



BRENON DIENNEVAN SOUZA BARBOSA

**CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS E
ENERGÉTICAS DE UM PIVÔ CENTRAL**

LAVRAS – MG

2016

BRENON DIENNEVAN SOUZA BARBOSA

**CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS E ENERGÉTICAS DE UM PIVÔ
CENTRAL**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas, para a obtenção do título de Mestre.

Orientador

Prof. PhD. Alberto Colombo

LAVRAS – MG

2016

Barbosa, Brenon Diennevan Souza.

Características hidráulicas e energéticas de um pivô central /
Brenon Diennevan Souza Barbosa. - 2016.

157 p. : il.

Orientador(a): Alberto Colombo.

Dissertação (mestrado acadêmico) - Universidade Federal de
Lavras, 2016.

Bibliografia.

1. Irrigação. 2. Eficiência energética. 3. Unidade de
Bombeamento. I. Colombo, Alberto . . II. Título.

BRENON DIENNEVAN SOUZA BARBOSA

**CARACTERÍSTICAS HIDRAÚLICAS E ENERGÉTICAS DE UM PIVÔ
CENTRAL**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 12 de agosto de 2016.

Dr. Lessandro Coll Faria

UFPEL

Dr. Luiz Antônio Lima

UFLA

Prof. PhD. Alberto Colombo
Orientador

LAVRAS – MG

2016

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela força que me deu para que eu pudesse chegar até aqui.

À Universidade Federal de Lavras (UFLA) e ao Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas, pela oportunidade concedida. À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pela concessão da bolsa de estudos. À Itograsss Agrícola por ceder a área e o equipamento para o estudo, e aos funcionários da empresa por sempre estarem à disposição para que o estudo fosse realizado.

Aos meus pais Genevan e Siroleide, por compartilharem este sonho comigo, pelo incentivo e pelo esforço infindável para que nunca me faltasse nada.

À Fernanda, por toda a paciência, amor e companheirismo. Sem você seria muito mais difícil!

Ao Laelcio, que sempre acreditou em mim, apoiando-me e incentivando-me, para que as barreiras no caminho fossem superadas.

À Laura Thebit, por me fazer chegar, acreditar e concluir mais esta etapa, sem você eu não estaria aqui!

Ao Professor PhD. Alberto Colombo (orientador), pela grande paciência, dedicação, orientação e conhecimentos compartilhados para a realização deste trabalho e para o meu crescimento profissional.

Às amigas e companheiras Ximena, Gabriela e Taiane, por serem meu ponto de apoio longe da minha família.

Aos amigos João Notel, Ana Claudia Sátiro, e a todos que me ajudaram no decorrer do trabalho.

A todos os professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas, que de alguma forma contribuíram para que este momento chegasse.

Aos amigos Lucas Cardoso, Fernando Neris e Jacineumo Falcão, pela amizade e boa convivência.

A todos os colegas do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas, pelo compartilhamento de conhecimentos e alegrias.

MUITO OBRIGADO!

Ao Genevan, meu pai, à Siroleide, minha mãe, à Gessy, minha avó, e ao Laércio, por toda confiança e carinho, e por nunca me deixarem desistir. Ao Helber, meu tio (in memoriam) por ter sido meu maior exemplo de pessoa e profissional. À Fernanda, por todo o companheirismo, apoio e carinho.

DEDICO.

RESUMO

O monitoramento contínuo das características operacionais dos equipamentos de irrigação permite que os irrigantes identifiquem variações nos parâmetros de desempenho destes equipamentos, orientando-os quanto à necessidade de substituição de componentes desgastados, que possam comprometer a uniformidade de aplicação de água e ou eficiência energética destes equipamentos. O objetivo deste estudo foi analisar, ao longo de um giro completo de uma linha lateral de um pivô central, de 436,8m de comprimento, o comportamento das seguintes características: vazão (Q); altura manométrica total (HMT); potência elétrica ativa (PEA); rendimento global (η_g); consumo específico (CE) e consumo específico normalizado da irrigação (CENI). O sistema foi avaliado após seis anos de uso, com 8844 horas de operação em terreno de topografia variável, caracterizado por um desnível vertical descendente máximo de 19.5m e um desnível vertical ascendente máximo de 4,2m. Ao longo de 22 posições angulares diferentes assumidas pela linha lateral na área, foram determinados perfis radiais da distribuição espacial da carga de pressão ao longo da linha. Com base na norma ABNT 14244, na posição da linha lateral correspondente ao desnível vertical ascendente máximo, foi determinada a uniformidade de aplicação de água (CUC_H). O pivô central analisado neste estudo operava com vazão média de $231,95 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, que representa uma redução de 4% no valor declarado em projeto. Esta redução na vazão pode estar associada ao valor médio perda de carga na adutora observado (28 m) que foi muito superior ao valor declarado na ficha técnica do pivô central (13 m). A redução na vazão do sistema ocasionou também a redução na PEA observada, sendo registrado um valor médio de 98 kW, que representa uma redução de 2,7% em relação ao valor médio de catálogo. Em toda a área irrigada, os pares de valores de HMT e Q observados ficaram abaixo dos valores de catálogo. Estes fatores também prejudicaram a distribuição de carga de pressão ao longo da linha lateral: 9 perfis, dentre os 22 analisados, apresentaram valores de carga de pressão mínima menor do que o valor nominal (7,02 m) das válvulas reguladoras de pressão. Apesar do tempo de uso, o rendimento global da unidade de bombeamento se mostrou satisfatório, atingindo um valor médio de 72,46%, que representa uma redução de apenas 5% em relação ao valor de catálogo. Apesar da redução no rendimento global do conjunto de bombeamento, o efeito da redução dos valores de vazão (Q) e altura manométrica total (HMT) foi preponderante na determinação do CE médio ($0,424 \text{ kWh m}^{-3}$), que ficou 1,8% abaixo do valor de projeto. No entanto, o valor de CENI médio observado ($3,80 \text{ Whm}^{-3} \text{ m}^{-1}$), que ficou 1,3% acima do valor de catálogo, refletindo a queda nos valores de HMT, Q e rendimento global. Mesmo após 8844 h de operação, o sistema foi capaz de apresentar um valor de CUC_H de 89,58%, que pode ser classificado como uma “boa” uniformidade de aplicação de água.

Palavras-chave: Irrigação. Eficiência energética. Unidade de bombeamento.

ABSTRACT

The continuous monitoring of irrigation systems operational characteristics allows to the farmers to identify variations in the performance parameters of these systems and also orienting them to the necessity of replacement of worn components that could compromise the uniformity of water application and the energy efficiency of these systems. The aim of the study was to analyze, along a complete rotation of a 436.8 m long center pivot lateral line, the behavior the following characteristics: flow (Q), total dynamic head (HMT), active electric power (PEA), global efficiency (η_g), specific consumption (CE), irrigation normalized specific consumption (CENI). The system was evaluated after six years of use, when the center pivot completed 8844 hours of operation on variable topography terrain, characterized by a vertical maximum downhill slope of 19.5m, a maximum uphill slope of 4.2m. Radial profiles of the spatial distribution of the pressure head along the lateral line were determined at 22 different angular positions assumed by the lateral line. At the lateral line position corresponding to the maximum uphill slope, the system water application uniformity (CUC_H), as prescribed by the ABNT 14244 standard, was determined. The central pivot analyzed in this study operated with a mean flow rate of $231.95 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, which represents a reduction of 4% in the design value. This reduction in flow rate may be associated with the increase on the observed head loss value along the main line (28m) which was much higher than the design value (13 m). This reduction in the system flow also caused a reduction in the observed PEA, the average observed value (98 kW) results in a 2.7% reduction in relation to the design value. Throughout the irrigated area, the observed pairs of HMT and Q values were always lower than catalog values. These factors also hampered the pressure head distribution along the lateral line: 9 profiles, out of 22 analyzed, presented values of minimum pressure head lower than the nominal value (7.02 m) of the pressure regulator valves. Despite the expected wear after 8844 hours of operation, the pumping unit global efficiency was satisfactory, reaching an average value of 72.46%, which represents a reduction of only 5% in relation to the design value. Despite the reduction in the pumping set global efficiency, the effect of the reduction of flow (Q) and total head (HMT) values was predominant in the determination of the mean EC value (0.424 kWh m^{-3}), which was 1.8% below the design value. However, the observed mean CENI value ($3.80 \text{ Whm}^{-3} \text{ m}^{-1}$), which was 1.3% above the catalog value, reflected the fall in HMT, Q and global efficiency values. Even after 8844 h of operation, the system was able to present a CUC_H value of 89.58%, which can be classified as a "good" uniformity of water application.

Keywords: Irrigation. Energy efficiency. Pumping unit

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Curvas características de uma bomba centrífuga	34
Figura 2	Triângulo de potências.....	38
Figura 3	Curvas de desempenho do motor WEG-W22.....	40
Figura 4	Imagem aérea do Pivô central localizado na Fazenda Invernada, pertencente à Itograss Agrícola Alta Mogiana Ltda.	51
Figura 5	Equipamento Pivô central pertencente à Itograss Agrícola.....	54
Figura 6	Curvas de nível (m) da área irrigada e posicionamento angular (0°) das oito torres móveis do pivô	55
Figura 7	Medidor de vazão ultrassônico.	58
Figura 8	Esquema de instalação do transdutor de pressão absoluta na entrada da bomba.	59
Figura 9	Esquema de instalação do transdutor de pressão relativa na saída da bomba...	60
Figura 10	Instalação do Fluke® no painel de comando.	64
Figura 11	Estimativa de valores de catálogo para consumo energético e rendimento global.	67
Figura 12	Transdutores de pressão da marca Lamon (a,b), Dwyer (c) e Dikson (d) instalados na lateral do pivô central.....	73
Figura 13	Esquema de disposição das linhas de coletores na área.....	79
Figura 14	Esquema de instalação dos coletores na área.....	80
Figura 15	Perfil topográfico das posições selecionadas para o ensaio.....	82
Figura 16	Posições angulares de ensaiadas.....	85
Figura 17	Vazão do sistema observada durante o giro da linha lateral do pivô central	86
Figura 18	Dados característicos da bomba KSB WKL 125/3 obtidos na plaqueta.....	89
Figura 19	Curva adimensional ($\lambda HMT \times \lambda Q$)da bomba KSB-WKL125/3.	90

Figura 20	Curva característica (HMT x Q) da bomba WKL 125/3 e dados de Q e HMT observados	91
Figura 21	Dados de Q e HMT observados.....	91
Figura 22	Valores de rendimento da bomba KSB-WKL125/3 adimensionalizados.	93
Figura 23	Valores de Rendimento de catálogo da bomba em função dos dados de vazão observados.	94
Figura 24	Comportamento dos valores de leitura do vacuômetro (LV) durante o giro do pivô central na área (a), e em função do comportamento dos valores de vazão (b).....	95
Figura 25	Esquema de medição de pressão na entrada e saída da bomba segundo INMETRO (BRASIL, 2010).	98
Figura 26	Valores de altura manométrica total (HMT) observados durante o giro da linha lateral do pivô central	100
Figura 27	Comportamento dos valores de altura manométrica total (HMT) em relação aos valores de vazão observados.....	101
Figura 28	Valores de potência hidráulica (PH) observados durante o giro da linha lateral do pivô central.	102
Figura 29	Potência elétrica ativa (PEA) medida pelo FLUKE® durante o giro completo do pivô.	104
Figura 30	Desvio dos valores observados das variáveis vazão, HMT e PEA em relação ao valor médio registrado de cada variável.....	105
Figura 31	Comportamento dos valores de tensão medida nas três fases (A, B e C) durante o giro do pivô central.....	106
Figura 32	Comportamento dos valores de amperagem medida nas três fases (A, B e C) durante o giro do pivô central	107
Figura 33	Comportamento aos parâmetros elétricos voltagem(V) e amperagem A) em relação a vazão e topografia do terreno	108

Figura 34 Valores de Rendimento global (η_g) observado e de catálogo do conjunto moto-bomba.	111
Figura 35 Valores do consumo específico de energia observados (CE_{obs}) e de catálogo (CE_{cat}) durante o deslocamento da linha lateral do pivô central.	112
Figura 36 Perda de carga na adutora (hf_{B-PP}) durante o giro da linha lateral do pivô central.	114
Figura 37 Valores da perda de carga na adutora e da vazão durante o giro da linha lateral do pivô central.	115
Figura 38 Fração da perda de carga total na linha lateral do pivô central.	116
Figura 39 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 1 (45° 21:30h).	120
Figura 40 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 2 (88° 22:37 h).	120
Figura 41 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 3 (111° 23:28 h).	121
Figura 42 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 4. (323° 06:52 h).	122
Figura 43 Distribuição da carga de pressão na área irrigada.	127
Figura 44 Comportamento dos valores de altura manométrica total mínima ($HMT_{min(a)}$) e observada (HMT_{obs}) ao longo do giro do pivô central.	132
Figura 45 Coeficiente de uniformidade de Christiansen adaptado por Heerman e Hein (CUC_H) para teste realizado em 2011.	134
Figura 46 Coeficiente de uniformidade de Christiansen (CUC_H) para teste realizado em 2016.	135

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Classificação da uniformidade de distribuição de água em pivô central.....	46
Tabela 2	Características do sistema pivô central, descritas no projeto original.	52
Tabela 3	Características da unidade de bombeamento, descritas no projeto original	53
Tabela 4	Localização dos tomadas de pressão ao longo da linha lateral e características da sua instalação.	71
Tabela 5	Cota (metros) do terreno ao longo da linha lateral do pivô central para as 4 posições de ensaio.	83
Tabela 6	Declividade do terreno dos perfis analisados em relação ao ponto do pivô.....	83
Tabela 7	Valores de vazão nas posições de ensaio	87
Tabela 8	NPSH da unidade de bombeamento	97
Tabela 9	Ajustes dos parâmetros “c” e “c ₀ ” para estimar o rendimento.	109
Tabela 10	Valores da perda de carga total na linha lateral do pivô.....	118
Tabela 11	Valores de carga de pressão observados e estimados.....	125
Tabela 12	Resultados dos testes estatísticos T e F entre valores de pressão medidos e estimados para cada posição.	126
Tabela 13	Valores de carga de pressão máximos e mínimos na linha lateral do pivô central para diferentes posições angulares assumidas.	129
Tabela 14	Valores de altura manométrica referente a cada posição angular da linha lateral do pivô central.	131
Tabela 15	CUC _H e UD obtidos em ensaio 14 de maio de 2016.....	136

LISTA DE SÍMBOLOS

\emptyset = diâmetro do rotor, (m)

Δz_{rs} = diferença de cota entre o ponto do pivô e a cota a uma distância “rs” onde está localizado o emissor (j)

a_H, b_H, c_H, d_H = coeficientes de ajuste da curva característica da bomba

$a_\eta, b_\eta, c_\eta, d_\eta$ = coeficientes de ajuste da curva característica de rendimento da bomba; até o emissor anterior (j-1) (m)

c_0 e c = valores ajustados com base em valores de rendimento do motor declarados em catálogo

CE = Consumo específico de energia (kW.h.m^{-3})

CENI = consumo específico normalizado da irrigação, ($\text{W.h.m}^{-3}.\text{m}^{-1}$)

CUC_H = Coeficiente de uniformidade de Christiansen modificado por Heerman e Hein

F = fator de correção da perda de carga, adimensional

g = aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m.s}^{-2}$)

$h_{0\alpha}$ = carga de pressão observada no ponto do pivô em cada posição angular (α) (m)

hf' = Perda de carga ajustada, (m)

hf_{B_PP} = perda de carga entre a saída da bomba e o ponto do pivô, (m)

hf_{j=179} = Perda de carga total, (m)

hf_{j-1,i} = perda de carga

$h_{j,i}$ = carga de pressão no emissor (j)(m)

hf_{rs} = carga de pressão no trecho entre dois emissores adjacentes, (m)

hf_s = perda de carga na sucção (m)

hf_{total} = perda de carga total, (m)

hg_e = altura geométrica do emissor em relação ao solo, (m)

hgr = altura geométrica de recalque, (m)

h_g = altura geométrica de sucção (m)

$H_{j,i}$ = carga de energia disponível no emissor (j) na torre (i) (m)

$h_{j=179}$ = carga de pressão na última tomada de pressão no emissor (j=179), (m)

$H_{j-1,i}$ = carga total de energia da água disponível no emissor anterior (j-1) na torre i (m)

h_{j-1} = carga de pressão no emissor anterior (j-1), (m)

h_{min} = carga de pressão mínima observada na posição de ensaio (m)

HMT = altura manométrica total, (m)

$HMT_{(\alpha)}$ = altura manométrica total requerida na posição angular α (m)

h_{rs} = carga de pressão em um ponto na tubulação localizado a uma distância 'rs' do ponto do pivô central, (m)

ht_0 = carga de pressão no ponto localizado no ponto do pivô central, (m)

Ht_0 = energia disponível no ponto do pivô, (m)

ht_0 = valor registrado da carga de pressão no ponto do pivô, (m)

$ht_{0\alpha}$ = Carga de pressão mínima no ponto do pivô na posição (α), (m)

Ht_0 = Carga total de energia da água na tomada de pressão do ponto do pivô (m)

h_{VRP} = carga de pressão mínima requerida pela VRP (m)

I = valor médio da corrente elétrica nas três fases, (A)

I_N = corrente nominal eficaz (RMS) das três fases, (A)

i = índice de identificação do vão ($1 \leq i \leq 8$)

k = Carregamento do motor elétrico ($0 < k < 1$)

k = índice de carregamento do motor elétrico

L = raio total irrigado, (m)

η_b = rendimento da bomba, em decimal ($0 < \eta_b < 1$)

η_b = rendimento hidráulico da bomba, ($0 < \eta_b > 1$)

η_G = rendimento global (%)

Π_m = rendimento do motor estimado; ($0 < \Pi_m < 1$)

Π_{mN} = rendimento nominal do motor; ($0 < \Pi_m < 1$)

N_r = número de rotores da bomba considerada

ω = velocidade angular do rotor, (rad s⁻¹)

P_{atm} = Pressão atmosférica, (kPa)

PEA = Potência elétrica ativa, (W)

PEA_N = Potência elétrica ativa nominal, (W)

PH = Potência Hidráulica, (kW)

$PL_{entrada}$ = pressão absoluta na entrada na bomba (kPa)

$PL_{saída}$ = pressão na saída da bomba (kPa)

Q = vazão, (m³s⁻¹)

q_j = Vazão do emissor (j) (m³h⁻¹)

Q_t = vazão total do sistema; (m³.h⁻¹)

rg_j = raio de giro emissor (j) em relação ao ponto do pivô (m)

rs = comprimento do ponto analisado em relação ao ponto do pivô (m).

rt_i = raio de giro da torre que demarca o início do vão i (m)

rt_{i+1} = raio de giro da torre que demarca o final do vão i (m)

S_j = espaçamento do emissor em relação ao emissor anterior (j-1), (m)

S_{v_i} = declividade ao longo do vão de índice i (m.m⁻¹)

UD = Coeficiente de uniformidade de distribuição, (%)

V = tensão média nas três fases, (V)

v = velocidade água no tubo de descida (m s⁻¹)

v_0 = velocidade média da água no interior do tubo do ponto do pivô, (m.s⁻¹)

v_e = velocidade do escoamento da água na entrada da bomba, (m s⁻¹)

$v_{j=179}$ = velocidade da água no tubo de descida no emissor j=179, (m s⁻¹)

V_N = tensão nominal eficaz (RMS) das três fases, (V)

v_s = velocidade do escoamento da água na saída da bomba (m s⁻¹)

v_{t_0} = velocidade da água no tubo de subida no ponto do pivô (m s⁻¹)

Z_0 = cota do terreno no ponto do pivô, (m)

Z_e = Cota geométrica do sensor de pressão absoluta na entrada da bomba (m)

$Z_{j,i}$ = cota do emissor (j) no vão (i) (m)

$Z_{j=179}$ = Cota do emissor onde a ultima tomada de pressão esta instalada (j=179)
(m)

Z_s = Cota do sensor de pressão efetiva na saída da bomba (m)

Z_s = Cota geométrica do sensor de pressão efetiva na saída da bomba (m)

Z_{t_0} = Cota do ponto da tomada de pressão no ponto do pivô (m)

$Z_{t_{i-1}}$ = cota do terreno na posição ocupada pela torre que demarca o início do vão
i (m)

$Z_{t_{i-1}}$ =cota do terreno na posição ocupada pela torre que demarca o início do vão
i (m)

Υ = peso específico da água (kN m^{-3})

λHMT = altura manométrica adimensional

λQ = Vazão adimensional

ρ = Massa específica da água (kg.m^{-3})

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
2	REFERENCIAL TEÓRICO	22
2.1	Sistema mecanizado de irrigação tipo pivô central	22
2.2	Hidráulica dos sistemas de irrigação do tipo pivô central	25
2.3	Unidade de bombeamento	32
2.3.1	Bombas centrífugas	32
2.4	Motores elétricos	36
2.5	Avaliação da uniformidade de aplicação de água em sistemas Mecanizados de irrigação tipo pivô central	43
2.6	Desempenho energético	47
3	MATERIAL E MÉTODOS	50
3.1	O sistema de irrigação e sua área irrigada	50
3.1.1	Localização	50
3.1.2	O sistema de irrigação tipo pivô central avaliado	51
3.1.3	Levantamento planialtimétrico da área irrigada pelo pivô central	54
3.2	Avaliação da Unidade de bombeamento	57
3.2.1	Características hidráulicas	57
3.2.2	Características elétricas	63
3.2.3	Características de catálogo	65
3.3	Determinação da energia total da água ao longo do sistema	67
3.4	Avaliação da linha lateral móvel	73
3.4.1	Determinação da perda de carga na linha lateral do pivô central.	73

3.4.2	Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central....	76
3.4.3	Determinação da carga de pressão mínima em cada posição angular da linha lateral móvel na área.....	77
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	82
4.1	Determinação e validação das cotas das Posições angulares	82
4.2	Vazão	85
4.3	Características hidráulicas	88
4.3.1	Bomba centrífuga	88
4.3.1.1	Caracterização das curvas de operação da bomba	88
4.3.2	Potência hidráulica.....	101
4.3.3	Motor elétrico	103
4.4	Perda de carga na adutora	113
4.5	Avaliação da linha lateral móvel do pivô central	115
4.5.1	Perda de carga na linha lateral móvel do pivô central.....	115
4.5.2	Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central	119
4.5.3	Carga mínima de pressão requerida.....	130
4.6	Uniformidade de aplicação de água.....	133
5	CONCLUSÕES	138
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	139
	ANEXO	150

1 INTRODUÇÃO

A irrigação via pivô central está entre os sistemas de irrigação mais utilizados no Brasil. O motivo para este crescimento se deve às facilidades operacionais que este equipamento proporciona, destacando o controle da lâmina de água aplicada, a redução no uso da mão de obra, e à melhor distribuição de água na área. Estas facilidades operacionais contribuem para reduzir os custos operacionais da produção agrícola.

