Figura 84 – Diagrama em Blocos Controlador PID (Controle de Nível do Tanque Inferior)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

A função de transferência genérica que define o controlador PID é apresentado na equação abaixo (OGATA, 2010):

$$\frac{U(s)}{E(s)} = Kp \left(1 + \frac{1}{Ti(s)} + Td(s) \right) \quad (\text{Eq. 21})$$

Onde: Kp é o ganho proporcional, Ti é o tempo integrativo e Td é o tempo derivativo

Os valores de K_p , T_i e T_d da função de transferência do controlador PID para controle do nível do tanque inferior foi ajustado e otimizado utilizando-se o método de sintonia de *Ziegler-Nichols*. Se a planta for muito complexa, de modo que seu modelo matemático não possa ser obtido facilmente, então a abordagem analítica do projeto do controlador não será possível. Temos então que recorrer a abordagens experimentais de sintonia (OGATA, 2010).

Este método de sintonia foi projetado para resultar, prioritariamente, em sistemas estáveis. O procedimento padrão prévio para aplicação do método de *Ziegler-Nichols* (método do ganho crítico) é detalhado a seguir:

1. Ajustar os parâmetros do controlador para os seus valores mínimos;

Neste passo foram desligados os parâmetros do controlador PID;

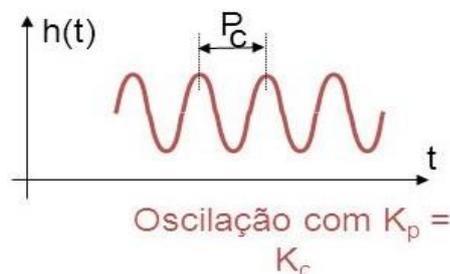
2. Aplicar uma função de teste do tipo degrau unitário;

Neste item foi aplicado um degrau no valor de *setpoint* do nível do tanque inferior (de 50% para 85%).

3. Variar o ganho proporcional (K_p) até que a curva de resposta na saída apresente uma oscilação sustentada.

Neste passo do método foi aumentado o valor do parâmetro proporcional (K_p) e repetido o item 2, de modo a obter a resposta oscilatória (de frequência P_c), conforme apresentado na tabela de *Ziegler-Nichols* para ganho crítico (apresentada abaixo).

Tabela 16 – Parâmetros de Ajuste de K_p , T_i e T_d (Função de Trans. Malha Fechada)



	K_p	K_i	K_d
P	$0.5 K_c$	0	0
PI	$0.45K_c$	$1.2/P_c$	0
PID	$0.6K_c$	$2/P_c$	$0.125P_c$

4. Anotar os valores necessários (K_c) e (P_c) e entrar com os valores encontrados na tabela de *Ziegler-Nichols* para ganho crítico, para determinação dos parâmetros do controlador.

Neste passo foi preenchida a tabela 17 e determinados os parâmetros do controlador.

Tabela 17 – Parâmetros Calculados para K_p , T_i e T_d

	K_p	K_i	K_d
P	$0.5 * K_c$	0	0
PI	$0.45 * K_c$	$1.2 / P_c$	0
PID	$0.6 * K_c$	$2 / P_c$	$0.125 * P_c$

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Após a sintonia do controlador, o tempo de acomodação do nível foi medido e registrado por meio do registrador de dados, este valor é em média igual à 1 minuto, conforme apresentado no gráfico da figura 85 (em vermelho). Vale lembrar que este tempo de acomodação dependerá do degrau aplicado ao novo valor de *setpoint* (o resultado apresentado refere-se à aplicação de um degrau positivo de 10% no valor do *setpoint* do nível inferior).

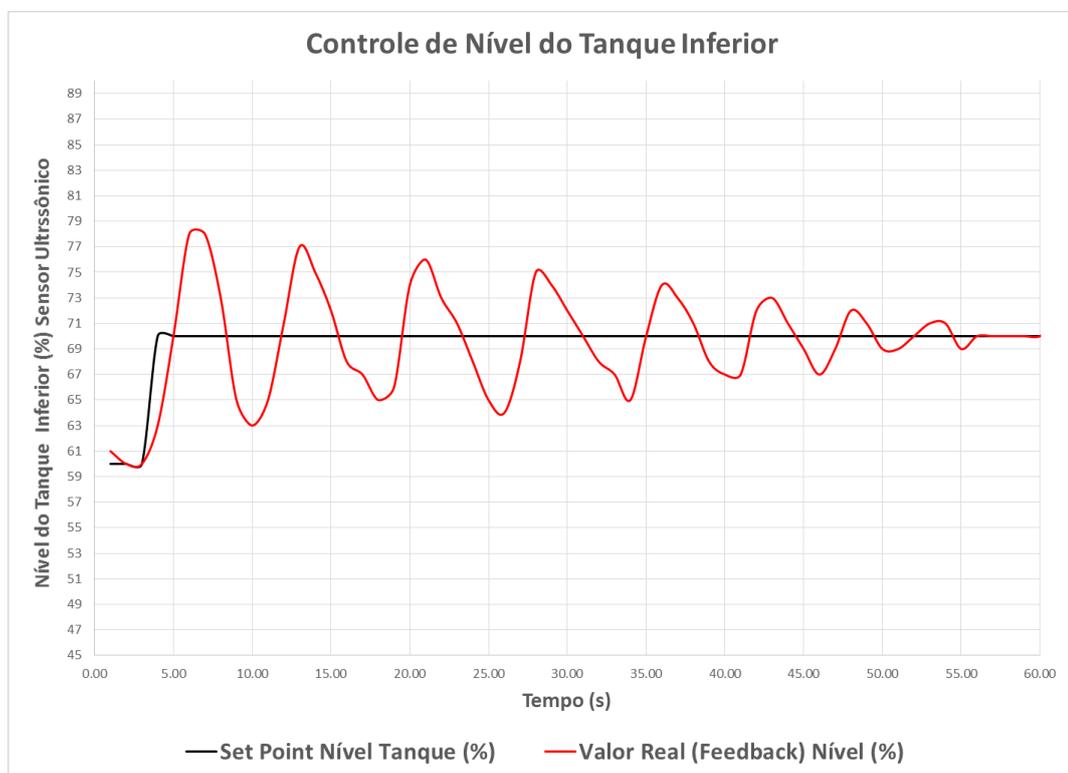


Figura 85 – *Logger* do Tempo de Acomodação (Controle de Nível do Tanque Inferior)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.11 Controle de Nível do Tanque Inferior e Detecção de Erro

O controle do nível de água do tanque inferior, localizado no primeiro pavimento do prédio, é essencial para o bom funcionamento da planta sob estudo devido ao seu dimensional reduzido (em comparação com o volume do tanque superior e da elevada vazão de água circulante na tubulação). O tanque em questão possui uma capacidade de armazenamento (limitada pelo seu dimensional físico) de apenas 29% do volume de água total contida no sistema.

Deste modo tanto a instrumentação, quanto o sistema de controle e supervisão da planta devem ser robustos o suficiente para efetuar o controle do nível conforme o *setpoint* estabelecido pelo usuário, evitando, deste modo, o transbordo do tanque inferior ou a falta de água neste tanque (que acarretará no transbordo do tanque superior e cavitação das bombas de água quente).

Devido à esta criticidade, foram instalados dois sensores de nível do tipo ultrassônico no tanque inferior (conforme apresentado na figura 86), possibilitando, deste modo, a redundância na medição do nível. Os sensores (1 e 2) são classificados como *master* e *slave* (seleção à critério do usuário). A automação utiliza sempre como referência para controle o valor transmitido pelo sensor designado como *master*, ao passo que o valor do nível transmitido pelo sensor *slave* é utilizado para comparação com o valor utilizado como referência (em termos de valor absoluto).

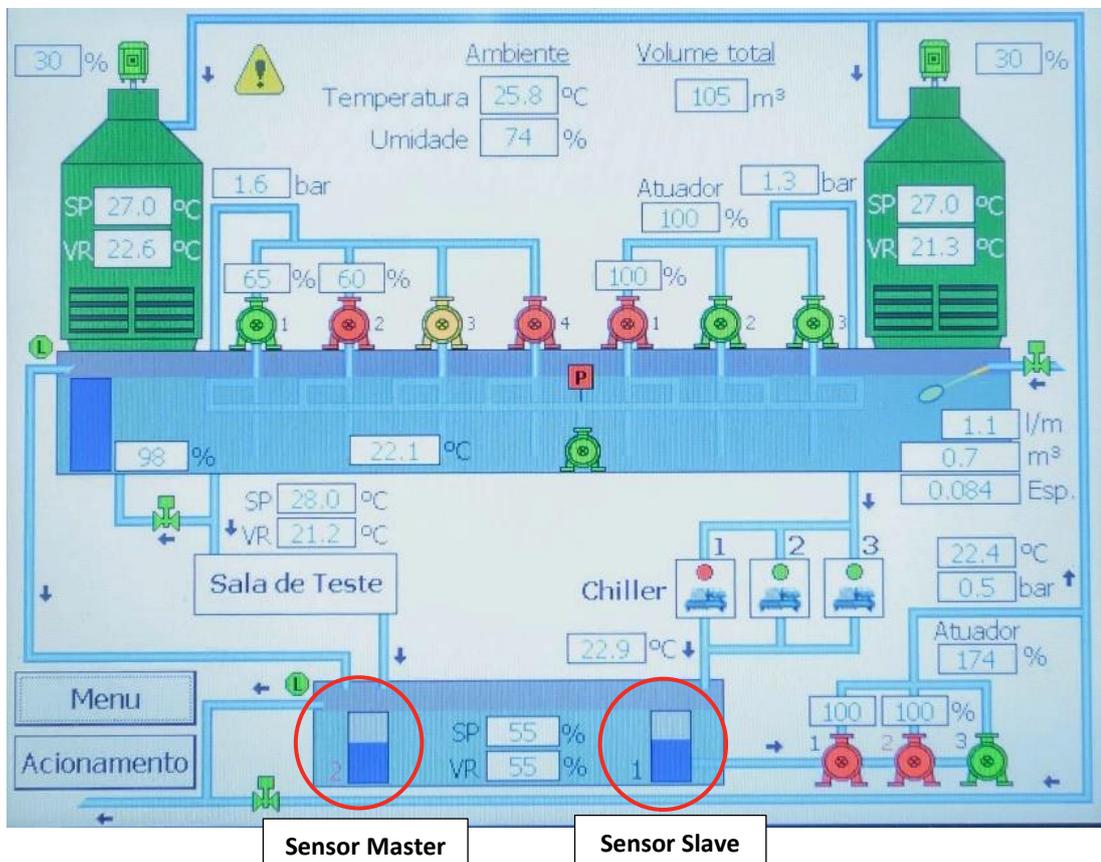


Figura 86 – Tela Sinótico (Sensores Ultrassônico Instalados no Tanque Inferior)

Foi desenvolvida e implementada no programa *Ladder* do CLP da automação, uma rotina para detecção de erro na medição do nível do tanque inferior. A rotina desenvolvida é capaz de detectar três padrões de erro na medição do nível, conforme detalhado a seguir:

1. Valor Transmitido fora da Escala (*range*) Aceitável (4..20mA = 0 to 100%);

A entrada analógica do CLP está configurada para receber o sinal dos sensores dentro da faixa estipulada (4...20mA). Deste modo, em caso de ruptura no cabeamento de transmissão de nível dos sensores ou desligamento da alimentação do sensor, o CLP receberá um sinal de corrente elétrica fora da faixa aceitável, caracterizando, assim, o erro na medição de nível.

Neste caso, um alarme é gerado pela automação, informando ao usuário o tipo de falha e qual sensor estaria com problema na medição de nível. Neste instante, a automação ignora esta medição do sensor *master* e utiliza como referência para o sistema de controle o sinal transmitido pelo sensor *slave*.

2. Elevada Taxa de Variação na Medição do Nível de Água do Tanque;

Dada as dimensões construtivas do tanque inferior (35m³) e a vazão máxima de água circulante no processo (471m³/h = 7,85m³/min) foi calculado o tempo de enchimento do tanque vazio à máxima vazão de água circulante (aproximadamente 4,5 minutos). Logo, a taxa máxima de variação ($\frac{dnível\ (\%)}{dtempo}$) representa um aumento de 22,5% de nível por minuto ou um incremento máximo de 1% de nível no tanque inferior a cada 2,6s.

Logo, se ocorrer um aumento no nível do tanque inferior a uma taxa superior à máxima calculada, trata-se de um erro na instrumentação. O programa *ladder* desenvolvido possui uma chamada de interrupção na qual o programa efetua a comparação entre o valor atual de nível e o novo valor obtido em cada *scan* realizado pelo CLP.

Do mesmo modo, um alarme é gerado pela automação informando ao usuário o tipo de falha e qual sensor estaria com problema na medição de nível. Neste instante a automação ignora esta medição do sensor *master* e utiliza como referência para o sistema de controle o sinal transmitido pelo sensor *slave*.

O gráfico da figura 87 apresenta a curva de transbordo do tanque inferior, levantada para validação do programa *ladder* desenvolvido para detecção do erro (chamada de interrupção) em caso do aumento abrupto do nível de água.

No gráfico apresentado, o valor do *setpoint* estipulado para o nível inferior é de 57% e o sistema encontra-se em regime até o instante 01:41:00. No instante seguinte, as três bombas de água quente (localizadas no tanque inferior) são desligadas para verificação da curva característica e do tempo de enchimento do tanque.

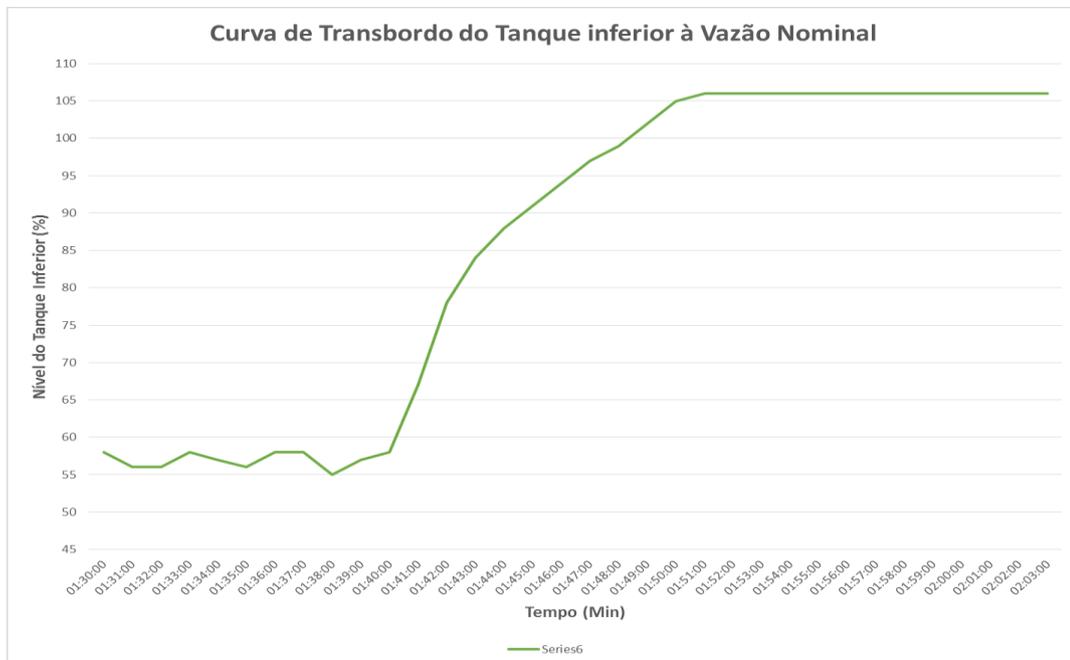


Figura 87 – *Logger* da Curva de Transbordo do Tanque Inferior

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

3. Erro Absoluto na Medição entre os Sensores > 10%.

O programa *ladder* desenvolvido efetua a comparação entre os valores absolutos de nível transmitidos pelos sensores (*master* e *slave*); um alarme é gerado pela automação, informando ao usuário a diferença na medição do nível, quando o erro absoluto na medição é superior à 10%.

Neste caso, o usuário deverá reconhecer a falha apontada e avaliar o sistema dinâmico para diagnosticar a medição errada. A figura 88 indica a leitura dos dois sensores de nível do tanque inferior (1 e 2), onde a diferença na medição é de 1%. O sensor selecionado como *master* pelo usuário fica em vermelho.

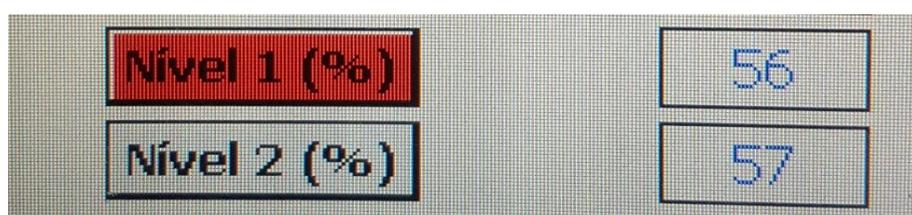


Figura 88 – Leitura de Nível do Tanque Inferior via Sensor *Master* (1) e Sensor *Slave* (2)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

5.11.12 Controlador das Torres de Resfriamento

O controlador das torres de resfriamento atua por meio do *setpoint* estipulado pelo usuário para a temperatura da água nas saídas das torres de resfriamento e o controlador PID atua, por meio dos inversores de frequência, no acionamento dos motores elétricos de 10HP, responsáveis pela rotação dos ventiladores das torres, conforme apresentado na figura 89.

No sinótico, é possível verificar o valor do *setpoint* ajustado (SP) e o valor da temperatura real (VR), amostrada por um sensor do tipo PT-100, instalado diretamente na saída das torres (circulado em vermelho na figura abaixo).

O controlador possui também um *setpoint* de temperatura mínima (libera), para habilitar o controlador. Desse modo, se a temperatura real (VR) na saída das torres for inferior à temperatura mínima pré-ajustada (libera), o controlador irá desligar os ventiladores, uma vez que, neste ponto de operação, o sistema não necessitará de refrigeração (fluxo de contracorrente) entre o ar aspirado pelos ventiladores e a queda d'água, uma vez que apenas a circulação da água – por meio das torres – será suficiente para atender a temperatura de *setpoint* e manter o sistema arrefecido. Assim, é possível obter uma economia significativa no consumo de energia elétrica.

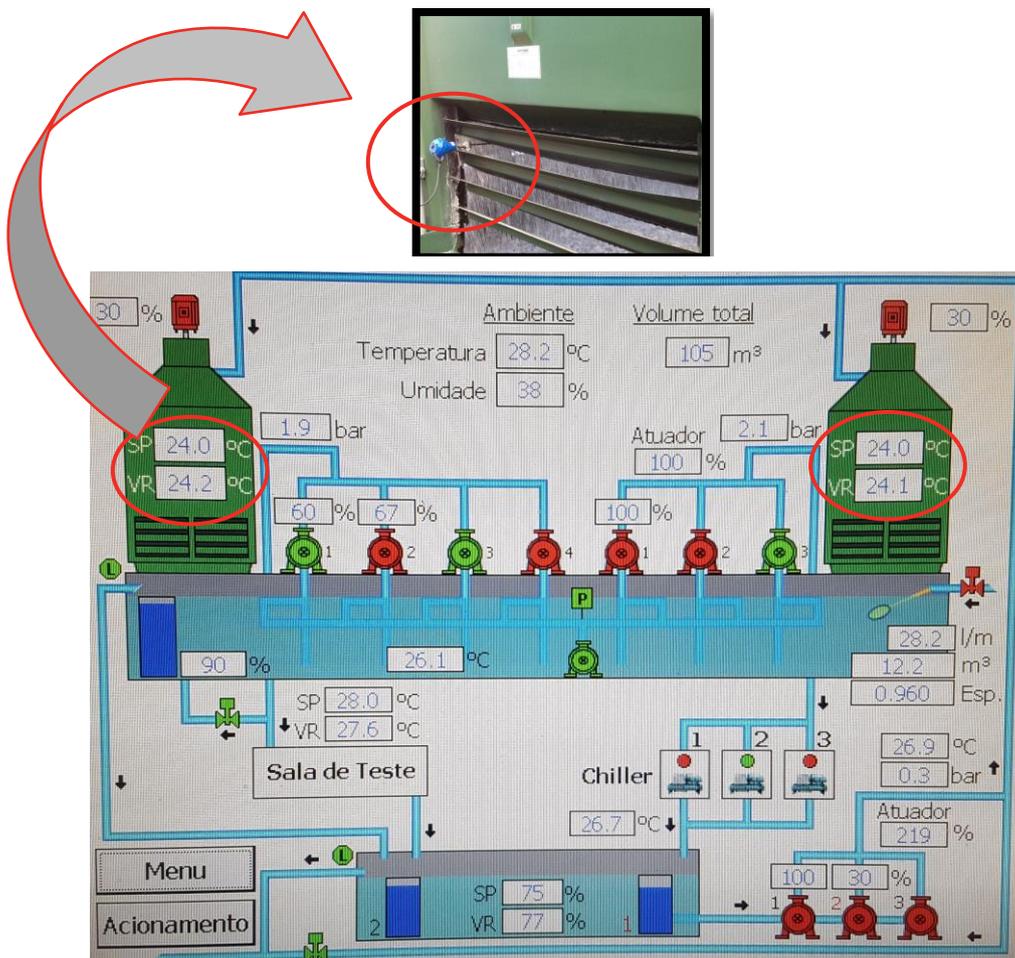


Figura 89 – Sinótico (Supervísório)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

O diagrama em blocos do controlador (PID) dos ventiladores das torres de resfriamento está apresentado na figura 90:

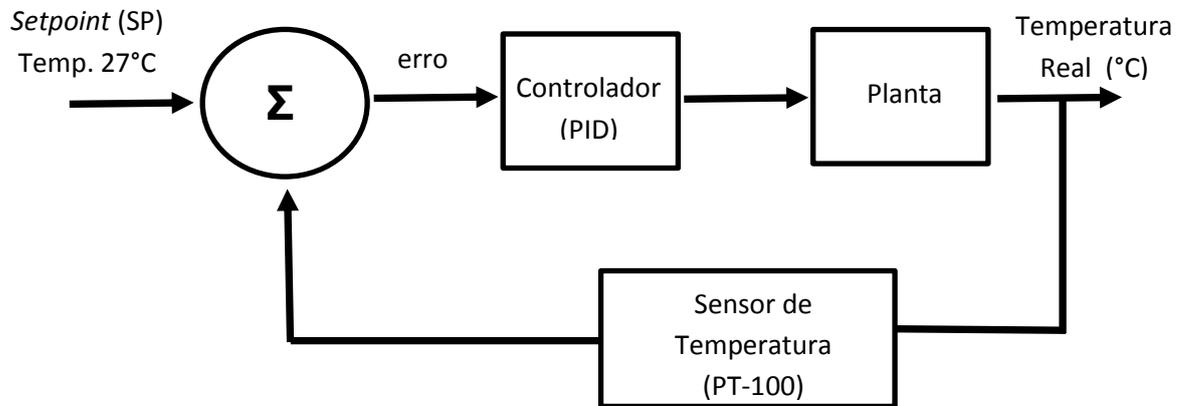


Figura 90 – Diagrama em Blocos Controlador PID (Controle dos Ventiladores das Torres de Resfriamento)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

No diagrama em blocos acima, referente ao controle da temperatura da água na saída das torres de resfriamento, verifica-se o *setpoint* da temperatura de água desejada (27°C). Esta temperatura, ajustada pelo usuário (processista) por meio da IHM da automação desenvolvida (tela 4 de acionamentos) foi determinada no projeto mecânico do sistema, baseado nos requerimentos técnicos do processo (*voice of process*), ou seja, de maneira a atender todos os dispositivos do processo que requerem água sob pressão. Esta faixa de temperatura situa-se entre 24 e 29°C.

A realimentação de temperatura é obtida por meio de sensores de temperatura tipo PT-100 instalados diretamente nas janelas das torres de resfriamento, conforme apresentado na figura 89. Os sensores em questão possuem um conversor interno (de resistência ôhmica para corrente elétrica) incorporado, deste modo, o sensor transmite o sinal de temperatura para a automação do sistema (via sinal analógico 4..20mA), para evitar interferência eletromagnética, uma vez que as torres estão distantes do CCM (localizadas no terceiro pavimento do prédio).

Este valor de corrente transmitido é transformado, então, para unidade de engenharia (0...100°C) no CLP da automação e posteriormente comparado com o valor de *setpoint* de temperatura definido pelo usuário.

O controlador PID desenvolvido para esta aplicação efetua o controle do nível por meio da variação da demanda de rotação transmitida aos inversores de frequência (via saída analógica 4...20mA do CLP). Os inversores de frequência em questão efetua a modulação em frequência dos motores de 10HP, aumentando ou diminuindo a rotação dos ventiladores das torres de resfriamento, de modo a obter a temperatura de saída de água desejada.

O controlador PID dos ventiladores das torres de resfriamento não pode ser otimizado utilizando-se o método do ganho crítico empregado anteriormente no controle de nível do tanque inferior. Vale lembrar que o método em questão requer o aumento do ganho (k) do controlador até obter a oscilação natural do sistema.

Os fatores limitantes (por questões de segurança), para a aplicação deste método de sintonia foram a quantidade de massa do sistema, o diâmetro elevado das pás dos ventiladores ($\varnothing = 2240\text{mm}$) e o tipo de acoplamento (via correias e redutores) entre o eixo do motor elétrico e os ventiladores das torres (conforme apresentado na figura 91).



Figura 91 – Conjunto de Acoplamentos e Redutores para Acionamento dos Ventiladores das Torres

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Deste modo, o sistema de controle para os ventiladores das torres de resfriamento foi ajustado por meio do método do decaimento de $\frac{1}{4}$ de *Ziegler-Nichols*. Este procedimento de sintonia é aplicado a sistemas em malha fechada e consiste na regulagem dos parâmetros do controlador para seus valores mínimos, na aplicação de uma função de teste do tipo degrau unitário e obtenção na saída de uma curva de resposta onde o sobre-sinal máximo é entorno de quatro vezes maior que o segundo sobre-sinal.

Os valores do parâmetro proporcional ($K_{1/4}$) e do período ($T_{1/4}$) que geraram esse comportamento na variável de saída são registrados e então, por meio da tabela de *Ziegler-Nichols* (apresentada abaixo), calculamos os parâmetros P , I e D do controlador.

Tabela 18 – Parâmetros K, Ti e Td (método do decaimento de $\frac{1}{4}$ de *Ziegler-Nichols*)

	K	Ti	Td
P	$K \frac{1}{4}$	-	-
PI	$0,9 K \frac{1}{4}$	$T \frac{1}{4}$	-
PID	$1,2 K \frac{1}{4}$	$T \frac{1}{4}$	$(T \frac{1}{4})/4$

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

O ventilador de uma das torres de resfriamento do sistema de água sob pressão em operação é apresentado na figura 92.

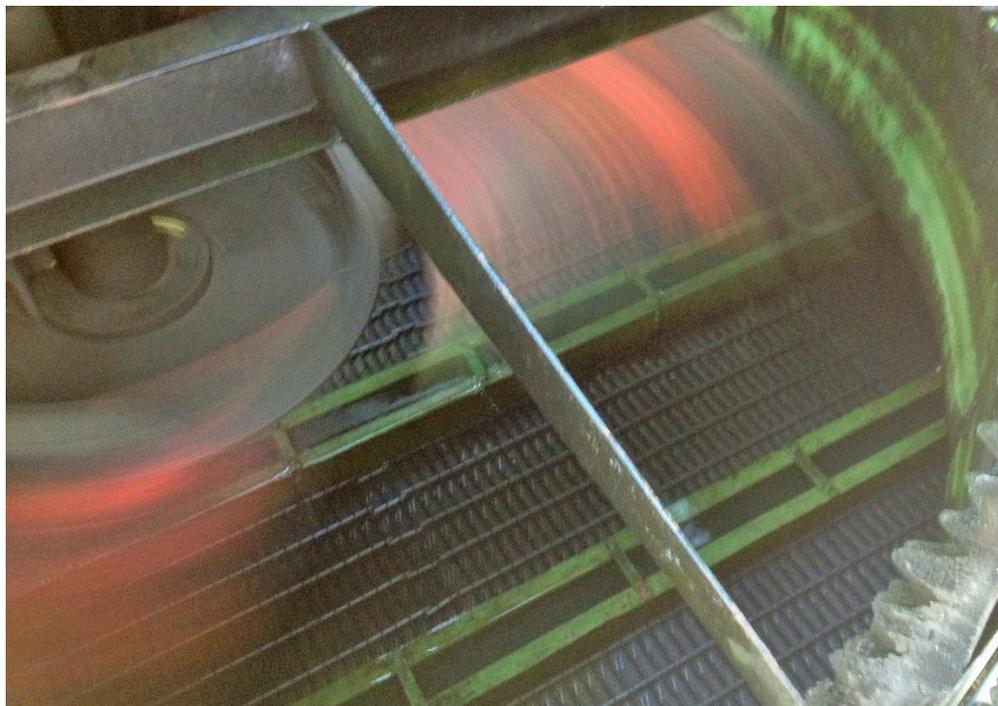


Figura 92 – Ventilador da Torre de Resfriamento em Operação

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Outro benefício do sistema de controle de acionamento das torres é a alteração automática do *setpoint* para o horário de pico (17h às 20h), sendo possível aumentar o *setpoint* de temperatura no horário de ponta, possibilitando, assim, a diminuição da potência elétrica consumida pelas torres de resfriamento neste intervalo do dia, no qual, o custo do kWh é elevado.

O campo (Horário de Pico) em destaque na caixa em vermelho na figura 93 indica o intervalo pré definido pelo usuário para o horário de pico, bem como, a temperatura de *setpoint*, maior que a usual, que será utilizada como referência pelo sistema de controle dos ventiladores das torres durante este período.

Vale lembrar que o processo de água sob pressão possui aproximadamente 123m³ de água contida no sistema e o intervalo de 3 horas (das 17h às 20h) atribuído é curto para causar uma variação de temperatura significativa ao processo.

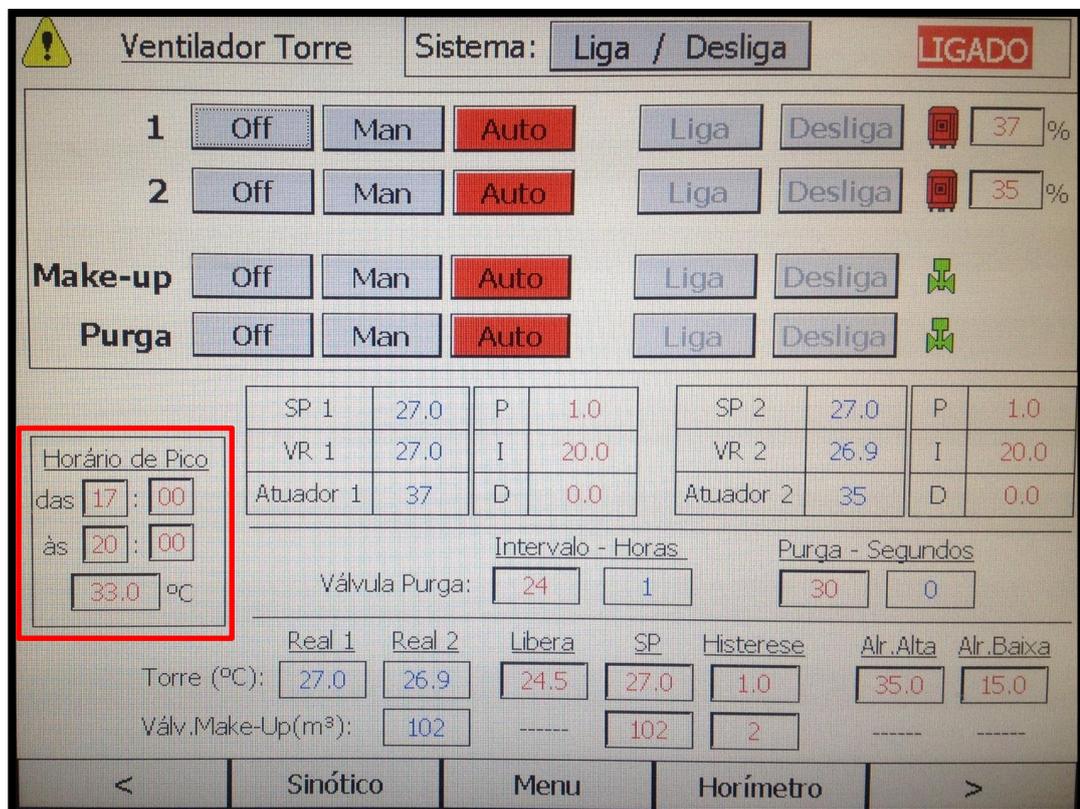


Figura 93 – Tela 4 de Acionamentos Torres de Resfriamento (Horário de Ponta)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Por meio do registrador de dados foi possível avaliar o comportamento do controlador de temperatura da água na saída das torres de resfriamento no horário de ponta. O gráfico apresentado na figura 94 indica a alteração automática do *setpoint* no horário pré determinado pelo usuário (curva azul), ao passo que a temperatura real na saída das torres (realimentação) é apresentada na curva laranja.

O gráfico abaixo evidencia um aumento de 3°C na temperatura da água na saída das torres do sistema, em horário de ponta (em laranja), e o desligamento dos motores elétricos dos ventiladores no mesmo período (curva em vermelho).

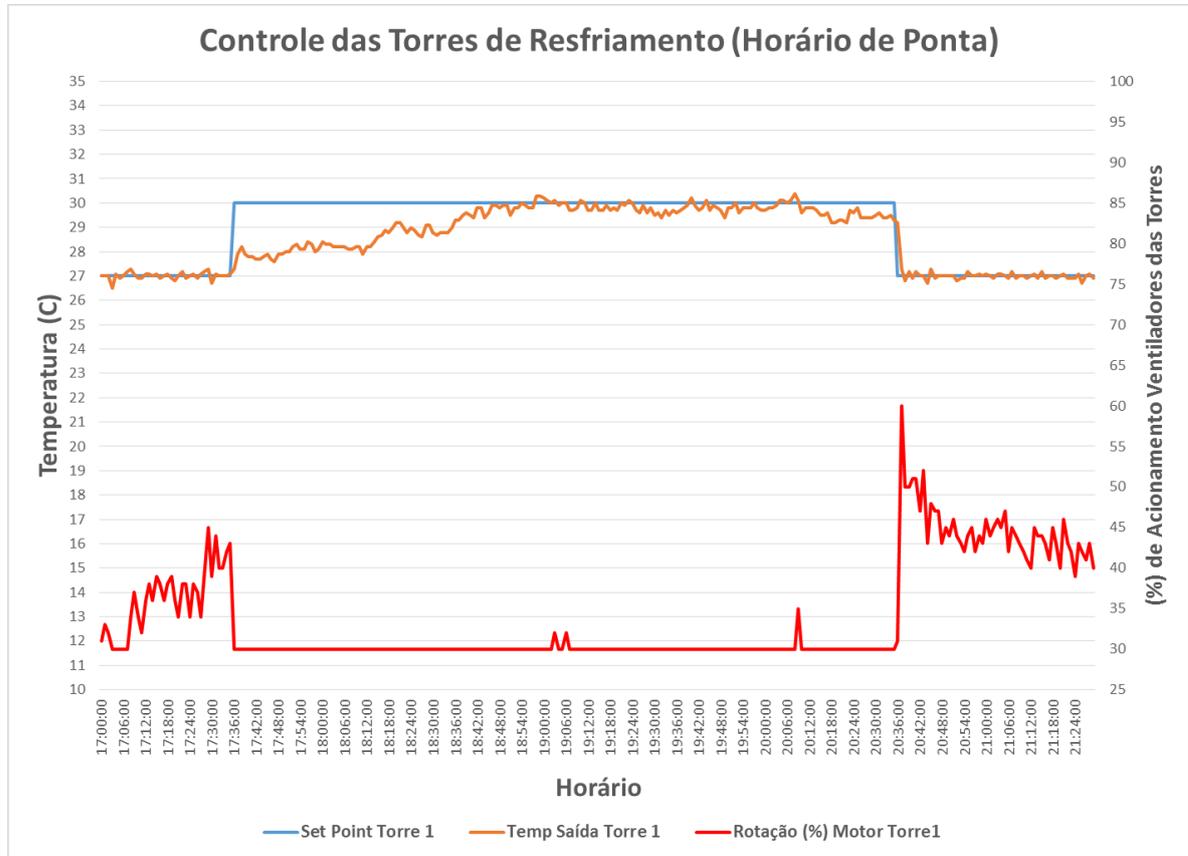


Figura 94 – Logger do Controle de Temperatura na Saída das Torres de Resfriamento (Horário de Ponta)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Ao final do horário de ponta o *setpoint* de temperatura é diminuído e os motores elétricos são energizados para ajustar a temperatura da água, na saída das torres, ao novo *setpoint* (vide gráfico). Este controle é facilitado, neste período do dia, pois as condições atmosféricas são favoráveis (temperatura ambiente menor).

5.11.13 Controlador das Bombas de Resfriamento (Ramo das Salas de Teste)

Foi implementado um controlador do tipo Proporcional e Integral (PI) para efetuar o controle do acionamento das bombas de resfriamento (ramo das salas de teste). O controlador PI foi selecionado para esta aplicação, ao invés do controlador PID tradicional (utilizado no controle de nível do tanque inferior e no controle dos ventiladores das torres), devido ao fato desta malha de controle em questão não requerer a ação de controle derivativa (D), pois este não atua geralmente em processos com variação lenta no tempo.

O controlador das bombas de resfriamento (diagrama apresentado na figura 95 abaixo) recebe o *setpoint* de temperatura requerida pelo usuário (SP), efetua o controle de rotação das quatro bombas deste ramo por meio de dois inversores de frequência e dois módulos de partida suave. A realimentação para o controlador é a média aritmética da temperatura de saída das salas de teste (conforme apresentado na tela de temperaturas da IHM - figura 82).

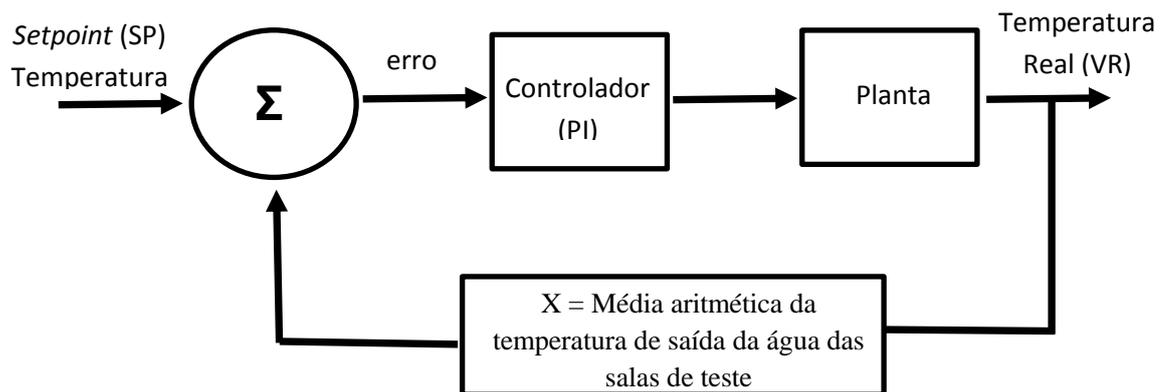


Figura 95 – Diagrama em Blocos Controlador PI (Alimentação de Água Ramo Sala de Testes)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Como o volume de água contido no sistema é elevado (aproximadamente 123m³) a realimentação de temperatura real na saída das salas de teste é um sinal com pequena taxa de variação, ou seja, se ocorrer alguma variação repentina no valor de temperatura lida, trata-se provavelmente de uma deficiência na instrumentação e não na dinâmica do processo.

O uso da média aritmética da temperatura na saída das salas de teste (variável artificial) para a realimentação do controlador PI, deve-ser ao fato desta variável ter um tempo de resposta superior em relação ao sinal proveniente do sensor de temperatura instalado no tanque inferior.

O controlador da planta atua via inversores de frequência e módulos de partida suave, nos diversos motores elétricos acoplados às bombas centrífugas de captação de água no tanque superior, possibilitando, desse modo, o controle da pressão e da vazão de água circulante no processo.

O controlador PI atua no aumento e na diminuição da vazão de água do processo (ramo de alimentação das salas de teste). Se a média de temperatura calculada for inferior ao *setpoint* pré estabelecido pelo usuário (indicando, deste modo, uma baixa demanda), o controlador PI (tipo *split-range*) irá atuar sobre os inversores de frequência, diminuindo a rotação das bombas de captação de água e diminuindo a vazão do fluido refrigerante que será destinado às salas de teste. Como resultado, tem-se a diminuição no consumo de energia elétrica (visto que a corrente dos motores elétricos será diminuída) e a redução no consumo de água (devido a redução da vazão de água circulante nas torres de resfriamento).

De maneira análoga, se a média de temperatura calculada for superior ao *setpoint* estabelecido (caracterizando um aumento de demanda), o controlador PI irá atuar aumentando a rotação dos motores elétricos, provendo dessa forma, uma maior vazão de água ao sistema, atendendo, por consequência, ao aumento da demanda térmica.

O controlador em questão foi ajustado de maneira empírica, atribuindo-se um pequeno valor para o ganho (P) do controlador (que representa um incremento ou decremento moderado de rotação nas bombas), ao passo que o valor da componente integral (I) do controlador foi aumentado gradativamente, de modo a diminuir a frequência de acionamentos para o controlador em malha fechada.

A decisão de utilização do controlador PI ao invés da utilização do controlador clássico PID para esta aplicação foi tomada, uma vez que, a taxa de aumento da temperatura da água do processo é muito pequena, devido ao grande volume de água existente no processo (123m³). Desse modo, se uma variação inesperada ou degrau de temperatura ocorrer no sistema, esta oscilação é oriunda de uma provável falha na instrumentação, ou nos módulos de aquisição de dados do CLP, pois fisicamente dadas as dimensões do sistema, as taxas de variação de temperatura e nível dos tanques são pequenas em função do tempo.

A função de transferência genérica que define o controlador PI é apresentado na equação abaixo (OGATA, 2010):

$$\frac{U(s)}{E(s)} = Kp \left(1 + \frac{1}{Ti(s)} \right)$$

(Eq. 22)

Onde: Ti é o tempo integrativo

6. RESULTADOS

6.1 Resultados de Economia de Energia Elétrica

Com o auxílio de um analisador de energia com registrador de dados, foi possível traçar uma linha de base energética e efetuar um comparativo no consumo de energia do CCM (antes *versus* depois) do sistema de controle implementado. Foram coletados dados por um período de 7 dias. O CCM apresentou um consumo total de 14,3M kWh (antes da implementação) e 8,6M kWh (com o sistema atual automatizado).

Comparativamente, verificou-se que o novo painel apresentou uma redução no consumo de energia elétrica de aproximadamente 40%. Esta redução apresenta uma economia anual de R\$ 166.537,28 (custo do kWh médio atribuído = R\$ 0,56). Os resultados do registrador de dados utilizado no comparativo são apresentados no apêndice A (sistema antigo) e no apêndice B (planta atual).

Após a otimização do processo, foi levantado novamente o mapeamento térmico da temperatura de operação dos motores elétricos (de maneira análoga à apresentada no item 5.6 – página 102). Os motores de 25CV, responsáveis pelo recalque de água do tanque inferior ao tanque superior, apresentaram uma redução na temperatura de operação na ordem de 28% (comparativo de temperatura apresentado nas figuras abaixo). Os resultados da análise de termovisão do novo CCM estão apresentados nos apêndices E e F.



Figura 96 – Temperatura de Operação do Motor Elétrico de 25CV (antes)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)



Figura 97 – Temperatura de Operação do Motor Elétrico de 25CV (depois)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

Essa diminuição na temperatura de operação dos componentes contribui não apenas na economia direta de energia elétrica (dissipada na forma de calor), como também no aumento da vida útil de todos os componentes do circuito de potência de

alimentação dos motores elétricos da aplicação, provendo uma economia atrelada também à manutenção corretiva do sistema. Este também foi um projeto inicial para implementação da ISO 50001 na Cummins Brasil, norma esta voltada para gestão de energia.

6.2 Resultados de Economia de Água e de Produtos Químicos

A planta apresentou também uma economia de 28.8% de água do sistema ao comparar o acumulado de 2015 ao consumo no mesmo período de 2016. Ressalta-se que o consumo de água é proveniente, em sua maior parte, em decorrência do arraste de partículas de água por meio dos ventiladores das torres de refrigeração, evaporação e drenagem do sistema. A economia de água obtida resulta da diminuição da vazão de água circulante na planta (diminuindo assim, o efeito das perdas por evaporação), por meio da redução e controle da velocidade dos ventiladores das torres (acarretando na redução das perdas por arraste), pela eliminação de vazamentos no sistema e pelo controle da qualidade da água.

Esta economia percentual representa uma redução de R\$ 93.574,03 (aproximadamente 4 milhões de litros de água) no acumulado em um ano. Foi obtida também uma redução no consumo dos três produtos químicos utilizados no tratamento e no controle da qualidade da água do sistema (dispersantes, inibidor de corrosão e biocida), pois o sistema otimizado (atual) demanda uma menor quantidade de produtos. Esta economia nos produtos (de aproximadamente R\$ 60.000,00) é diretamente proporcional ao valor obtido na redução de água (28.8%).

O gráfico da figura 98 indica o consumo mensal de água do laboratório de motores (sistema antigo em vermelho) *versus* o consumo de água após a automatização e controle do processo (atual em verde).

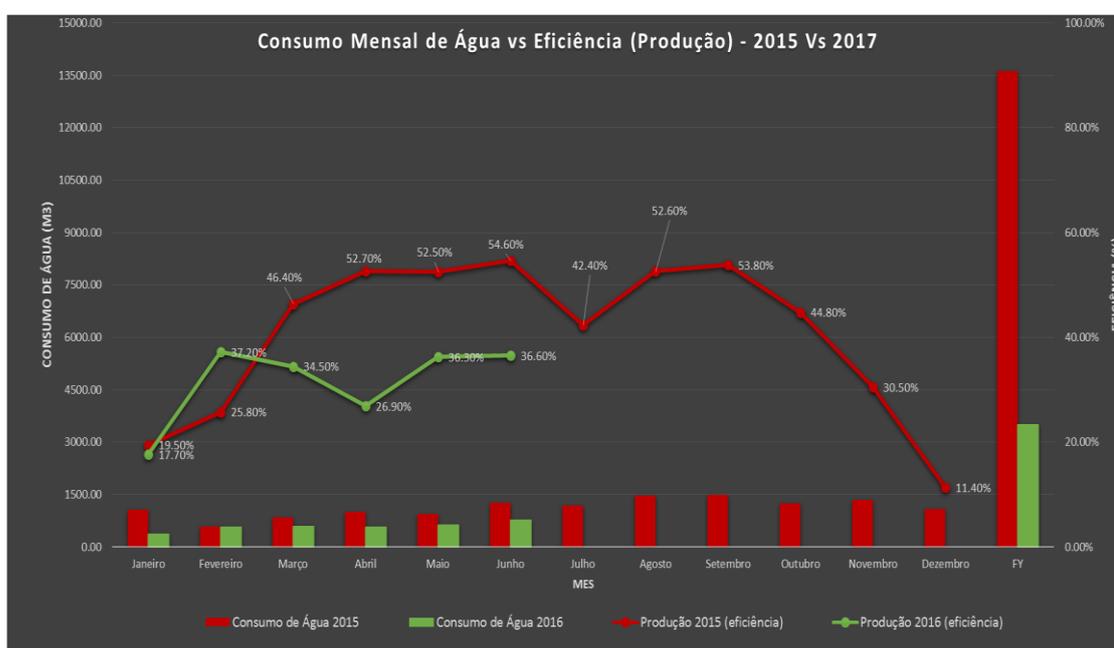


Figura 98 – Gráfico do Consumo Mensal de Água (Antigo 2015) vs (Atual 2017)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Como as eficiências mensais de produção do departamento, apresentadas no gráfico anterior (antigo 2015 vs atual 2017) são diferentes, o comparativo foi realizado tomando-se como base o consumo específico de água.

O consumo específico, apresentado no gráfico tipo barras da figura 99, indica o consumo de água (m³) necessário para prover 1% de produção fabril (eficiência do departamento). Desse modo, tomando-se esta base em comum para avaliação e comparação dos resultados (antes vs atual), verifica-se uma redução significativa com a automatização da planta sob estudo, em especial nos meses mais quentes.

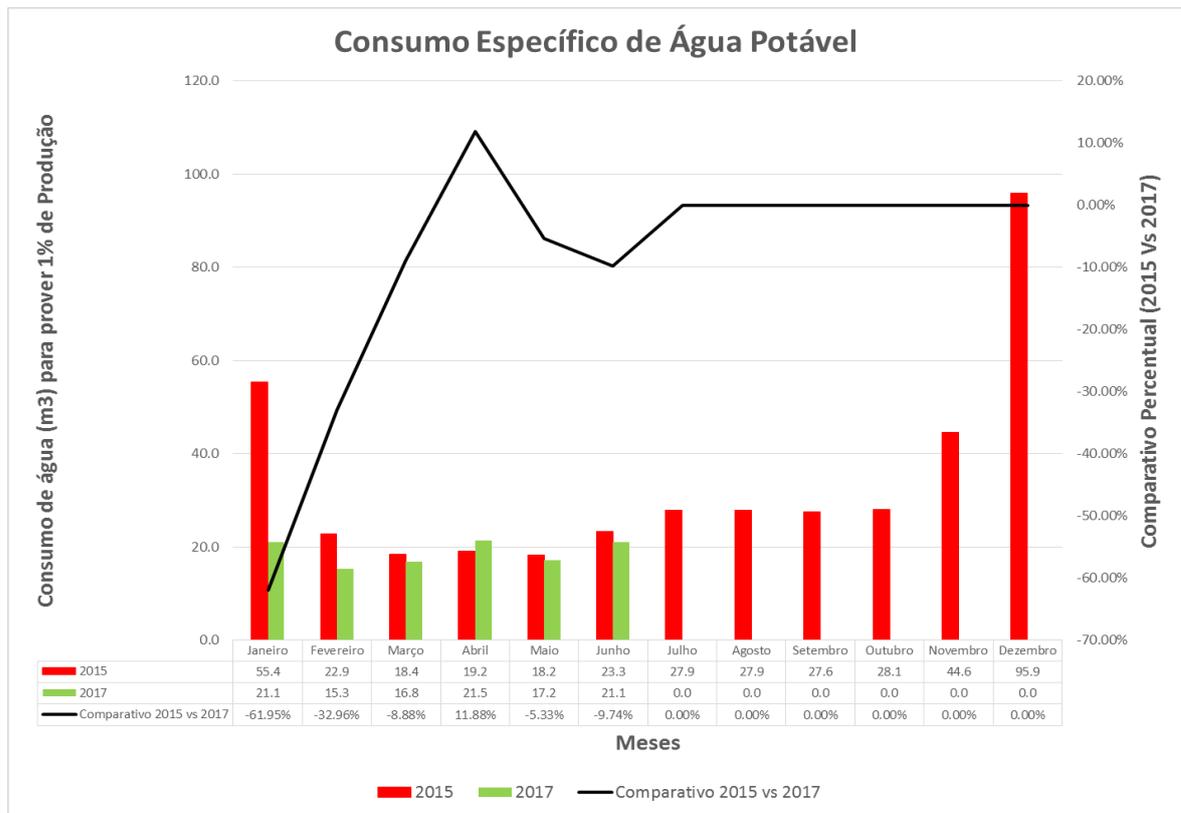


Figura 99 – Gráfico do Consumo de Água Específico (Antes 2015) Vs (Atual 2017)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Dessa forma, a economia anual do projeto (energia elétrica, água e produtos químicos) foi de R\$ 320.111,31 e o retorno do investimento realizado (payback) é de 3,1 anos.