A área irrigada por pivôs centrais no Brasil, atualmente, está cerca de 1,18 milhão de hectares, esta área representa um aumento de 32% em relação à área estimada pelo censo agropecuário de 2006, representando cerca de 18 mil unidades do equipamento. Os estados que possuem mais áreas irrigadas por pivô central são: Minas Gerais (5.537 pivôs, 366.428 ha irrigados), Bahia (2.792 pivôs, 192.223 ha irrigados), São Paulo (3.528 pivôs, 192.223 ha irrigados) e Rio Grande do Sul (1.111 pivôs, 76.081 ha irrigados) (EMBRAPA, 2015).

A eficiência de um sistema de irrigação tipo pivô pode ser expressa pela uniformidade de aplicação de água. Para elevar o coeficiente de uniformidade de aplicação de água, fatores meteorológicos (vento, temperatura e evaporação) e fatores relacionados ao equipamento (pressão de operação do emissor, altura do emissor em relação ao solo), influenciam na uniformidade de aplicação de água. Alguns coeficientes foram propostos para estimar esta uniformidade de aplicação, em pivôs centrais o coeficiente de uniformidade mais utilizado é de Christiansen (CUC), e adaptado por Heinemann e Hein (1968) (CUC_H) e coeficiente de uniformidade de distribuição (UD) (BERNARDO; SOARES; MANTOVANI, 2006; SANDRI; CORTEZ, 2009).

O consumo energético do sistema pode ser caracterizado por indicadores que relacionam a potência demanda para levar uma quantidade de água até a

área de aplicação, estas podem ser expressas como: potência por unidade de área ($\text{cv}\cdot\text{ha}^{-1}$, $\text{kW}\cdot\text{ha}^{-1}$), ou trabalho elétrico por volume de água ($\text{kWh}\cdot\text{m}^{-3}$, $\text{kWh}\cdot\text{mm}^{-1}$) (LIMA et al., 2008).

A crescente preocupação em relação à eficiência de distribuição de água se deve à redução na disponibilidade hídrica, o aumento no custo de produção devido ao aumento da tarifa da energia elétrica, a instabilidade dos preços dos produtos agrícolas, a escolha e manutenção adequada de equipamentos de irrigação, e do manejo adequado do uso da água (SANDRI; CORTEZ, 2009; TURCO; RIZZATTI; PAVANI, 2009).

O irrigante normalmente não adota práticas de conservação de água e energia em sistemas de irrigação, aplicando na maioria dos casos uma lâmina de água excedente ao necessário, provocando desperdício de energia. Devido a aos fatos expostos, é imprescindível aprofundar o conhecimento sobre as características operacionais do equipamento, como a demanda hídrica e energética e os parâmetros com os quais estão relacionados. Esses fatores também se dão em função do dimensionamento inicial do equipamento, da região onde esta instalada, do tempo de uso, e do modo como é operado, e a partir deste melhor entendimento é possível propor melhorias no sistema e no uso da água.

Neste contexto, o objetivo deste estudo foi avaliar o comportamento das características hidráulicas e energéticas de um equipamento do tipo pivô central, pivô em condições reais de operação, após 8844 horas de uso em terreno de topografia variável.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Sistema mecanizado de irrigação tipo pivô central

O pivô central é um sistema de irrigação que se movimenta de forma mecânica e sua composição é feita por uma linha lateral de aço com saídas para emissores. A linha lateral é suspensa por torres de sustentação com rodas na base de diâmetro variado em função do tamanho do equipamento. Este tipo de sistema de aspersão irriga uma área circular através da rotação da sua linha lateral em torno de um ponto fixo, denominado como 'ponto do pivô'. A lateral móvel pode se estender além da última torre; esta extensão é denominada de lance em balanço que, em algumas situações, é acoplado um canhão final na sua extremidade. Para que o canhão final opere com maior eficiência é comum à instalação de uma bomba *booster* para a elevação da pressão de saída da água a ser aplicada pelo canhão final (COLOMBO, 2003).

A movimentação da linha lateral do pivô central se dá em função da velocidade de deslocamento da última torre comandada através de um painel de controle localizado no ponto do pivô através de um relé percentual. Ao deslocar a última torre o alinhamento com as torres adjacentes é perdido, e para retomar o alinhamento, um contactor localizado na parte superior do vão detecta o ângulo de deflexão com a torre posterior, acionando um moto-redutor e movimentando o vão até retomar o alinhamento com o vão posterior. Este processo é realizado em todos os vãos até que a lateral fique totalmente alinhada. A velocidade angular de deslocamento aumenta do ponto do pivô até a extremidade do equipamento. A área irrigada acompanha o sentido de aumento da velocidade de deslocamento a partir do ponto central do equipamento, a vazão de cada emissor também aumenta de acordo com o tamanho da área irrigada, promovendo assim,

uma aplicação de uma lâmina de água uniforme na área. Com o aumento da lâmina de água na extremidade do pivô central têm-se taxas elevadas de aplicação de lâminas de água na extremidade do pivô central (PEREIRA, 2011; SCHONS, 2010).

As facilidades proporcionadas pelo pivô central como redução na mão de obra na aplicação de defensivos e adubação, elevada eficiência da aplicação e distribuição de água, instalação e trabalho em terrenos com topografia variável, maiores área irrigadas, produtos competitivos no mercado e aumento do lucro por unidade de área tem elevado a expansão do uso deste tipo de sistema de irrigação no Brasil (SANDRI; CORTEZ, 2009).

Entretanto, o pivô central apresenta algumas limitações como perda de área irrigada, pois como o formato da área é circular, há perdas em torno de 20% de áreas localizadas no canto do terreno. A intensidade elevada de aplicação de água na extremidade do pivô restringe a utilização do equipamento em solos com baixa taxa de infiltração (KELLER; BLIESNER, 1990).

Houve uma modernização do pivô central visando, principalmente, a redução no consumo hídrico e energético mantendo índices aceitáveis de uniformidade de aplicação. Novas tecnologias foram aplicadas na tubulação da lateral, juntas elásticas entre torres, aumento do comprimento dos vãos e o diâmetro, os motores de indução elétricos e sistemas de partidas foram melhorados tornando-se mais eficientes. Para reduzir a altura manométrica do sistema foram introduzidos emissores que operam com baixa pressão aplicando a mesma quantidade de água e com uniformidade semelhante aos emissores de impacto, a partir desta mudança os pivôs centrais passaram a ser projetados para operar com pressão reduzida. Estas mudanças trouxeram também alguns empecilhos relacionados à eficiência de aplicação do sistema, com altas taxas de aplicação de lâmina de água aumenta o risco de escoamento superficial

excessivo, perda de por evaporação e arraste, e redução da sobreposição de jatos pelos emissores (FOLEGATTI; PESSOA; PAZ, 1998; SCHONS, 2010)

A declividade de um terreno altera a altura manométrica do sistema e a potência solicitada no motor elétrico durante o giro do pivô central. Para evitar esta variação é recomendável o uso de válvulas reguladoras de pressão que regulam a pressão na entrada do emissor em função de uma faixa de pressão e vazão de entrada na válvula, diminuindo sua secção de entrada da água ocasionando uma perda de carga que compensa a carga excessiva na entrada da válvula, mantendo uma faixa de pressão na saída denominada como faixa de regulação da válvula, reduzindo as oscilações de carga de pressão na lateral, mantendo a altura manométrica constante durante a movimentação da lateral no terreno (MEDEIROS, 2005; LIMA et al., 2003).

A atuação adequada dos reguladores de pressão tem grande importância sobre a uniformidade de aplicação de água, conforme comprovado por Teixeira et al. (2003), que obtiveram índices de CUC de 94,1%, 94,0%, 94,1% e UD de 88,9%, 89,3%, 89,0%, respectivamente, para as condições em declive, nível e aclive, constatando que os reguladores de pressão foram eficientes no equilíbrio da pressão. O mesmo foi observado por Zocoler et al. (2004).

Klar et al. (2001) em experimento para avaliar o desempenho de reguladores novos e usados em dois pivôs centrais, observaram que após trocarem os kits de aspersão (emissores e reguladores de pressão), o CU_H teve um acréscimo de 24,2% e 34,76%, e houve uma redução no volume de água aplicado de 9,2% e 25,06% nos pivôs avaliados.

2.2 Hidráulica dos sistemas de irrigação do tipo pivô central

A vazão dos emissores de um pivô central aumenta no sentido da periferia da linha lateral do pivô central. A vazão total do pivô pode ser descrita pela soma das vazões dos emissores dispostos na linha. Quando se considera uma linha lateral de um pivô central, com comprimento total L , que é dotada de infinitas saídas, em qualquer distância “ r ” ($0 \leq r \leq L$), tomada em relação ao ponto do pivô, a vazão no interior desta linha lateral é dada por (KELLER; BLIESNER,1990; ALLEN et al., 2005; VALIANTZAS; DERCAS, 2005).

$$Q_r = Q_t \left(1 - \left(\frac{r}{L_{eq}} \right)^2 \right) \quad (1)$$

Em que:

Q_r = vazão, na distância “ r ”, no interior da linha lateral de comprimento L (m^3s^{-1});

Q_t = vazão total do pivô ($m^3 s^{-1}$);

r = distância r ($0 \leq r \leq L$) em relação ao ponto do pivô (m);

L_{eq} = comprimento hidráulico equivalente da linha lateral do pivô central (m).

O comprimento hidráulico equivalente da linha lateral do pivô central é determinado em função da vazão do canhão final e da vazão total do sistema (KELLER; BLIESNER,1990; ALLEN et al.,2005; VALIANTZAS; DERCAS, 2005). De acordo Valiantzas e Dercas (2005), o comprimento equivalente pode ser calculado com base em:

$$L_{eq} = \frac{L}{\sqrt{1 - \frac{Q_c}{Q_t}}} \quad (2)$$

Em que:

L_{eq} = comprimento hidráulico equivalente da linha lateral do pivô central (m);

L = comprimento total da linha lateral (m);

Q_c = vazão do canhão final ($m^3 s^{-1}$);

Q_t = vazão total do pivô ($m^3 s^{-1}$).

Para o caso de uma linha lateral com infinitas saídas, em qualquer distância r ($0 \leq r \leq L$) em relação ao ponto do pivô, Scaloppi e Allen (1993) e Valiantzas e Dercas (2005) utilizam a seguinte forma generalizada para o cálculo da taxa de perda de carga no interior de linha lateral:

$$J_r = \frac{K_j}{D^{ed}} \left(Q_t \left(1 - \left(\frac{r}{L_{eq}} \right)^2 \right) \right)^{ev} \quad (3)$$

Em que:

J_r = taxa unitária da perda de carga na distância “ r ” ($m m^{-1}$);

K_j = parâmetro empírico cujo valor depende da fórmula de perda de carga considerada e das unidades de medida dos parâmetros Q_t e D ;

ev = expoente da vazão na equação de perda de carga considerada (adimensional);

ed = expoente do diâmetro na equação de perda de carga considerada (adimensional);

D = diâmetro interno da linha lateral do pivô (m),

r = distância r ($0 \leq r \leq L$) em relação ao ponto do pivô (m);

L_{eq} = comprimento hidráulico equivalente da linha lateral do pivô central (m);

Para o caso de um pivô com uma linha lateral com diâmetro constante, Scaloppi e Allen (1993) e Valiantzas e Dercas (2005) consideram que a perda de carga acumulada, desde o ponto de entrada da água na lateral até a distância r

($0 \leq r \leq L$), pode ser calculada considerando que água se desloca além do comprimento real L da linha lateral:

$$hf_r = \frac{K_j \cdot Q_r^{ev}}{D^{ed}} \cdot Leq \cdot F\left(\frac{r}{Leq}\right) \quad (4)$$

Em que:

hf_r = perda de carga desde o ponto de entrada da água na lateral até a distância “ r ” (m);

K_j = parâmetro empírico cujo valor depende da fórmula de perda de carga considerada e das unidades de medida dos parâmetros Q_t e D ;

ev = expoente da vazão na equação de perda de carga considerada (adimensional);

ed = expoente do diâmetro na equação de perda de carga considerada (adimensional);

D = diâmetro interno da linha lateral do pivô (m),

$F(r/Leq)$ = fator de redução da perda de carga desde o ponto de entrada da água na lateral até a distância r (adimensional);

Onde, o fator de correção da perda de carga $F(r/L)$ até determinada distância r é descrito conforme a Equação 5a (SCALOPPI; ALLEN, 1993), ou Equação 5b (VALIANTZAS; DERCAS, 2005).

$$F\left(\frac{r}{Leq}\right) = \left[\frac{r}{Leq} - \frac{ev}{3} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^3 + \frac{ev \cdot (ev-1)}{10} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^5 - \frac{ev \cdot (ev-1) \cdot (ev-2)}{42} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^7 \right] \quad (5a)$$

$$F\left(\frac{r}{Leq}\right) = \left[\frac{r}{Leq} - \frac{ev}{3} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^3 + \frac{(ev-1)}{7-ev} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^{7-ev} \right] \quad (5b)$$

Em que:

$F_{(r/Leq)}$ = fator de redução da perda de carga desde o ponto de entrada da água na lateral até a distância r (adimensional);

r = distância r ($0 \leq r \leq L$), em relação ao ponto do pivô (m);

ev = expoente da vazão na equação de perda de carga utilizada (adimensional);

Leq = comprimento equivalente da linha lateral do pivô (m).

Scaloppi e Allen (1993) destacam que quando a fórmula de perda de carga de Hazen-Williams, que tem um expoente da vazão com valor de 1,852, é utilizada para o cálculo da perda de carga ao longo de todo o comprimento L de uma linha lateral de um pivô central sem canhão final, no qual $Leq = L$, o fator de redução da perda de carga até L ($F(r=L/Leq)$), dado na Equação 5a, assume um valor de 0,548. Neste caso particular, ($F(r=L/Leq) = 0,548$), o valor da perda de carga ao longo de todo o comprimento da lateral fornecido pela Equação 4 é igual ao valor fornecido pela equação utilizada por Moreno et al. (2012):

$$hf_L = 0,548 \frac{K_f \cdot Q_t^{1,852}}{D^{4,97}} L \quad (6)$$

hf_L = perda de carga em todo comprimento da linha lateral de um pivô central sem canhão (m).

Segundo Scaloppi e Allen (1993), quando a carga de velocidade é desprezada, a carga de pressão em qualquer distância “ r ”, tomada em relação ao ponto do pivô, pode ser estimada com a seguinte equação:

$$h_r = ht_o - \frac{K_f \cdot Q_t^{ev}}{D^{ev}} Leq \cdot F_{\left(\frac{r}{Leq}\right)} - \Delta z_r \quad (7)$$

Em que:

h_r = carga de pressão disponível a uma distância “r” do ponto do pivô, (m);

h_{t0} = carga de pressão no ponto do pivô, (m);

Δz_r = diferença de elevação entre ponto localizado na distância “r” e o ponto de tomada de pressão de h_{t0} , no ponto do pivô, (m).

Nas diferentes posições assumidas pela linha lateral móvel durante o seu giro ($0^\circ < \alpha \leq 360^\circ$), a carga de pressão necessária no ponto do pivô ($h_{t0(\alpha)}$) pode ser obtida pelo valor particular de h_{t0} , na Equação 7, que assegura, ao longo de todo o comprimento linha lateral ($0 \leq r \leq L$), valores de h_r iguais ou superiores ao valor mínimo requerido na entrada das válvulas reguladoras de pressão (VPR), instaladas à montante dos emissores. Para tanto, Azevedo (2003) calculou a carga de pressão requerida no ponto do pivô com a seguinte equação:

$$h_{t0(\alpha)} = hf_{ts} + \Delta Ze + h_{VPR} + \Delta z_{r(\alpha)} + \frac{K_f \cdot Q_f^{2v}}{D^{5d}} \cdot Leq \cdot F\left(\frac{r_{\square}}{Leq}\right) \quad (8)$$

Em que:

$h_{t0(\alpha)}$ = carga de pressão, tomada ao nível do solo, que é requerida no ponto do pivô quando a linha lateral encontra-se na posição angular (α) (m);

hf_{ts} = perda de carga no tudo de subida do pivô (m);

ΔZe = altura dos emissores em relação ao nível do solo (m);

h_{VPR} = menor carga de pressão requerida na entrada das VPR (m);

$\Delta z_{r(\alpha)}$ = diferença de elevação entre ponto de menor pressão da lateral, localizado na distância “ r_{\square} ”, e o ponto de tomada da carga de pressão $h_{t0(\alpha)}$ (m);

$F(r_{\square}/Leq)$ = fator de redução da perda de carga até a distância ‘ r_{\square} ’, na qual se encontra o ponto de menor pressão da linha lateral do pivô (adimensional).

De acordo com Azevedo (2003), em um terreno de declividade uniforme s_a , nas diferentes posições angulares assumidas pela linha lateral durante o seu

giro ($0^{\circ} < \alpha \leq 360^{\circ}$), a determinação da distância r_{α} , que caracteriza o posicionamento do ponto menor carga de pressão ao longo da linha lateral, é feita com base em três condições distintas:

- a) Quando o sentido do fluxo de água na linha lateral é ascendente (declividade $s_{\alpha} > 0$), ou quando a lateral se encontra em terreno plano (declividade $s_{\alpha} = 0$), o ponto de menor pressão da linha lateral fica posicionado na extremidade da linha lateral, isto é, r_{α} assume um valor igual ao comprimento total da linha lateral.

$$r_{\alpha} = L, \text{ se } s_{\alpha} \geq 0 \quad (9)$$

Em que:

r_{α} = distância, na posição angular (α), desde o ponto do pivô até o ponto de menor carga de pressão da linha lateral, (m);

L = comprimento total da linha lateral, (m);

s_{α} = declividade uniforme do terreno na posição α ($s_{\alpha} > 0$ para fluxo de água em aclive; $s_{\alpha} < 0$ para fluxo de água em declive);

- b) Quando o sentido do fluxo de água na linha lateral é descendente, com um valor absoluto de declividade do terreno menor que a taxa de perda de carga no início da lateral ($J_{r=0}$), o ponto de mínima pressão encontra-se em uma posição intermediária, entre o início e o fim da linha lateral. Neste caso, a distância até o ponto de mínima pressão, é computada baseada na fórmula de Hazen-Williams:

$$r_{\alpha} = \text{Leq.} \sqrt{1 - \left(\frac{s_{\alpha}}{\frac{K_f Q_f^{1,852}}{D^{4,87}}} \right)^{0,54}} \quad \text{se } s_{\alpha} < 0 \text{ e } |s_{\alpha}| \leq \frac{K_f Q_f^{1,852}}{D^{4,87}} \quad (10)$$

Em que:

r_{α} = distância, na posição angular (α) , até o ponto de menor carga de pressão da linha lateral, (m);

Leq = comprimento equivalente da linha lateral do pivô, (m).

s_{α} = declividade uniforme do terreno na posição α ($s_{\alpha} > 0$ para fluxo de água em aclave; $s_{\alpha} < 0$ para fluxo de água em declive);

- c) Quando o sentido do fluxo de água na linha lateral é descendente, com um valor absoluto da declividade do terreno maior que a taxa de perda de carga no início da lateral ($J_{r=0}$), o ponto de mínima pressão encontra-se no início da linha lateral:

$$r_{\alpha} = 0 \text{ quando } s_{\alpha} < 0 \text{ e } |s_{\alpha}| \geq \frac{K_f Q_f^{1,852}}{D^{4,87}} \quad (11)$$

Em que:

r_{α} = distância, na posição angular (α) , desde o ponto do pivô até o ponto de menor carga de pressão da linha lateral, (m);

s_{α} = declividade uniforme do terreno na posição α ($s_{\alpha} > 0$ para fluxo de água em aclave; $s_{\alpha} < 0$ para fluxo de água em declive).

Ainda, conforme Azevedo (2003), em cada posição angular assumida pela linha lateral, a altura manométrica total ($HMT_{(\alpha)}$) é o resultado da soma da carga de pressão requerida no ponto do pivô ($ht_{0(\alpha)}$) com as cargas necessárias

para vencer os desníveis e as perdas de carga ao longo da tubulação de recalque e sucção:

$$HMT_{(\alpha)} = ht_{0(\alpha)} + hfr + \Delta Zr + hfs + \Delta Zs \quad (12)$$

Em que:

$HMT_{(\alpha)}$ = altura manométrica total requerida na posição angular α (m);

carga de pressão, tomada ao nível do solo, que é requerida no ponto do pivô quando a linha lateral encontra-se na posição angular (α) (m);

hfr = perda de carga (total) na tubulação de recalque, (m);

ΔZr = desnível geométrico entre o eixo da bomba e a base do ponto do pivô (m);

hfs = perda de carga (total) na tubulação de sucção, (m);

ΔZs = desnível geométrico entre o eixo da bomba e o nível de água da captação (m).

2.3 Unidade de bombeamento

2.3.1 Bombas centrífugas

Bombas hidráulicas são máquinas que transformam a energia mecânica, disponível no eixo de acionamento da bomba, em energia hidráulica. As bombas hidráulicas fornecem um acréscimo de energia hidráulica ao fluido bombeado, possibilitando o seu escoamento de um ponto ao outro. Nas turbobombas, esta transferência de energia ao fluido bombeado é feita pela ação rotativa de um rotor. As turbobombas são classificadas de acordo a direção do escoamento do fluido no rotor da bomba. As bombas centrífugas abrangem a classe de turbobombas nas quais o fluido penetra no rotor em uma direção paralela ao seu eixo de rotação, em um ponto junto ao centro do rotor, saindo do rotor em

direção radial, em razão da força centrífuga gerada pela rotação do rotor (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014).

De acordo com Carvalho e Oliveira (2014), os fabricantes de bomba descrevem o comportamento de uma bomba centrífuga através de curvas características (FIGURA 1) que descrevem a interdependência entre as grandezas que caracterizam o seu funcionamento (vazão, altura manométrica, potência o eixo para cada diâmetro de rotor e velocidade de rotação). Alcântara (1988) recomenda que estas curvas características de bombas centrífugas sejam alteradas através da adimensionalização dos valores de vazão e altura manométrica total, em função das modificações nos valores de diâmetro do rotor e de velocidade angular de rotação do rotor, conforme descrito nas Equações 13 e 14.

$$\lambda Q = \frac{Q}{\phi^2 \cdot \omega^2} \quad (13)$$

$$\lambda HMT = \frac{g \cdot HMT}{\phi^2 \cdot \omega^2}$$

Em que:

λQ = vazão adimensional;

Q = vazão ($m^3 s^{-1}$);

ϕ = diâmetro do rotor (m);

ω = velocidade angular do rotor ($rad s^{-1}$).

λHMT = altura manométrica total adimensional;

g = aceleração da gravidade, ($m \cdot s^{-2}$);

HMT = altura manométrica total (m);

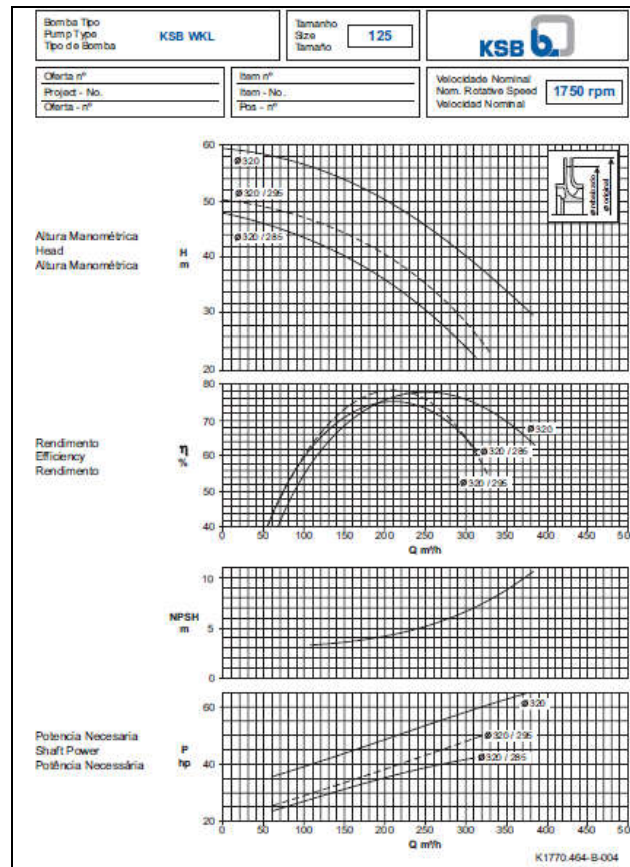


Figura 1 Curvas características de uma bomba centrífuga.
Fonte Manual técnico KSB.

Moreno (2009) utilizou polinômios cúbicos pra representar as curvas características e de eficiência de uma unidade de bombeamento operando com velocidade rotação fixa. Azevedo (2003) também utilizou polinômios cúbicos para representar as curvas características de altura manométrica total (HMT) versus vazão (Q) e rendimento da unidade de bombeamento (η_b) versus vazão (Q), em função dos valores adimensionais de vazão e altura manométrica total utilizando a metodologia proposta por Alcântara (1998).

$$\text{HMT} = \frac{N_r \cdot \phi^2 \cdot \omega^2}{g} \left[a_H + b_H \cdot \frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} + c_H + \left(\frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} \right)^2 + d_H + \left(\frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} \right)^3 \right]$$

$$\eta_b = a_\eta + b_\eta \left(\frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} \right) + c_\eta \left(\frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} \right)^2 + d_\eta \left(\frac{Q}{\phi^3 \cdot \omega} \right)^3 \quad (16)$$

Em que:

HMT = altura manométrica total (m);

N_r = número de rotores da bomba considerada;

ϕ = diâmetro do rotor (m);

ω = velocidade angular do rotor (rad s-1);

Q = vazão (m³ s-1);

a_H, b_H, c_H, d_H = coeficientes de ajuste da curva característica da bomba.

η_b = rendimento hidráulico da bomba ($0 < \eta_b < 1$);

$a_\eta, b_\eta, c_\eta, d_\eta$ = coeficientes de ajuste da curva característica de rendimento da bomba.

A potência útil, potência hidráulica disponível na saída da bomba (PH), que é cedida ao fluido e a potência demandada no eixo de acionamento da bomba (potência mecânica no eixo, PME) são computadas de acordo com as seguintes equações (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014):

$$\text{PH} = \gamma \cdot Q \cdot \text{HMT} \quad (17)$$

$$PME = \frac{\gamma \cdot Q \cdot HMT}{\eta_b} \quad (18)$$

Em que:

PH = potência hidráulica (kW);

γ = peso específico da água ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-3}$);

HMT = altura manométrica total (m);

PME = potência mecânica no eixo (kW);

η_b = rendimento da bomba, em decimal ($0 < \eta_b < 1$)

Onde, o rendimento da bomba centrífuga (η_b) é definido como pela razão entre a potência hidráulica (PH) e a potência mecânica no eixo (PME) (MACINTYRE, 1978), conforme mostra a Equação 19:

$$\eta_b = \frac{PH}{PME} \quad (19)$$

2.4 Motores elétricos

O motor elétrico é uma máquina que transforma a energia elétrica de entrada em energia mecânica no eixo. Na agroindústria os motores elétricos são a principal fonte de força motriz e também a principal forma de uso da energia elétrica (FILHO et al., 2011).

A potência elétrica consumida por um motor trifásico pode ser dividida em: potência elétrica aparente, ativa e reativa. Os motores elétricos convertem 80% a 90% da potência aparente referida-se à potência instantânea gerada pelo produto entre terminais e corrente que passa no motor, e pode ser estimada para circuitos trifásicos através da Equação 20 (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014):

$$PE_{ap} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \quad (20)$$

Em que:

PEap= Potência elétrica aparente (VA);

V= tensão média nas três fases (V);

I = valor médio da corrente elétrica nas três fases (A).

A potência ativa representa a fração da potência aparente que foi efetivamente transformada em trabalho em um período de tempo, e pode ser estimada a partir da Equação 21:

$$PEA = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\phi \quad (21)$$

Em que:

PEA = potência elétrica ativa (W);

V= tensão média entre as três fases (V);

I = valor médio da corrente elétrica em cada fase (A);

ϕ = ângulo de defasagem entre voltagem e corrente.

A potência reativa (EQUAÇÃO 22) é a parte da potência aparente que fica armazenada nos elementos indutivos e capacitivos existentes nos circuitos do motor, e não gera trabalho e é devolvida a rede de energia ao fim de cada ciclo.

$$PEr = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \sin\phi \quad (22)$$

Em que:

PEr = Potência elétrica reativa, em volt-amperé (VAr).

V= Tensão média nas três fases (V);

I = Valor médio da corrente elétrica nas três fases (A);

φ = ângulo de defasagem entre voltagem e corrente.

A interação entre as três potências no circuito de corrente alternada é ilustrada no triângulo de potências, conforma a Figura 2.

O fator de potência indica a quantidade de energia (kVA) que foi utilizada para realizar trabalho. Sua relação é expressa conforme a Equação 23:

$$\cos\varphi = \frac{PEA}{PE_{ap}} \quad (23)$$

Em que:

$\cos \varphi$ = fator de potência.

PEA = potência elétrica ativa (W);

PE_{ap} = potência elétrica aparente (W).

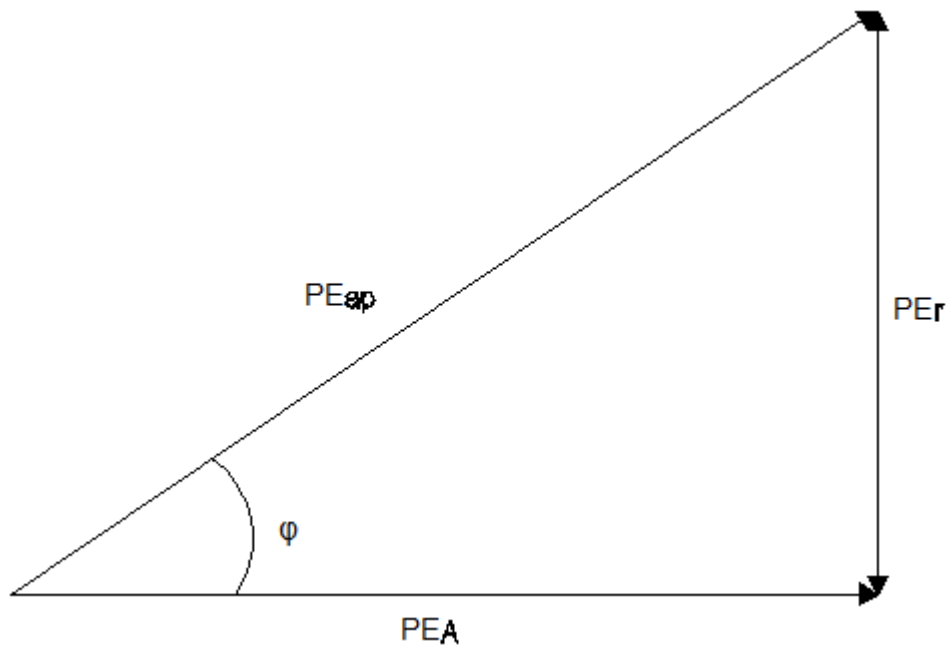


Figura 2 Triângulo de potências.

Pereira (2011) define o rendimento do motor elétrico pela razão entre potência mecânica no eixo e a potência elétrica ativa (EQUAÇÃO 24):

$$\eta_m = \frac{PME}{PEA} \quad (24)$$

Em que:

η_m = rendimento do motor estimado ($0 < \eta_m < 1$);

PME = potência mecânica no eixo (W);

PEA = potência elétrica ativa (W).

De acordo Filho et al. (2011), o desempenho de motores pode ser avaliado através do fator de potência e do rendimento, e estes variam de acordo com a carga aplicada no motor (FIGURA 3). Teixeira et al. (2007) relatam que motores elétricos podem suportar uma variação na tensão de até 10%, da tensão nominal, mas ressaltam que os efeitos dessa amplitude podem interferir no rendimento e no fator de potência.

Curvas de Desempenho

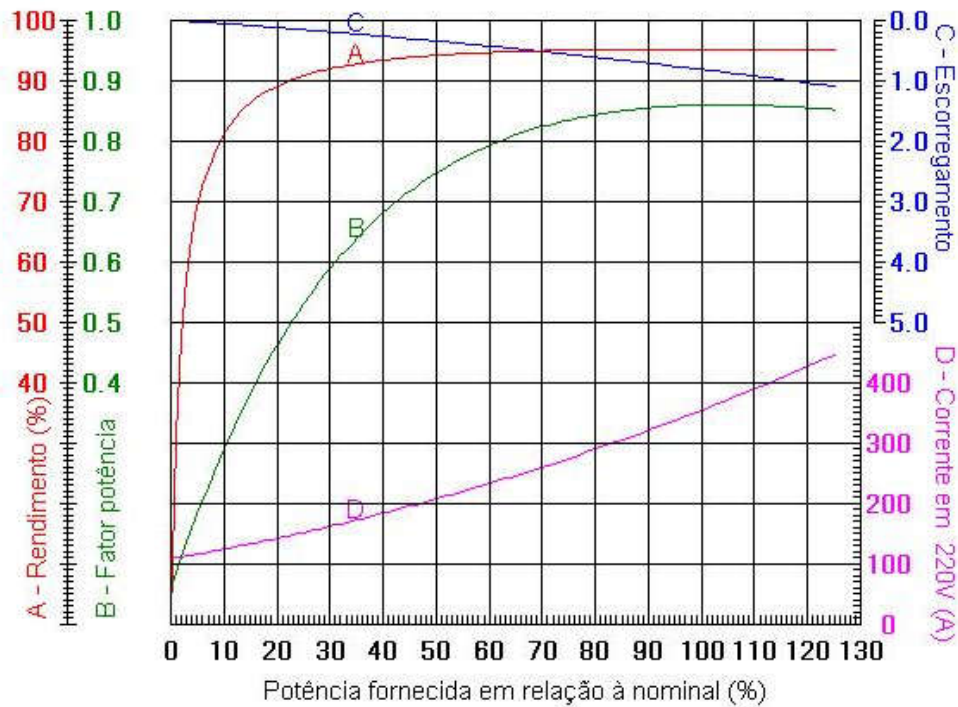


Figura 3 Curvas de desempenho do motor WEG-W22
 Fonte WEG (2016)

O carregamento de um motor é definido pela relação entre a potência disponível no eixo e a sua potência mecânica nominal. Ahone et al (2012) utilizaram uma equação geral (EQUAÇÃO 25) para estimar o carregamento do motor elétrico através da tensão e corrente nominal média nas três fases, fator de potência e rendimento do motor.

$$k = \frac{PME}{PME_N} = \frac{\eta_{im} \cdot PEA}{\eta_{imN} \cdot PEA_N} = \frac{\eta_{im} \cdot \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\varphi}{\eta_{imN} \cdot \sqrt{3} \cdot V_N \cdot I_N \cdot \cos\varphi_N} \quad (25)$$

Em que:

k = carregamento do motor elétrico ($0 < k < 1$);

PME = potência mecânica no eixo (W);

PME_N = potência mecânica no eixo nominal, (W);

PEA = potência elétrica ativa, (W);

PEA_N = potência elétrica ativa nominal, (W);

η_m = rendimento do motor estimado; ($0 < \eta_m < 1$);

η_{mN} = rendimento nominal do motor; ($0 < \eta_m < 1$);

I_N = corrente nominal eficaz (RMS) das três fases, (A);

V_N = tensão nominal eficaz (RMS) das três fases, (V);

cos ϕ_N = cosseno do ângulo de defasagem entre voltagem e corrente

O rendimento do motor pode ser estimado por algumas equações empíricas em função do seu índice de carregamento (k). Garcia (2003) modelou empiricamente (EQUAÇÃO 26) o rendimento através de informações obtidas no catálogo do fabricante.

$$\eta_m = c_0 \cdot (1 - e^{-c \cdot k}) \quad (26)$$

Em que:

η_m = rendimento do motor estimado; ($0 < \eta_m < 1$);

k = índice de carregamento do motor elétrico;

c₀ e c = valores ajustados com base em valores de rendimento do motor declarados em catálogo do fabricante em função de pelo menos três valores de carregamento do motor (0,5,0.75 e 1).

Bernier e Bourret (1999) propõem uma simplificação da Equação 26 devido à falta de maiores informações técnicas do motor para melhor ajuste nos parâmetros da equação, esta modificação é válida para motores maiores que 25 cv:

$$\eta_m = 0,95167 \cdot (1 - e^{-0,0904 \cdot k}) \quad (27)$$

Em que:

η_m = rendimento do motor estimado; ($0 < \eta_m < 1$);

k = índice de carregamento do motor elétrico, ($0 < k < 1$)

Devido a grande dificuldade de estimativa direta de índices de rendimento de motores e a custos elevados de equipamentos e estruturas adequadas, pesquisadores buscam medidas indiretas para avaliar o carregamento de motores elétricos (AZEVEDO, 2014; CAMPANA et al., 2000; KAYA et al. 2008).

$$k = \frac{PME}{PME_N} = \left(\frac{I}{I_N} \cdot \frac{V}{V_N} \right) \quad (28)$$

Em que:

k = índice de carregamento do motor elétrico.

PME = potência mecânica no eixo (W);

PME_N = potência mecânica no eixo nominal (W);

I = corrente eficaz (RMS) das três fases (A);

V = tensão eficaz (RMS) das três fases (V).

I_N = corrente nominal eficaz (RMS) das três fases (A);

V_N = tensão nominal eficaz (RMS) das três fases, (V).

Shindo e Soares (1998), Campana et al., (2000) relatam que, com um erro máximo de 5%, pode-se estimar o carregamento de motores através da razão entre a potência elétrica ativa (PEA) de entrada a potência elétrica ativa nominal (PEAN) (EQUAÇÃO 29):

$$k = \frac{PEA}{PEA_N} \quad (29)$$

Em que:

k = carregamento do motor ($0 < k < 1$)

PEA = potência elétrica ativa (W);

PEA_N = potência elétrica ativa nominal (W).

O superdimensionamento do motor elétrico é uma das principais causas de ineficiência de operação. Os motivos mais recorrentes para este são a falta de conhecimento das características da energia contratada, métodos adequados para o dimensionamento, expectativa do aumento da carga, aplicação excessiva de fatores de segurança. A utilização destes motores superdimensionados eleva os custos do empreendimento, como na aquisição do equipamento (maior potência do que o necessário), consumo elevado de energia (baixo índice de carregamento) e baixo fator de potência (RAMOS, 2009).

2.5 Avaliação da uniformidade de aplicação de água em sistemas Mecanizados de irrigação tipo pivô central

Em um cenário no qual a proteção ambiental e a conservação dos recursos hídricos são enfatizadas, e os custos da água e de energia estão em ascensão, a uniformidade de aplicação de água é uma preocupação crescente para fabricantes de equipamentos, projetistas e usuários de sistemas de irrigação (OLIVEIRA et al., 2012).

No entanto, a necessidade de medir ou controlar o volume de água aplicada na irrigação é quase sempre ignorado, devido à visão de não se caracterizar como uma medida para reduzir os custos de produção, ou porque a cobrança pelo uso dos recursos hídricos ainda não está implantada na maior parte do Brasil ou mesmo por tradição (SANDRI; CORTEZ, 2009)

Em sistemas mecanizados de irrigação tipo pivô centrais que apresentam baixa eficiência de aplicação de água e que esta não atende ao mínimo recomendado, ou que ainda não se sabe a eficiência atual de aplicação de água pelo pivô central, é necessário realizar ensaios no equipamento, para que dados possam ser levantados e servirem como base para tomadas de decisões para melhorar a eficiência do sistema (FRIZZONE; NETO, 2003).

Ensaio de equipamentos de irrigação têm aplicações locais práticas e imediatas, estes relacionam a calibração dos equipamentos elevando o grau de aproximação entre as lâminas calculadas no projeto e as que realmente são aplicadas, e permitem identificar componentes que devem ser reparados ou substituídos (COLOMBO et al., 1988).

Para um bom manejo da irrigação, é necessário o conhecimento dos parâmetros que proporcionam e quantifiquem a eficiência do processo. Estes parâmetros são: uniformidade de aplicação e a eficiência (LIMA, 2003).

EMBRAPA (2002), ABNT 14244/98 (1998) e ASABE (2007) utilizam para determinação da uniformidade de aplicação de água de sistemas de irrigação do tipo pivô central, o coeficiente de uniformidade Heerman e Hein (CUC_H).