6.3 Logger do HTI (*Hold Time Index*) da Plataforma de Tratamento de Água

O gráfico do HTI apresentado na figura 100 indica um aumento no tempo de retenção de água do sistema. O valor médio do parâmetro avaliado em 2015 (sistema antigo) era de 46.4 horas, ao passo que, no sistema atual o HTI médio é de 90 horas. Este ganho obtido é diretamente proporcional a economia de água e de dispersantes químicos.



Figura 100 – Gráfico de Retenção de Água (HTI) do Sistema

Fonte: Nalco enVision (WGA Brasil)

Vale lembrar que cada sistema é único e possui as suas particularidades de operação. Nesse sentido, todos os parâmetros referentes a qualidade da água devem ser avaliados, otimizados e adaptados de acordo com as características do processo sob estudo. A operação em ciclos elevados de retenção de água pode aumentar a corrosão da tubulação e dos trocadores de calor da aplicação.

O sistema de água atual apresentou um aumento moderado na taxa de corrosão, conforme apresentado no gráfico a seguir. Porém, os valores observados apresentam-se em conformidade com os limites estabelecidos para as ligas analisadas. Os resultados médios (vide gráfico 101), bem como a classificação, seguem apresentados a seguir:

- ✓ Taxa de Corrosão em Aço (3-5 mpy) = Fair
- ✓ Taxa de Corrosão em Cobre (0.16 mpy) = Very Good

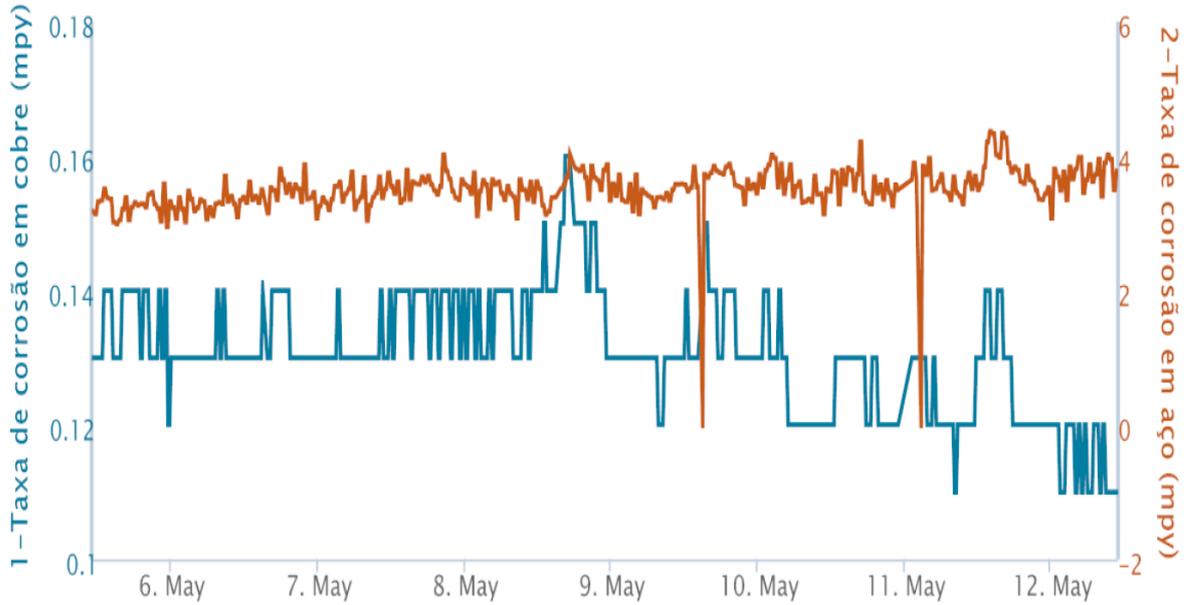


Figura 101 – Gráfico da Taxa de Corrosão do Sistema Atual

Fonte: Nalco enVision (WGA Brasil)

Tabela 19 – Limites Estabelecidos para Ligas Metálicas

		Open Cooling Systems				Closed Cooling Systems			
		Carbon Steel Ferrous Metals		Copper Alloys Yellow Metals		Carbon Steel Ferrous Metals		Copper Alloys Yellow Metals	
		µmpy	mpy	µmpy	mpy	µmpy	mpy	µmpy	mpy
Excellent		< 25	< 1	< 2.5	< 0.1	< 5.0	< 0.2	< 2.5	< 0.1
Very Good		25 – 50	1 – 2	2.5 – 5.0	0.1 – 0.2	5.0 – 7.5	0.2 – 0.3	2.5 – 3.75	0.1 – 0.15
Good		50 – 75	2 – 3	5.0 – 7.5	0.2 – 0.3	7.5 – 12.5	0.3 – 0.5	3.75 – 5.0	0.15 – 0.2
Fair		75 – 125	3 – 5	7.5 – 12.5	0.3 – 0.5	12.5 – 20	0.5 – 0.8	5.0 – 6.5	0.2 – 0.25
Poor		125 – 250	5 – 10	12.5 – 25	0.5 – 1.0	20 – 25	0.8 – 1.0	6.5 – 7.5	0.25 – 0.3
Very Poor		> 250	> 10	> 25	> 1.0	> 25	> 1.0	> 7.5	> 0.3

µmpy = micrometer per year
 mpy = mils per year (where 1 mil = 1/1,000 inch)
 NOTE : Minimize pitting where possible.
 Key Point : Corrosion rates will vary depending on system operating conditions and the corrosivity of the water. Generalization can be misleading at times.

FONTE: (Nalco Cooling Water Technical Manual, 2005).

6.4 Resultados do DOE Desenvolvido

O resultado apresentado pelo programa de computador Minitab de análise estatística (figura abaixo) indica que a variação (Δt) entre a temperatura de alimentação e retorno do sistema é majoritária, logo, possui uma maior influência no consumo de água do sistema, ou seja, quanto maior a rejeição térmica (trabalho realizado), maior o consumo, seguido da temperatura ambiente ao redor das torres de resfriamento e da umidade relativa do local.

De acordo com o gráfico da figura 102, manipulando-se a variável majoritária Δt (eixo das abscissas) circulado em vermelho, acarreta-se maior variação no consumo de água (eixo das ordenadas).

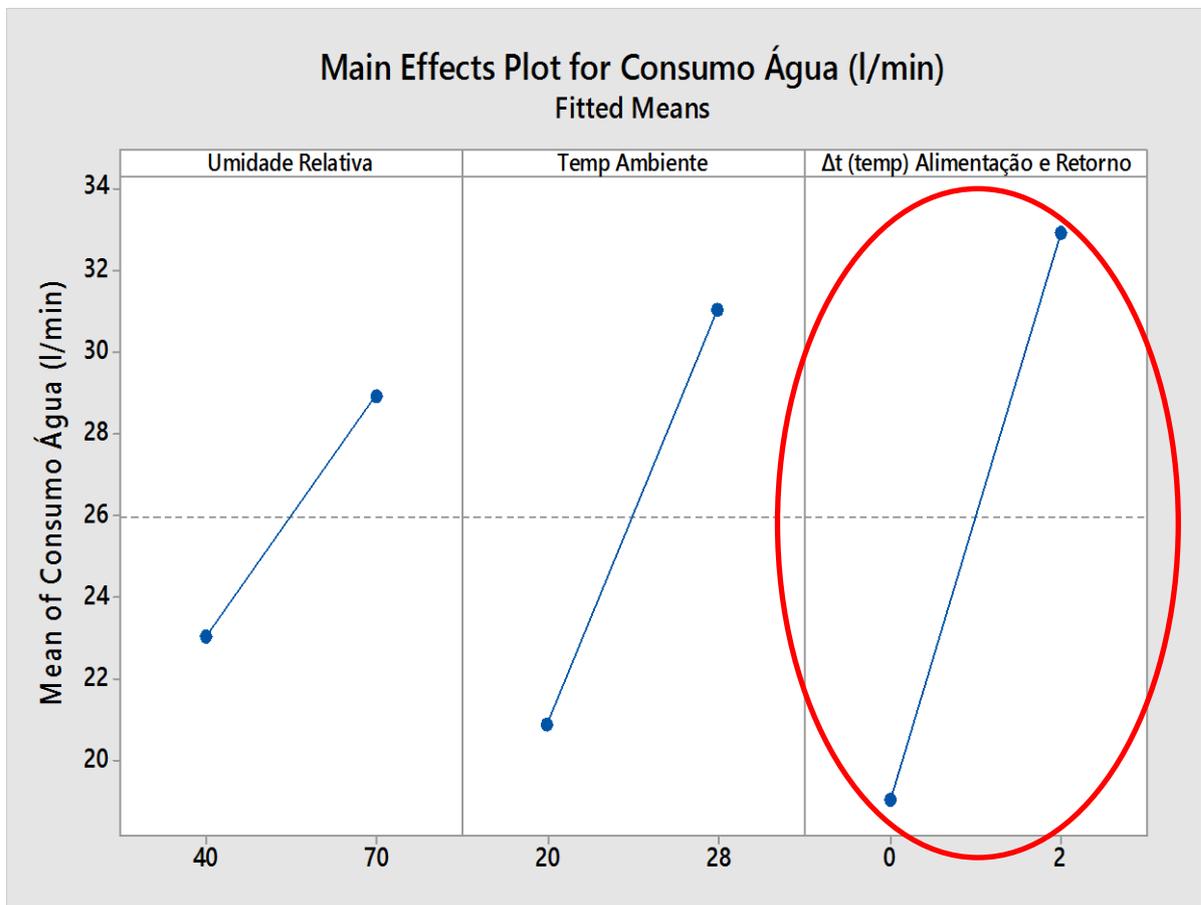


Figura 102 – Variáveis Majoritárias para Consumo de Água

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

O programa de computador de análise de probabilidade e estatística calcula e traça um gráfico que apresenta o comportamento da variável de saída (consumo de água) em função da interação entre as variáveis de entrada. O gráfico com todas as interações é apresentado na figura 103.

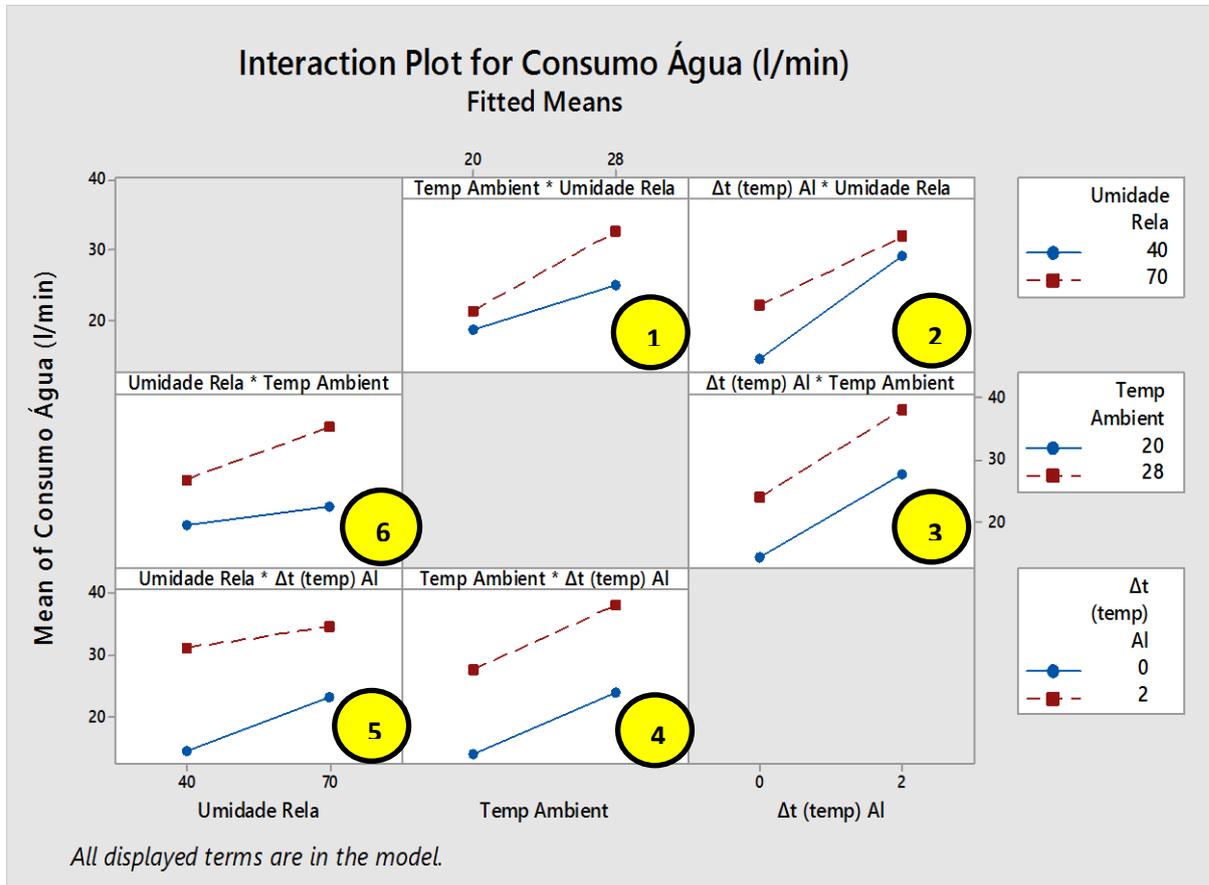


Figura 103 – Interação das Variáveis de Entrada (Fatores)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Por meio do gráfico de interação dos fatores de entrada acima é possível observar o comportamento do consumo de água (eixo das ordenadas), para todas as interações possíveis entre as variáveis de entrada. O gráfico de interações apresentado é analisado aos pares, comparando-se o comportamento dos fatores em nível elevado (linha traçada em vermelho) *versus* o comportamento do fator em nível baixo (linha cheia em azul).

As seis interações apresentadas no gráfico acima foram numeradas (1 a 6) e são detalhadas a seguir:

1. Interação da Temperatura Ambiente Vs Umidade Relativa

Neste primeiro gráfico é apresentada a temperatura ambiente no eixo das abscissas e o consumo de água no eixo das ordenadas. O gráfico em azul (linha cheia) indica o comportamento do sistema quando a umidade relativa é baixa (menor ou igual

à 40%), ao passo que o gráfico em vermelho (linha tracejada) indica o comportamento para umidade relativa alta (maior ou igual à 70%). De acordo com o gráfico, constatamos que quando a temperatura ambiente é baixa a influência da umidade relativa no consumo de água do sistema é menor que quando a temperatura ambiente é elevada.

2. Interação de (Δt) Vs Umidade Relativa

Nesta segunda interação é apresentado o Δt no eixo das abscissas (X) e o consumo de água no eixo das ordenadas (Y); o gráfico em azul (linha cheia) indica o comportamento do sistema quando a umidade relativa é baixa (menor ou igual à 40%), ao passo que o gráfico em vermelho (linha tracejada) indica o comportamento para umidade relativa alta (maior ou igual à 70%). Conforme o gráfico, constatamos que quando Δt é baixo, a influência da umidade relativa no consumo de água do sistema é maior que quando o Δt do processo é elevado.

3. Interação de (Δt) Vs Temperatura Ambiente

Nesta terceira interação, é apresentado o Δt no eixo das abscissas e o consumo de água no eixo das ordenadas. O gráfico em azul (linha cheia) indica o comportamento do sistema quando a temperatura ambiente é baixa (menor ou igual à 20 C), ao passo que o gráfico em vermelho (linha tracejada) indica o comportamento quanto a temperatura ambiente é alta (maior ou igual à 28°C). De acordo com o gráfico, constatamos que os dois segmentos de reta (vermelho e azul) são paralelos, evidenciando o mesmo efeito da temperatura na variável de saída (consumo de água).

4. Interação da Temperatura Ambiente Vs (Δt)

Avaliação: Idem ao gráfico 3 apresentado, porém, com o eixo (X) invertido.

5. Interação da Umidade Relativa Vs (Δt)

Avaliação: Idem ao gráfico 2 apresentado, porém, com os eixo (X) invertido.

6. Interação da Umidade Relativa Vs Temperatura Ambiente

Avaliação: Idem ao gráfico 1 apresentado, porém, com os eixo (X) invertido.

Gráficos de Contorno (Contour) para o Consumo de Água

As regiões equipotenciais de consumo de água estão apresentadas no gráfico da figura 104. Verifica-se a interação entre a umidade relativa e temperatura ambiente para Δt (diferença de temperatura entre os tanques) = 1°C.

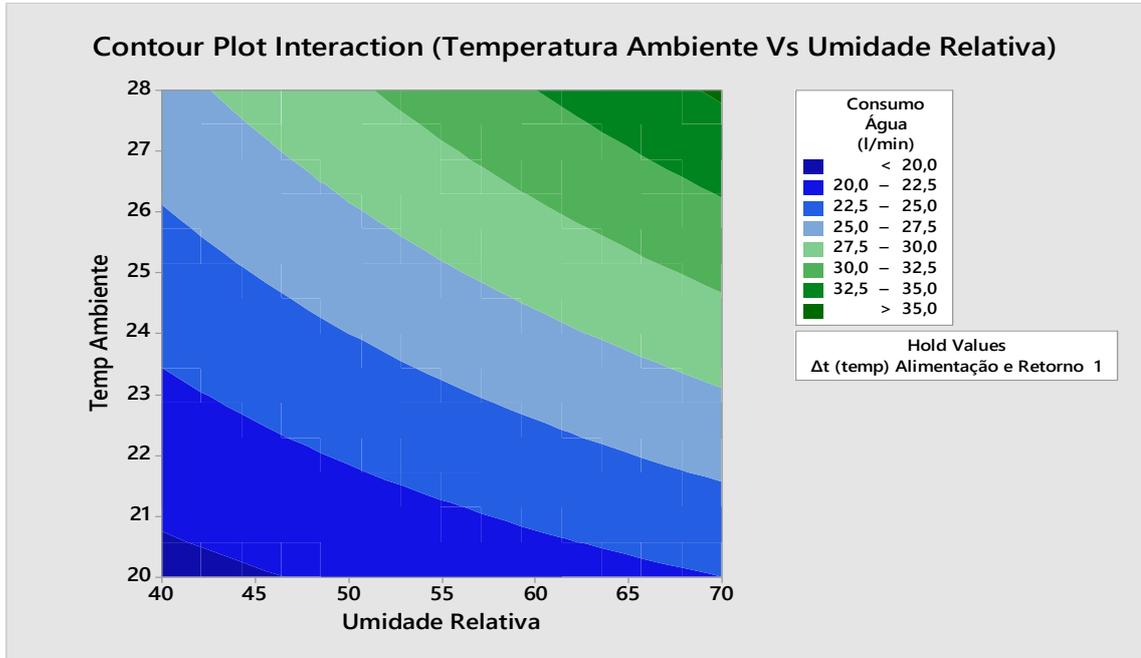


Figura 104 – Gráfico Contour para a Interação das Variáveis Temp. Ambiente, Umidade Relativa e ($\Delta t = 1^\circ\text{C}$)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Do mesmo modo, o gráfico da figura 105 apresenta a interação entre Δt e umidade relativa (para temperatura ambiente fixa de 24°C).

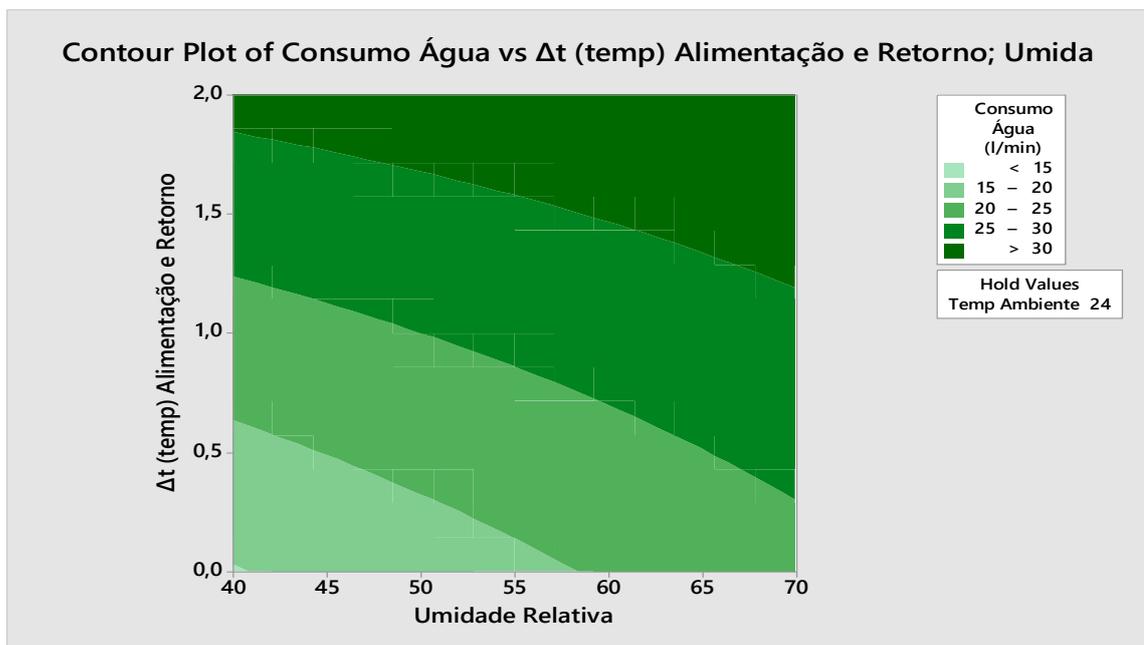


Figura 105 – Gráfico Contour para a Interação das Variáveis Umidade Relativa, Δt e (Temp. Ambiente = 24°C)

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

6.4.1 Significância Prática dos Fatores de Entrada do Sistema

A significância prática dos fatores de entrada e das interações foi obtida por meio do programa de estatística Minitab, calculando-se o coeficiente ε^2 (*Epsilon-Squared*). Este coeficiente auxilia na determinação da contribuição de cada termo para a variação geral nos dados.

Vale lembrar que o programa calcula a soma das raízes (*Sum of Squares – SS*) para os fatores do modelo desenvolvido, para determinar a contribuição de cada termo. O valor de ε^2 é obtido dividindo-se o SS de cada efeito pela soma total das raízes, conforme detalhado a seguir.

Calculando-se a Somatória das Raízes (SS)

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	5	690,710	138,142	905,85	0,001
Linear	3	662,085	220,695	1447,18	0,001
Umidade Relativa	1	69,620	69,620	456,52	0,002
Temp Ambiente	1	206,045	206,045	1351,11	0,001
Δt (temp) Alimentação e Retorno	1	386,420	386,420	2533,90	0,000
2-Way Interactions	2	28,625	14,312	93,85	0,011
Umidade Rel*Temp Ambiente	1	14,580	14,580	95,61	0,010
Umidade Rel* Δt	1	14,045	14,045	92,10	0,011
Error	2	0,305	0,153		
Total	7	691,015			

Calculando-se o ε^2 (*Epsilon-Squared*)

Source	DF	ε^2
Model		
Linear		
Umidade Relativa	1	(69,620/691,015) = 10.075%
Temp Ambiente	1	(206,045/691,015) = 29.818%
Δt (temp) Alimentação e Retorno	1	(386,420/691,015) = 55.921%
2-Way Interactions	2	(28,625/691,015) =
Umidade Rel*Temp Ambiente	1	(14,580/691,015) = 2.11%
Umidade Rel* Δt	1	(14,045/691,015) = 2.032%
Error	2	(0,305/691,015) = 0.044%
Total	7	(691,015/691,015) = 100%

Pareto da significância Prática dos Fatores de Entrada

O gráfico pareto abaixo apresenta a significância prática (ϵ^2) em ordem crescente das variáveis de entrada e suas combinações.