O CUC_H foi o resultado da modificação do coeficiente de uniformidade de Christiansen (CUC) A modificação proposta por de Heerrman e Hein (1968) se refere à ponderação das lâminas coletadas, que é necessária em função do aumento da área representativa dos coletores mais afastados do ponto do pivô. No caso em que todas as distâncias dos coletores, em relação ao centro do pivô, são múltiplos inteiros do espaçamento entre eles, o fator de ponderação das áreas é equivalente à ponderação das distâncias:

$$CUC_H = 100. \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^n S_i |V_i - \overline{V_p}|}{\sum_{i=1}^n V_i \cdot S_i} \right] \quad (30)$$

Em que:

CUC_H = Coeficiente de uniformidade de Christiansen modificado por Heerman e Hein, (%)

n = é o número de coletores utilizados na análise de dados;

i = é um número atribuído para identificar um coletor em particular começando $i=1$ para o coletor mais próximo do pivô ,e $i=n$ para o coletor que mais se afasta do centro do pivô;

V_i = volume de água coletado no i -ésimo coletor (mm);

S_i = distancia do coletor i até o ponto do pivô;

n = número de observações na área.

V_p = média ponderada da lâmina coletada, é calculado através da Equação 31:

$$\overline{V_p} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i \cdot S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (31)$$

Conforme demonstrado na Tabela 1, a norma ABNT 14244 (1998) classifica os sistemas de irrigação por pivô central em função do valor do coeficiente de uniformidade de Christiansen modificado por Heerman e Hein.

Tabela 1 Classificação da uniformidade de distribuição de água em pivô central.

CUC _H (%)	Classificação da uniformidade
< 80	Ruim
80 a 84	Regular
85 a 89	Boa
> 90	Muito Boa

Para avaliação da uniformidade de pivô central, a ABNT 14244/98 (1998) utiliza também o coeficiente de uniformidade de distribuição de água (UD), que representa a razão entre a lâmina média ponderada das menores observações correspondentes aos 25% da área menos irrigada. A origem desta metodologia é do *Soil Conservation Service do U.S Department of Agriculture-SCS –USDA* (CRIDDLE, et al., 1956):

$$UD = 100 \cdot \frac{V_{25\%}}{V_P} \quad (32)$$

Em que:

UD = Coeficiente de uniformidade de distribuição (%);

V_{25%} = lâmina média ponderada das menores observações em 25% da área (mm).

Souza et al. (2002), em estudo realizado para avaliar o a influência da uniformidade de distribuição de água no consumo de água pelo pivô central, relatam que é possível alcançar uma economia de água de 25,9% quando o coeficiente de uniformidade de Christiansen (CUC_H) tem uma aumento de 64,8% para 85,6%.

A uniformidade de aplicação de água de sistemas de aspersão tipo pivô central é diretamente influenciada pelo perfil de distribuição do emissor, a relação entre pressão, diâmetro do bocal, espaçamento, altura entre aspersores,

variação de pressão no sistema de adução, velocidade e direção do vento (COSTA, 2006).

O grande número de fatores que influenciam a uniformidade de aplicação de água dos sistemas de irrigação por aspersão, torna o estudo da interação destes fatores baseado inteiramente em ensaios de campo uma tarefa demorada, e na maioria das vezes impossível de se realizar diante da dificuldade de se obter todas as condições operacionais e ambientais desejadas (Oliveira et al., 2012). Devido às dificuldades encontradas, diversos autores, a exemplo de Zapata et al. (2007), Smith et al. (2008) e Prado e Colombo (2010), recorrem ao uso de simulações digitais no estudo destas interações.

2.6 Desempenho energético

Segundo Lima (2008), os indicadores de eficiência de aplicação de água em um pivô central estão divididos em dois: indicadores agrícolas e indicadores energéticos. O primeiro relaciona a uniformidade de aplicação de água na área, e os indicadores de uso de energia avaliam o consumo de energia pelo pivô no processo de captação, condução e distribuição de água. O próprio autor propõe uma metodologia que integra os dois indicadores de eficiência para gerar uma ferramenta de avaliação, análise e rendimento para sistemas tipo pivô centrais.

Projetos de irrigação são feitos para uma determinada posição na área onde se tem uma maior demanda de potência. Ao assumir esta condição gera um risco de que o equipamento venha a ter consumo excessivo de energia (LIMA et al., 2009).

Barreto (2004), afirma que a procura por sistemas mais modernos de irrigação não garante maior eficiência do uso da água nos sistemas agrícolas. Pois quanto mais alta é a eficiência projetada, maiores são os custos de aquisição do equipamento e sua manutenção.

O custo com bombeamento de água corresponde a uma parcela significativa no custo de produção, o que faz com que os irrigantes procurem meios de redução destes custos. O Motor elétrico utilizado no acionamento da bomba hidráulica é responsável por grande parte da energia elétrica consumida na irrigação. O dimensionamento inadequado do motor leva ao consumo excessivo de energia. Uma alternativa para redução no consumo de energia elétrica é a utilização de inversores de frequência, que permitem o controle da rotação do conjunto moto-bomba para atender às variações de carga exigidas durante o deslocamento do equipamento na área a ser irrigada (LIMA et al., 2016).

Hill (1999) mostra que os fatores que mais influem no uso da energia na agricultura irrigada são: condições de operação da bomba; pressão de operação dos aspersores; perda de carga na tubulação; perdas localizadas; topografia irregular do terreno; potência demandada pela unidade de bombeamento; requerimento de água das culturas; eficiência da aplicação; e o período de operação do equipamento de irrigação.

No Brasil, em resposta à crise na distribuição de energia, foi sancionada a Lei 10.295 (Lei da Eficiência Energética) visando incentivar a oferta de equipamentos que consomem energia elétrica de forma mais eficiente. O motor elétrico de indução trifásico foi o primeiro equipamento a ter valores mínimos de rendimento estabelecidos pela lei (BRASIL, 2001).

A eficiência de uso de energia de um motor elétrico depende da qualidade da energia fornecida e do seu carregamento. Yung (2007) relata que o desbalanceamento de tensão podendo ocasionar perdas no rendimento do motor. O carregamento de um motor tem influência direta no seu rendimento: quanto menor o seu carregamento, menor a eficiência na conversão de energia elétrica em mecânica. Em auditorias energéticas realizadas em uma fábrica de ração, Lopes et al. (2006) observam que 60,5% dos motores operavam com índices de

carregamento menores que 50%, concluindo que seria mais rentável para a empresa a substituição de 66,7% dos motores avaliados.

Gomes (2004) relata que o dimensionamento de um sistema de irrigação deve considerar aspectos econômicos que minimizem o custo de implantação, operação e manutenção ao longo do tempo de uso do equipamento.

Para Schons (2010) deve-se dar atenção ao motor elétrico e a bomba centrífuga, pois estes são os principais elementos do sistema que transformam a energia elétrica consumida em energia mecânica para o transporte do líquido, podendo comprometer o rendimento global do sistema devido às características construtivas e de condições de operação em campo.

Lima (2008) ressalta a importância de analisar a influência de cada componente de um sistema de irrigação no rendimento global do processo, relacionando a energia consumida com o volume útil de água utilizada.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 O sistema de irrigação e sua área irrigada

3.1.1 Localização

O estudo foi realizado em um equipamento de irrigação do tipo pivô central situado na Fazenda Invernada, pertencente à Itograsss Agrícola Alta Mogiana Ltda, no município de Bom Sucesso–MG, com coordenadas UTM de 23K 509402.45m E, 7662306.20 m S (FIGURA 4).

O clima da região, segundo a classificação de Köeppen é do grupo Cwa e Cwb,. A umidade relativa média do ar é 76,2%. A temperatura média anual do ar é de 19,4 °C, com média mínima de 14,8 °C e média máxima de 26,1°C, conforme Figura 4.

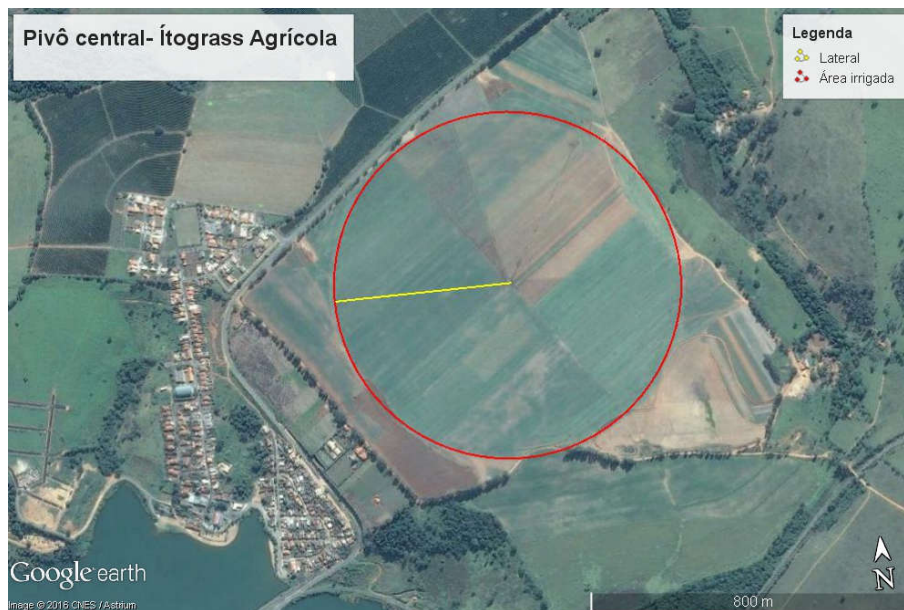


Figura 4 Imagem aérea do Pivô central localizado na Fazenda Invernada, pertencente à Itograss Agrícola Alta Mogiana Ltda.
Fonte Google Earth (2016)

3.1.2 O sistema de irrigação tipo pivô central avaliado

As características técnicas do sistema pivô central que são descritas na ficha técnica do projeto original disponibilizada pelo fabricante do equipamento, foram reproduzidas nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 2 Características do sistema pivô central, descritas no projeto original.

ITEM	DESCRIÇÃO
1) Precipitação	
1.1- Lâmina bruta diária	8,6 mm/dia (21 horas/dia)
2) Dados Técnicos do Pivot	Valley
Marca	
Modelo:	4871-8000-VSL/8-1,060-Altura: Standart -2,74m
Composição:	4 lances longos 6,5/8" ; 4 Lances médios de 6,5/8 Com balanço de 20 m sem spray e sem canhão final
Área circular irrigada:	58,78 ha
Período (relé)	Horas
100%	9,24
70%	13,05
Lâmina por percurso (100 e 70%):	mm
100%	3,78mm
70%	5,4mm
Vazão total:	240,72 (m ³ /h)
Vazão por área:	4,9 (m ³ /h/ha)
Raio da Última Torre:	411,69 (m)
Comprim. da tubulação:	432,57 (m)
Raio total irrigado:	432,57 (m)
Pressão no final da tubulação:	13,43 (m)
Motorreduzores em alta:	5
Conj.Pneus:	14,9x24
3) Adutora	
Trecho 1:	PVC PN 125 DN 200 mm de diâmetro e 280 m de comprimento
Trecho 3:	PVC PN 80 DN 200 mm de diâmetro e 250 m de comprimento
Trecho 2:	PVC PN 60 DN 200 mm de diâmetro e 310 m de comprimento
Comprimento total:	840 (m)
Perda de carga:	13,024 (m)

Tabela 3 Características da unidade de bombeamento, descritas no projeto original

Conjunto motor-bomba			
Calculo da altura manométrica total:			
Carga de Pressão no final da tubulação:	13,00 (m)		
Desnível entre o Centro do pivô e ponto mais alto:	2 (m)		
Perda friccional no tubo do Pivô:	12,41 (m)		
Altura dos emissores:	3,54 (m)		
Carga de Pressão, Ponto do pivô:	30,95 (m)		
Desnível entre moto-bomba e o centro do Pivô:	56 (m)		
Perdas na adutora:	2 (m)		
Altura max, Sucção prevista:	2 (m)		
Perdas Localizadas:	5,10 (m)		
Altura manométrica total:	107,08 (m)		
Bomba centrífuga		Motor Elétrico	
Marca:	KSB	Marca:	WEG
Modelo:	WKL 125/3	Modelo:	22 PLUS
Diâmetros:	300 mm	Pot. Nominal:	150 (cv)
Potência no eixo:	137,14 cv	Nº de fases:	3
Consumo:	113,31 kWh	Nº de Polos:	4
NPSH disponível:	6,09	Rotação:	1750 (rpm)
NPSH requerido:	3,59 (m)	Tensão:	220/380/440 (V)
Rotação:	1750 rpm	Corrente:	352/204/176 (A)
Vazão:	241 (m³/h)	Fator de potência	0,86
Pressão	116 (m)		
rend %	75,50%		
Potência máxima:	150,85 (cv)		

3.1.3 Levantamento planialtimétrico da área irrigada pelo pivô central

O levantamento planialtimétrico da área irrigada foi realizado com o auxílio de um aparelho GPS da marca Topcom modelo Hyper Lite+. A partir dos dados deste levantamento foi possível gerar curvas de nível da área através do processo de interpolação dos dados com o auxílio do software QGIS versão 2.12, utilizando a opção de interpolação dos dados pelo inverso da distância (TIN). Após este processo a opção extração de contorno para “raster” foi utilizado no arquivo “raster” gerado para gerar curvas de nível de 2 metros (FIGURA 5).



Figura 5 Equipamento Pivô central pertencente à Itograsss Agrícola.

No levantamento planialtimétrico efetuado foi também referenciado um sistema a angular de posicionamento das 8 torres móveis de sustentação da linha lateral (T1 a T8) que também foram indicadas na Figura 6.

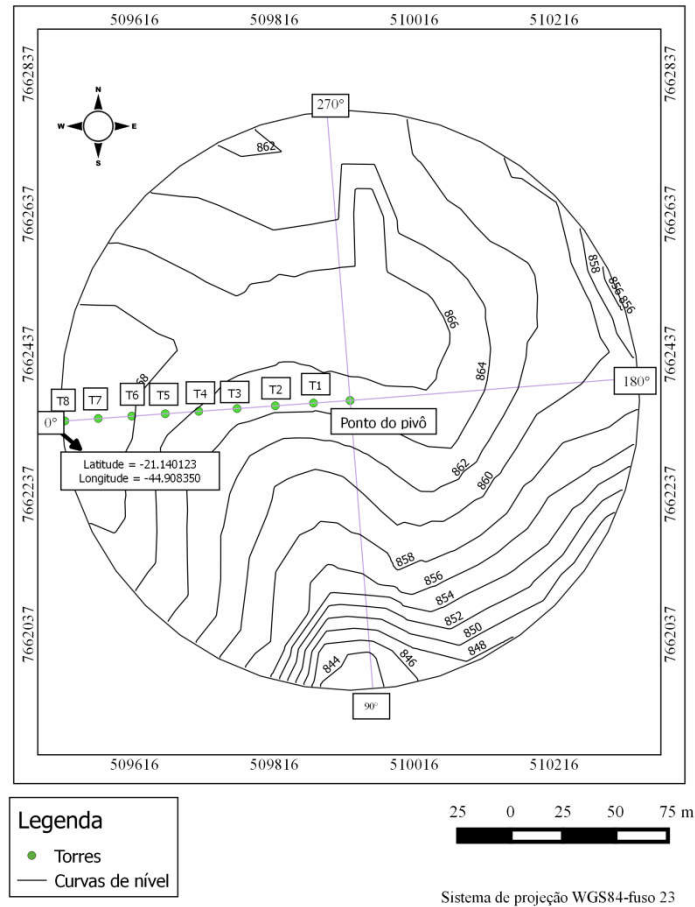


Figura 6 Curvas de nível (m) da área irrigada e posicionamento angular (0°) das oito torres móveis do pivô .

O sistema de identificação de posicionamento da linha lateral mostrado na figura 5 foi utilizado para determinar, em qualquer posição angular α assumida pela lateral móvel ($0^\circ < \alpha \leq 360^\circ$), a cota do terreno de cada uma das oito torres móveis de sustentação da linha lateral. De acordo com este sistema de posicionamento, qualquer posição angular (α) assumida pela linha lateral, é possível identificar a declividade (Sv_i) de cada um dos oito vãos que compõem este pivô:

$$S_{Vi} = \frac{Zt_i - Zt_{i-1}}{rt_i - rt_{i-1}} \quad (33)$$

Em que:

S_{Vi} = declividade ao longo do vão de índice i ($m.m^{-1}$);

i = índice de identificação do vão ($1 \leq i \leq 8$);

Zt_{i-1} = cota do terreno na posição ocupada pela torre que demarca o início do vão i (m);

Zt_{i+1} = cota do terreno na posição ocupada pela torre que demarca o final do vão i (m);

rt_i = raio de giro da torre que demarca o início do vão i (m);

rt_{i+1} = raio de giro da torre que demarca o final do vão i (m).

No caso particular do primeiro vão ($i=1$), que tem início na torre fixa do ponto do pivô, foi atribuído um valor constante de $Zt_0 = 865,03$ m. No caso particular do vão em balanço, que não foi representado na figura 5, foi assumido a mesmo declive do oitavo vão ($S_{Vi=8}$).

Em cada posição a assumida pela linha lateral foi também possível estimar (EQUAÇÃO 34) a cota do ponto de entrada da água na válvula reguladora pressão instalada em cada um dos 189 emissores instalados no pivô:

$$Z_{j,i} = (Zt_{i-1} + 2,15m) + (rg_j - rt_{i-1})S_{Vi} \quad (34)$$

Em que:

$Z_{j,i}$ = cota do emissor (j) no vão (i) (m);

Zt_{i-1} = cota do terreno na posição ocupada pela torre que demarca o início do vão i (m);

rg_j = raio de giro emissor (j) em relação ao ponto do pivô (m);

rt_{i+1} = raio de giro da torre que demarca o final do vão i (m);

S_{Vi} = declividade ao longo do vão de índice i ($m.m^{-1}$);

Na Equação 34 a constante 2,15m representa a altura do ponto de entrada da água nas válvulas reguladoras de pressão instaladas em cada emissor. Valores do raio de giro das oito torres móveis (rt_i) e do raio de giro (re_j) e numeração de todos os emissores instalados neste pivô são apresentados no Anexo A.

3.2 Avaliação da Unidade de bombeamento

3.2.1 Características hidráulicas

Para determinação da vazão bombeada foi utilizado um medidor de vazão ultrassônico não intrusivo com data *logger* embutido, da marca FMS 175 (Figura 7). De acordo com as especificações do fabricante, para velocidade do fluxo acima de 0,18 m/s, o equipamento utilizado tem precisão de 1%, com $\pm 0,5\%$ de linearidade e $\pm 0,2\%$ de repetibilidade. O medidor de vazão ultrassônico foi instalado na tubulação de sucção, de aço zincado e diâmetro nominal de 250 milímetros. Os parâmetros da tubulação inseridos no aparelho foram: perímetro do tubo de 801 mm; espessura de parede de 1,8 mm; aço carbono sem revestimento na parede do tubo.

Valores de vazão e velocidade média da água, tomados em intervalos regulares de 5 minutos, foram armazenados durante o período de operação do pivô central.



Figura 7 Medidor de vazão ultrassônico.

Foram instaladas tomadas de pressão na entrada (FIGURA 8) e na saída (FIGURA 9) de água da bomba. A tomada de pressão da saída de água foi instalada em uma secção com 125mm diâmetro interno, em uma altura de 0,635 m em relação a base da bomba. A tomada de pressão na entrada de água foi instalada em uma secção com 150mm de diâmetro interno, em uma altura de 0,3 m relação base da bomba.

O valor efetivo da pressão de saída da unidade de bombeamento foi determinado com um transdutor de pressão, da marca INSTRUTHERM, modelo PS100-20 BAR (FIGURA 9), com capacidade de e 0 a 20 bar, conectado um leitor digital marca INSTRUTHERM modelo MRV-87 dotado de saída RS232 para armazenamento em computador dos valores registrados.

O valor absoluto da pressão na entrada da bomba foi medido com o auxílio de um transdutor de pressão absoluta, marca INSTRUTHERM, modelo VA-318 (FIGURA 8), conectado ao um leitor digital VDR- 920 dotado de saída RS232, para armazenamento em computador dos valores registrados.

Durante todo o período de operação do pivô central, valores absolutos da pressão na entrada da bomba e valor efetivos da pressão na saída da bomba, tomados em intervalos regulares de um minuto, foram armazenados em computador.

Na Equação 35 é apresentado o cálculo da altura manométrica total (HMT) da unidade de bombeamento, conforme descrito por Azevedo (2014), que levou em conta a diferença entre os valores da carga total de água saída e na entrada da bomba:



Figura 8 Esquema de instalação do transdutor de pressão absoluta na entrada da bomba.



Figura 9 Esquema de instalação do transdutor de pressão relativa na saída da bomba.

$$HMT = \left[\left(\frac{PL_{saída}}{\gamma} \right) - \left(\left(\frac{PL_{entrada}}{\gamma} \right)_{abs} - \left(\frac{Patm}{\gamma} \right)_{abs} \right) \right] + \frac{v_s^2 + v_e^2}{2g} + (Z_s - Z_e) \quad (35)$$

Em que:

HMT = altura manométrica total, (m);

$PL_{saída}$ = pressão na saída da bomba (kPa);

$PL_{entrada}$ = pressão absoluta na entrada na bomba (kPa);

$Patm$ = Pressão atmosférica (kPa);

v_s = velocidade do escoamento da água na saída da bomba ($m \cdot s^{-1}$);

v_e = velocidade do escoamento da água na entrada da bomba ($m \cdot s^{-1}$);

Z_e = Cota geométrica do sensor de pressão absoluta na entrada da bomba (m);

Z_s = Cota geométrica do sensor de pressão efetiva na saída da bomba (m);

γ = peso específico da água ($kN \cdot m^{-3}$);

A pressão atmosférica foi aferida no início do ensaio através do transdutor de pressão absoluta instalado na entrada do corpo da bomba e considerada como constante durante todo tempo de operação do equipamento, com valor igual a 91,39 kPa.

O peso específico da água considerado no cálculo da altura manométrica total foi estimado com base no produto do módulo da aceleração da gravidade.

$$\gamma = \frac{1000 \text{ kN}}{\text{N}} \rho \cdot g \quad (36)$$

(g) pela massa específica da água conforme Equação 36.

Em que:

γ = peso específico da água (kN.m^{-3});

ρ = Massa específica da água (kg.m^{-3});

g = aceleração da gravidade ($9,81\text{m.s}^{-2}$).

A massa específica da água foi estimada conforme recomendação da portaria n° 455 do INMETRO (BRASIL, 2010), com base temperatura da água:

$$\rho = 1000.14 + 0,0094.t - 0,0053.t^2 \quad (37)$$

Em que:

ρ = Massa específica da água (kg.m^{-3});

t = temperatura da água ($^{\circ}\text{C}$).

Na estimativa da massa específica da água foi considerada uma temperatura constante de 20°C .

O valor de NPSH disponível foi estimado acordo com a metodologia descrita por Carvalho e Oliveira (2014), conforme a Equação 36:

$$\text{NPSH}_{\text{Disponível}} = \left(\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} \right) - \left(\frac{P_v}{\gamma} \right) - hf_s - hg_s \quad (38)$$

Em que:

P_v = valor absoluto da pressão de vapor da água a 20° C (kPa);

P_{atm} = valor absoluto da pressão atmosférica (kPa);

hf_s = perda de carga na sucção (m);.

hg_s = altura geométrica de sucção (m).

Sendo a perda de carga na sucção computada pela Equação 39:

$$hf_s = \left[\left(\left(\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} \right)_{\text{abs}} - \left(\frac{P_{L_{\text{entrada}}}}{\gamma} \right)_{\text{abs}} \right) \right] - \frac{v_e^2}{2g} - hg_s \quad (39)$$

Em que:

hf_s = perda de carga na sucção (m);.

$P_{L_{\text{entrada}}}$ = pressão absoluta medida na entrada da bomba (kPa);

P_{atm} = valor a absoluto da pressão atmosférica (kPa);

hg_s = altura geométrica de sucção

v_e = velocidade do escoamento da água na entrada da bomba (m.s^{-1});

g = aceleração da gravidade (m.s^{-2}).

Na Equação 39 foi considerado um valor constante de 3 m para altura geométrica total. A potência hidráulica fornecida pela bomba (PH) foi computada em função dos valores observados de vazão, altura manométrica total e peso específico de acordo com a Equação 17.

A velocidade de rotação no eixo do conjunto moto-bomba, foi determinada com um tacômetro ótico com leitura digital, da marca INSTRUTEMP, modelo TDR-100.

3.2.2 Características elétricas

Um analisador de qualidade de energia, da marca Fluke®, modelo 435-II (FIGURA 10), foi utilizado para determinação dos valores de tensão, corrente, potências ativa, reativa e aparente, fator de potência e frequência da rede de alimentação do motor da moto-bomba (TABELA 3). Estas características foram registradas em intervalo de 5 minutos e descarregadas no computador através de *software* específico do aparelho.

$$\eta_G = \frac{PH}{PEA} \cdot 100 = \frac{(Q \cdot \gamma) \cdot HMT}{PEA} \cdot 100 \quad (40)$$

Seguindo recomendação de Viholainen et al. (2012), o rendimento global da unidade de bombeamento foi determinado pela razão entre a potência hidráulica fornecida pela bomba (EQUAÇÃO 18) e a potencia elétrica ativa consumida pelo motor:

Em que:

η_G = rendimento global (%);

PH = potência hidráulica (kW);

PEA = potência elétrica ativa (kW);

Q = vazão ($m^3 \cdot s^{-1}$);

γ = peso específico da água (kN.m^{-3});

HMT = altura manométrica total (m).

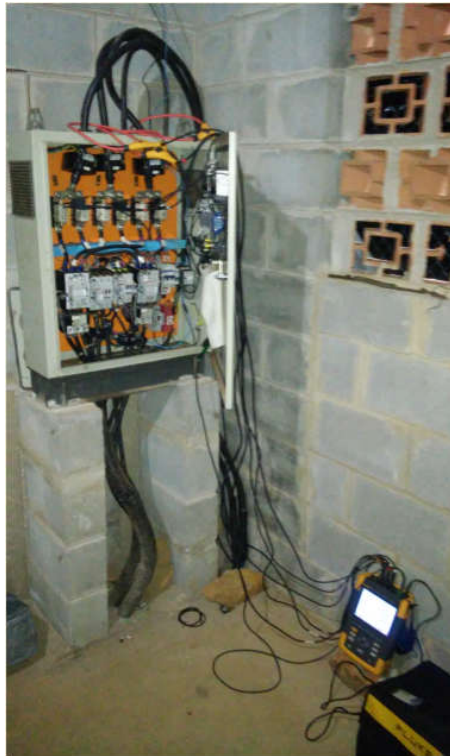


Figura 10 Instalação do Fluke® no painel de comando.

Segundo metodologia descrita por Viholainen et al. (2012) (EQUAÇÃO 41), pares de valores de vazão e PEA foram utilizado na determinação do trabalho elétrico requerido por metro cubico de água bombeada.

$$CE = \frac{1h \text{ PEA}}{3600s \ Q} \quad (41)$$

Em que:

CE = Consumo específico de energia (kW.h.m⁻³);

PEA = Potência elétrica ativa (kW);

Q = vazão (m³ s⁻¹).

O consumo específico normalizado da irrigação (CENI) para bombear um metro cúbico de água por metro de altura manométrica a ser vencido é computado através da Equação 42 que foi adaptada da metodologia proposta pelo IWA (2000).

$$\text{CENI} = \frac{1,0 \text{ W.h PEA}}{3,6 \text{ kW.s Q.HMT}} \quad (42)$$

Em que:

CENI = consumo específico normalizado da irrigação (W.h.m⁻³.m⁻¹).

PEA = potência elétrica ativa (kW);

Q = vazão (m³ s⁻¹);

HMT = altura manométrica total (m).

3.2.3 Características de catálogo

Para possibilitar a comparação entre valores observados de características de desempenho da bomba, que foram determinados durante o ensaio, e características de desempenho especificadas no catálogo do fabricante da bomba, vinte e quatro pares de valores de catálogo de d vazão (Q) x altura manométrica total (HMT) e vinte e quatro pares de valores de catálogo de Q x rendimento (η_b) da Bomba KSB WKL 125, operando com um rotor de 320mm, na rotação de 1750, foram utilizadas para ajustar os parâmetros das curvas de desempenho adimensionalizadas apresentadas nas Equações 13 e 14 (ALCÂNTARA,1988).

Valores declarados de rendimento do motor (η_{mc}) WEG 22PLUS, de com potência nominal de 110 kW (150cv), correspondentes à frações de carregamento do motor (k) correspondentes a 0,5, 0,75 e 1,0 da potência nominal do motor, foram utilizados para ajustar os valores dos coeficientes empíricos “ c ” e “ c_0 ” da equação 26 que relaciona estes valores.

Para ajuste dos parâmetros das equações $Q \times HMT$, $Q \times \eta_b$ e $k \times \eta_m$, foi utilizado o suplemento SOLVER do Excel®, de forma a minimizar a soma do quadrado dos desvios das estimativas das equações em relação aos valores declarados em catálogo.

Conforme esquematizado na Figura 11 (AZEVEDO, 2014), valores medidos de vazão (Q), peso específico (γ) e velocidade angular (ω), associados aos parâmetros ajustados das curvas de catálogo comercial, de $Q \times HMT$, $Q \times \eta_b$ e $k \times \eta_m$, permitiram estimar os correspondentes valores de (i) altura manométrica total de catálogo (HMT_c), (ii) rendimento de bomba de catálogo (η_{bc}), potência hidráulica de catálogo (PH_c), potência mecânica de catálogo (PME_c), carregamento do motor (k); rendimento do motor de catálogo (η_{mc}), potência elétrica ativa de catálogo (PEA_c), rendimento global de catálogo (η_{gc}), consumo específico (CE_c) e de consumo específico por consumo específico normalizado para irrigação ($CENI_c$).

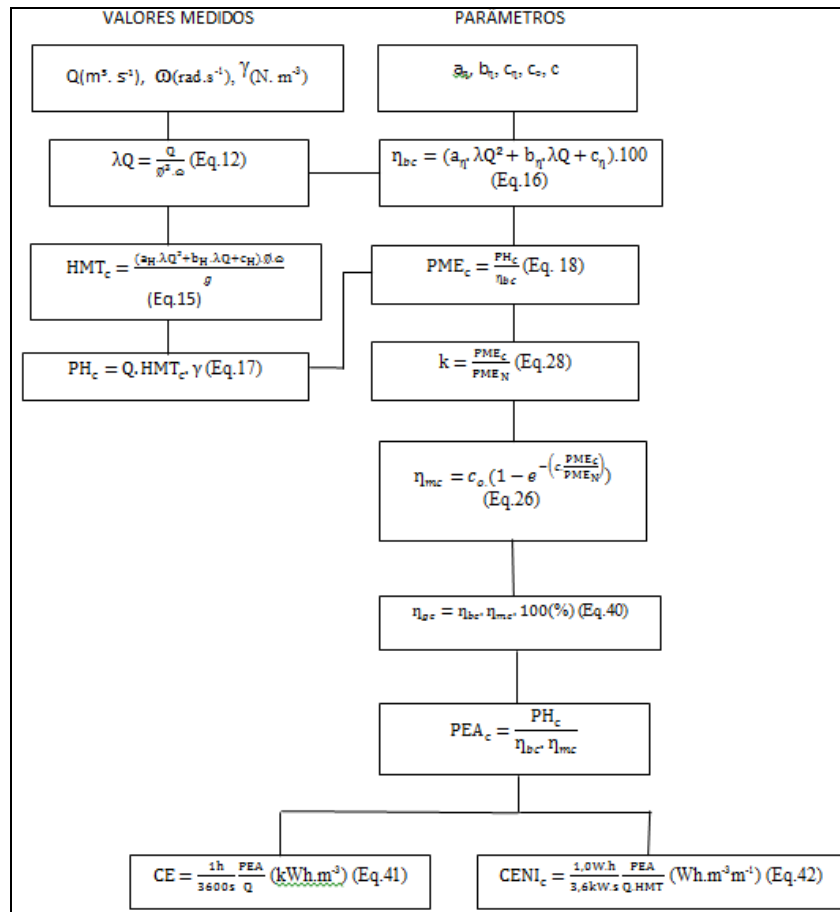


Figura 11 Estimativa de valores de catálogo para consumo energético e rendimento global.

3.3 Determinação da energia total da água ao longo do sistema

A avaliação da dissipação da energia total da água no pivô central, a carga total de energia da água foi monitorada na saída da bomba (Hs), no ponto do pivô (Ht₀) (FIGURA 12a) e na entrada da válvula reguladora de pressão (FIGURA 12b) de sete emissores localizados próximos das torres móveis 1, 2, 3 4, 5, 7 e 8 do pivô (FIGURA 13). A localização e as características de instalação

dos transdutores de pressão utilizados no monitoramento da carga total de energia da água ao longo da linha lateral móvel são mostrados na tabela e 4 na Figura 13 .

A carga total de energia da água disponível no ponto do pivô (H_{t_0}) é computada de acordo com a Equação 43.

$$H_{t_0} = (Z_0 + 2,15m) + \frac{v_0^2}{2g} + (ht_0 + 0,42m) \quad (43)$$

Em que:

H_{t_0} = Carga total de energia da água na tomada de pressão do ponto do pivô (m);

Z_0 = cota do terreno no ponto do pivô (m);

v_0 = velocidade média da água no interior do tubo do ponto do pivô ($m.s^{-1}$);

g = aceleração da gravidade ($9,81 m.s^{-2}$);

ht_0 = valor registrado da carga de pressão no ponto do pivô (m).

A carga de pressão no ponto do pivô (ht_0) foi determinada através de um transdutor de pressão digital, com data loggers embutido, da marca Lamon modelo DMP-01-DP (FIGURA 12A). Este transdutor registrava valores de carga de pressão com intervalo de coleta de valores de 1 minutos. Conforme indicado na Tabela 4.

Durante o período de giro da lateral do pivô central, a perda de carga na tubulação delimitada entre a secção de saída de água da bomba e o ponto de tomada de pressão localizada no ponto do pivô (hf_{B-PP}) aqui chamada de perda de carga na adutora foi determinada com base na diferença entre os valores de carga de total de energia da água nestas duas secções (EQUAÇÃO 44).

Para determinação da perda de carga de pressão na secção correspondente a tomada de pressão no ponto do pivô, pressão na saída da bomba ($Z_s = 807,38 m$) e da cota do ponto da tomada de pressão no ponto do

pivô (Z_{t_0}) que esta no nível dos emissores que foi calculada através da soma da cota na base do ponto do pivô (865,03 m) com a altura dos emissores (2,15 m) totalizando Z_{t_0} igual a 867,18 m, ambas as cotas de Z_s e Z_{t_0} . Valores de velocidade da água na tubulação da adutora foram determinados em função da vazão medida na entrada da bomba e do diâmetro da tubulação da adutora.

$$h_{f_{B-pp}} = \frac{PL_{saída}}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s - ht_0 - \frac{v_{t_0}^2}{2g} - Z_{t_0} \quad (44)$$

Em que:

$H_{f_{B-pp}}$ = Perda de carga na tubulação da adutora do pivô (m);

$PL_{saída}$ = pressão de saída na bomba (kPa);

ht_0 = valor registrado da carga de pressão no ponto do pivô (m);

γ = peso específico da água ($kN \cdot m^{-3}$);

Z_s = Cota do sensor de pressão efetiva na saída da bomba (m);

Z_{t_0} = Cota do ponto de tomada de pressão no ponto do pivô (m);

v_s = velocidade de escoamento da água na saída da bomba ($m \cdot s^{-1}$);

v_{t_0} = velocidade da água no tubo de subida no ponto do pivô ($m \cdot s^{-1}$);

g = aceleração da gravidade ($9,81 m \cdot s^{-2}$).

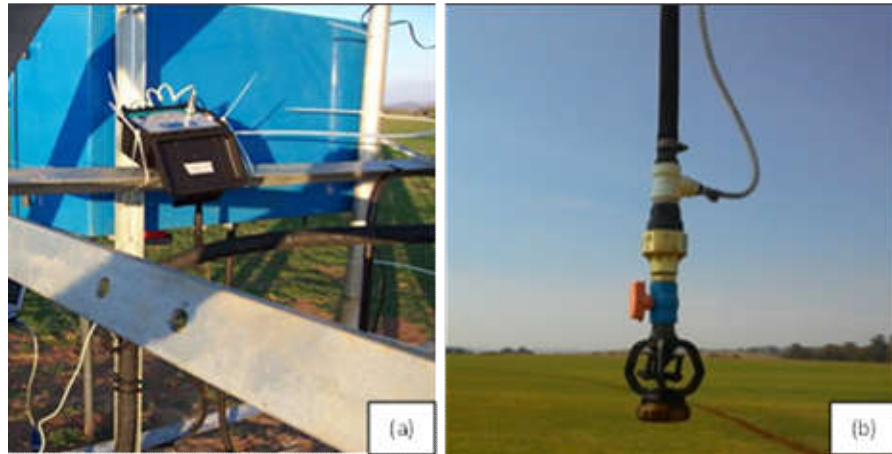


Figura 12 Transdutor de pressão instalado no ponto do pivô e tomada de pressão instalada a montante da Válvula reguladora de pressão.

Tabela 4 Localização dos tomadas de pressão ao longo da linha lateral e características da sua instalação.

Torre	Índice j de identificação do emissor	Raio de giro do emissor em relação ao ponto do pivô (rg _i)	Identificação do transdutor de pressão	Alt.tomada de pressão no solo (m)	Altura do sensor de pressão no solo (m)
PP	0	0m	Lamon 1	2,15	1.73
1	22	54,19m	Dickson 3	2,15	4.2
2	46	107,19m	Dickson2	2,15	4.2
3	70	164,15m	Dickson 1	2,15	4.2
4	95	221,42m	Manômetro 30 P SI	2,15	4.2
5	116	269,53m	Lamon 2	2,15	2.95
6	-----	-----	-----	-----	-----
7	157	363,46m	Dickson 5	2,15	4.2
8	179	413,86m	Lamon 3	2,15	3.78

Os transdutores de pressão digital com data loggers embutidos instalados são da marca Lamon modelo DMP-01-DP na 5ª (FIGURA 12a), e 8ª torre (FIGURA 12b), localizados a 269,53 e 411,57 m do ponto do pivô, respectivamente. Um manômetro digital da marca Dwyer modelo DPG-203 de 30 PSI (FIGURA 12c), que foi instalado a montante da válvula reguladora de pressão com alimentação de 12 a 24 volts e sinal de saída de 4 a 20 miliampère, o qual foi conectado a um data logger marca Irrometer, para realizar esta conexão entre manômetro e data logger foi utilizado uma resistência de 250 ohms conforme indica o manual do datalogger. e instalados em uma caixa de aço (FIGURA 12c) no final da quarta torre a uma distância de 221,42 m em relação ao ponto do pivô. Transdutores de pressão da marca Dickson modelo PL300 (FIGURA 12d) instalados na 1ª, 2ª, 3ª e 7ª torres a uma distância igual a 54,19,

109,17, 164,15 e 363,46 m, respectivamente, em relação ao ponto do pivô. Estes transdutores de pressão da marca Dikson foram instalados em caixas de aço zincado e revestidos internamente com isopor para minimizar o efeito da temperatura na aquisição de dados. Ambos os medidores foram programados para registrarem valores de carga de pressão em intervalo de tempo fixado em 5 minutos durante o tempo de operação do pivô central. A coleta de dados dos transdutores de pressão foi realizada com auxílio de um cabo usb de 3 metros e um notebook com software específico para cada data *logger*.



Figura 12 Transdutores de pressão da marca Lamon (a,b), Dwyer (c) e Dikson (d) instalados na lateral do pivô central.

3.4 Avaliação da linha lateral móvel

3.4.1 Determinação da perda de carga na linha lateral do pivô central.

A vazão de cada emissor ao longo da lateral foi determinada assumindo a vazão medida na entrada bomba como a vazão total (Q_i) que chega ao início da linha lateral, já que não foi identificado vazamento na adutora e na lateral. Para o cálculo da vazão em cada emissor foi adotada a equação proposta por Keller e Bliesner (1990) e Martín et al. (2007) onde a vazão de cada emissor (j) é calculada em função da sua área circular de cobertura.

$$q_j = \frac{2 \cdot Q_i \cdot r g_j \cdot S_a}{L^2} \quad (45)$$

Em que:

q_j = Vazão do emissor j ($m^3 \cdot h^{-1}$);

Q_t = vazão total ($m^3 \cdot h^{-1}$);

r_{g_j} = raio de giro emissor (j) em relação ao ponto do pivô (m);

S_a = espaçamento do emissor (m);

L = raio total irrigado (m).

Para o cálculo da carga da energia cinética disponível na entrada de cada emissor (j) conforme mostra a equação 46, assumiu-se que o ponto do pivô é igual ao emissor 0 ($j=0$) e o diâmetro da tubulação para $j=0$ é igual a 0,197 m, para os emissores dispostos na lateral ($j>0$) foi considerado o diâmetro do tubo de descida igual a 0,01753 m.

$$\left(\frac{v^2}{2g}\right)_j = \left(\frac{4 \cdot q_j}{\pi^2 d_j^2}\right)^2 \cdot \frac{1}{2g} \quad (46)$$

Em que:

v_j = velocidade da água ($m \cdot s^{-1}$)

q_j = vazão do emissor “ j ” ($m^3 \cdot s^{-1}$)

d_j = diâmetro do tubo de descida em qual o emissor (j) esta instalado (m);

g = aceleração da gravidade ($9,81 \cdot m \cdot s^{-2}$).

A perda de carga estimada até o ponto onde foi instalado a ultima tomada de pressão ($hf_{j=179}$) pode ser calculado de acordo com a Equação 47.

$$hf_{j=179} = Ht_0 - \left(h_{j=179} + \left(Z_{j=179} + \frac{V_{j=179}^2}{2g} \right) \right) \quad (47)$$

Em que:

$hf_{j=179}$ = Perda de carga total (m);

Ht_0 = energia disponível no ponto do pivô (m);

$h_{j=179}$ = carga de pressão na ultima tomada de pressão no emissor (j=179) (m)

$Z_{j=179}$ = Cota do emissor onde a ultima tomada de pressão esta instalada (j=179) (m);

$v_{j=179}$ = velocidade da água no tubo de descida no emissor j=179 ($m.s^{-1}$);

O fator $F_{(rg\ ij/Leq)}$ de correção da perda de carga para determinado trecho da lateral (r), é computado conforme Equação 48:

$$F_{(rg\ ij/L)} = \left[\frac{r}{Leq} - \frac{m}{3} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^3 + \frac{m \cdot (m-1)}{10} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^5 - \frac{m \cdot (m-1)(m-2)}{42} \cdot \left(\frac{r}{Leq}\right)^7 \right] \quad (48)$$

Em que:

F= fator de correção de perda de carga, adimensional;

m = 2;

Leq = comprimento da linha lateral do pivô central equivalente (m);

r= comprimento do ponto analisado em relação ao ponto do pivô (m).