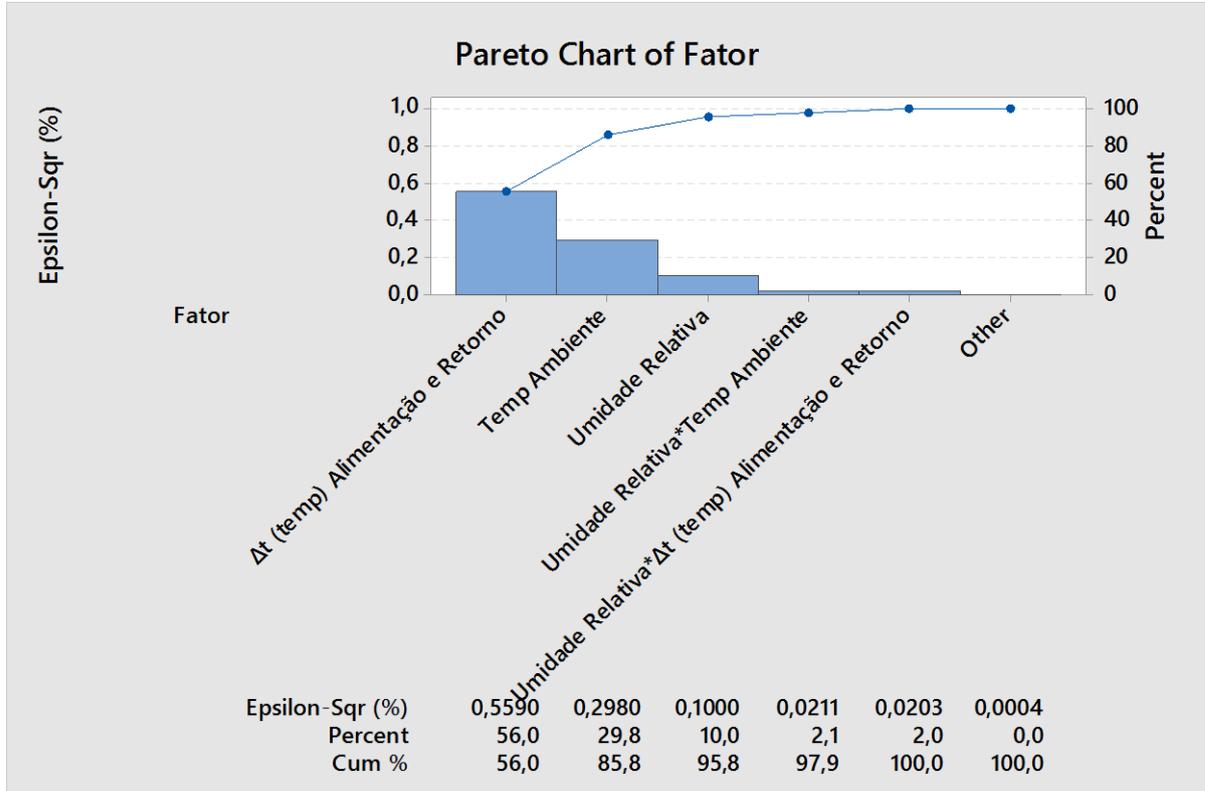


Figura 106 – Pareto da Significância Prática

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Por meio do DOE proposto, foi possível também traçar uma equação de regressão do sistema, onde é possível calcular o consumo (*makeup*) da planta em litros por minutos, dadas as condições atmosféricas e rejeição térmica do sistema. A equação de regressão, apresentada a seguir, possui coeficiente de explicação ($R^2 = 99,29\%$).

$$\begin{aligned}
 \text{Consumo \u00c1gua (l/min)} = & 2,60 - 0,2550 \text{ Umidade Relativa} + \\
 & 0,031 \text{ Temp Ambiente} + \\
 & 11,808 \Delta t \text{ (temp) Alimentação e Retorno} + \\
 & 0,02250 \text{ Umidade Relativa*Temp Ambiente} - \\
 & 0,08833 \text{ Umidade Relativa*} \\
 & \Delta t \text{ (temp) Alimentação e Retorno}
 \end{aligned}
 \tag{Eq. 23}$$

De acordo com o gráfico tipo cubo, apresentado na figura 107, é possível constatar que o ponto “**A**” apresentou o menor consumo de água para o sistema antigo (11 Litros/minuto) este resultado é obtido quando a temperatura ambiente, umidade e Δt são baixos (todos com nível lógico = 0).

Do mesmo modo, o ponto “**B**” do gráfico indica o maior consumo de água, onde temos as condições atmosféricas desfavoráveis e rejeição térmica elevada (todas variáveis com nível lógico alto = 1).

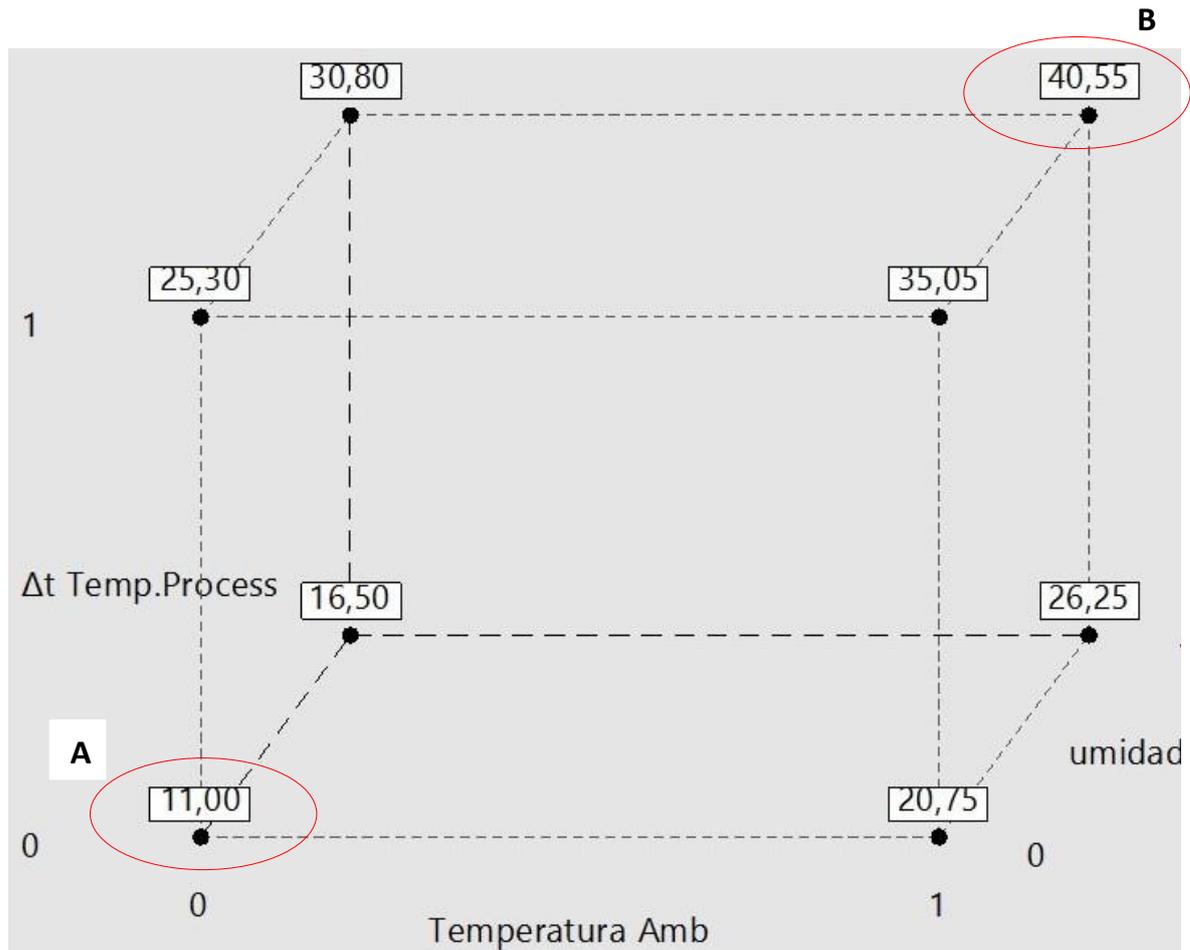


Figura 107 – Gráfico tipo Cubo - Variáveis Majoritárias para Consumo de Água

Fonte: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

Foi verificado também a eliminação do golpe de aríete nas tubulações de recalque do sistema. Após a automação e controle do processo, o ruído foi medido novamente por meio do decibelímetro e registrou uma média de 65 decibéis (final), no interior da casa de bombas (no sistema antigo era de 75 decibéis). Esta redução deveu-se à utilização dos módulos de partida suave com regulagem de parada por torque.

6.5 Discussão dos Resultados Obtidos

Os resultados obtidos indicaram quais são os fatores majoritários e interações que influenciam diretamente no consumo de energia elétrica e de água no sistema sob estudo. Estes fatores e boas práticas (*Best practices*) para mitigar o consumo de energia são apresentados na tabela 20 e comentadas a seguir.

Tabela 20 – Tabela Resumo dos Fatores para Economia de Água e de Energia Elétrica

Item	Descrição da Ação	Economia de Água	Economia de Energia Elétrica
1	Diminuição da vazão de água circulante no sistema de água sob pressão	Elevada: Afeta diretamente no consumo de água do sistema, pois quanto menor a vazão circulante, menor serão as perdas por evaporação e arraste.	Elevada: Com a diminuição da vazão por meio da modulação em frequência dos motores elétricos acoplados às bombas, ocorre a redução da corrente elétrica (operação em carga parcial)
2	Link de Comunicação entre o CCM e as Unidades de Água Gelada	Moderada: Com o desligamento repentino (do CCM ou das unidades de água gelada), as bombas são desligadas e o fornecimento de água é suspenso (reduzindo neste caso a vazão de água circulante).	Elevada: Com o desligamento repentino (do CCM ou das unidades de água gelada), o sistema automatizado efetua o desligamento de todos os motores elétricos acoplados às bombas do ramo da casa de máquinas. Os compressores das três unidades de água gelada (localizadas na casa de máquinas) são desligados (modo <i>pause</i>).
3	Alteração do <i>setpoint</i> de controle de temperatura das torres de resfriamento em horário de ponta	Baixa: Reduz as perdas por arraste (por meio dos ventiladores das torres) no horário de ponta	Elevada: O aumento do <i>setpoint</i> de controle de temperatura das torres no horário de ponta (27°C para 30°C) acarreta no desligamento parcial das torres no período do dia onde o custo do kWh é mais elevado.
4	Aumento do volume de água contido no sistema (operação da planta com os tanques de água cheios)	Médio: Com o aumento do volume de água do sistema, a massa de água aumenta. Deste modo, temos uma menor variação de temperatura (Δt) para uma mesma quantidade calor ($Q = m.c. \Delta t$)	(Não foi constatada diferença no consumo de energia elétrica)
5	Otimização da Plataforma de tratamento de água	Elevada: A otimização na performance da estação de tratamento de água contribui na economia de água do sistema, uma vez que a estação é responsável pela purga e controle da qualidade da água do sistema	Baixa: Com a otimização da plataforma de tratamento de água, ocorre uma redução na dosagem de produtos químicos e aumento no tempo de retenção da água no sistema HTI. Deste modo, o acionamento das bombas dosadoras é diminuído, reduzindo o consumo de energia elétrica

6	Diminuição na Quantidade de Partidas de motores	(Não foi constatado diferença no consumo de água)	Alta: A diminuição na quantidade de partidas de motores resulta diretamente na economia de energia elétrica. Vale lembrar que o pico de corrente elétrica no instante da partida contribui também para o sobreaquecimento dos componentes.
7	Diminuição na Quantidade de Bombas e motores elétricos	Elevada: Afeta diretamente no consumo de água do sistema, pois quanto menor a vazão circulante, menor serão as perdas por evaporação e arraste. Vale lembrar que a vazão deve ser otimizada de modo a atender a demanda dos equipamentos, ou seja, sem excessos.	Elevada: A planta original era composta por 11 bombas centrífugas acopladas respectivamente a 11 motores de 10CV (operando em condição de potência máxima) para captação de água no tanque superior. A planta atual opera com apenas 4 motores em condições parciais de carga.
8	Diminuição na Temperatura de Operação dos Motores Elétricos	(Não foi constatado diferença no consumo de água)	Médio: A diminuição da temperatura de operação dos motores elétricos resulta diretamente na economia de energia elétrica e no aumento da vida útil dos componentes do sistema.
9	Substituição das bombas originais do sistema que requeriam água para lubrificação da gaxeta por correlatas do tipo megabloc.	Baixa: Com a substituição das bombas originais do sistema por correlatas do tipo monobloco (com vedação por meio de selo mecânico). As bombas novas não requerem água para lubrificação e não apresentam vazamentos.	Médio: Substituição por bombas do tipo <i>megabloc</i> acopladas a motores elétricos de alta eficiência (classificação IE2)
10	Substituição das pás originais das torres de resfriamento por pás de fibra de carbono	(Não foi constatado diferença no consumo de água)	Elevada: Por serem mais leves, as pás de fibra de carbono reduzem a massa acoplada aos motores elétricos de 10HP, reduzindo deste modo a potência necessária para o acionamento.

FONTE: Elaborado pelo Autor (Serafin, 2017)

• Item 1: Diminuição da Vazão de Água Circulante no Sistema

Sabe-se que existem perdas no sistema de fornecimento de água, ou seja, nem toda a água captada no tanque superior – e utilizada como refrigerante nos trocadores de calor industriais e, posteriormente refrigerada através das torres de resfriamento – retorna ao tanque de abastecimento para reutilização. A evaporação ocorrida nas torres de resfriamento (durante o processo de troca térmica e mássica entre a água e o ar) contribuem para a perda de água do sistema. Quanto maior a vazão de água circulante, maior o contato da água com o ar seco, contribuindo para o aumento das perdas por evaporação.

Sendo assim, a otimização e controle da vazão de água circulante na planta, de modo a atender a demanda do processo impacta diretamente no consumo de água. O ponto ótimo de operação é o atendimento a demanda com a vazão de água otimizada, ou seja, sem excessos.

- **Item 2: *Link* de Comunicação entre o CCM e as Unidades de Água Gelada**

No sistema antigo da planta não havia comunicação entre o CCM antigo e a casa de máquinas, deste modo, quando ocorria uma falha na central de controle de motores e, por consequência as bombas de captação de água no tanque superior eram desligadas, as unidades de água gelada continuavam em plena operação, de maneira desnecessária, consumindo energia elétrica em alta escala.

Do mesmo modo, quando ocorria uma falha na casa de máquinas (piso térreo) e os compressores das unidades de água gelada eram desligados, este modo de falha não era transmitido ao CCM, logo, as bombas de captação de água para pressurização do ramo da casa de máquinas (localizadas no 3º pavimento) continuavam em plena operação, de maneira desnecessária, consumindo energia elétrica e aumentando a vazão de água circulante na planta, consequentemente contribuindo para uma maior evaporação de água nas torres de resfriamento.

- **Item 3: Alteração do *Setpoint* de Controle de Temperatura das Torres em Horário de Ponta**

Por meio da alteração automática do *setpoint* no horário de ponta (17h00 às 20h00), possibilita a diminuição da potência elétrica consumida pelas torres de resfriamento, neste intervalo do dia, onde o custo do kWh é mais elevado.

- **Item 4: Aumento do Volume de Água Contido no Sistema**

O aumento do volume de água total do sistema acarreta no aumento da massa de água contida no processo (m). Deste modo, o sistema apresenta uma menor variação na temperatura (Δt) para uma mesma quantidade calor dissipado (Q) da equação apresentada abaixo. Sabe-se, por meio do DOE desenvolvido, que o (Δt) é a variável majoritária para o consumo de água do sistema.

$$(Q = m.c. \Delta t)$$

(Eq. 16)

Vale lembrar que o aumento do nível do tanque superior acarreta no aumento da área úmida, ou seja, na diminuição da área seca na qual a água disponível na saída das torres de resfriamento têm a percorrer, em contato direto com o ar atmosférico, até tocar o espelho de água do tanque superior.

- **Item 5: Otimização da Plataforma de Tratamento de Água**

A otimização do uso da plataforma de controle da qualidade da água do sistema, leva a economia direta de água, uma vez que, a plataforma efetua o controle da purga do processo. Com o aumento do tempo de retenção da água (HTI) no sistema, ocorre a redução da vazão de reposição.

Vale lembrar ser muito importante efetuar o monitoramento dos demais indicadores da qualidade de água do sistema, tais como: pH, taxa de corrosão ao aço carbono, cobre e sílica. O aumento do tempo de retenção de água (HTI) não deve acarretar em uma contra medida abrupta, de modo a descontrolar os outros parâmetros químicos citados acima.

A economia de energia elétrica é decorrente da redução na dosagem de produtos químicos. Deste modo, o acionamento das bombas dosadoras (peristálticas) é diminuído.

- **Item 6: Diminuição na Quantidade de Partidas de Motores Elétricos**

A diminuição na quantidade de partidas de motores resulta diretamente na economia de energia elétrica. No sistema antigo o controle de nível do tanque inferior era do tipo liga/desliga, deste modo, os motores elétricos de 25CV eram ligados diversas vezes ao dia, acarretando num maior consumo de energia elétrica, além de contribuir para o sobreaquecimento dos componentes do sistema.

- **Item 7: Diminuição na Quantidade de Bombas e de Motores Elétricos**

A diminuição na quantidade de bombas e motores elétricos instalados no tanque superior, para captação de água, apresentou uma redução significativa na vazão de água circulante no processo. A planta original era composta por 11 bombas centrífugas acopladas respectivamente a 11 motores de 10CV (operando em condição de potência máxima). A planta atual opera na maior parte do tempo com apenas 4 motores em condições parciais de carga, sendo suficiente para atender a demanda do processo.

- **Item 8: Diminuição na Temperatura de Operação dos Motores Elétricos**

A diminuição da temperatura de operação dos motores elétricos resulta diretamente na redução de energia dissipada sob a forma de calor, reduzindo assim, o consumo de energia elétrica do sistema.

O aumento da vida útil dos componentes e a redução nos gastos de manutenção (preventiva e corretiva) é outro benefício obtido por meio da diminuição da temperatura de operação.

- **Item 9: Substituição do Tipo das Bombas Originais do Sistema**

Observou-se também uma pequena redução no consumo de água com a substituição das bombas do sistema por correlatas do tipo monobloco (com vedação por meio de selo mecânico). As bombas novas não requerem água para lubrificação e não apresentam vazamentos no acoplamento com o motor elétrico. Porém, a manutenção preventiva é altamente recomendada para os dois casos.

A figura 108 apresenta uma das bombas do sistema antigo com vazamento em excesso na gaxeta de lubrificação.



Figura 108 – Vazamento de Água em Excesso (Bombas Antigas do Sistema)

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

- **Item 10: Substituição das Pás das Torres de Resfriamento**

Por serem mais leves que as originais de madeira, as pás de fibra de carbono reduzem a massa acoplada aos motores elétricos de 10HP, reduzindo a potência necessária para o acionamento. É importante avaliar também o ângulo de ataque das pás, de modo a reduzir o efeito no arraste de água.

6.6 Recomendações

O sistema de água sob pressão do centro de pesquisa e desenvolvimento de motores diesel, pode ainda ser melhorado e ter sua performance otimizada por meio do desenvolvimento e estudos futuros nos temas e aspectos listados abaixo:

- Criação de uma cisterna para captação de água da chuva, para utilização no abastecimento do sistema;
- Substituição das torres de resfriamento atuais do tipo contracorrente pelo tipo fechada (seca ou híbrida), onde a água do sistema não entra em contato com o ambiente, reduzindo, desta forma, as perdas por evaporação, evitando também contato com impurezas. A economia apresentada pelo fabricante é de até 25% em relação à torre convencional.
- Modelagem efetiva da planta, para otimização dos controladores e maior entendimento das características e dinâmica do processo;
- Desenvolvimento e construção de uma turbina, para acionamento dos ventiladores das torres por meio da queda d' água disponível na entrada das torres de resfriamento. Por consequência, o sistema poderia obter uma maior economia de energia elétrica.
- Substituição das unidades de água gelada do processo, que requerem água sob pressão para refrigeração das condensadoras por equipamentos correlatos refrigerados à ar.

A solução apresentada nesta pesquisa e as recomendações listadas acima podem ser empregadas em processos de diferentes segmentos da indústria, hospitais, shopping centers etc – que utilizam água sob pressão como refrigerante de máquinas térmicas.

É sabido também que as torres de resfriamento e o serviço de utilidades de processos industriais são geralmente avaliados e definidos apenas em fase de projeto e especificação da planta, onde a faixa de operação dos equipamentos são determinados, bem como, o ponto ótimo de trabalho. Porém, os processos e plantas industriais podem apresentar falhas e mudanças nas condições operacionais e a busca por soluções prioriza o processo em si e, raramente prioriza o serviço de utilidades (LIMA JR, 2011).

Logo, o desenvolvimento e execução de um plano de manutenção preventiva é fundamental para o bom desempenho dos equipamentos e dos serviços de utilidades, garantindo a operação conforme projeto e o uso racional e sustentável dos recursos naturais.

7. CONCLUSÃO

Por meio da pesquisa e estudo de caso realizado no sistema de água sob pressão do BTC da Cummins Brasil, ficaram caracterizadas as variáveis majoritárias para o consumo de água do sistema. Com isso, tendo conhecimento da interação entre as variáveis apresentadas no DOE proposto e levantando os requisitos mínimos e máximos de pressão, temperatura e vazão de água exigidos pelo sistema, foi possível automatizar o processo em questão, por meio do controle do ciclo de operação, com sensores instalados ao longo da planta e acionamento otimizado das cargas.

Embora o consumo de água seja intrínseco a um sistema de refrigeração composto por torres de resfriamento do tipo contracorrente – uma vez que as perdas por evaporação, arraste e drenagem são inerentes ao processo – é possível, por meio do controle do processo, reduzir as perdas com o uso consciente dos recursos naturais, além de reduzir também o custo operacional.

Apesar de as condições atmosféricas ao redor das torres de resfriamento não serem variáveis controláveis, é possível efetuar – por meio da automação, o controle, tanto da vazão de água circulante, quanto da vazão de ar das torres de resfriamento. Sendo possível, dessa forma, otimizar o ponto de operação do sistema, provendo os recursos naturais de acordo com a demanda térmica variável da planta, ou seja, sem excessos.

Sendo assim, a hipótese de controle e otimização do ciclo de trabalho, em função tanto da demanda térmica do processo, quanto das condições atmosféricas foi comprovada. O sistema desenvolvido apresentou uma redução de 40% no consumo de energia elétrica e 28.8% no consumo de água, contabilizando aproximadamente R\$320.111,31 de economia no acumulado em um ano.

O retorno de investimento do projeto é de 3,1 anos, uma vez que o investimento inicial no projeto do novo sistema de bombeamento de água sob pressão do BTC foi de R\$1.000.000,00 com fluxo de caixa dividido em dois anos (2015 e 2016).

O projeto divulgou positivamente a imagem da empresa nos congressos onde foi apresentado, em especial na categoria de controle de processos e responsabilidade ambiental. O trabalho teve grande êxito, tendo recebido inclusive uma “Menção Honrosa” na categoria Manufatura e Processos (Processos, Produção, Qualidade) durante o SIMEA (XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva) ocorrido em 2016, conforme certificado apresentado no Anexo R.

O trabalho desenvolvido foi premiado também entre os melhores no que tange a metodologia 6S (*Six Sigma*) da Cummins Latin America em 2016, conforme certificado apresentado no Anexo S.

O projeto em questão, ainda em andamento, visa prover uma maior economia de água, por meio da utilização da água de purga do sistema (*blowdown*) proveniente da estação de tratamento de água. Assim, a água proveniente do sistema de drenagem, com alta condutividade e imprópria para o sistema de resfriamento em questão, poderá ser utilizada, após o devido tratamento químico, no abastecimento dos banheiros do prédio (mictórios e descargas).

Estão sendo pleiteados também junto a corporação, recursos adicionais para implementação de uma cisterna, com vistas à captação da água da chuva e posterior abastecimento do sistema.

Por fim o trabalho desenvolvido foi submetido para análise do ministério da ciência e tecnologia, uma vez que, trata-se de pesquisa e desenvolvimento de inovação tecnológica e poderá, dessa forma, pleitear os incentivos fiscais oferecidos, conforme disciplinado no decreto nº 5.798 (lei do bem).

REFERÊNCIAS

BENNET, C.O.; MYERS, J. E. *Fenômenos de Transporte*. São Paulo: McGraw-Hill, 1978.

BOSCH, Robert. *Manual de Tecnologia Automotiva*. 25ª edição. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2005.

COLEMAN, D.E. and Montgomery, D.C. (1993), "A Systematic Approach to Planning for a Designed Industrial Experiment", *Technometrics*, Vol. 35, No. 1

COOLING Water Treatment. Nalco Company Case Study , 2005.

CORTINOVIS, G.F. *Modelagem e Otimização de um Sistema de Água de Resfriamento e Validação Experimental*. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2004.

CORTINOVIS, G.F; TAH, Song; PINTO, José M. A systemic Approach for Optimal Cooling Tower Operation. *Energy Conversion and Management*, 2009.

CORTINOVIS, G.F. *et al*. Integrated Analysis of Cooling Towers Systems: Modeling and Experimental Validation. *Applied Thermal Engineering*, 2009a.

CREMASCO M.A; *Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos*. São Paulo: Blucher, 2012.

DIAS, A. M. *Análise Comparativa da Eficiência Energética entre Sistemas de Abastecimento de Água Prediais*. São Paulo: IFSP, 2013.

MONTGOMERY, Douglas. *Design and Analysis of Experiments*. Wiley Text Books, 2000.

FOUST, A. S. *et al*. *Princípio das Operações Unitárias*. 2ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 1982.

FOX, Robert W.; MCDONALS, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. *Mecânica dos Fluidos*. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

LEHMANN, G. F. *Análise da Combustão e Emissões em Motores a Biodiesel* São Paulo: USP, 2015.

LIMA JUNIOR, C. R. *Modelagem Fenomenológica do Desempenho de Torres de Resfriamento de Água Acopladas e Estudo de Casos*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade de São Paulo: USP, 2011.