O fator de correção da perda de carga calculado para uma distância de 413, 86 m do ponto do pivô que representa a distância do ponto de instalação da última tomada de pressão na torre 8 no emissor j=179, foi igual a 0,533, este valor corresponde a 99,97 % da perda de carga total. Para que ao final da linha lateral a fração da perda de carga fosse igual a 1 (100%) foi utilizado como valor do expoente da vazão (m) igual a 2 no calculo do fator de redução de perda de carga ($F_{rg\ ij/L}$) (EQUAÇÃO 48).

De posse dos valores da perda de carga até a última tomada de pressão no ultima torre no emissor j=179 ($hf_{j=179}$) e do fator de correção $F_{j=179}$ e até

extremidade final da linha lateral (F_{Leq}) foi possível estimar a perda de carga total na linha lateral em cada posição angular (α) de acordo com a Equação 49:

$$h_{f\text{total}(\alpha)} = \frac{hf_{j=179}}{\frac{F_{(j=179)}}{F_{(Leq)}}} \quad (49)$$

3.4.2 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central

Os valores de carga de pressão registrados pelos transdutores de pressão foram calibrados em laboratório com carga de pressão de entrada crescente em função do medidor de pressão que ficou instalado no ponto do pivô (FIGURA 12a), este processo foi realizado visando a padronização da leitura de pressão de cada transdutor.

As tomadas de pressão foram instaladas nos tubos de descida dos emissores (pendurais) conforme mostra a Figura 13 em posição a montante das válvulas reguladoras de pressão (VRP) de 68,9 kPa (10 psi ou 7,02 m), estas foram conectadas ao medidor de pressão por meio de mangueiras flexíveis transparente reforçada de 1/2" com pressão nominal de 17,5 kgf.cm⁻² com 3 metros de comprimento, conectando a tomada de pressão ao aparelho instalado na tubulação da lateral. As cargas de pressões medidas na primeira, segunda, terceira e sétima torre foram acrescidas de 2,05 m devido ao desnível vertical entre o centro do medidor de pressão e o ponto onde foi instalado a tomada de pressão. A carga de pressão medida na quinta torre foi acrescida de 0,8 m e o valor medido na oitava torre foi acrescida de 1,63 metros. Este acréscimo é devido ao desnível vertical entre o centro do medidor e do ponto da tomada de pressão.

A carga total de energia da água na entrada de cada emissor foi computada de acordo com a Equação 50.

$$H_{j,i} = H_{j-1,i} - hf_{j-1,i}. \quad (50)$$

Em que:

$H_{j,i}$ = carga total de energia da água disponível no emissor (j) na torre (i) (m);

$H_{j-1,i}$ = carga total de energia da água disponível no emissor anterior (j-1) na torre i (m);

$hf_{j-1,i}$ = perda de carga até o emissor anterior (j-1) (m).

A carga de pressão (h) em cada emissor (j) foi computada conforme mostra a equação 51 considerando que a carga de pressão medida no ponto do pivô (ht_0) em cada posição angular como a carga de pressão inicial na linha lateral.

$$h_{j,i} = H_{j,i} - Z_{j,i} - \left(\frac{v^2}{2g} \right)_{j,i} \quad (51)$$

Em que:

$h_{j,i}$ = carga de pressão no emissor (j)(m)

$H_{j,i}$ = carga de energia disponível no emissor (j) na torre (i) (m);

$Z_{j,i}$ = cota do emissor (j) no vão (i) (m).

v = velocidade água no tubo de descida ($m.s^{-1}$)

g = aceleração da gravidade ($9,81 m.s^{-2}$)

3.4.3 Determinação da carga de pressão mínima em cada posição angular da linha lateral móvel na área

Para avaliar se o pivô central opera com excesso ou déficit de carga de pressão foi computada a carga de pressão mínima requerida no ponto do pivô

($ht_{0\min(\alpha)}$) para cada posição angular (α) assumida pela linha lateral (EQUAÇÃO 52) através de adaptação da equação 11 descrita por Azevedo (2003), onde a carga de pressão observada no ponto do pivô somada a diferença da carga de pressão mínima exigida pela válvula reguladora de pressão (VRP) (10 psi ou 7,02 m) e da carga de pressão mínima observada (h_{\min}) no perfil de distribuição da carga de pressão na linha lateral em cada posição angular.

$$ht_{0\min(\alpha)} = ht_{0(\alpha)} - (h_{\min} - h_{VRP}) \quad (52)$$

Em que:

$ht_{0\min(\alpha)}$ = valor da carga de pressão mínima no ponto do pivô na posição (α)(m);

$ht_{0\alpha}$ = valor registrado da carga de pressão no ponto do pivô em cada posição angular (α) (m);

h_{\min} = carga de pressão mínima observada na posição de ensaio (m);

h_{VRP} = carga de pressão mínima requerida pela VRP (m);

Adequando a Equação 12 descrita por Azevedo (2003), foi possível obter altura manométrica total mínima ($HMT_{\min(\alpha)}$) requerida em cada posição angular da linha lateral, conforme mostra a Equação 53.

$$HMT_{\min(\alpha)} = ht_{0\min(\alpha)} + \left(\frac{PL_{saída}}{\gamma} - ht_0 \right)_{(\alpha)} + \left(\frac{PL_{entrada}}{\gamma} - \frac{P_{atm}}{\gamma} \right)_{(\alpha)} \quad (53)$$

Em que:

$HMT_{\min(\alpha)}$ = altura manométrica total mínima (m)

$ht_{0\min(\alpha)}$ = valor da carga de pressão mínima no ponto do pivô na posição (α)(m);

$ht_{0(\alpha)}$ = valor registrado da carga de pressão no ponto do pivô em cada posição angular (m);

$PL_{saída}$ = pressão na saída da bomba (kPa);

PL_{entrada} = pressão na entrada da bomba (kPa);

P_{atm} = pressão atmosférica (kPa);

γ = peso específico da água (kN.m^{-3});

Uniformidade de distribuição de água

3.5 Avaliação da uniformidade de aplicação de água

A avaliação da uniformidade de distribuição de água do pivô central foi realizada seguindo as recomendações das normas técnicas ASABE (2007) e ABNT 14244. O percentímetro do pivô central no momento da avaliação estava regulado para 70%.

A avaliação da distribuição de água dos emissores spray de placa oscilante modelo I-Wob foi realizada através da instalação de duas linhas de coletores (LA e LB) (FIGURA 13), sendo estas dispostas ao longo da linha lateral, formando um ângulo de abertura entre as linhas LA e LB igual a 3° .

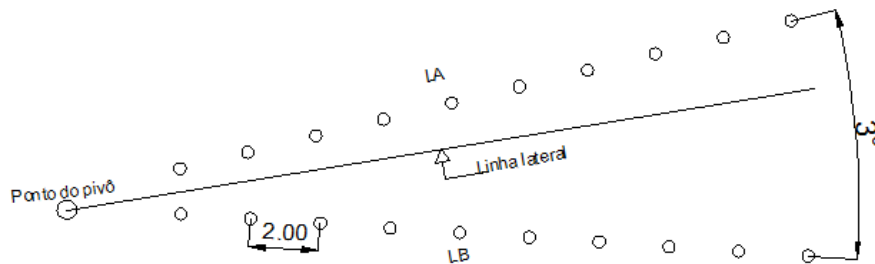


Figura 13 Esquema de disposição das linhas de coletores na área.
Fonte Adaptado-ASABE (2007)

Os coletores da marca Fabrimar com medidas de 8 cm de altura e 8 cm de diâmetro foram instalados sobre hastas metálicas com altura de 50 cm nas linhas de coletores (LA e LB) de acordo com as recomendações da norma

ABNT NBR 14244, de 1998, partindo de uma distância de 20 m do ponto do pivô, com espaçamento entre coletores de 2 m.

O teste de uniformidade foi realizado em condições de operação do equipamento determinadas pela empresa proprietária do mesmo, sendo assim não foi possível respeitar as condições ideais de valor da lâmina que é de 15 mm, de vento, pois a velocidade do vento na área era superior a 4 metros por segundo, não sendo permitido a paralização do equipamento para esperar um momento adequado para o teste (FIGURA 14).



Figura 14 Esquema de instalação dos coletores na área.

O volume de água em cada coletor foi mensurado com auxílio de uma proveta de vidro graduada, com volume de 25 cm³, imediatamente após o período de aplicação de água pelos emissores em cada coletor de água, sendo estes valores convertidos em lâmina (mm) de água. O sentido da coleta ocorreu

no sentido da ultima torre em direção ao ponto do pivô. Para os cálculos de CUC_H e UD foram utilizadas as equações 30, 31 e 32.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Determinação e validação das cotas das Posições angulares

A validação das cotas referentes às curvas de nível descritas na Figura 6 geradas por interpolação dos dados planialtimétricos gerados por GPS, foram levantados 4 perfis altimétricos (FIGURA 15) com auxílio de nível topográfico, marca WILD em quatro posições angulares aleatórias ao longo do círculo irrigado.

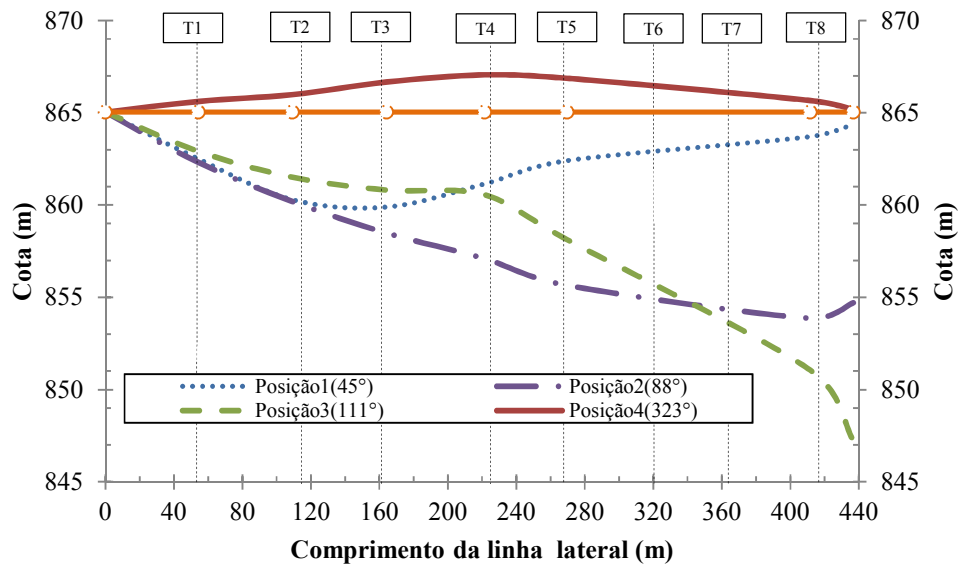


Figura 15 Perfil topográfico das posições selecionadas para o ensaio.

Os valores das cotas cada torre nas quatro posições angulares estão descritos na Tabela 5.

Tabela 5 Cota (metros) do terreno ao longo da linha lateral do pivô central para as 4 posições de ensaio.

TORRE	DISTÂNCIA (m)	POS, 1	POS, 2	POS, 3	POS, 4
PP	0	865,03	865,03	865,03	865,03
1	54,19	862,5	862,31	862,91	865,61
2	109,17	860,29	860,19	861,51	865,98
3	164,15	859,89	858,48	860,81	866,66
4	221,42	861,14	857,1	860,56	867,05
5	269,53	862,4	855,65	858,13	866,865
7	411,57	863,7	853,86	851,055	865,66
8	436,76	864,37	854,7	847,245	865,18

A declividade do terreno referente aos quatro perfis altimétricos analisados estão descritos na Tabela 6.

Tabela 6 Declividade do terreno dos perfis analisados em relação ao ponto do pivô.

Posição	Características
1	Declividade media de 4% até o 4° vão, e de 2% do 5° até o 8° vão
2	Declividade media de 6% até 4° vão, e de 10% do 5° até o 8° vão
3	Declividade media de 4% até o 4° vão, e de 13 % do 5° até o 8° vão
4	Declividade media de 1% até o 8° vão

O posicionamento angular da linha lateral do pivô central na área foi determinado através da marcação da posição da 8° torre em quatro intervalos após o início da operação, referente as posições: 1 (45°) posição de partida, 2 (88°), 3(111°) e 4 (323°), estas foram marcadas as 21:30 , 22:30, 23:28 e 06:52 horas, respectivamente, com o auxílio de um aparelho de GPS marca Garmin modelo 60 CS.

O processamento dos pontos coletados com GPS foi realizado com o auxílio de softwares específicos, Google Earth pro, e posteriormente exportados para o formato “dxf” para processamento no programa de desenho assistido por

computador AUTOCAD. Assumindo um alinhamento reto da última torre com o ponto do pivô e um deslocamento constante, foi possível determinar o ângulo entre as posições analisadas de acordo com o tempo de deslocamento da linha lateral, e assim correlacionar a posição do equipamento com as variáveis analisadas no ensaio.

Através do processo de validação das cotas geradas por interpolação através dos dados do levantamento altimétrico como mostra a figura 16, foi possível estimar a cota de cada uma das 8 torres de sustentação que compõem a linha lateral do pivô central em 18 posições angulares espaçadas em 20° (FIGURA 16).

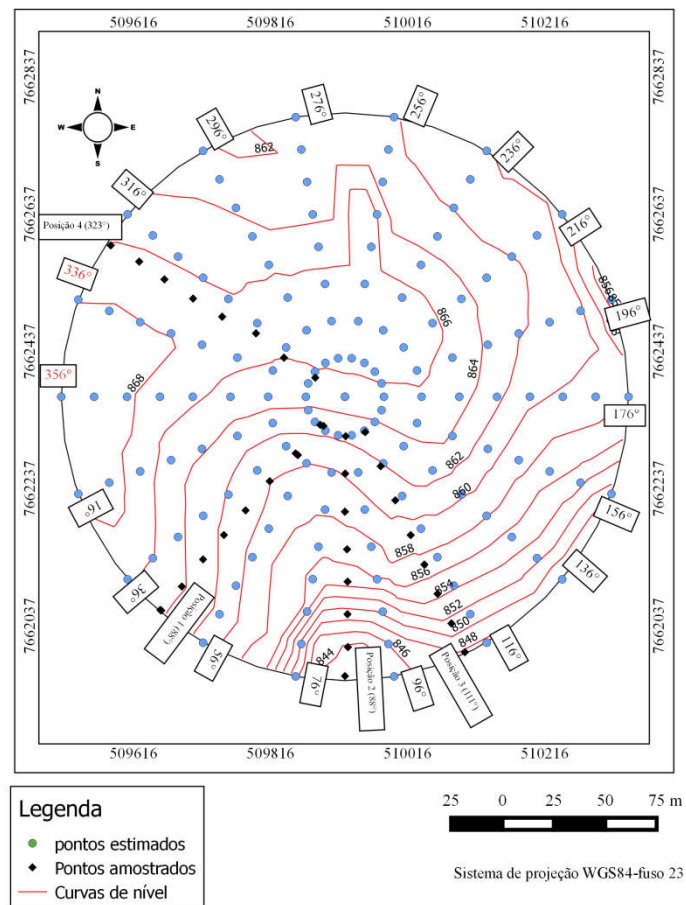


Figura 16 Posições angulares de ensaiadas.

4.2 Vazão

A vazão do sistema foi registrada durante todo o giro do equipamento conforme mostra a Figura 17. Durante todo o período de operação do pivô central e em todas as posições angulares, os valores de vazão se mostraram abaixo do valor de projeto.

Na área onde o terreno tem maior declividade a vazão é maior, e na parte do terreno esta em aclave ou o terreno encontra-se plano em relação ao

ponto do pivô, nota-se uma redução nos valores de vazão. Tais variações nos valores podem ser atribuídas ao desgaste devido ao tempo de uso das válvulas reguladoras de pressão, e que de acordo com o horímetro o pivô central já alcançava a marca de 8844 h de operação, não sendo realizada nenhuma intervenção e troca de peças no equipamento.

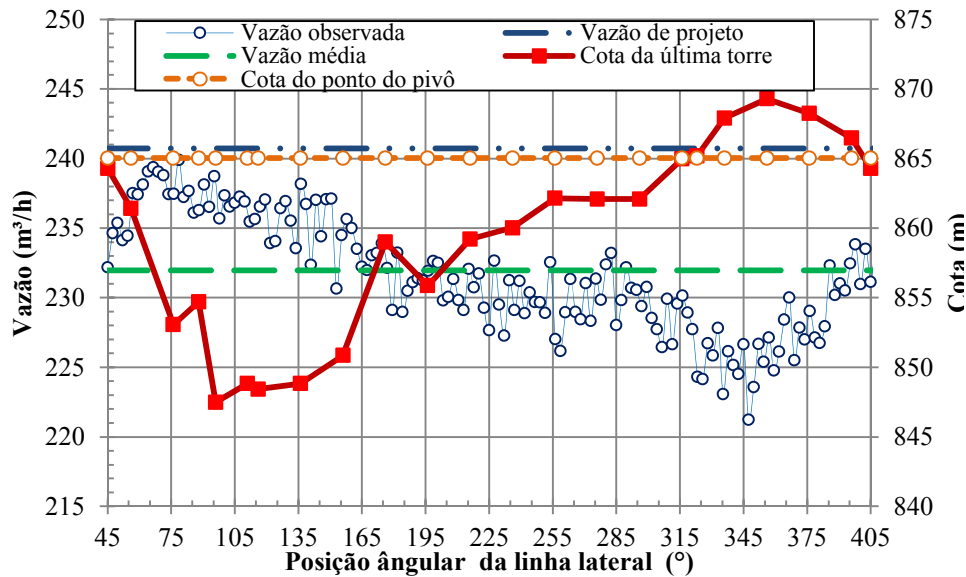


Figura 17 Vazão do sistema observada durante o giro da linha lateral do pivô central

Na Tabela 7 estão descritos os valores de vazão observados em relação ao valor de projeto. Quando a lateral do pivô central posiciona-se na região de maior declive (posição 96°) ocorre um aumento da vazão (238,72 m³/h), o que representa uma diferença de -1,6% em relação à vazão de projeto (242,71 m³.h⁻¹) e 2,91% em relação ao valor médio. A posição referente a 336° (223,057 m³.h⁻¹) posição com a cota média de 0,3% foi a posição que registrou menor vazão registrada, com diferença de 7% em relação ao valor de projeto e de 3,83% em relação ao valor médio de vazão registrado. Este comportamento dos valores de vazão também foi observado por Tomazela (1991) ao analisar o desempenho

hidráulico de um pivô central em terreno de topografia variável, constatando que a vazão tende a aumentar em regiões com elevada declividade.

Tabela 7 Valores de vazão nas posições de ensaio (continua...)

Posição(°)	Q projeto (m ³ /h)	Q medida (m ³ /h)	Q medida/Q projeto
45°	240,72	234,632	97%
56°	240,72	237,49	99%
76°	240,72	237,445	99%
88°	240,72	237,445	99%
96°	240,72	238,721	99%
111°	240,72	236,54	98%
116°	240,72	236,542	98%
136°	240,72	238,17	99%
156°	240,72	235,633	98%
176°	240,72	232,128	96%
196°	240,72	231,913	96%
216°	240,72	232,056	96%
236°	240,72	229,102	95%
256°	240,72	226,998	94%
276°	240,72	231,339	96%
296°	240,72	229,365	95%
316°	240,72	230,126	96%

Posição(°)	Q projeto (m ³ /h)	Q medida (m ³ /h)	Q medida/Q projeto
323°	240,72	229,548	95%
336°	240,72	223,057	93%
356°	240,72	227,129	94%
376°	240,72	229,02	95%
396°	240,72	232,444	97%

(conclusão)

Araújo et al. (2015), avaliando válvulas reguladoras de pressão com 6000 horas de uso do mesmo pivô em análise nesta dissertação, verificou que as curvas de carga de pressão de entrada e vazão eram diferentes das curvas características referentes a válvulas novas, o que leva a indicar que o tempo de uso das válvulas pode influenciar a vazão do emissor e por conseguinte na vazão total do sistema.

4.3 Características hidráulicas

4.3.1 Bomba centrífuga

4.3.1.1 Caracterização das curvas de operação da bomba

Conforme especificações descritas na plaqueta da bomba (FIGURA 18a), o rotor instalado na bomba é de 300 mm (FIGURA 18b) com três estágios, e velocidade de rotação nominal é de 1750 rpm (FIGURA 18a). De acordo com as curvas apresentadas no catálogo de da bomba fornecido pelo fabricante (Figura 1), os rotores instalados sofreram uma redução na ordem de 7% no seu diâmetro original (320 mm) para atender as condições de projeto que era de 107,08 m de altura manométrica total (valor declarado na ficha técnica) e vazão igual a 240,72 m³. h⁻¹.