MERRICK, L. S. *et al.* *Design and Implementing an Educational Intelligent Motor Control Center (IMCC)*, 2016.

NÓBREGA, P. R. *Investigação de Dioxinas, Furanos e Hidrocarbonetos Policíclicos Aromáticos no Material Particulado e Gases Emitidos por Motores Diesel*. Tese (Doutorado em Saúde Pública). Universidade de São Paulo, 2007.

OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 5ª edição. São Paulo: Prentice Hall, 2010.

SERAFIN, V. M. & CAMPO, A. B.; *Otimização de uma Central de Controle de Motores (CCM)*. XXIV Simea Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, 2016.

HANDBOOKS

ABB *SOFTSTARTERS CASE STUDY HANDBOOK*, 2010.

VLT DANFOSS *Case Study*, 2011.

REFERÊNCIAS DA WEB

Motor Trifásico técnico. Disponível em <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-brasil-50023622-catalogo-portugues-br.pdf>> (Acesso em 5/10/2015)

General Manual of Motors. Disponível em <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-general-manual-of-explosive-atmosphere-motors-manual-general-de-motores-para-atmosferas-explosivas-manual-geral-de-motores-para-atmosferas-explosivas-50034162-manual-english.pdf>> (Acesso em 02/01/2016)

Cavitação em Bombas Centrífugas. Disponível em <https://www.ksb.com/ksb-pt/Informacoes_tecnicas-noticias_ch/Arquivo/2015-pressearchiv/cavitacao-em-bombas-centrifugas/177256/> (Acesso em 8/03/2016)

Apostila Operações. Disponível em <<https://www.scribd.com/doc/93074276/Apostila-de-Operacoes-Unitarias>> (Acesso em 20/06/2015)

Bombas Centrífugas. Disponível em <<https://www.scribd.com/document/84721616/Bombas-Centrifugas>> (Acesso em 20/06/2015)

Disponível em <<http://slideplayer.com.br/slide/67593/>> (Acesso em 20/03/2016)

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR14724, de 17/03/2011: Informação e Documentação - Trabalhos Acadêmicos – Apresentação;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR15634, de 13/08/2012: Veículos Rodoviários Automotores – Análise e Determinação do Gás de Exaustão Segundo os Ciclos ETC, ESC e ELR;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR ISO50001, de 2011: Sistemas de Gestão de Energia;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR 6855, de 13/04/2009: Transformador de Potencial Indutivos;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR 6856, de 05/02/2015: Transformador de Corrente – Especificação e Ensaio;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR 5410, de 30/09/2004: Instalações Elétricas de Baixa Tensão.

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR IEC 60439-1, de 05/2003: Conjuntos de Manobra e Controle de Baixa Tensão – Parte1: Conjuntos com Ensaio de Tipo Totalmente Testados (TTA) e Conjuntos com Ensaio de Tipo Parcialmente Testados (PTTA);

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR IEC 60269-1, de 11/2003: Dispositivos Fusíveis de Baixa Tensão – Parte 1: Requisitos Gerais;

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). NBR IEC 60947-3, de 27/02/2014: Dispositivos de Manobra e Controle de Baixa Tensão – Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores e unidades combinadas com fusíveis.

BURGER, R. *Energy Conservation Strategy, The Ignored Cooling Tower, 2016*

CASSIDY, P. M. *Applying Adjustable Speed AC Drives To Cooling Tower Fans, 2014.*

DANG, Q. P. *et al. A Study of Energy Effectiveness in a Cooling Tower, 2014.*

FELÍCIO, C.L. *Modelagem da Dinâmica de Sistemas e Estudo da Resposta. 2ª edição. São Paulo: Editora Rima, 2010.*

Norma Regulamentadora 10 – NR10, de 07/12//2004: Segurança em Instalações e Serviços em Eletricidade;

Norma Regulamentadora 12 – NR12, de 10/06/2011: Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos;

Instituto de Engenheiros Elétricos e Eletrônicos (IEEE). Std1584, de 2002: Guia para Cálculo de Riscos de Arco Elétrico.

SCHIAZZA, T; MIELLI, F. *New Trends For Intelligent Motor Control Centers, 2012*

APÊNDICE A - Resultados do Registrador de Dados (CCM Antigo)

Máximos, médios e mínimos de tensões e correntes por fase.

Não considerados registros em queda e volta de energia. Tensão zero: 44.00 V

Fase A: tensões [V]

Média	217.594		
Mínimo	213.600	23:00:00,00	18/02/2016
Máximo	222.220	04:15:00,00	19/02/2016

Correntes [A]

Média	152.434		
Mínimo	116.064	20:15:00,00	23/02/2016
Máximo	170.004	16:15:00,00	23/02/2016

Fase B: tensões [V]

Média	216.282		
Mínimo	212.280	08:45:00,00	22/02/2016
Máximo	221.130	04:15:00,00	19/02/2016

Correntes [A]

Média	135.653		
Mínimo	90.396	20:15:00,00	23/02/2016
Máximo	153.636	13:00:00,00	24/02/2016

Fase C: tensões [V]

Média	216.530		
Mínimo	212.190	23:00:00,00	18/02/2016
Máximo	221.220	04:15:00,00	19/02/2016

Correntes [A]

Média	124.924		
Mínimo	82.956	20:15:00,00	23/02/2016
Máximo	142.104	15:45:00,00	24/02/2016

Fora de ponta

FASE	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP
A	3.572 k	0.000	954.885	3.698 k	0.966	468.841	0.000	127.320	485.821	0.965
B	3.100 k	0.000	1.061 k	3.277 k	0.946	396.731	0.000	139.924	420.683	0.943
C	2.888 k	0.000	878.639	3.018 k	0.957	373.808	0.000	116.265	391.472	0.955
Total	9.560 k	0.000	2.895 k	9.989 k	0.957	1.239 k	0.000	383.509	1.297 k	0.955

Ponta

FASE	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP	Total kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP
A	1.321 k	0.000	363.476	1.370 k	0.964	5.362 k	0.000	1.446 k	5.553 k	0.965
B	1.145 k	0.000	406.300	1.215 k	0.942	4.642 k	0.000	1.608 k	4.913 k	0.945
C	1.068 k	0.000	338.262	1.120 k	0.953	4.329 k	0.000	1.333 k	4.530 k	0.956
Total	3.534 k	0.000	1.108 k	3.703 k	0.954	14.333 k	0.000	4.386 k	14.990 k	0.956

APÊNDICE B - Resultados do Registrador de Dados (CCM Atual)

Máximos, médios e mínimos de tensões e correntes por fase.

Não considerados registros em queda e volta de energia. Tensão zero: 44.00 V

Fase A: tensões [V]

Média	217.693		
Mínimo	212.810	08:15:00,00	10/06/2016
Máximo	222.430	19:30:00,00	08/06/2016

Correntes [A]

Média	98.406		
Mínimo	81.000	05:30:00,00	12/06/2016
Máximo	216.300	14:30:00,00	08/06/2016

Fase B: tensões [V]

Média	216.498		
Mínimo	211.530	08:15:00,00	10/06/2016
Máximo	221.360	06:00:00,00	11/06/2016

Correntes [A]

Média	90.624		
Mínimo	73.800	08:30:00,00	13/06/2016
Máximo	201.900	16:15:00,00	08/06/2016

Fase C: tensões [V]

Média	216.117		
Mínimo	211.510	13:45:00,00	14/06/2016
Máximo	221.120	06:00:00,00	11/06/2016

Correntes [A]

Média	76.803		
Mínimo	65.100	20:30:00,00	11/06/2016
Máximo	186.600	14:30:00,00	08/06/2016

Fora de ponta

FASE	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP
A	2.235 k	0.000	922.893	2.418 k	0.924	301.480	0.000	103.225	318.662	0.946
B	1.935 k	0.000	1.064 k	2.209 k	0.876	265.249	0.000	127.959	294.500	0.901
C	1.645 k	0.000	904.056	1.877 k	0.876	216.680	0.000	101.946	239.465	0.905
Total	5.816 k	0.000	2.891 k	6.495 k	0.895	783.409	0.000	333.131	851.296	0.920

Reservado

FASE	kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP	Total kWh	kWh(g)	kVArh	kVAh	FP
A	781.081	0.000	327.773	847.067	0.922	3.317 k	0.000	1.354 k	3.583 k	0.926
B	672.779	0.000	383.489	774.400	0.869	2.874 k	0.000	1.576 k	3.277 k	0.877
C	561.047	0.000	321.038	646.404	0.868	2.423 k	0.000	1.327 k	2.763 k	0.877
Total	2.015 k	0.000	1.032 k	2.264 k	0.890	8.614 k	0.000	4.257 k	9.609 k	0.896

APÊNDICE E - Resultados da Análise de Termovisão *Softstarter*

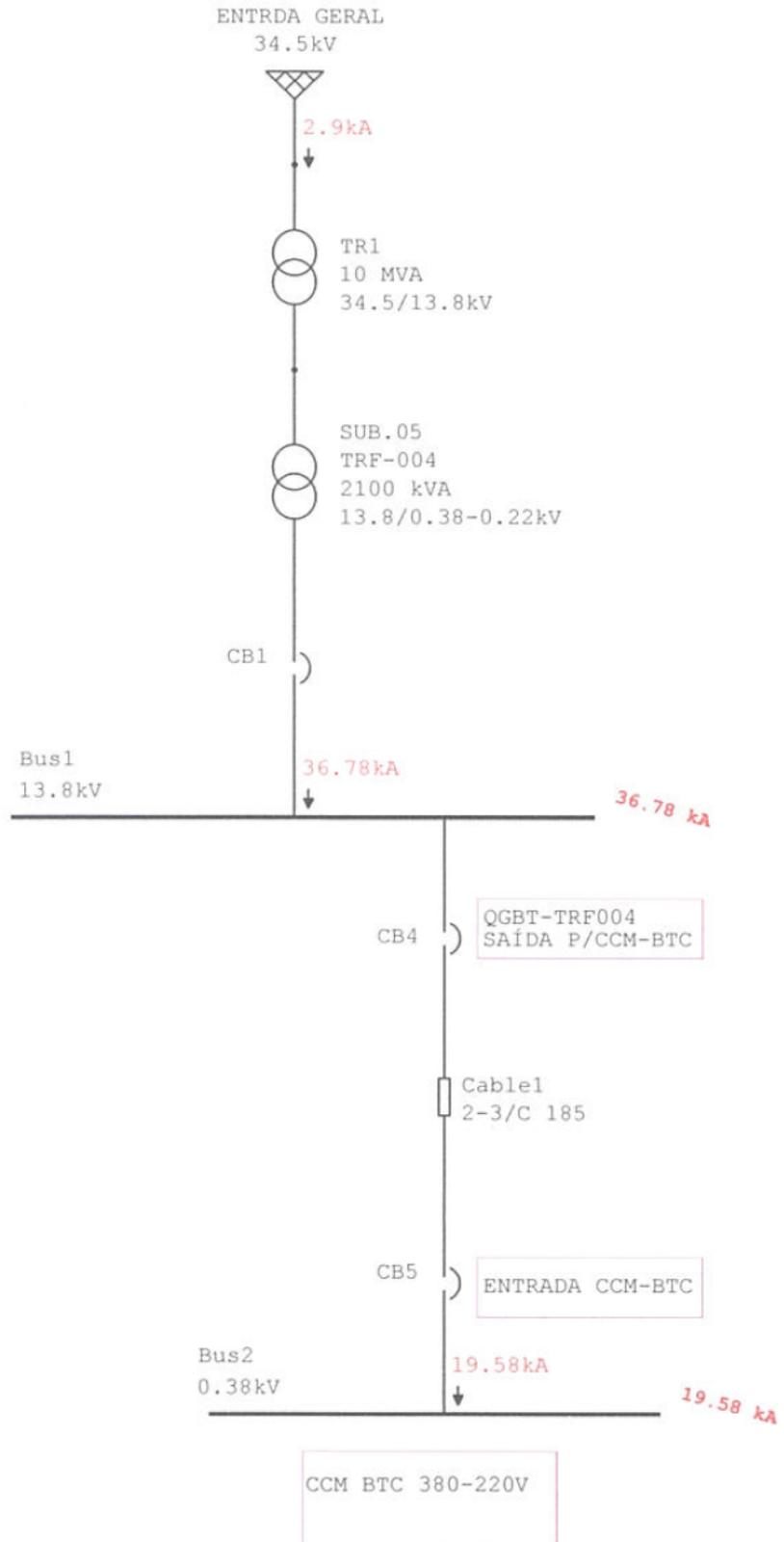
Objetivo: Verificar a temperatura de operação dos componentes

 	
<h3>INSPEÇÃO TERMOGRÁFICA</h3> <p> CLIENTE: CUMMINS BRASIL LTDA LOCALIZAÇÃO: RUA JATI, Nº 310 - CUMBICA - GUARULHOS/SP ÁREA: BTC - BRAZIL TECHNICAL CENTER EQUIPAMENTO: PAINEL DE DISTRIBUIÇÃO - CCM IDENTIFICAÇÃO PORTA: BBA, ÁGUA QUENTE 02 COMPONENTE ANALISADO: SOFTSTARTER ABB MOD. PSE 45-600-70 TERMOGRAMA: 70 </p>	
	
INFORMAÇÕES	
DATA 08/06/2016	HORÁRIO 17:07:44
FATOR DE CORREÇÃO DA VELOCIDADE DO VENTO (FCVV)	
VELOCIDADE DO VENTO:	1.0 m/s
FCVV:	1
FATOR DE CORREÇÃO DE CARGA (FCC)	
CARGA NOMINAL:	100.0 %
CARGA MEDIDA (Im):	30.8 A
FCC:	1.0
TEMPERATURA FINAL CORRIGIDA (TFC)	
TEMPERATURA MEDIDA (Tm):	39.1 °C
TEMPERATURA AMBIENTE (Ta):	27.0 °C
ELEVAÇÃO DA TEMP. CORRIGIDA CALCULADA P/ In:	12.1 °C
TFC:	39.1 °C
FATOR DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA (FET)	
TEMPERATURA MÁX. ADMISSÍVEL PARA COMPONENTE:	70.0 °C
FET:	0.3
CLASSIFICAÇÃO TÉRMICA NORMAL	PROVIDÊNCIA NORMAL
IDENTIFICAÇÃO: EQUIPAMENTO COM TEMPERATURA NORMAL DE OPERAÇÃO.	
RECOMENDAÇÃO: NENHUMA.	
CORRENTE DAS FASES: R 30.80 A S 29.90 A T 30.40 A	
Executante:	OBS. DA CORREÇÃO:

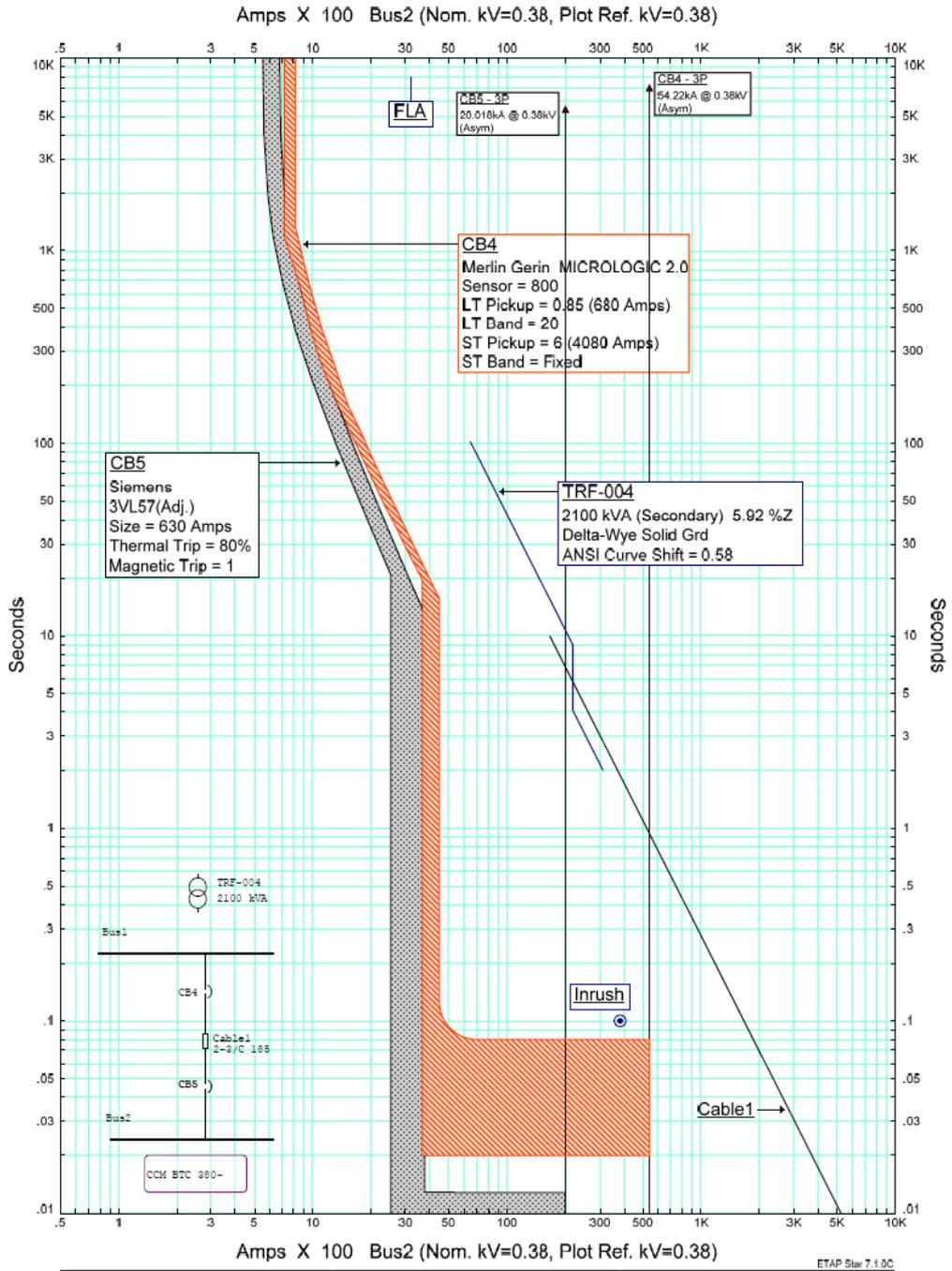
APÊNDICE F - Resultados da Análise de Termovisão (Inversor de Frequência)

ENERGY SOLUTION		INSPEÇÃO TERMOGRAFICA		Cummins	
CLIENTE: CUMMINS BRASIL LTDA LOCALIZAÇÃO: RUA JATI, Nº 310 - CUMBICA - GUARULHOS/SP ÁREA: BTC - BRAZIL TECHNICAL CENTER EQUIPAMENTO: PAINEL DE DISTRIBUIÇÃO - CCM IDENTIFICAÇÃO PORTA: BBA. ÁGUA QUENTE 01 COMPONENTE ANALISADO: INVERSOR DE FREQUÊNCIA DANFOSS MOD. VLT HVAC BASIC DRIVE TERMOGRAMA: 64					
					
INFORMAÇÕES					
DATA 08/06/2016			HORÁRIO 17:05:46		
FATOR DE CORREÇÃO DA VELOCIDADE DO VENTO (FCVV)					
VELOCIDADE DO VENTO: 1.0 m/s					
FCVV: 1					
FATOR DE CORREÇÃO DE CARGA (FCC)					
CARGA NOMINAL: 100.0 %					
CARGA MEDIDA (Im): 5.4 A					
FCC: 1.0					
TEMPERATURA FINAL CORRIGIDA (TFC)					
TEMPERATURA MEDIDA (Tm): 39.3 °C					
TEMPERATURA AMBIENTE (Ta): 27.0 °C					
ELEVAÇÃO DA TEMP. CORRIGIDA CALCULADA P/ In: 12.3 °C					
TFC: 39.3 °C					
FATOR DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA (FET)					
TEMPERATURA MÁX. ADMISSÍVEL PARA COMPONENTE: 70.0 °C					
FET: 0.3					
CLASSIFICAÇÃO TÉRMICA			PROVIDÊNCIA		
NORMAL			NORMAL		
IDENTIFICAÇÃO: EQUIPAMENTO COM TEMPERATURA NORMAL DE OPERAÇÃO.					
RECOMENDAÇÃO: NENHUMA.					
CORRENTE DAS FASES: R 5.40 A S 4.40 A T 3.50 A					
Executante:			OBS. DA CORREÇÃO:		

APÊNDICE G - Diagrama Unifilar do Circuito de Alimentação do CCM



APÊNDICE H - Análise Gráfica (Coordenogramas)



Onde:

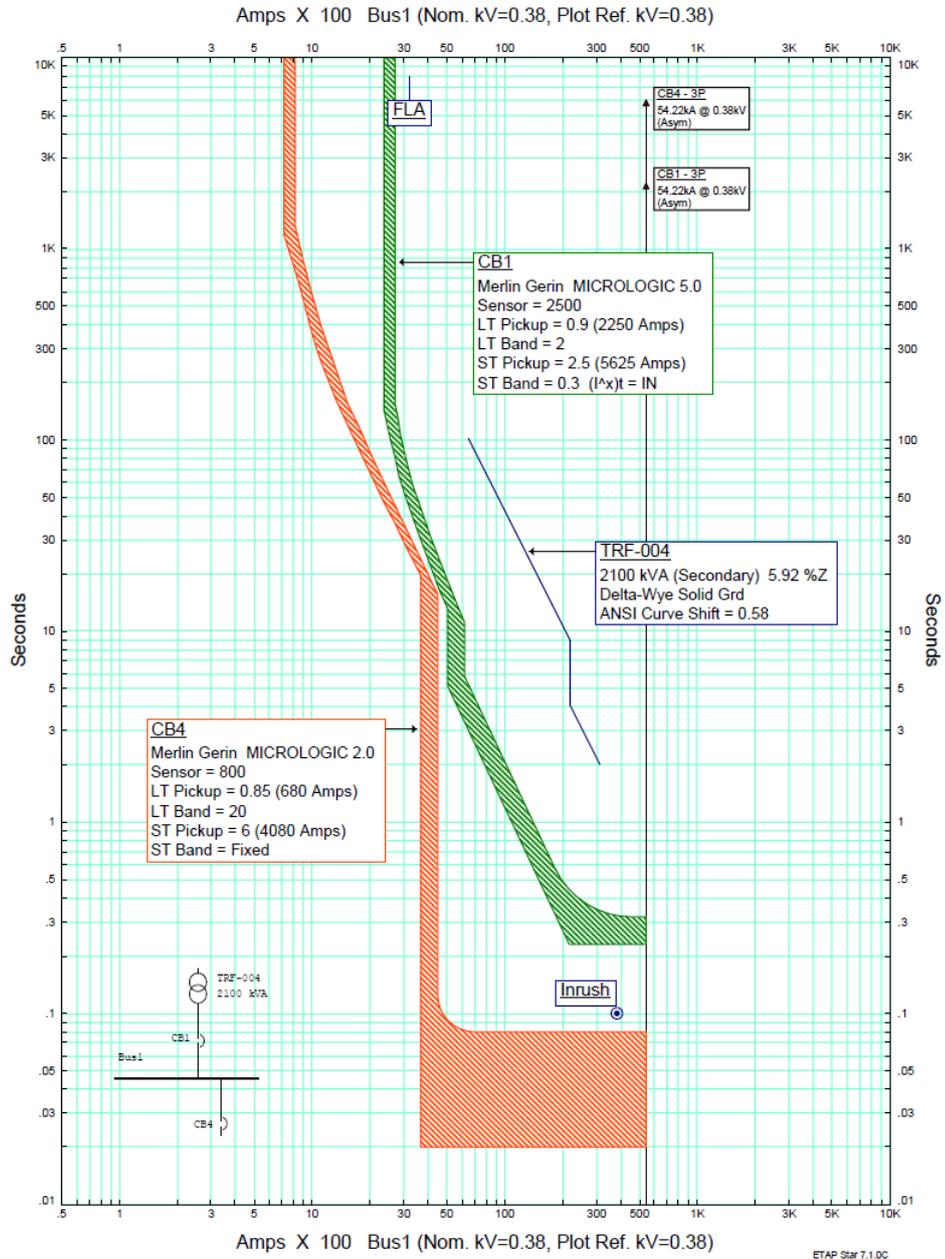
CB5 = Chave Geral CCM;

CB4 = Disjutor de Alimentação Prédio BTC (localizado na Subestação);

Cable1 = Cabo de Alimentação do CCM (8x185mm) Conectado ao QGBT;

CB5-3P = Corrente de Curto-Circuito na Entrada do CCM

APÊNDICE I - Análise Gráfica (Coordenogramas)



Onde:

CB4 = Disjutor de Alimentação Prédio BTC (localizado na Subestação);

CB1 = Chave Geral do Gabinete da Subestação

TRF-004 = Transformador rebaixador 13.8KV para 380V/220V (Subestação)

Inrush = Ponto de Magnetização do Primário do Transformador (TRF-004)

CB4-3P = Corrente de Curto-Circuito na Entrada do QGBT – TRF004

APÊNDICE J - Cálculo da Corrente de Curto-Circuito

Dada a corrente de curto-circuito presumida (I_{ko}) na origem de uma instalação de baixa tensão, é possível estimar a corrente de curto-circuito presumida (I_k) na extremidade final de qualquer circuito alimentado pelo sistema, sabendo-se o comprimento e a secção transversal dos cabos até o ponto sob estudo (Guia EM da NBR 5410 Revista Eletricidade Moderna, 2001).