A velocidade de rotação no eixo da unidade de bombeamento foi medida no momento que o pivô entrou em operação, as 21:30 horas, a posição referente a 45° e na posição angular referente a 323° (06:52 h) foram de respectivamente 1787 rpm, 1788 rpm, originando um valor médio da rotação de 1787 rpm, este valor médio foi usado no processo de adimensionalização das curvas característica da bomba conforme Equação 13.

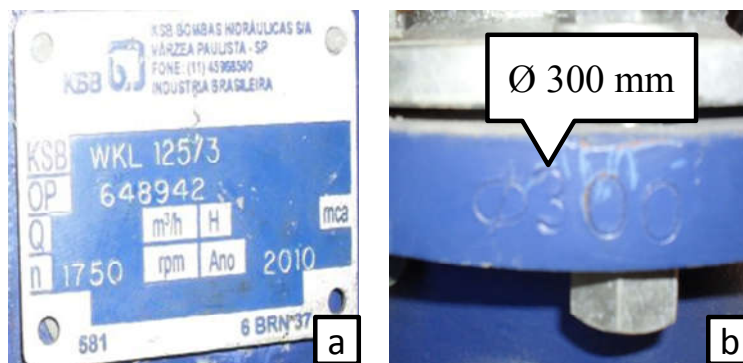


Figura 18 Dados característicos da bomba KSB WKL 125/3 obtidos na plaqueta.

A Figura 19 mostra a curva característica adimensionalizada da altura manométrica (λHMT) (EQUAÇÃO 14) em função da vazão (λQ) (EQUAÇÃO 13) gerando uma equação de regressão ($\lambda HMT = -555,69 \lambda Q^2 - 3,186 \lambda Q + 0,5122$) com $R^2 = 0,98$.

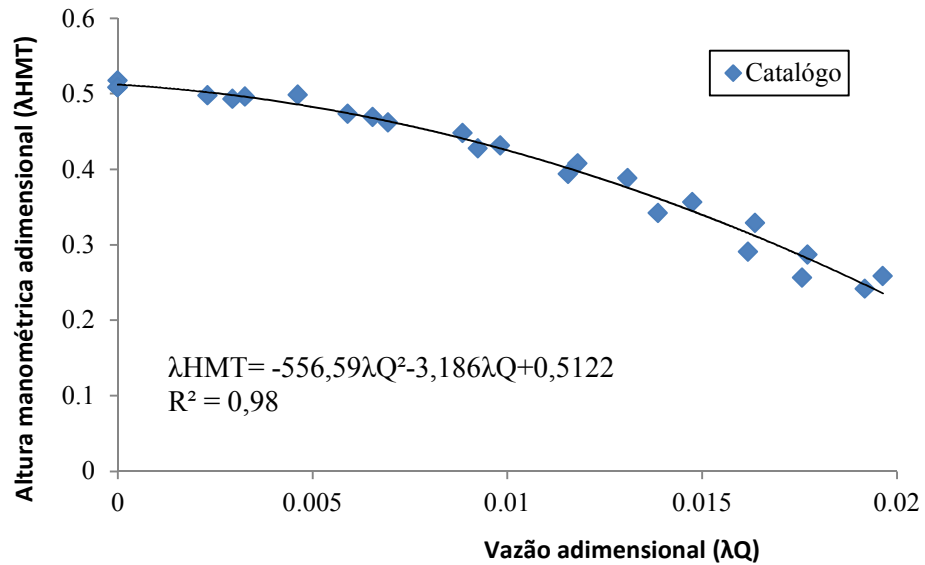


Figura 19 Curva adimensional ($\lambda HMT \times \lambda Q$) da bomba KSB-WKL125/3.

A Figura 20 ilustra o comportamento dos pares de valores de vazão (Q) e altura manométrica total (HMT) em relação à curva característica da unidade de bombeamento e do ponto de projeto. A Figura 22 ilustra a Figura 21 em maior escala, com intuito de facilitar a análise do comportamento dos pares de valores observados de vazão e altura manométrica em relação à curva característica da bomba.

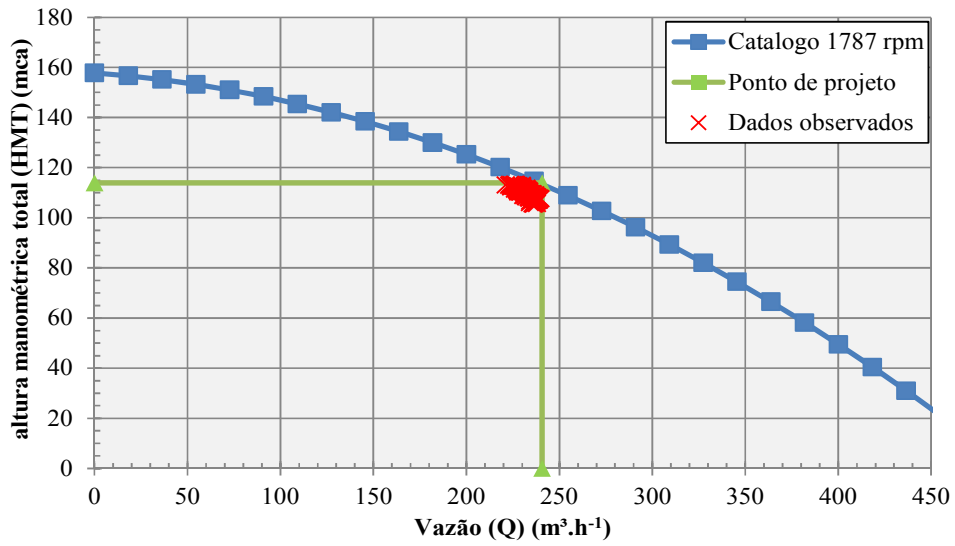


Figura 20 Curva característica (HMT x Q) da bomba WKL 125/3 e dados de Q e HMT observados

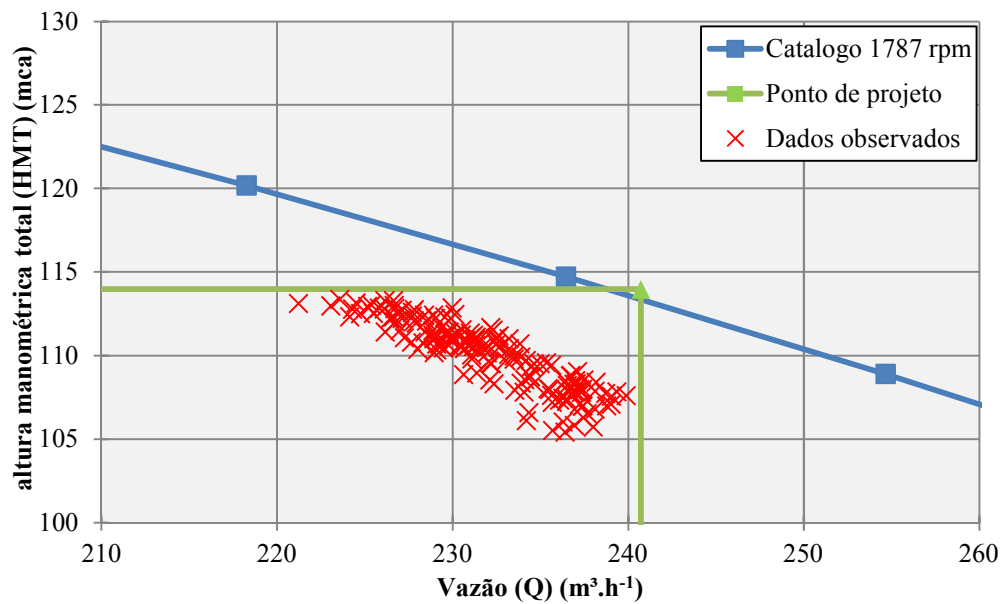


Figura 21 Dados de Q e HMT observados.

Ao analisar a Figura 21 percebe-se que os pares de valores de altura manométrica (EQUAÇÃO 35) acompanham o sentido dos valores de catálogo (EQUAÇÃO 14), decrescendo com o aumento da vazão. Este comportamento também foi observado por Azevedo (2014), que utilizou a metodologia proposta por Azevedo (2003) analisar curvas características de duas unidades de bombeamento com base em valores de vazão obtidos em catálogo, o mesmo autor observou a diferença entre valores obtidos em laboratório em relação aos de catálogo.

A obtenção da curva característica do rendimento da bomba em função da vazão, referente às características operacionais de rotor de 300 mm e rotação igual a 1787 rpm. Foram utilizados 24 pares de valores de rendimento e vazão de catálogo. O resultado está representado pela Figura 22, onde foi possível obter uma equação de regressão ($\eta_b = -36762\lambda Q^2 + 91,56Q + 20,732$) (FIGURA 22) com coeficiente de ajuste (R^2) com valor de 0,85, este valor de ajuste pode ser atribuído à imprecisão na identificação nos pares de valores de vazão e rendimento no catálogo. Azevedo (2014) e Pereira (2011) utilizaram o mesmo processo de para obtenção das equações polinomiais de segundo grau para representar os dados de rendimento de catálogo adimensionalizados.

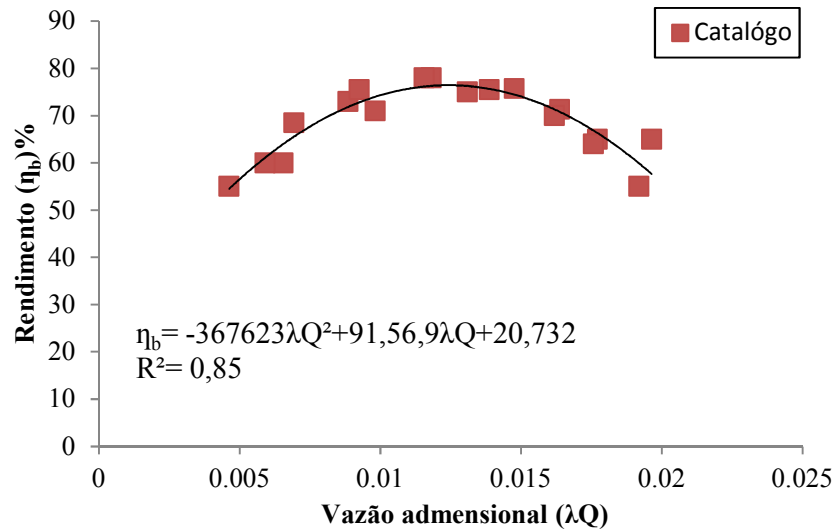


Figura 22 Valores de rendimento da bomba KSB-WKL125/3 adimensionalizados.

A Figura 23 ilustra os valores de rendimento de catálogo (EQUAÇÃO 16) em função dos valores de vazão observados, estas variáveis quando inseridas na equação de regressão obtidas na figura 22, nota-se que os valores de rendimento estimados se agrupam em torno da curva de catálogo tendo uma redução à medida que aumenta a vazão do sistema. O mesmo comportamento dos valores estimados de rendimento foi observado por Azevedo (2014) com o aumento da vazão nas duas unidades de bombeamento ensaiadas.

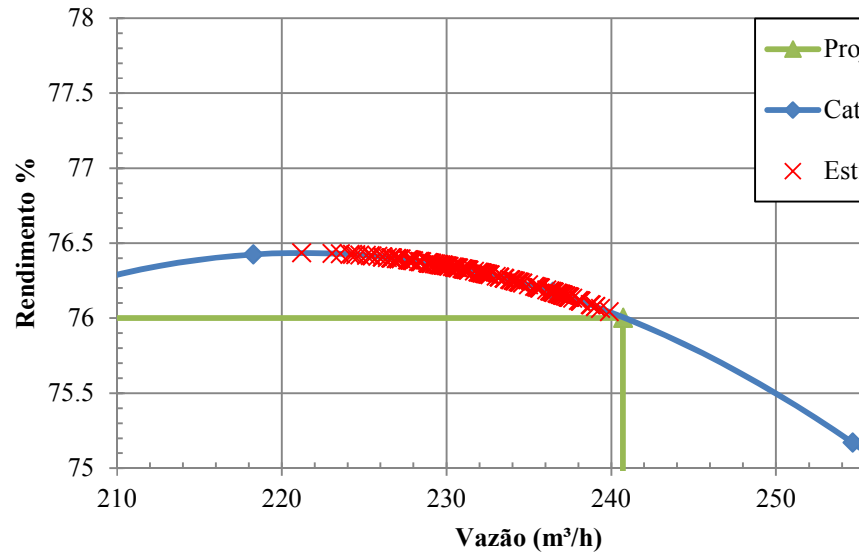


Figura 23 Valores de Rendimento de catálogo da bomba em função dos dados de vazão observados.

A Figura 24a mostra o resultado da diferença dos valores de $PL_{\text{entrada}} - Patm$. Os valores obtidos foram relacionados com a cota do ponto do pivô e da última torre, e com os valores de vazão.

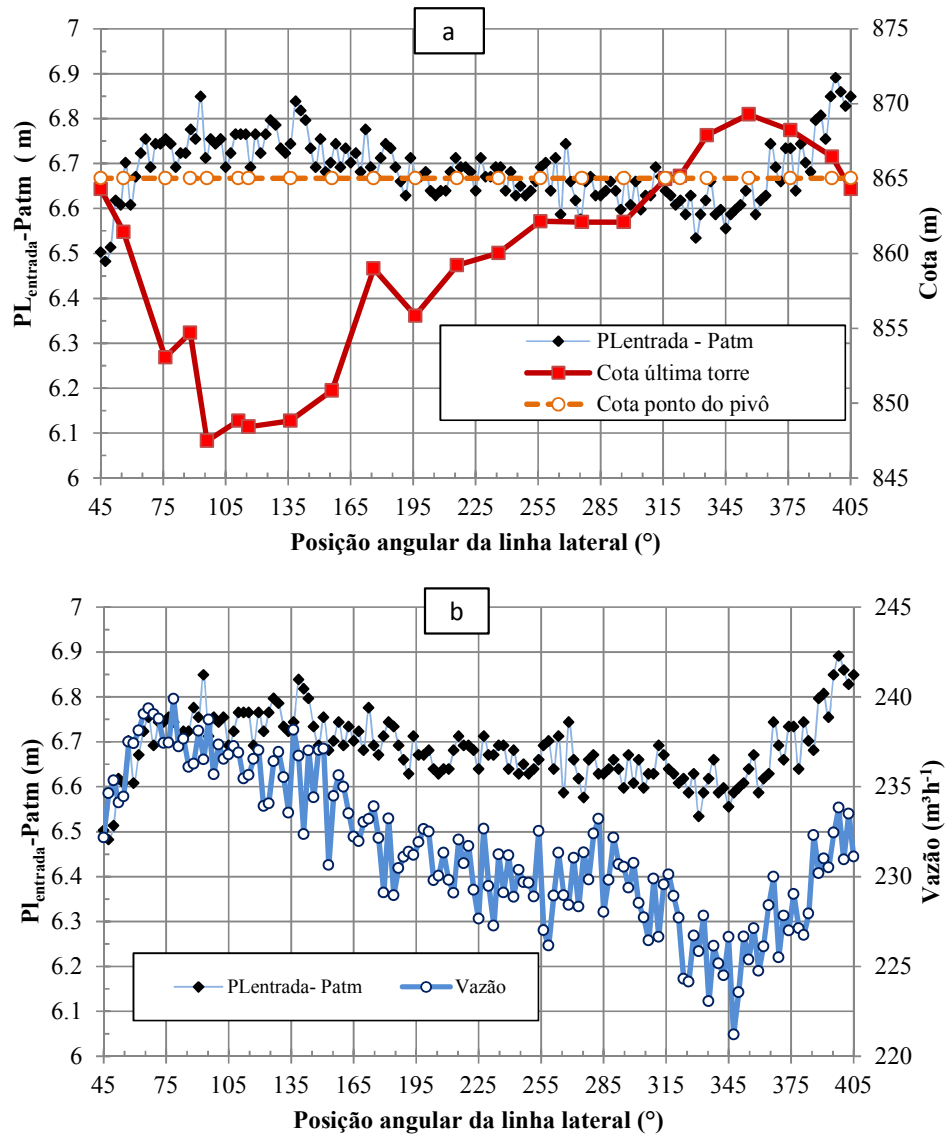


Figura 24 Comportamento dos valores de $PL_{entrada-Patm}$ durante o giro do pivô central na área (a), e em função do comportamento dos valores de vazão (b).

Durante o deslocamento da linha lateral na área nota-se uma oscilação dos valores de $PL_{\text{entrada}} - P_{\text{atm}}$, com valor máximo registrado de 6,99 m entre as posições referentes a 405° , valor mínimo de 6,48 m para a posição referente a $47,4^\circ$ e valor médio ao longo do giro de 6,70 m. Esta oscilação acompanha o posicionamento da linha lateral do pivô central na área em relação a declividade.

Quando a lateral se posiciona em aclave em relação ao ponto do pivô, ocorre uma redução da carga de pressão na entrada da lateral, e conseqüentemente nos emissores e da vazão do sistema (FIGURA 24b). Esta redução de vazão ocasiona uma redução na velocidade de escoamento da água pela tubulação de sucção o que faz com que os valores da leitura no vacuômetro diminuam.

Reação contrária ocorre com os valores lidos pelo vacuômetro quando a lateral se posiciona no terreno onde ha uma declividade mais acentuada, pois nestas posições a vazão tende a aumentar, e, por conseguinte a velocidade de sucção tem seus valores elevados, ocasionando uma maior perda de carga na sucção juntamente com aumento da pressão na entrada da linha lateral. Ressalta que a diferença máxima dos valores lidos é de 0,5 m, e quando comparado com a diferença de cotas entre as extremidades da linha lateral na área torna-se um valor simplório. O mesmo comportamento de valores de leitura do vacuômetro foi observado por Pereira (2011), onde ele constatou que há uma pequena variação na leitura do vacuômetro (0,2 m) para uma variação máxima entre cotas de 10 m entre o ponto do pivô e a extremidade da linha lateral.

Através dos dados de vazão observados na figura 18 e dos valores de velocidade da água coletados pelo medidor de vazão, e da altura geométrica da sucção observada (3 m), pode-se estimar a perda de carga na tubulação de sucção (EQUAÇÃO 39) que teve como valor médio de 3,03 m durante o giro do pivô central.

A Tabela 8 mostra a relação do NPSH disponível na instalação que foi computado pela Equação 38, e os valores declarado em projeto e requerido pela bomba obtido em catálogo do fabricante.

Tabela 8 NPSH da unidade de bombeamento

NPSH		
Requerido (KSB WKL 125/3)	Disponível projeto (ficha técnica)	Disponível medido
5,23 m	6,30 m	3,12 m

O valor calculado de NPSH disponível (3,12 m) esta abaixo do requerido pela bomba (5,23 m). Teoricamente esta unidade de bombeamento esta sofrendo o processo de cavitação, pois, segundo Carvalho e Oliveira (2014) para que não ocorra cavitação na unidade de bombeamento é necessário que a relação NPSH disponível seja maior do que NPSH requerido. . No momento do ensaio não se notou aspectos externos (ruído, trepidação) que caracterizem este processo diretamente. Alguns fatores (altura de sucção e velocidade da água) podem levar um erro na estimativa NPSH observado. A altura de sucção declarada em projeto, que é de 2 m, é diferente da à altura analisada no momento do ensaio (3 m), o que fez com que o NPSH disponível observado (3,12 m) tenha um decréscimo de 3,18m em relação ao declarado em ficha técnica e de 1,88 em relação ao declarado em catálogo da bomba.

Outro fator que pode ter alterado o valor de NPSH calculado pode ser atribuído ao ponto de instalação tomada de pressão na entrada da bomba. Segundo a portaria n° 455 do INMETRO (BRASIL, 2010), a tomada de pressão deve ser estar instalada em um trecho retilíneo na tubulação de sucção referente a dois diâmetros da mesma, neste ponto deve ser medida a pressão de entrada com o auxilio de um anel piezométrico conectado a um transdutor de pressão (FIGURA 26).

No cálculo de velocidade adotado neste estudo, a tomada de pressão que foi instalada na entrada da bomba (FIGURA 25) com diâmetro nominal de entrada de 150 mm, e a medida de velocidade que foi registrada pelo medidor de vazão eletromagnético que estava instalado na tubulação de sucção com diâmetro nominal 250 mm. Ao estimar a velocidade da água no ponto da tomada de pressão em função do diâmetro nominal de entrada e da vazão média medida o valor encontrado foi igual a $3,64 \text{ m.s}^{-1}$, já a velocidade máxima no ponto onde foi instalado o medidor de vazão foi igual a $1,34 \text{ m.s}^{-1}$. Esta diferença pode ter levado a erros nos valores observados pelo vacuômetro e por consequência na estimativa de perda de carga e NPSH.