O método para determinação da corrente de curto-circuito trifásico e direto não considera as impedâncias menores, proveniente dos barramentos dos painéis elétricos e dos dispositivos de manobra e proteção.

Logo, para o projeto do CCM em questão, foi calculada a corrente de curto-circuito presumida na origem da instalação como sendo a corrente de curto-circuito no secundário do transformador (TRF-004) de 1500KVA de potência, que reduz a tensão elétrica de 13,8 KVA para 380/220 KVA (localizado na subestação).

$$I(ko) = \frac{Int}{Z\%} \quad (Eq. 18)$$

Onde:

$I(ko)$ = Corrente de Curto-Circuito no Secundário do Transformador TRF-004;

Int = Corrente Nominal do Transformador ($Int = \frac{Potência\ Trafo}{Tensão * \sqrt{3}}$);

$Z\%$ = Impedância de Curto-Circuito do Transformador (informada na plaqueta).

Assim:

$$I(ko) = \frac{\frac{Potência\ Trafo}{Tensão * \sqrt{3}}}{Z\%} = \frac{\frac{1500k}{380 * \sqrt{3}}}{0,057} = \frac{\frac{1500k}{658,17930}}{0,057} = 39.98KA$$

A corrente de curto-circuito é fundamental no projeto, para a correta determinação das chaves seccionadoras quanto ao tempo de abertura e a capacidade de interrupção da corrente elétrica.

A tendência é a diminuição do valor da corrente de curto-circuito ao longo da instalação, uma vez que, o comprimento e secção dos cabos limitará a corrente.

APÊNDICE K - Cálculo Corrente de Arco (*Arc-Flash*) e Cálculo da Energia Incidente

A determinação da corrente de arco (*arc-flash*), a distância de risco e a energia incidente aos quais trabalhadores podem estar expostos durante sua rotina de trabalho, inerente a atividades ligadas a eletricidade, têm regulamentação padronizada pelo Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos (IEEE), por meio da resolução 1584 (*Guide for Performing Arc-Flash Hazards Calculations*) e pela NPFA 70E (*National Fire Protection Association*)

O arco elétrico é o termo designado à passagem da corrente elétrica por meio do vapor do arco terminal condutivo metal ou através do material carbono. A temperatura extremamente alta destes arcos elétricos pode levar à queimaduras fatais a cerca de 1,8m e queimaduras graves a 3,6m de distância da origem do arco elétrico. Além disso, os arcos elétricos expõem gotas de material fundido que se espalham imediatamente por toda a vizinhança ao redor da origem do arco, sendo mais extensa que o efeito causado pela soldagem por arco elétrico (LEE, 1982).

Os cálculos de risco de corrente de arco e de energia incidente em sistemas elétricos monofásicos e trifásicos, para baixa ou média tensão, são feitos por meio de algoritmos criados após diversos tipos de testes e coleta de dados da aplicação (diagramas unifilares com todas as alimentações em corrente alternada, curvas de corrente *versus* tempo para as proteções, seletividade e estudo da corrente de curto-circuito), onde foram desenvolvidos modelos para estimar a energia incidente no ar, nas vizinhanças de um painel elétrico (IEEE 1584).

Os valores calculados em projeto, referentes aos riscos de corrente de arco, de distância de trabalho e de energia incidente em equipamentos elétricos devem ser informados em local de fácil acesso, diretamente na estação de trabalho. Assim como os equipamentos de proteção individual (EPI) recomendados para a operação ou manobra do equipamento (IEEE 1584).

A corrente de arco trifásico prevista deve ser calculada para que o tempo de abertura das proteções sobre a energia incidente possam ser determinadas. Para aplicações de baixa tensão (abaixo de 1000V), a equação abaixo deve ser aplicada. Segue abaixo detalhado o cálculo da corrente de arco e da energia incidente do projeto do CCM do laboratório de motores do BTC.

$$\begin{aligned} \log I_a = K + 0.662 \log I_{bf} + 0.0966 V + 0.000526 G + & \quad (\text{Eq. 30}) \\ 0.5588 V (\log I_{bf}) - 0.00304 G (\log I_{bf}) & \end{aligned}$$

Onde:

I_a = Corrente de Arco (Ka) ;

K = Constante (-0.153 para Sistema Aberto ou -0.097 para Cubículos Enclausurados);

I_{bf} = Corrente de Curto-Circuito para o Sistema Trifásico (Ka) ;

V = Tensão Elétrica do Sistema (kV);

G = Espaço (*Gap*) entre os Condutores (mm).

Assim:

$$\text{Log } I_a = -0.0097 + 0.662 \text{ Log } (24) + 0.0966 (0.38) + 0.000526 (25) + 0.5588 (0.38)^* \text{ Log } (24) - 0.00304^*(25)^* \text{ Log } (24)$$

$$I_a = 11.343KA$$

Onde foram Atribuídos:

K = Constante (-0.097);

I_{bf} = 24 (Ka);

V = 0.38 (kV);

G = 25 (mm) – Dado da Tabela 21.

Tabela 21 – Fatores para Equipamentos e Classes de Tensão

System voltage (kV)	Equipment type	Typical gap between conductors (mm)	Distance x factor
0.208–1	Open air	10–40	2.000
	Switchgear	32	1.473
	MCC and panels	25	1.641
	Cable	13	2.000
>1– 5	Open air	102	2.000
	Switchgear	13–102	0.973
	Cable	13	2.000
>5–15	Open air	13–153	2.000
	Switchgear	153	0.973
	Cable	13	2.000

FONTE: IEEE Guide for Performing Arc-Flash Hazard Calculations

A energia incidente normalizada baseada para um tempo de arco de 0.2 segundos e uma distância de 610mm entre a origem do arco e a posição da pessoa exposta. Para aplicações de baixa tensão (abaixo de 1000V) a equação abaixo foi aplicada no projeto do CCM.

$$\text{Log } E_n = K_1 + K_2 + 1.081 \text{ Log } I_a + 0.0011G \quad (\text{Eq. 31})$$

Onde:

E_n = Energia Incidente (J/Cm²) Normalizada para 0.2s e 610mm;

K_1 = Constante (-0.792 para Sistema Aberto ou -0.555 para Cubículos Enclausurados);

K_2 = Constante (0 para Sistemas sem aterramento ou -0.113 para Sistemas Aterrados);

G = Espaço (*Gap*) entre os Condutores (mm).

A energia incidente tomando-se a normalizada é calculada pela seguinte equação:

$$E = 4.184 * C_f * E_n \left(\frac{t}{0.2} \right) * \left(\frac{610^X}{D^X} \right) \quad (\text{Eq. 32})$$

Onde:

E = Energia incidente (J/Cm²);

C_f = (1 para sistema acima de 1kV e 1.5 para sistemas iguais ou abaixo de 1kV);

E_n = Energia Incidente (J/Cm²) normalizada para 0.2s e 610mm;

t = Tempo do arco em segundos;

D = Distância do possível arco elétrico para uma pessoa (mm);

X = 1.641 (Expoente da distância, conforme tabela 21 apresentada).

Assim:

$$E = 4.184 * 1.5 * \text{Log}(-0.555 - 0.113 + 1.081 * \text{Log}(11.343) + 0.0011 * 25) * \left(\frac{0.05}{0.2}\right) * \left(\frac{610^{1.641}}{455^{1.641}}\right)$$

$$E = 8.02 \frac{\text{J}}{\text{cm}^2}$$

Onde Foram Atribuídos:

$$Cf = 1.5;$$

$$t = 0.05 \text{ segundos};$$

$$D = 455 \text{ mm (distância de exposição);}$$

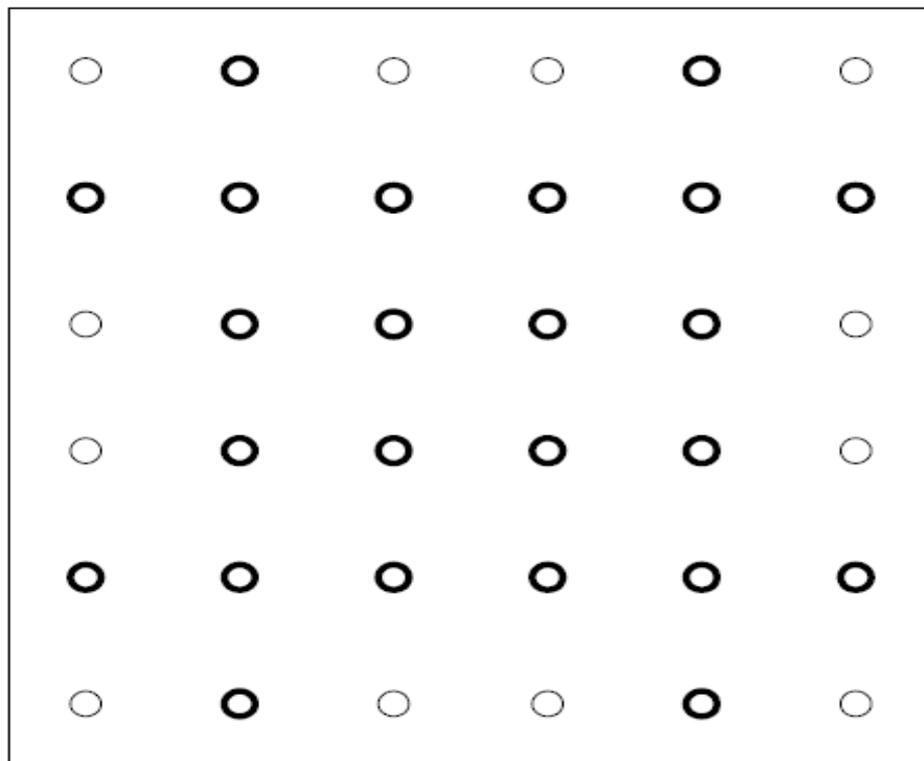
$$X = 1.641 \text{ (Tabela 21)}$$

APÊNDICE L - Dados Nominais das Torres de Resfriamento (Atual)

- Vazão Máx (Q máx): 240m³/h
- Temperatura de água quente: 35,0°C
- Temperatura de água fria: 29,0°C
- Temperatura de bulbo úmido: 24,0°C
- Vazão de ar pelo ventilador (teórico): 33,74 m³/s (60 Hz)

Projeto de Modificação dos Bicos para Aumento da Vazão de Água das Torres

E/29941 > TORRE 155 C/ CANAIS
ESTUDO DOS BICOS P/ 02 VAZÕES



● BICO BD-2001 D.32mm (24x)

○ BICO BDP D.20mm + PROLONGAMENTO INTERNO DE 200mm (12x)

APÊNDICE N - Tela de Alarmes Desenvolvida no Supervisório IHM

Os alarmes ativos e inativos do sistema são exibidos na tela de alarmes, apresentada na figura abaixo. Vale lembrar que todos os alarmes, quando diagnosticados, são inclusos nesta lista e a buzina de emergência da automação é acionada para alerta aos usuários. O registro do alarme inclui o horário da falha, nome da variável no CLP e na IHM.

Por meio do botão *Reset*, localizado no rodapé do supervisório, é possível silenciar a buzina de alarme e apagar as falhas inativas do sistema de água sob pressão, ou seja, aquelas que já foram solucionadas e não requerem mais a atenção do usuário.

As falhas ativas do sistema não são apagadas por meio do botão *Reset* até que o problema apontado pela automação seja efetivamente corrigido pelo usuário ou pelo time de manutenção. Uma vez corrigida a falha, esta se torna inativa, podendo ser apagada normalmente.

Segue abaixo detalhada a lista de alarmes do processo detectáveis pela automação:

- ✓ Pressão de Água (limite Superior e Inferior);
- ✓ Temperatura da Água nos Tanques (limite Superior e Inferior);
- ✓ Nível de Água nos Tanques (limite Superior e Inferior);
- ✓ Consumo Específico (limite Superior);
- ✓ Temperatura de Saída de Água das Salas de Teste (limite Superior e Inferior);
- ✓ Temperatura da Água na Saída das Torres de Resfriamento (limite Superior e Inferior).

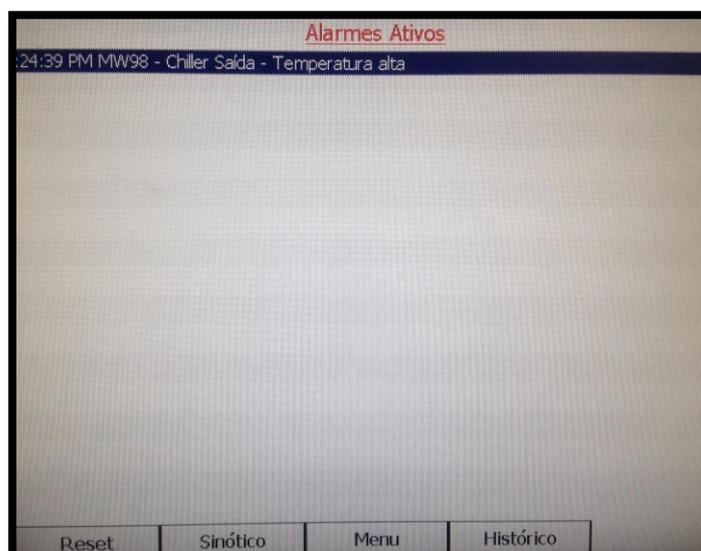
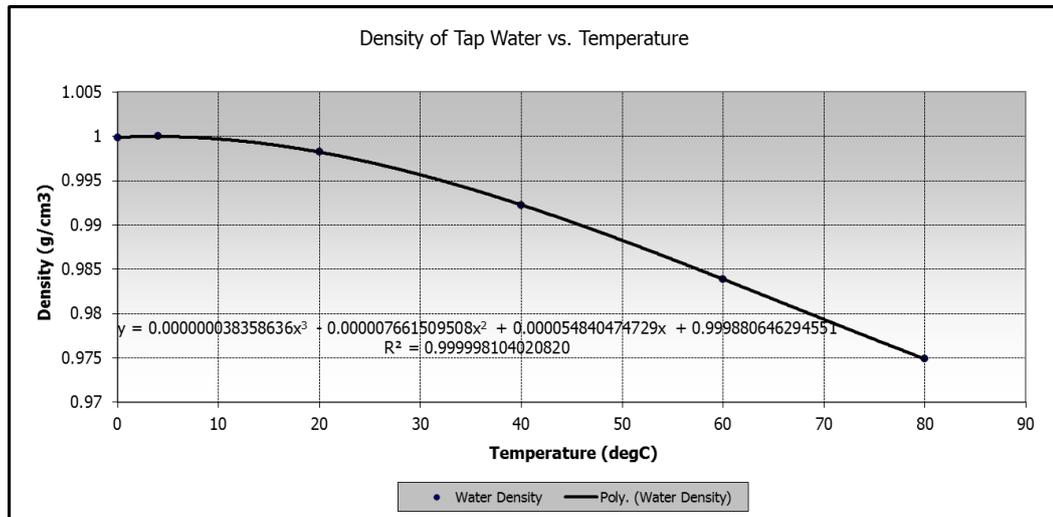
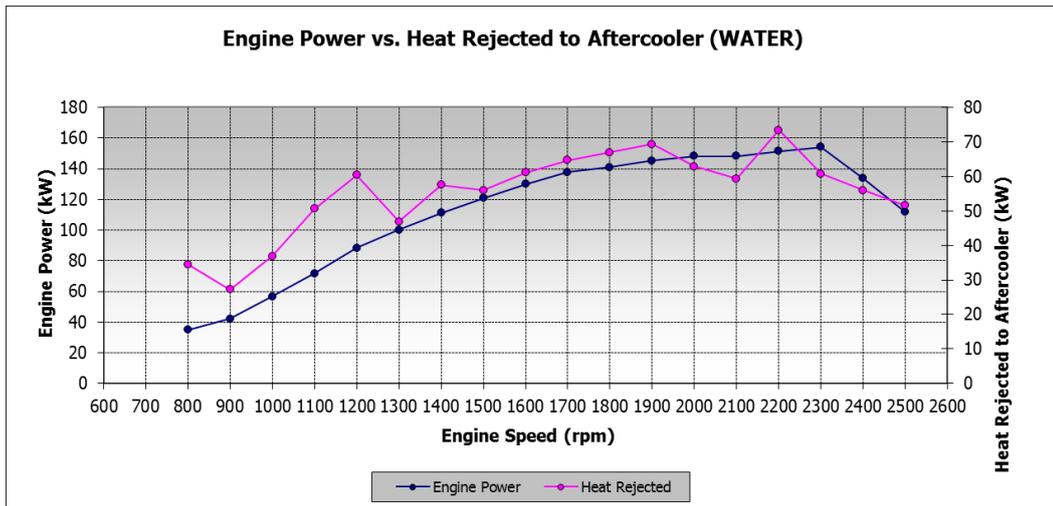
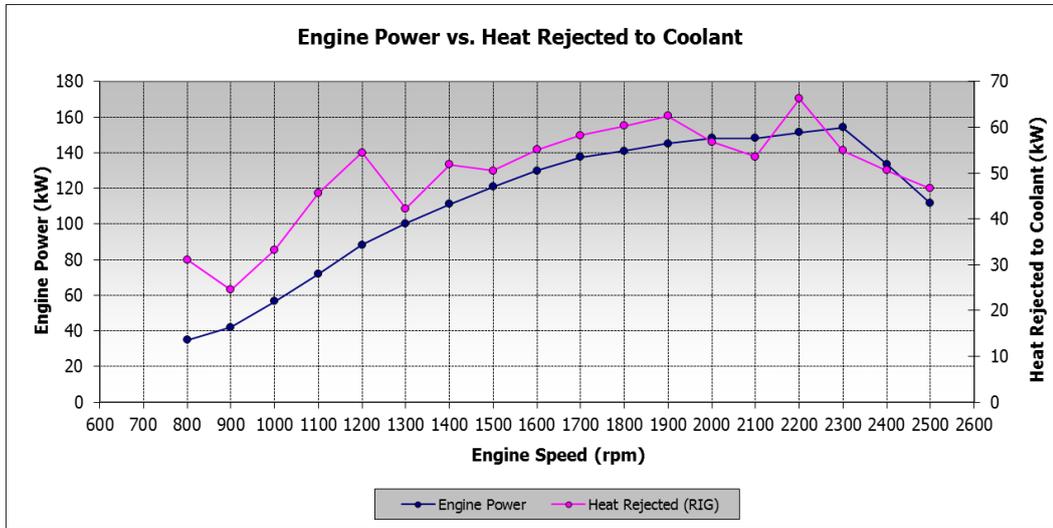


Figura 109 – Tela de Alarmes

Fonte: Registrado pelo Autor (Serafin, 2017)

APÊNDICE O - Levantamento da Curva Característica de Rejeição Térmica de um Motor Diesel Genérico sob Teste no Laboratório



ANEXO A - Dados Nominais das Torres de Resfriamento da Planta

MODELOS	DIMENSÕES DA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA											ENTRADA DE AR		CONEXÕES		CLASSE I	CLASSE II	PESOS	VOLUMES								
	A19/SGC	SG/W20	RT	ØA	B	C	D	E	F	G	H	Q	4 LADOS		3 LADOS					2 LADOS		X	Y				
													R	S	R					S	R			S	R	S	
100/2	100/3	100/2	1700	3260	3260	3370	3370	290	400	430	430	2805	4110	3045	4350	3545	4850	8"	10"	12,5	6	10	6	2180	8140	34	4800
100/4	100/3	100/3	1700	3260	3260	3370	3370	290	400	510	510	2805	4110	3045	4350	3545	4850	8"	10"	12,5	6	10	6	2180	8140	34	4800
100/5	100/6	100/4	14	18	18	18	18	18	18	18	18	3705	5010	3945	5250	4445	5750	10"	10"	12,5	6	10	6	2710	9640	42	5990
125/2	125/3	125/2	2240	4060	3260	4170	3370	290	400	430	430	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	10"	12,5	6	10	6	2710	9640	42	5990
125/4	125/3	125/3	2240	4060	3260	4170	3370	290	400	510	510	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	10"	12,5	6	10	6	2710	9640	42	5990
125/5	125/6	125/4	14	18	18	18	18	18	18	18	18	3730	5110	3970	5350	4470	5850	10"	10"	12,5	6	10	6	3300	11910	53	7480
155/2	155/3	155/2	2240	4060	4060	4170	4170	290	400	430	430	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	12"	12,5	6	10	6	3300	12630	80	7480
155/4	155/3	155/3	2240	4060	4060	4170	4170	290	400	510	510	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	12"	12,5	6	10	6	3300	12630	80	7480
155/5	155/6	155/4	14	18	18	18	18	18	18	18	18	3730	5110	3970	5350	4470	5850	10"	12"	12,5	6	10	6	3300	13220	85	7480
155/6	155/6	155/4	14	18	18	18	18	18	18	18	18	3730	5110	3970	5350	4470	5850	10"	12"	12,5	6	10	6	3300	13220	85	7480

Observações Gerais:

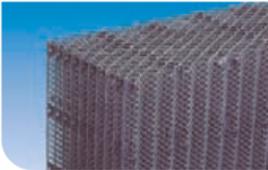
- X= entrada de água quente.
- Y= saída de água fria.
- Entrada de água de reposição (torneira bóia) = ØN.2".
- Drenagem.
- Conexão de transbordo.
- Observar a distância mínima de 1,5m entre a entrada de ar e eventuais obstáculos à ventilação.
- Dimensões em milímetros.
- O volume de embarque é estimado e sujeito a variações;
- Opcionalmente, a Torre pode ser fornecida com escada e passageiro para acesso ao conjunto de acionamento;
- Para os tamanhos 200, 240, 310 e 380 com enchimento "RT" as cotas "R" e "S" válidas apenas para altura de entrada de ar por 3 lados e 2 lados, não devendo ser considerado por 4 lados.

TAMANHOS	CAMADAS DE ENCHIMENTOS			DIMENSÕES [mm]																	PESOS APROX. [kgf]		VOLUME DE EMBARQUE [m³]	VOLUME DA BACIA [litros]
	W20	A19	RT	VENT. ØA	B	C	D	E	LADOS LIVRES PARA ENTRADA DE AR (6)						CONEXÕES		EMBARQUE	OPERAÇÃO						
									4 LADOS		3 LADOS		2 LADOS		X (1)	Y (2)								
AP-100	2	2/3	-	1700	3260	3260	3370	3370	2805	4110	3045	4350	3545	4850	8"	10"	2180	8140	34	4800				
	3	4	-	1700	3260	3260	3370	3370	3255	4560	3495	4800	3995	5300	8"	10"	2400	8390	38	4800				
	4	5/6	14/18	1700	3260	3260	3370	3370	3705	5010	3945	5250	4445	5750	10"	10"	2620	8680	42	4800				
	2	2/3	-	1700	3260	3260	3370	3370	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	10"	2710	9640	40	4800				
AP-125	3	4	-	2240	4060	3260	4170	3370	3280	4660	3520	4900	4020	5400	10"	10"	2980	9930	46	5990				
	4	5/6	14/18	2240	4060	3260	4170	3370	3730	5110	3970	5350	4470	5850	10"	10"	3240	10190	52	5990				
	2	2/3	-	2240	4060	3260	4170	3370	2830	4210	3070	4450	3570	4950	10"	12"	3300	11910	53	5990				
	3	4	-	2240	4060	4060	4170	4170	3280	4660	3520	4900	4020	5400	10"	12"	3600	12630	80	7480				
AP-155	4	5/6	14/18	2240	4060	4060	4170	4170	3730	5110	3970	5350	4470	5850	10"	12"	3950	13220	85	7480				
	2	2/3	-	2240	4060	3260	4170	3370	2910	4420	3110	4620	3510	5020	12"	12"	3890	15500	55	7480				
	3	4	-	2240	4060	3260	4170	3370	3360	4870	3560	5070	3960	5470	12"	12"	4410	15980	85	7480				
	4	5/6	18/22	2240	4060	3260	4170	3370	3810	5320	4010	5520	4410	5920	12"	12"	4920	16460	70	7480				
AP-200	2	2/3	-	2500	4790	4000	4950	4160	2910	4620	3110	4820	3510	5220	12"	12"	4500	16500	80	9500				
	3	4	-	2500	4790	4000	4950	4160	3360	5070	3560	5270	3960	5670	12"	12"	5100	17100	75	9500				
	4	5/6	18/22	2500	4790	4000	4950	4160	3810	5520	4010	5720	4410	6120	12"	12"	5700	17700	85	9500				
	2	2/3	-	2500	4790	4000	4950	4160	2910	5320	3110	5520	3510	5920	12"	12"	5900	21630	64	9500				
AP-240	3	4	-	2800	4790	4790	4950	4950	3360	5770	3560	5970	3960	6370	12"	12"	6690	22420	78	11990				
	4	5/6	18/22	2800	4790	4790	4950	4950	3810	6220	4010	6420	4410	6820	12"	12"	7470	23200	92	11990				
	2	2/3	-	2800	4790	4000	4950	4160	2910	5290	3110	5490	3510	5890	12"	12"	7640	26840	76	11990				
	3	4	-	2800	4790	4000	4950	4160	3360	5740	3560	5940	3960	6340	2x 10"	2x 12"	8300	27800	94	11990				
AP-310	2	2/3	-	3150	6110	6110	6250	6250	2910	5290	3110	5490	3510	5890	12"	12"	7640	26840	76	11990				
	3	4	-	3150	6110	6110	6250	6250	3360	5740	3560	5940	3960	6340	12"	12"	8300	27800	94	11990				
	4	5/6	18/22	3150	6110	6110	6250	6250	3810	6190	4010	6390	4410	6790	12"	12"	9260	28760	112	11990				
	2	2/3	-	3150	6110	6110	6250	6250	2910	5290	3110	5490	3510	5890	12"	12"	7640	26840	76	11990				
AP-380	3	4	-	3550	6110	6110	6250	6250	3360	5740	3560	5940	3960	6340	12"	12"	8300	27800	94	11990				
	4	5/6	18/22	3550	6110	6110	6250	6250	3810	6190	4010	6390	4410	6790	12"	12"	9260	28760	112	11990				

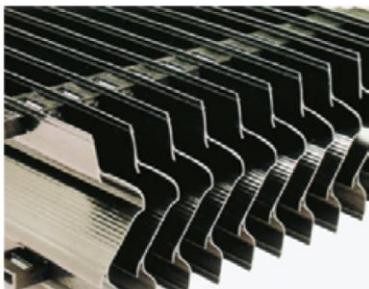
ANEXO B - Dados Nominais das Torres de Resfriamento (Antigo) e Tipo de Enchimento

ALPINA EQUIPAMENTOS					
TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA					
Taq:	60,0	°C	VAZÃO:	150,0	m ³ /h
Taf:	30,0	°C	PRESSÃO:	0,5	mCA
Tbu:	24,0	°C			
CLIENTE					
CUMMINS BRASIL LTDA.					
MODELO		ORDEM DE FABRICAÇÃO		DATA	
155/6-SGC-II-E		E/29.941		26/10/2011	

SG/300



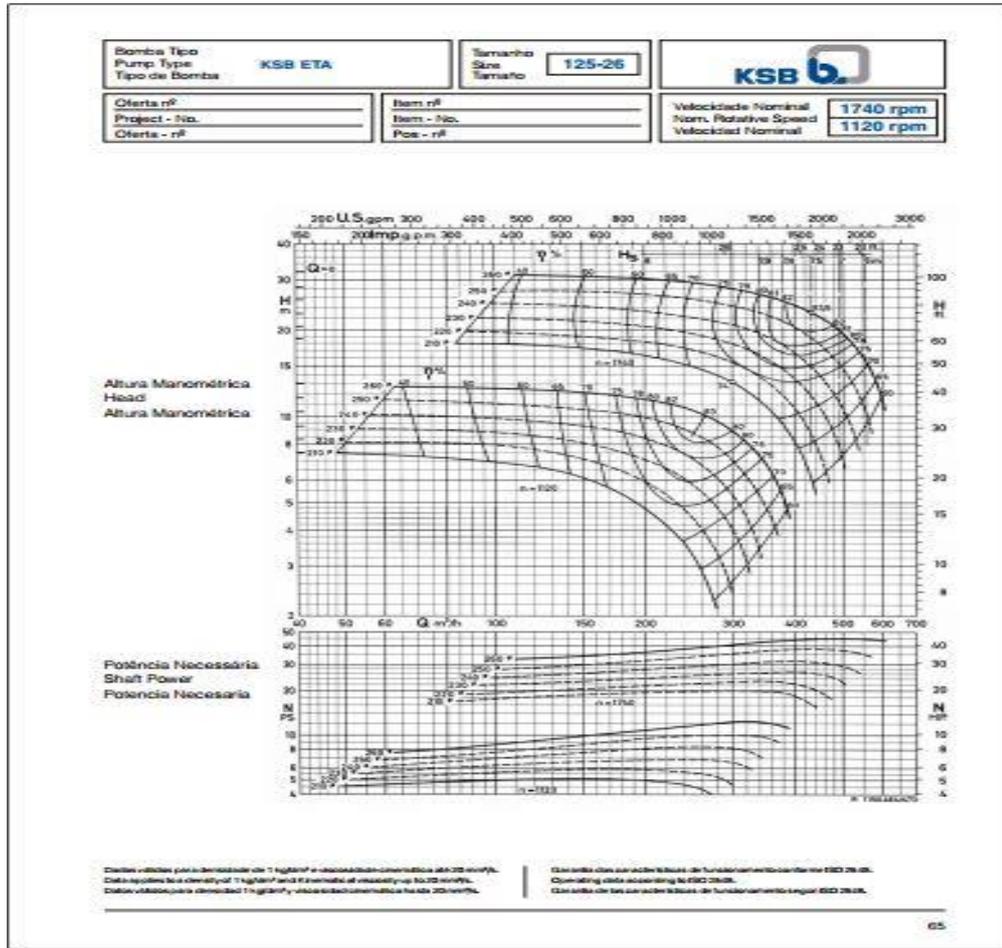
- Grades de polipropileno com canais verticais;
- Configuração em malha losangular com posicionamento vertical;
- Limite de temperatura de 75°C;
- Adequado para águas industriais;
- Lavável com jato d'água;
- Alta resistência química e mecânica;
- Suporta incrustações sem deformar-se equivalentes ao peso de um homem;
- Adequado para águas industriais.



Eliminadores de Gotas

- Estrudados em perfis de PVC e com duplo estágio, ou em lâminas injetadas de polipropileno (PP);
- Painéis desmontáveis apoiados sobre o sistema de distribuição de água permitem fácil retirada para lavagem;
- Baixa perda de pressão estática do ar e alto poder de retenção de gotas.

ANEXO C - Curvas Características das bombas de água quente do Processo



1		CLIENTE	
2		WATERTEC COMERCIAL TECNICA LTDA	
3			
4			
5			Rua José Rabello Petella, 400
6			13225-100 Tel.(011)4586-8500
7	QT. 1		Modelo da Bomba: KSB ETA 125-26
8	PARTE TÉCNICA		
9	LÍQUIDO A BOMBEAR:		
10			
11			
12	TEMPERATURA DE OPERAÇÃO: °C		
13	DENSIDADE	0,000 kg/dm³	
14	VISCOSIDADE:	0,00 cSt	
15	VAZÃO NOMINAL:	210 m³/h	
16	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL:	19 m	
17	PRESSÃO DIFERENCIAL:	0,00 kg/cm²	
18	PRESSÃO DE SUÇÃO:	0,00 kg/cm²g	
19	PRESSÃO DE DESCARGA:	0,00 kg/cm²g	
20	NPSH requerido/disponível:	0,00 0,00 m	
21	ROTAÇÃO NOMINAL:	rpm	
22	RENDIMENTO NOMINAL:	0,00 %	
23	POTÊNCIA ABSORVIDA NOMINAL:	0,0 cv	
24	MOTOR RECOMENDADO:	cv	
25	AMT DE SHUT-OFF:	0,00 m	

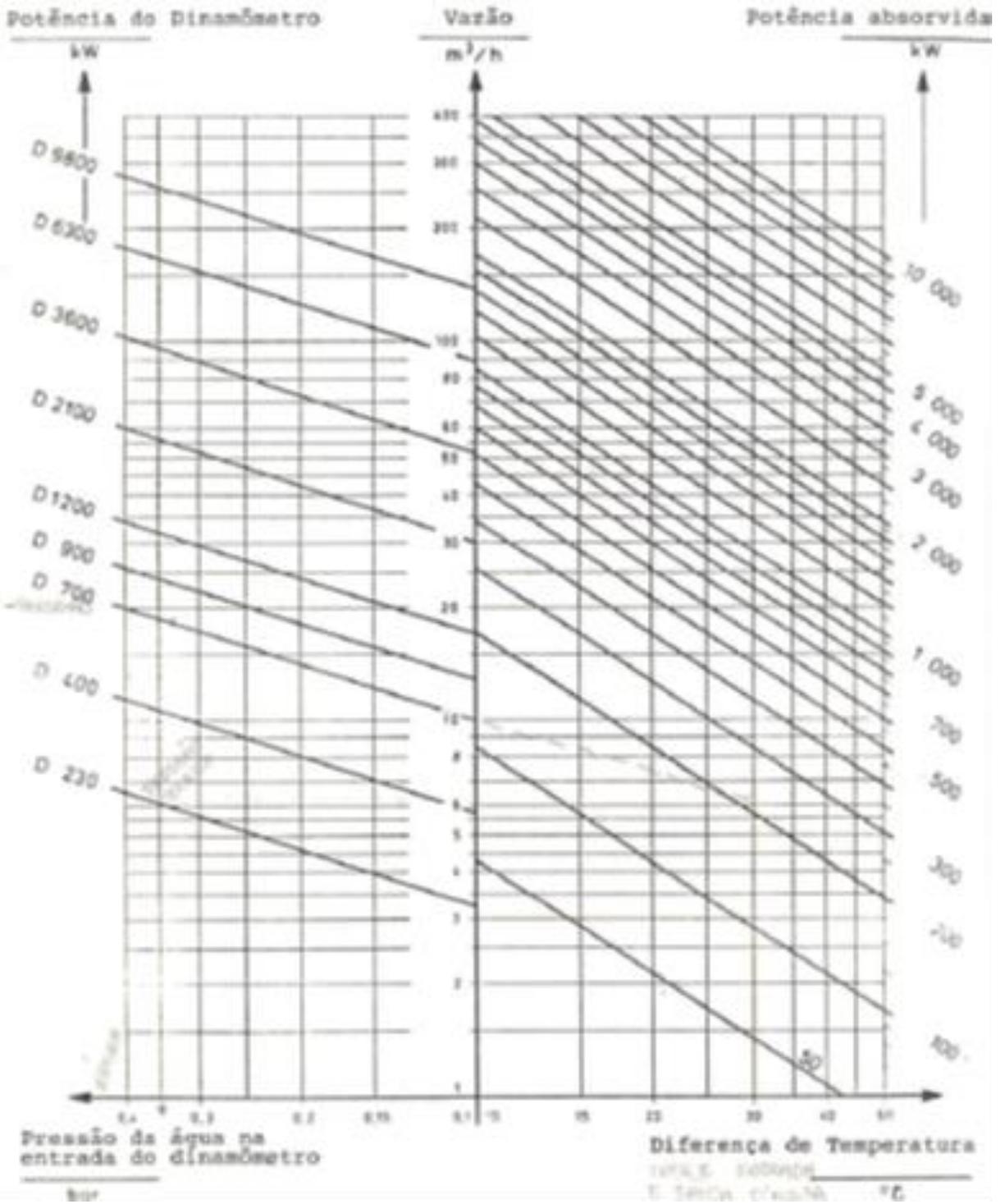
ANEXO D - Fatores de Correção (Considerando a Altitude e a Temperatura Ambiente para Motores Elétricos WEG).

T (°C)	Altitude (m)								
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
10							0,97	0,92	0,88
15						0,98	0,94	0,90	0,86
20					1,00	0,95	0,91	0,87	0,83
25				1,00	0,95	0,93	0,89	0,85	0,81
30			1,00	0,96	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
35		1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84	0,80	0,75
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80	0,76	0,71
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,81	0,78	0,74	0,69
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77	0,72	0,67
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73	0,70	0,65
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70	0,67	0,62
65	0,79	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,62	0,58
70	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,64	0,62	0,58	0,53
75	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,53	0,49
80	0,65	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,48	0,44

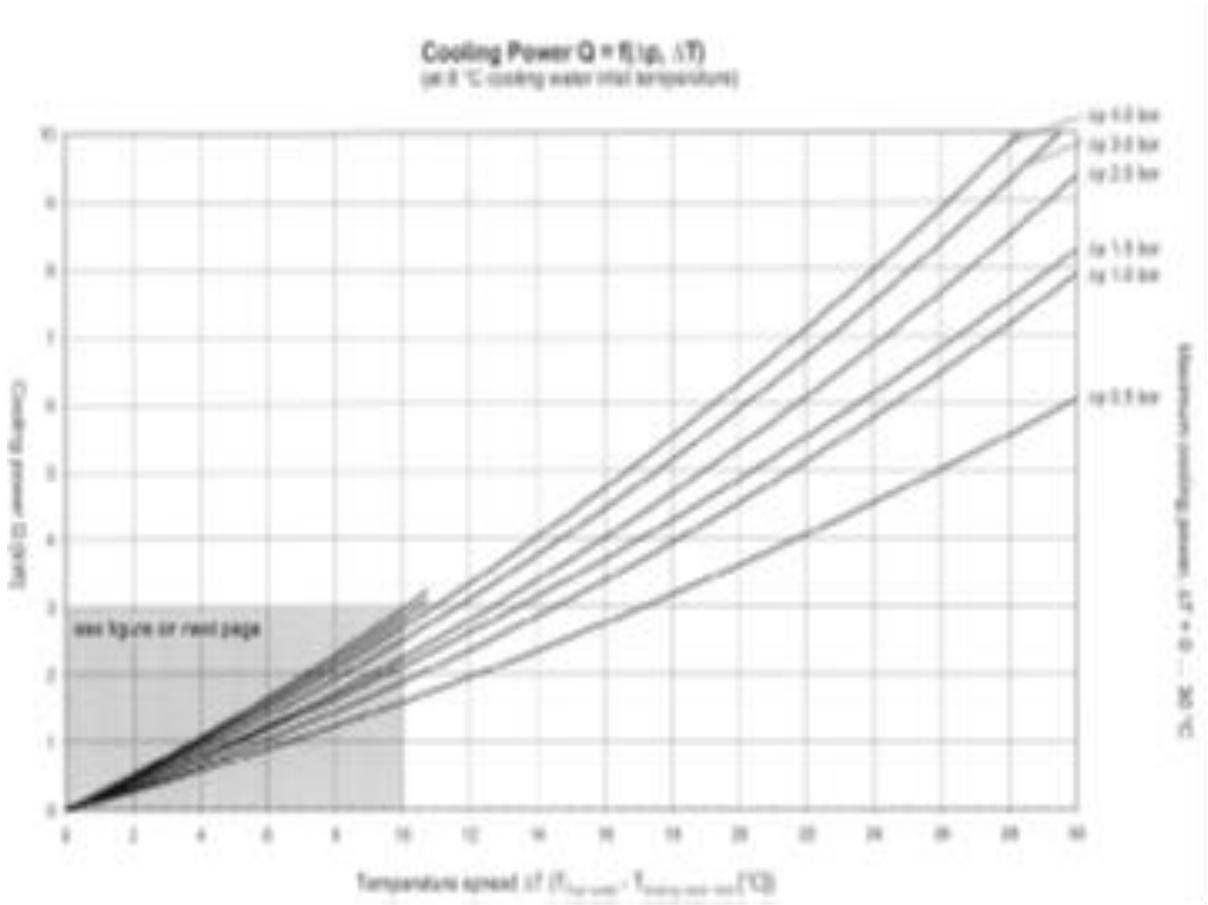
Temperatura Máxima de Atuação das Proteções Térmicas para Motores Elétricos WEG.

Componente	Marcação da área classificada na placa de identificação	Área classificada que o produto será instalado	Temperatura máxima de operação (°C)	
			Alarme	Desligamento
Enrolamento	Ex d	Ex d	130	150
	Ex n	Ex n	130	155
	Ex t	Ex t	120	140
	Ex e	Ex e	-	110
	Ex n + Ex t	Ex n	140	155
		Ex t	-	140
	Ex d + Ex t	Ex d	140	150
		Ex t	-	140
	Class I Div. 1	Class I Div. 1	130	150
Class I Div. 2	Class I Div. 2	130	155	
Class II Div. 1	Class II Div. 1	120	140	
Mancal	Todas	Todas	110	120

ANEXO E - Curvas Nominais Dinamômetros Hidráulicos Schenck



ANEXO F - Curvas Nominais Condicionadores de Temperatura do Combustível das Salas de Teste (modelo AVL753)



ANEXO G - Dados Nominais Bomba de Pré Partida (escorva)

Conjunto Moto Bomba Modelo: HYDROBLOC P1000 T

Dados Operacionais:

Vazão : **1,50** m³/h
 AMT : **44,00** m

Líquido Bombeado : **Água**
 Temperatura : **25** C
 Densidade : **1,000** Kg/dm³
 Velocidade : **3450** rpm
 Viscosidade : **1,00** cSt

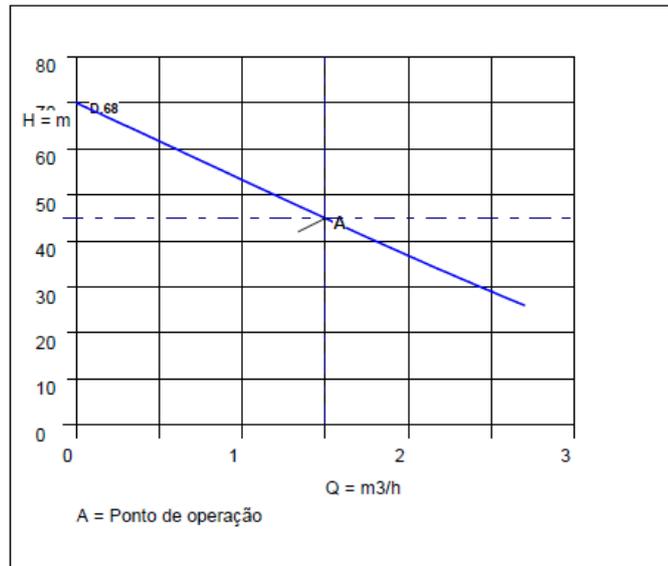
Dados Construtivos:

Diam. Sucção : **1"**
 Posição : **HORIZONTAL**
 Classe Pressão : **BSP**
 Norma : **ROSCA**
 Diam. Recalque : **1"**
 Posição : **VERTICAL**
 Classe Pressão : **BSP**
 Norma : **ROSCA**
 Construção : **MONOBLOCO**
 Mancais : **ROLAMENTOS**
 Lubrificação : **GRAXA**
 Rotação(v.l.acion) : **Horário**

Motor : **JM**
1 HP / IP44 / / 220/380 V / Trifásico
 Vedação : **Selo Mecânico**

Materiais:

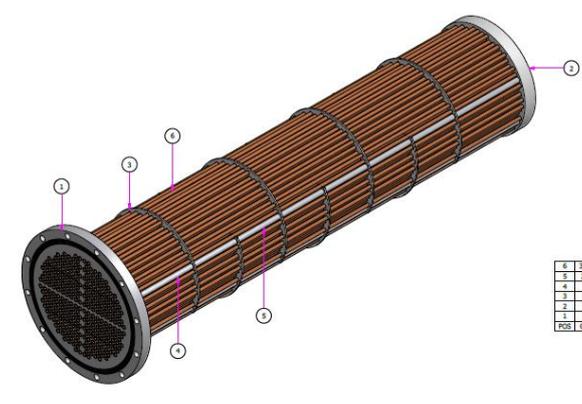
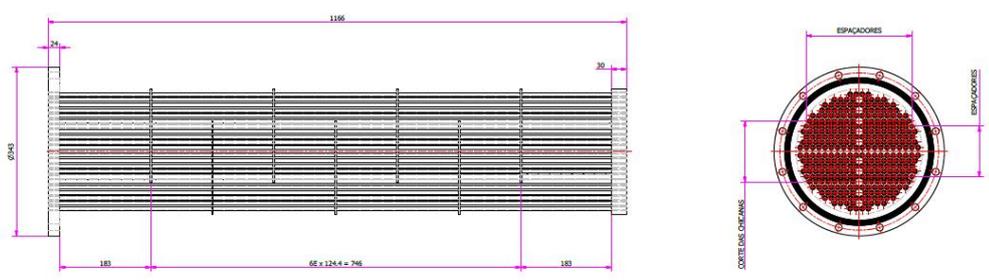
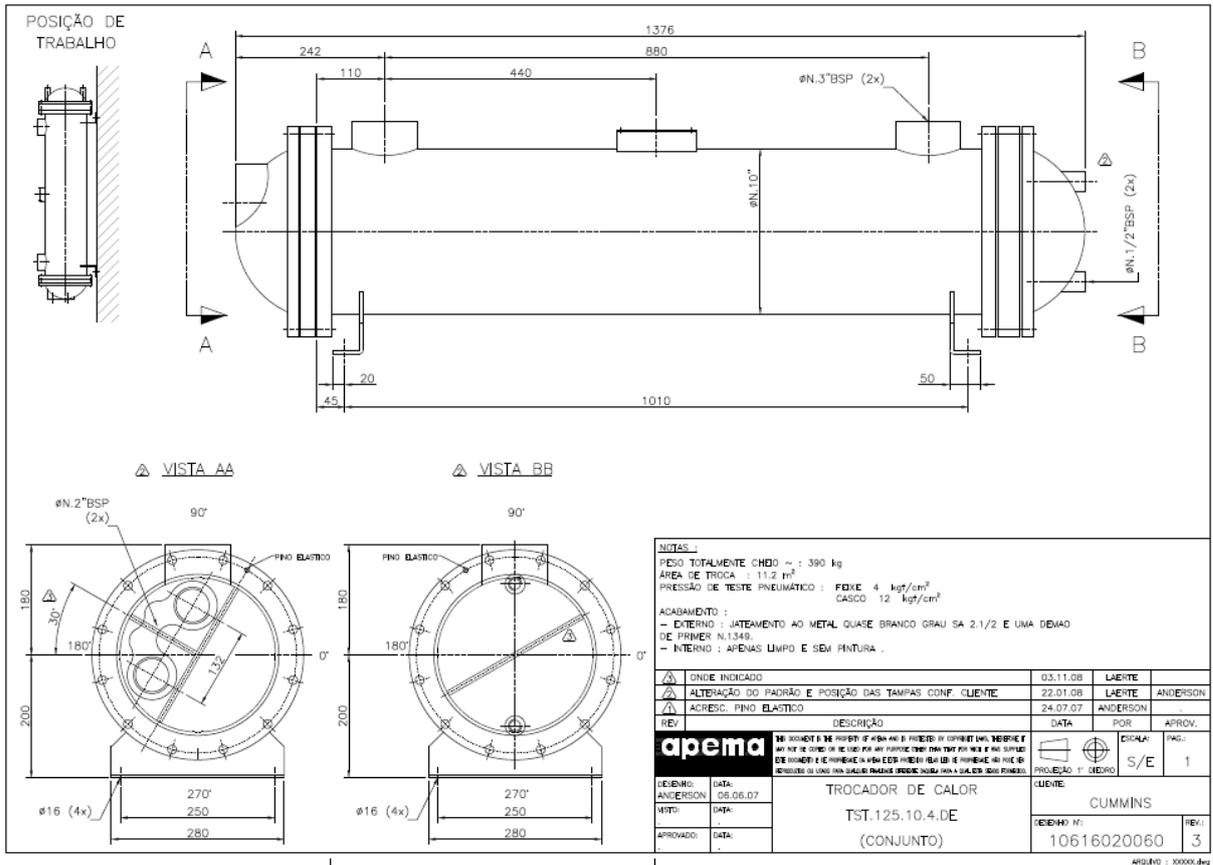
Carcaça : **A48CL30**
 Rotor : **LATÃO**



ANEXO H - Dados Nominais da Unidade de Água Gelada

Unidade Controladora de Temperatura	Modelo:	SAT.180-W-Z
Capacidade nominal de refrigeração:	180.000 kCal/h (209,3 kW)	
Temperatura do líquido na capacidade nominal:	10,0°C	
Capacidade disponível de refrigeração:	159.000 kCal/h (184,88 kW)	
Temperatura do líquido na capacidade requerida:	5,0°C	
Líquido a ser resfriado:	Água	
Número de circuitos de refrigeração:	02 – Duplo circuito de refrigeração	
Faixa de ajuste da temperatura do líquido:	5,0°C a 25,0°C	
Vazão nominal do líquido:	50,0 m³/h a 40 m.c.a.	
Reservatório interno:	580 litros	
Tipo de Condensação:	Água	
Nível de ruído:	75 dBA	
Energia Elétrica (Tensão / Nº de Fases / Frequência):	220 ou 380 ou 440V / Trifásico / 60 Hz	
Comando Elétrico (Tensão / Nº de Fases):	220V / Monofásico	
Potência Elétrica:	64,2 kW (Preliminar)	
Controlador de temperatura:	CLP – Controlador lógico programável SIEMENS	
Componentes elétricos:	SIEMENS	
Compressor:	Hermético rotativo de alta eficiência tipo "Scroll"	
Evaporador:	Feixe de tubos	
Estrutura e gabinete:	Alumínio e aço carbono	
Dimensões externas (A x L x C):	2.150 mm x 1.180 mm x 3.140 mm	
Peso Líquido:	1.900 kg	
Conexões hidráulicas (Processo):	Ø 4" - BSP	
Conexões hidráulicas (Reposição):	Ø 3/4" - BSP	
Conexões hidráulicas (Dreno):	Ø 1/2" - BSP	
Materiais das tubulações hidráulicas:	Aço inoxidável, cobre ou bronze, isolada com borracha elastomérica	

ANEXO I - Dados Nominais Trocadores de Calor Tipo Casco Tubo

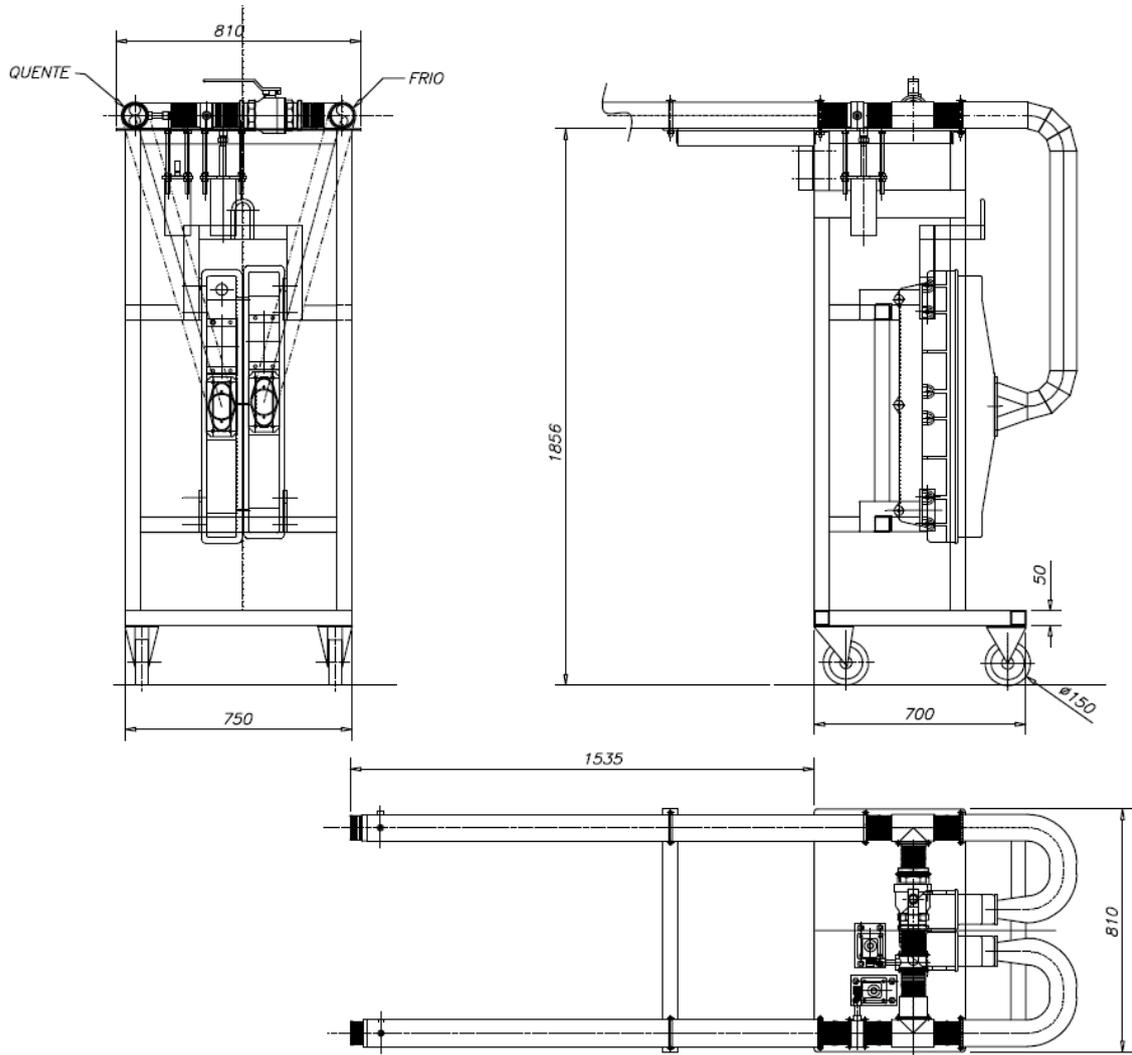


6	000070009979		TB.CLI.886.122 RECOZIDO 0.008,52X000,78X1175	0000700099	0,2	
5	24	000011000003	ESPAÇADOR	TB.C INDUSTRIAL 0.012,70X000,90X121	0000110003	0
4	8	000011000004	ESPAÇADOR	TB.C INDUSTRIAL 0.012,70X000,90X181	0000110004	0
3	7	0000000015	CHOCALHA ACT-TST-10° 4 DE	CH.C.A.1001 TST.10° 4 DE	0000000015	0,1
2	1	0000001182	ESPELHO TST-10° DE-# DESLIZANTE	0000100003007 CH.C.A. SA-216-70 # 031,75X0,255	0000000003	0,8
1	1	0000001181	ESPELHO TST-10° DE-# FUND	0000100003006 CH.C.A. SA-216-70 # 031,75X0,255	0000000003	12,4
POS	QT	COD. COMP.	DES. COMP.	DES. COMP.	DES. COMP.	QTD. COMP.

aprema NO MOMENTO DE PROJETAR E/OU ANTES DE PROJETAR SE CONSULTAR UM ENGENHEIRO NÃO SE DEVE DEPENDER DA ÚNICA FONTE DE INFORMAÇÃO PARA SEU PROJETO. É OBRIGATORIO E DE RESPONSABILIDADE DO PROJETISTA CONSULTAR O PROJETO DE REFERÊNCIA DE PROJETO DE REFERÊNCIA PARA SEU PROJETO.

CLIENTE: **CUMMINS**
 PROJETO Nº: **03001014198**
 MONTAGEM DO FEIXE TST-125-10-4-DE
 DATA: 23/04/12
 DATA: 23/04/12
 DATA: 23/04/12
 DATA: 23/04/12

ANEXO J - Layout Carrinho de Fixação do Trocador de Calor Aletado

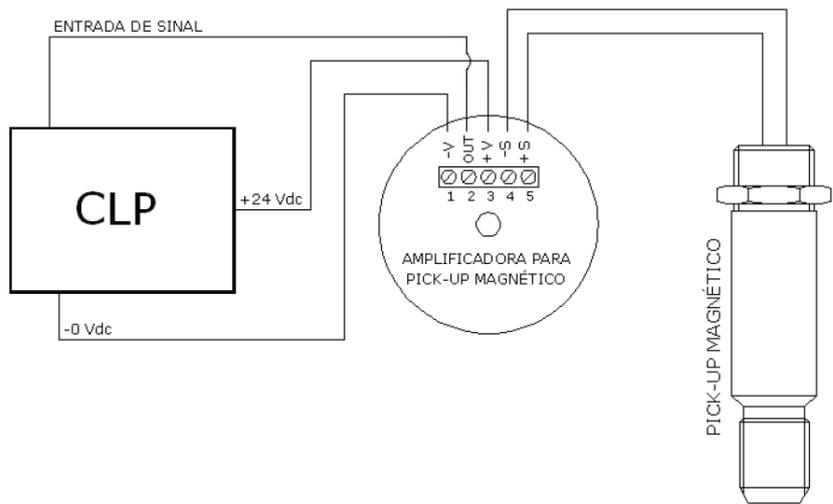
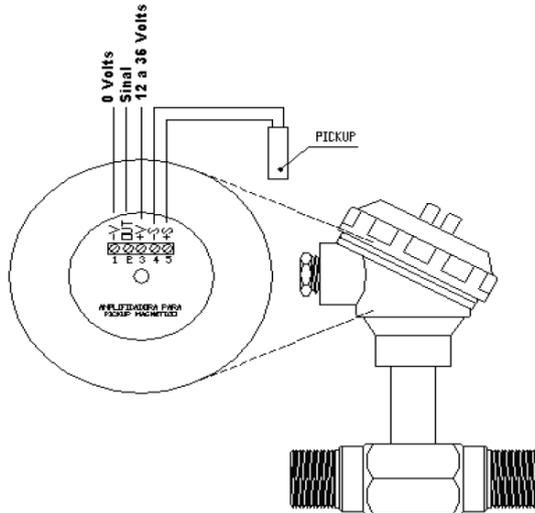
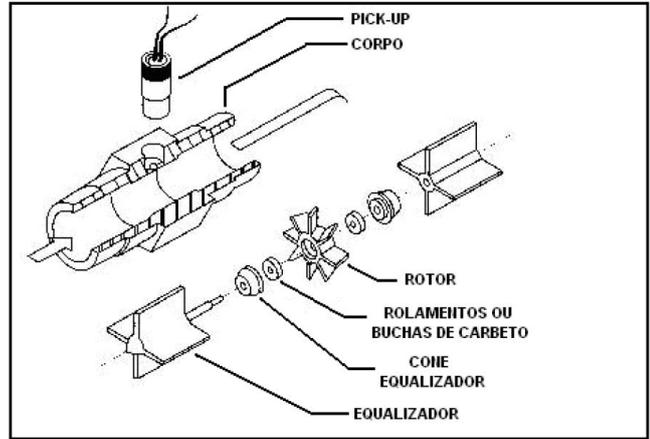


ANEXO K - Ficha de Dados dos Sensores de Nível Ultrassônico



Technical specifications	
Mode of operation	
Measuring principle	Ultrasonic level measurement
Typical application	Level measurement in storage vessels and simple process vessels
Inputs	
Measuring range	0.25 ... 6 m (10 inch ... 20 ft)
• 6 m (20 ft) model	0.25 ... 12 m (10 inch ... 40 ft)
• 12 m (40 ft) model	54 kHz
Frequency	
Outputs	
mA/HART	
• Range	4 ... 20 mA
• Accuracy	± 0.02 mA
PROFIBUS PA	Profile 3, Class B
Performance	
Resolution	≤ 3 mm (0.12 inch)
Accuracy	± the greater of 0.15 % of range or 6 mm (0.24 inch)
Repeatability	≤ 3 mm (0.12 inch)
Blanking distance	0.25 m (10 inch)
Update time	≤ 5 seconds
• 4/20 mA/HART version	≤ 5 seconds at 4 mA
• PROFIBUS version	≤ 4 seconds at 15 mA current loop
Temperature compensation	Built-in to compensate over temperature range
Beam angle	10°
Rated operating conditions	
Ambient conditions	
• Location	Indoor/outdoor
• Ambient temperature	-40 ... +80 °C (-40 ... +176 °F)
• Relative humidity/ingress protection	Suitable for outdoor
• Installation category	I
• Pollution degree	4
• Medium conditions	
- Temperature at flange or threads	-40 ... +85 °C (-40 ... +185 °F)
- Pressure (vessel)	0.5 bar g (7.25 psi g)
Design	
Material (enclosure)	PBT (Polybutylene Terephthalate)
Degree of protection	Type 4X/NEMA 4X, Type 6/NEMA 6/IP67/IP68 enclosure
Weight	2.1 kg (4.6 lb)
Cable inlet	2 x M20x1.5 cable gland or 2 x ½" NPT thread or 1 x M20 x 1.5 and 1 x ½" NPT
Material (transducer)	ETFE (Ethylene Tetrafluoroethylene) or PVDF (Polyvinylidene Fluoride)
Process connection	
• Threaded connection	2" NPT [(Taper), ANSI/ASME B1.20.1] R 2" [(BSPT), EN 10226] or G 2" [(BSPP), EN ISO 228-1]
• Flange connection	3 inch (80 mm) universal flange
• Other connection	FMS 200 mounting bracket (see page 4/204) or customer supplied mount
Display and Controls	
Interface	Local: LCD display with bar graph Remote: Available via HART or PROFIBUS PA
Configuration	Using Siemens SIMATIC PDM (PC) or HART handheld communicator or Siemens infrared handheld programmer
Memory	Non-volatile EEPROM
Power supply	
4 ... 20 mA/HART	Nominal 24 V DC with 550 Ω maximum; maximum 30 V DC 4 ... 20 mA
PROFIBUS PA	12, 13, 15, or 20 mA depending on programming (General Purpose or Intrinsically Safe version) per IEC 61158-2
Certificates and Approvals	
General	CSA _{US/C} , FM, CE, C-TICK
Marine (only applies to HART communication option)	• Lloyd's Register of Shipping • ABS Type Approval
Hazardous	
• Intrinsically Safe (Europe)	ATEX II 1G EEx ia IIC T4
• Intrinsically Safe (USA/Canada)	CSA/FM T4, Class I, Div. 1, Groups A, B, C, D; Class II, Div. 1, Groups E, F, G; Class III
• Intrinsically Safe (Australia/New Zealand)	ANZEx Ex ia IIC T4, Tamb = -40 ... +80 °C (-40 ... +176 °F) IP67, IP68
• Intrinsically Safe (International)	IECEx TSA 04.0020X Ex ia IIC T4
• Intrinsically Safe (Brazil)	INMETRO Br-Ex ia IIC T4
• Non-incendive (USA)	FM T5: Class I, Div. 2, Groups A, B, C, D
Handheld Programmer	
Intrinsically Safe Siemens handheld programmer	Infrared receiver
• Approvals for handheld programmer	IS model with ATEX EEx ia IIC T4 CSA/FM Class I, Div. 1, Groups A, B, C, D
Ambient temperature	-20 ... +40 °C (-5 ... +104 °F)
Interface	Proprietary infrared pulse signal
Power	3 V lithium battery (non-replaceable)

ANEXO L - Esquemático do Sensor de Vazão Volumétrica



ANEXO M - Ficha de Dados da Chave de Nível Capacitiva



Technical specifications		Design	
Mode of operation		Material	
Measuring principle	Inverse frequency shift capacitive level detection	<ul style="list-style-type: none"> Enclosure Optional thermal isolator Epoxy-coated aluminum with gasket 316L stainless steel	
Input		Connection	
Measured variable	Change in picoFarad (pF)	Removable terminal block, max. 2.5 mm ² IP65/Type 4/NEMA 4 (optional IP68)	
Output		Degree of protection	
Output signal		IP65/Type 4/NEMA 4 (optional IP68)	
<ul style="list-style-type: none"> Relay output - Max. contact voltage - Max. contact current - Max. switching capacity - Time delay (ON and/or OFF) Solid-state output - Output - Protection - Max. switching voltage - Max. load current - Voltage drop - Time delay (pre or post switching) 	1 SPDT Form C relay <ul style="list-style-type: none"> 30 V DC 250 V AC 5 A DC 8 A AC 150 W DC 2 000 VA AC 1 ... 60 s Galvanically isolated Against reversed polarity (bipolar) <ul style="list-style-type: none"> 30 V DC 30 V peak AC 82 mA < 1 V, typical at 50 mA 1 ... 60 s	Cable inlet 2 x M20x1.5 thread (option: 2 x 1/2" NPT conduit entry including 1 plugged entry)	
Rated operating conditions¹⁾		Power supply	
Installation conditions		12 ... 250 V AC/DC, 0 ... 60 Hz max. 2 W	
<ul style="list-style-type: none"> Location 	Indoor/outdoor	Certificates and approvals	
Ambient conditions		General Purpose Dust Ignition Proof Flameproof Enclosure With IS Probe Dust Ignition Proof with IS Probe Explosion Proof Enclosure With IS Probe Marine Overfill Protection Others	
<ul style="list-style-type: none"> Ambient temperature Installation category Pollution degree 	-40 ... +85 °C (-40 ... +185 °F) ²⁾ II 4	CSA, FM, CE, RCM ATEX II 1/2 D T100 °C ATEX II 1 G EEx d[ia] IIC T6...T4 ATEX II 1/2 D T100 °C CSA/FM Class II, Div. 1, Groups E, F, G CSA/FM Class III T4 CSA/FM Class I, Div. 1, Groups A, B, C, D CSA/FM Class II, Div. 1, Groups E, F, G CSA/FM Class III T4 Lloyds Register of Shipping, Categories ENV1, ENV2 and ENV5 WHG (Germany) VLAREM II Pattern Approval (China)	
Medium conditions	Liquids, bulk solids, slurries and interfaces Min. 1.5	¹⁾ When operation is in areas classified as hazardous, observe restrictions according to relevant certificate. See also Pressure/Temperature curves on page 4/37. ²⁾ Thermal isolator is used if process connection temperature exceeds 85 °C (185 °F) ³⁾ Pressure rating of process seal is temperature dependent. See Pressure/Temperature curves on page 4/37.	
<ul style="list-style-type: none"> Relative dielectric constant ϵ_r Process temperature - Without thermal isolator - With thermal isolator Process pressure (rod version) Process pressure (cable version)³⁾ Process pressure (sliding coupling version) 	-40 ... +85 °C (-40 ... +185 °F) ²⁾ -40 ... +125 °C (-40 ... +257 °F) -1 ... +25 bar g (-14.6 ... +365 psi g) (nominal) -1 ... +10 bar g (-14.6 ... +150 psi g) (nominal) -1 ... +10 bar g (-14.6 ... +150 psi g) (nominal)		
Electromagnetic Compatibility	To comply with CE EMC regulations (where applicable); the CLS200 should be installed per the instruction manual.		

ANEXO N - Ficha de Dados da Bomba Especificada para o Ramo das Salas de Teste

METB125-080-250 GG A 01504B

Versão nº: 1

Bomba Padrão de água de processo Megabloc

Dados de funcionamento

Vazão pretendido	84,00 m ³ /h	Vazão Nominal	83,98 m ³ /h
Altura manométrica pretendida	35,00 m	Altura total calculada	34,99 m
Fluido bombeado	Água Água limpa Não contendo substâncias químicas e mecânicas que afetem os materiais	Rendimento	74,3 %
Temperatura ambiente	20,0 °C	Potência absorvida	14,42 HP
Temperatura do Fluido	20,0 °C	Velocidade de rotação da bomba	1782 rpm
Densidade do fluido	998 kg/m ³	NPSH requerido	1,85 m
Viscosidade do fluido	1,00 mm ² /s	Pressão de funcionamento permíssível	16,00 bar.g
Pressão máxima de sucção	0,00 bar.g	Pressão de recalque	3,42 bar.g
Taxa de vazão mássica	23,28 kg/s	Fluxo de massa mínima permitida para uma operação contínua estável	3,33 kg/s
Potência máxima no diâm. nominal	20,95 HP	Altura de Shuttoff	36,75 m
Fluxo mínimo permitido para a operação contínua estável	12,00 m ³ /h	Fluxo de massa máxima admissível	41,23 kg/s
		Projeto	Sistema simples 1 x 100 %

Projeto

Performance de acordo com a ISO 2850		Código de material	BVPFF
Projeto	Monobloco	Plano de selagem	Selo mecânico simples (tipo A tampa do corpo, caixa cônica)
Tipo de instalação	Horizontal	Um líquido livre de sólidos é assumido	
Diâmetro nominal da sucção	NPS 5	Desenho da câmara de selagem	Câmara de selagem cônica (A - tipo de tampa)
Pressão nominal de sucção	CL 250	Anel Desg. do Corpo	Anel Desg. do Corpo
Posição da sucção	Axial	Diâmetro do rotor	262,0 mm
Conexão padrão	ASME B 16.1	Dimensão da passagem livre	15,8 mm
Diâmetro nominal do flange de recalque	NPS 3	Sentido de rotação do motor	Sentido Horário
Pressão nominal de recalque	CL 250	Construção do Suporte de Mancal	Monobloco
Posição do recalque	topo (0 ° / 360 °)	Tipo de rolamento	Rolamentos anti-fricção
Vedação	Selo mecânico tipo simples	Tipo de lubrificação	Graxa
Fabricante	INPACOM	Cor	Azul ultramarino (RAL5002) azul-KSB
Tipo	01		

ANEXO O - Ficha de Dados da Bomba Especificada para o Ramo da Casa de Máquinas

METB100-065-250 GG A 00924B

Versão nº: 1

Bomba Padrão de água de processo Megabloc

Dados de funcionamento

Vazão pretendido	45,00 m³/h	Vazão Nominal	45,00 m³/h
Altura manométrica pretendida	30,00 m	Altura total calculada	33,00 m
Fluido bombeado	Água Água limpa Não contendo substâncias químicas e mecânicas que afetem os materiais	Rendimento	63,1 %
Temperatura ambiente	20,0 °C	Potência absorvida	8,58 HP
Temperatura do Fluido	5,0 °C	Velocidade de rotação da bomba	1772 rpm
Densidade do fluido	1000 kg/m³	NPSH requerido	1,62 m
Viscosidade do fluido	1,55 mm²/s	Pressão de funcionamento permissível	16,00 bar.g
Pressão máxima de sucção	0,00 bar.g	Pressão de recalque	3,24 bar.g
Taxa de vazão mássica	12,50 kg/s	Fluxo de massa mínima permitida para uma operação contínua estável	2,02 kg/s
Potência máxima no diâm. nominal	13,12 HP	Altura de Shuttoff	33,81 m
Fluxo mínimo permitido para a operação contínua estável	7,26 m³/h	Fluxo de massa máxima admissível	24,86 kg/s
		Projeto	Sistema simples 1 x 100 %

Projeto

Performance de acordo com a ISO 2850		Código de material	BVPFF
Projeto	Monobloco	Plano de selagem	Selo mecânico simples (tipo A tampa do corpo, caixa cônica)
Tipo de instalação	Horizontal	Um líquido livre de sólidos é assumido	
Diâmetro nominal da sucção	NPS 4	Desenho da câmara de selagem	Câmara de selagem cônica (A - tipo de tampa)
Pressão nominal de sucção	CL 250	Anel Desg. do Corpo	Anel Desg. do Corpo
Posição da sucção	Axial	Diâmetro do rotor	255,0 mm
Conexão padrão	ASME B 16.1	Dimensão da passagem livre	14,3 mm
Diâmetro nominal do flange de recalque	NPS 2½	Sentido de rotação do motor	Sentido Horário
Pressão nominal de recalque	CL 250	Construção do Suporte de Mancal	Monobloco
Posição do recalque	topo (0 ° / 360 °)	Tipo de rolamento	Rolamentos anti-fricção
Vedação	Selo mecânico tipo simples	Tipo de lubrificação	Graxa
Fabricante	INPACOM	Cor	Azul ultramarino (RAL5002) azul-KSB
Tipo	01		

ANEXO P - Ficha de Dados do Motor Elétrico Especificado para o Ramo das Salas de Teste

METB125-080-250 GG A 01504B

Versão nº: 1

Bomba Padrão de água de processo Megabloc

Motor, acessórios

Tipo de motor	Motor elétrico	Proteção do motor	IP55
Norma do motor	IEC	Cos phi a carga 4/4	0,81
Modelo (fabricante)	WEG	Rendimento do motor a carga 4/4	92,0 %
Motor fornecido por	Motor padrão fornecido pela KSB - montado pela KSB	Sensor de temperatura	Sem
Tipo de construção do motor	B34	Posição da caixa de terminais	270° (esquerdo)
Tamanho do motor	160M		Visto do lado do motor
Classe de rendimento	High Efficiency (IE2)	Enrolamento do motor	220/380/440 V
Velocidade do motor	1782 rpm	Número de pólos	4
Frequência	60 Hz	Modo de ligação	Dupla Estrela
Tensão Nominal	380 V	Método de refrigeração do motor	Resfriamento da superfície
Potência Nominal P2	20,12 HP	Material do motor	Ferro fundido cinzento GG / Ferro fundido
Reserva disponível	39,45 %	Operação com inversor de frequência permitido.	Adequado para o funcionamento com inversor de frequência
Corrente nominal	30,75 A		
Taxa da corrente de partida	6,8	Níveis de pressão sonora do motor	64 dBa
Classe de isolamento	F conforme IEC 34-1	Dimensionamento do motor por	Potência nominal

Materiais G

Observações 2

Observações 1

Amônio (NH₄ +) <= 2 mg/kg, livre de H₂S; cloro (Cl₂) <= 0,6 mg/kg.

Critério geral para uma análise da água: pH >= 7; conteúdo de cloro (Cl) <=250 mg/kg. Cloreto (Cl₂) <=0.6 mg/kg.

Corpo espiral (102) Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B

Tampa do corpo. (161) Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B

Eixo (210)	A576 GR1045
Rotor (230)	Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B
Anel de vedação (411)	Anel de vedação em DPFA isento de amianto
Anel Desg. do Corpo (502.1)	Ferro fundido cinzento GG / Ferro fundido
Luva protetora do eixo (524)	TM23

ANEXO Q - Ficha de Dados do Motor Elétrico Especificado para o Ramo da Casa de Máquinas

METB100-065-250 GG A 00924B

Versão nº: 1

Bomba Padrão de água de processo Megabloc

Motor, acessórios

Tipo de motor	Motor elétrico	Proteção do motor	IP55
Norma do motor	IEC	Cos phi a carga 4/4	0,84
Modelo (fabricante)	WEG	Rendimento do motor a carga 4/4	91,0 %
Motor fornecido por	Motor padrão fornecido pela KSB - montado pela KSB	Sensor de temperatura	Sem
Tipo de construção do motor	B34	Posição da caixa de terminais	270° (esquerdo)
Tamanho do motor	132M	Visto do lado do motor	220/380/440 V
Classe de rendimento	High Efficiency (IE2)	Enrolamento do motor	220/380/440 V
Velocidade do motor	1772 rpm	Número de pólos	4
Frequência	60 Hz	Modo de ligação	Dupla Estrela
Tensão Nominal	380 V	Método de refrigeração do motor	Resfriamento da superfície
Potência Nominal P2	12,34 HP	Material do motor	Ferro fundido cinzento GG / Ferro fundido
Reserva disponível	43,78 %	Operação com inversor de frequência permitido.	Adequado para o funcionamento com inversor de frequência
Corrente nominal	18,46 A	Níveis de pressão sonora do motor	58 dBa
Taxa da corrente de partida	8	Dimensionamento do motor por	Potência nominal
Classe de isolamento	F conforme IEC 34-1		

Materiais G

Observações 2

Observações 1

Amônio (NH₄⁺) <= 2 mg/kg, livre de H₂S; cloro (Cl₂) <= 0,6 mg/kg.

Critério geral para uma análise da água: pH >= 7; conteúdo de cloro (Cl) <=250 mg/kg. Cloreto (Cl₂) <=0.6 mg/kg.

Corpo espiral (102) Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B

Tampa do corpo. (161) Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B

Eixo (210)

A576 GR1045

Rotor (230)

Ferro fundido EN-GJL-250/A48CL35B

Anel de vedação (411)

Anel de vedação em DPFA isento de amianto

Anel Desg. do Corpo (502.1)

Ferro fundido cinzento GG / Ferro fundido

Luva protetora do eixo (524)

TM23

ANEXO R - Menção Honrosa XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva (Simea 2016)



ANEXO S - Certificado de Reconhecimento (Melhor Projeto Cummins Latin América 2016)