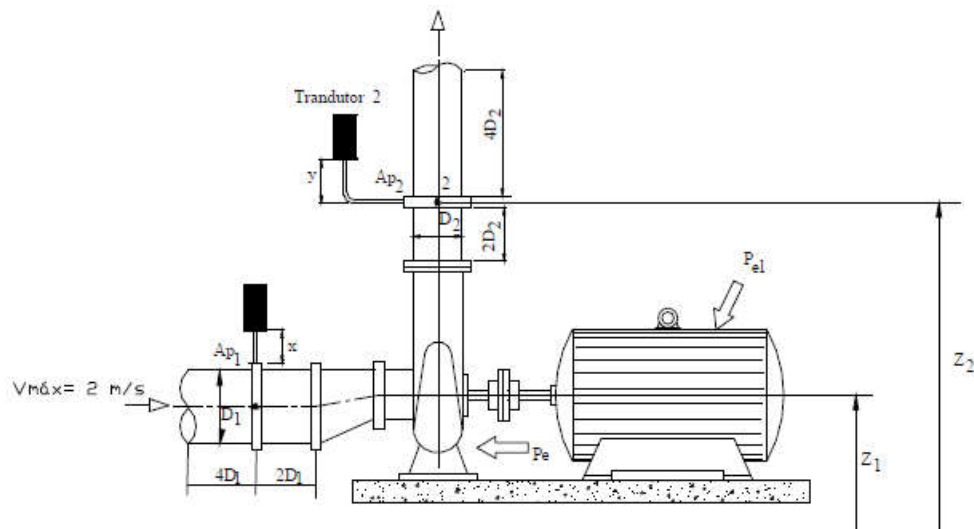


Figura 25 Esquema de medição de pressão na entrada e saída da bomba segundo INMETRO (BRASIL, 2010).

Fonte INMETRO (BRASIL, 2010)

A altura manométrica total (HMT) do sistema foi calculada conforme a Equação 35, e plotada em função do giro da linha lateral do pivô central (FIGURA 26). Analisando o seu comportamento durante o giro da lateral pivô central, e relacionado com a cota do terreno entre o ponto do pivô e a

extremidade final da linha lateral, percebe-se que os valores de HMT observados seguem o comportamento da linha lateral na área, comportando-se de forma descendente na área de maior declive que esta entre o ângulo de 45 a 76°, neste trecho foi registrada menor valor de HMT que é de 109,07 m na posição referente a 72,3° de acordo com a figura abaixo.

O maior valor registrado de HMT foi referente a posição angular igual a 349,8° registrando um valor de 116,29 m. O valor médio ao longo do giro da lateral do pivô central na área foi de 112,87 m, quando este valor é comparado com a média dos valores de HMT (116,1 m) calculado através da Equação 15 com base nos parâmetros da bomba superestimam os valores observados de HMT em cerca de 2,86 %. Pereira (2011) observou o mesmo comportamento dos valores de altura manométrica total para condições de posicionamento da linha lateral para aclive e declive. O mesmo autor notou que ocorre superestimação dos valores de HMT_{cat} (EQUAÇÃO 15) em relação dos valores de HMT obtidos através das leituras do vacuômetro e do sensor de pressão instalados na saída do corpo da bomba (EQUAÇÃO 34) em cerca de 2%.

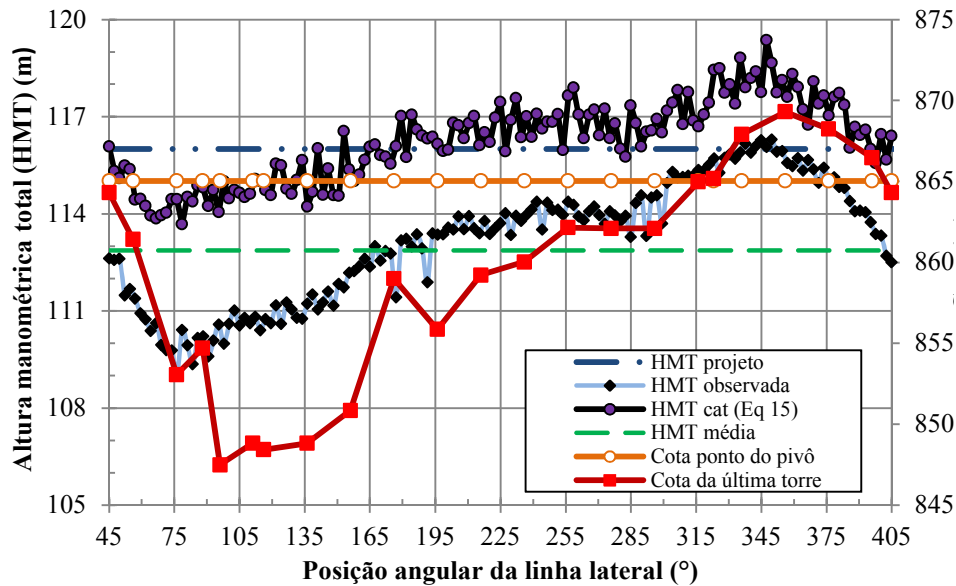


Figura 26 Valores de altura manométrica total (HMT) observados durante o giro da linha lateral do pivô central

A Figura 27 ilustra o comportamento dos dados de altura manométrica total em relação aos dados observados da vazão do sistema durante o deslocamento da linha lateral na área. Observa-se que valores de HMT (EQUAÇÃO 35) seguem um comportamento contrário dos valores de vazão, decrescendo em posições angulares da linha lateral entre 345° a 45°, onde a declividade é acentuada nesta região como observado na Figura 19 os valores de vazão tendem ser mais elevados em relação a sua média.

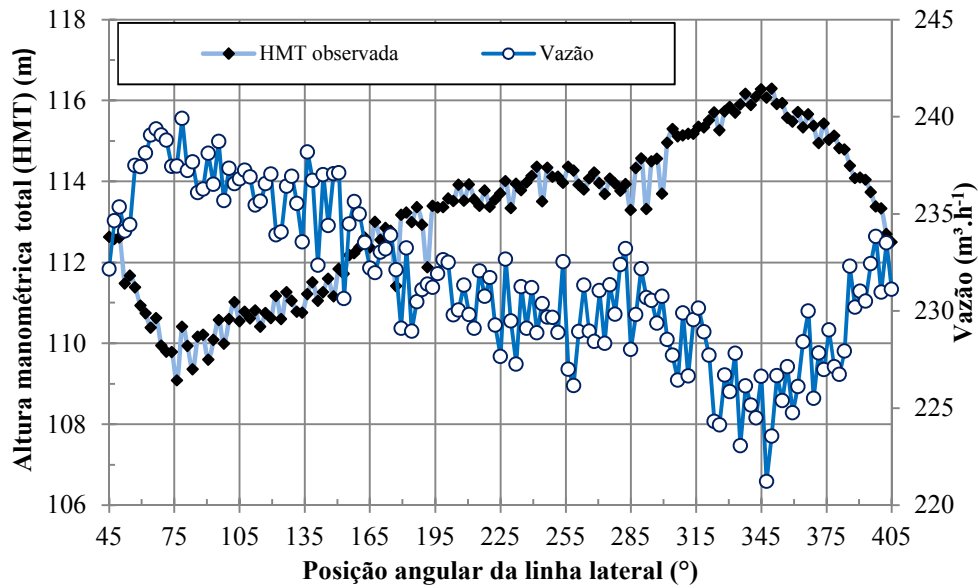


Figura 27 Comportamento dos valores de altura manométrica total (HMT) em relação aos valores de vazão observados.

4.3.2 Potência hidráulica

De posse dos valores de peso específico da água ($\gamma = 9791,42 \text{ N.m}^{-3}$), vazão do sistema (Q) e altura manométrica total (HMT) observados (EQUAÇÃO 35) ao longo do giro do pivô central na área foi possível obter a potência hidráulica (PH) (EQUAÇÃO 17) que esta representada pela Figura 28.

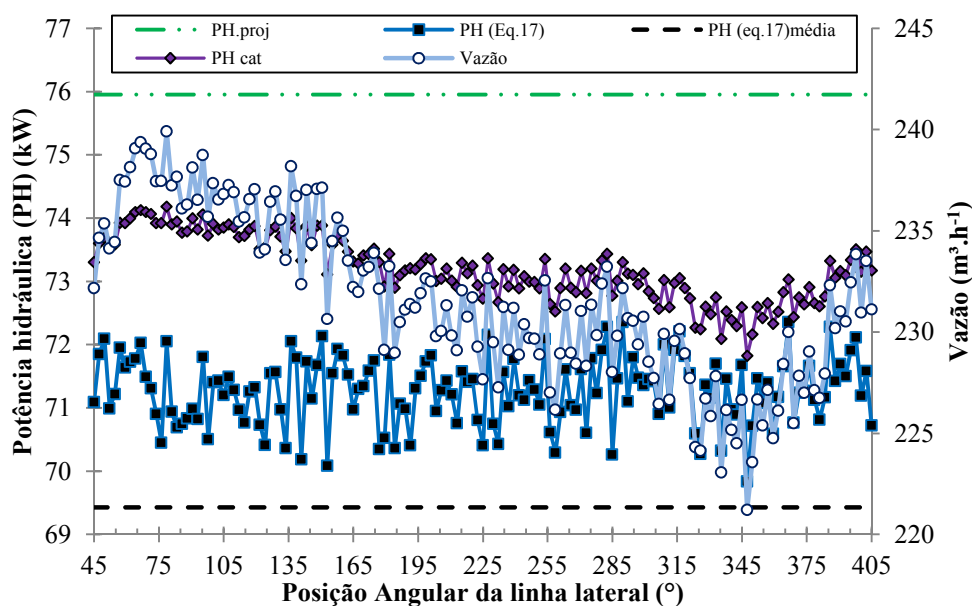


Figura 28 Valores de potência hidráulica (PH) observados durante o giro da linha lateral do pivô central.

Os valores de potência hidráulica observada (PH_{obs}) se comportaram durante o período de operação do pivô central de forma similar ao sentido dos dados observados de vazão, o que é esperado, pois de acordo com a equação 17 a PH é diretamente proporcional aos valores de vazão.

O valor médio de PH foi de 71,19 (kW) ficou abaixo do valor de PH de projeto (PH_{proj}) (75,95 kW) que foi calculado com base nos dados Q ($240,72\text{m}^3.\text{h}^{-1}$) e HMT (116 m) fornecidos pela ficha técnica do equipamento, isto se deve a redução da vazão do sistema e da altura manométrica total. O valor máximo registrado foi de 72,35 kW referente a posição angular de 366° , posição de maior cota do terreno em relação cota do ponto do pivô e com maior altura manométrica (FIGURA 27), já o menor valor registrado foi de 69,25 kW referente a posição de 347° . Quando comparados os valores de PH observados em relação aos valores de catálogo (PH_{cat}) observa-se que estes valores são

maiores devido a HMT_{cat} (EQUAÇÃO 15) serem maiores do que os valores de HMT_{obs} (EQUAÇÃO 35).

4.3.3 Características elétricas

4.3.3.1 Motor elétrico

A potência elétrica ativa observada (PEA_{obs}) (FIGURA 29) no sistema foi registrada diretamente pelo analisador de qualidade de energia FLUKE®, estes valores foram comparados durante o período de operação do pivô com a potência elétrica ativa nominal (PEA_N), calculada de acordo com a equação 21 com base nos parâmetros elétricos tensão, corrente e fator de potência do motor (TABELA 3) igual ao descritos na plaqueta do motor. A potência elétrica ativa de catálogo (PEA_c) foi computada conforme o esquema ilustrado pela Figura 11.

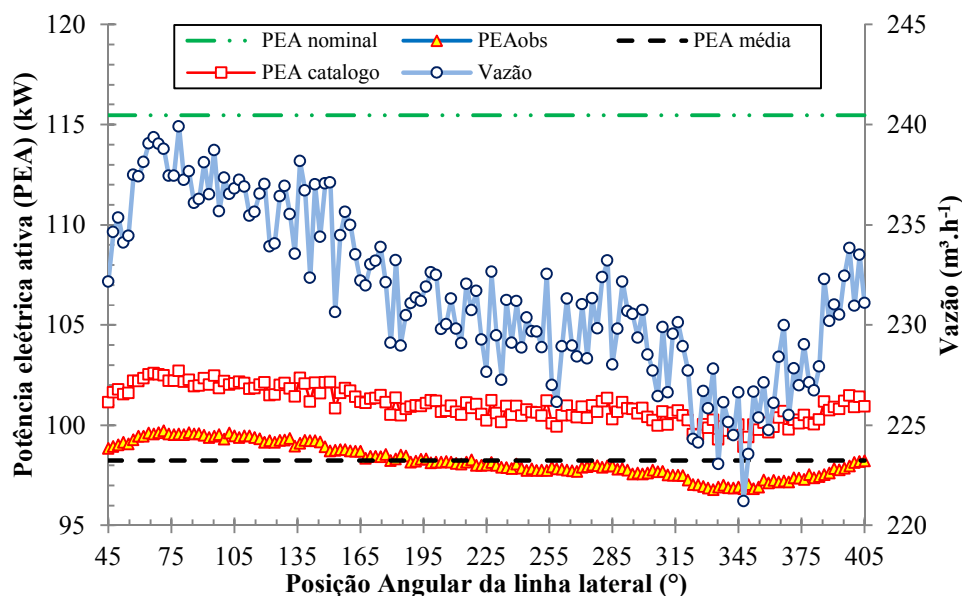


Figura 29 Potência elétrica ativa (PEA) medida pelo FLUKE® durante o giro completo do pivô.

A Figura 30 mostra o distanciamento dos valores de PEA_{obs} do valor de PEA_N (115,48 kW), fato este pode estar associado aos valores de tensão e amperagem conforme mostra a equação 22 fornecidos durante o período de operação do pivô central estarem abaixo dos valores de tensão nominal (380 V) e amperagem nominal (205 A) como mostra as figuras 31 e 32. Observar-se também que os valores de PEA_{obs} acompanham o comportamento dos valores de vazão, tendo seu valor máximo (99,72 kW) referente a posição de maior declive (71,4°), o valor mínimo registrado de PEA_{obs} (96,78 kW) foi observado para a posição angular de 333°, posição com maior cota em relação ao ponto do pivô, e conseqüentemente nesta região os valores de vazão são menores. Em relação aos valores de catálogo observa-se que estes são valores superiores em média 2,7% em relação ao valor médio de PEA_{obs} observados em campo, fato este pode estar

atribuído a potência hidráulica de catálogo (PH_{cat}) ser maior do que os valores de PH observados.

O comportamento dos valores de potência elétrica ativa (PEA), vazão (Q) e altura manométrica total (HMT) são ilustrados na figura 30. Os valores observados de PEA, Q e HMT em cada posição angular foram divididos pelos seus respectivos valores médios.

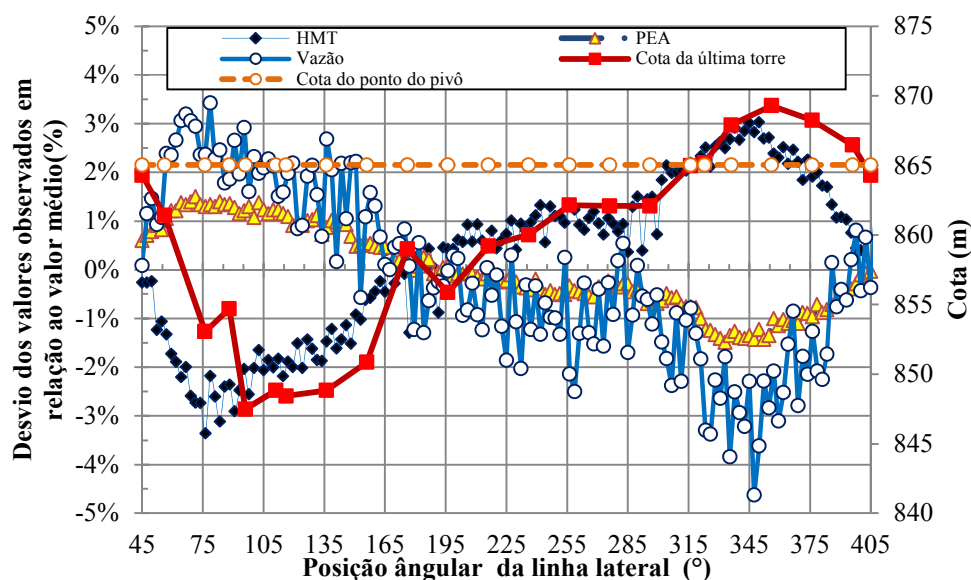


Figura 30 Desvio dos valores observados das variáveis vazão, HMT e PEA em relação ao valor médio registrado de cada variável

Observa-se na Figura 30 que os valores de PEA seguem o comportamento dos valores de vazão, e quando ocorre um desvio máximo dos valores observados da vazão em relação aos seus valores médios de 3,4%, o desvio dos valores de PEA atinge um valor máximo de 1,4% para a posição da linha lateral em declive igual a 69° . Em relação aos valores de altura manométrica total (HMT) o desvio da PEA não segue o mesmo comportamento, pois, na região com cotas mais elevada a HMT tem maiores valores registrados,

o que acontece de forma contrária com os valores de PEA sendo estes menores nesta região.

O comportamento dos valores de tensão e amperagem nas três fases medidas e registrados pelo analisador de qualidade de energia FLUKE® durante a trajetória da linha lateral do pivô central, foi plotada juntamente com o valor nominal da tensão conforme mostra a Figura 31 e 32 respectivamente.

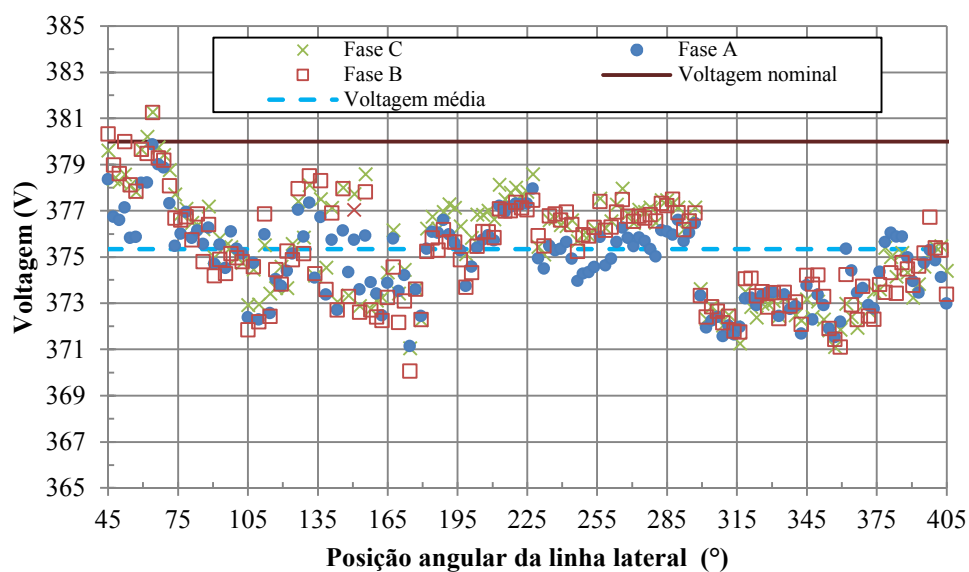


Figura 31 Comportamento dos valores de tensão medida nas três fases (A, B e C) durante o giro do pivô central.

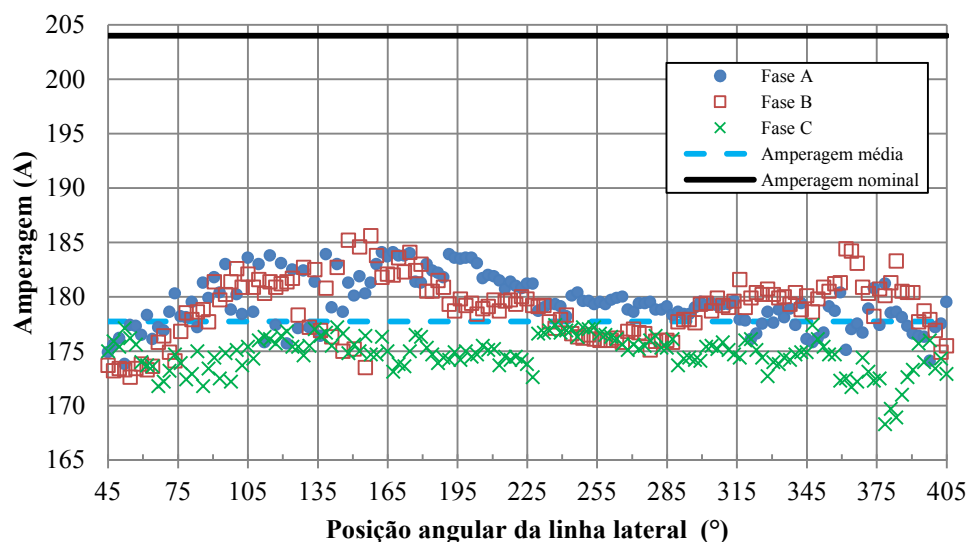


Figura 32 Comportamento dos valores de amperagem medida nas três fases (A, B e C) durante o giro do pivô central

A Figura 31 e 32 mostram que a tensão e a amperagem (corrente elétrica) estão abaixo do valor nominal (380 V e 205 A), a tensão média para as três fases (375,43 V) fica abaixo da nominal (380 V) cerca de 1,3%, e a corrente elétrica média para as três fases (174,53 A) fica abaixo da nominal (204 A) em 13%.

O comportamento das características elétricas do motor elétrico de indução trifásico, tensão (V) e corrente elétrica (A) em função da variação da vazão estão plotados na figura 34. Esta relação foi expressa pela razão dos valores observados de cada fase pelos seus valores médios durante o tempo de operação respectivamente conforme mostra a Figura 33.

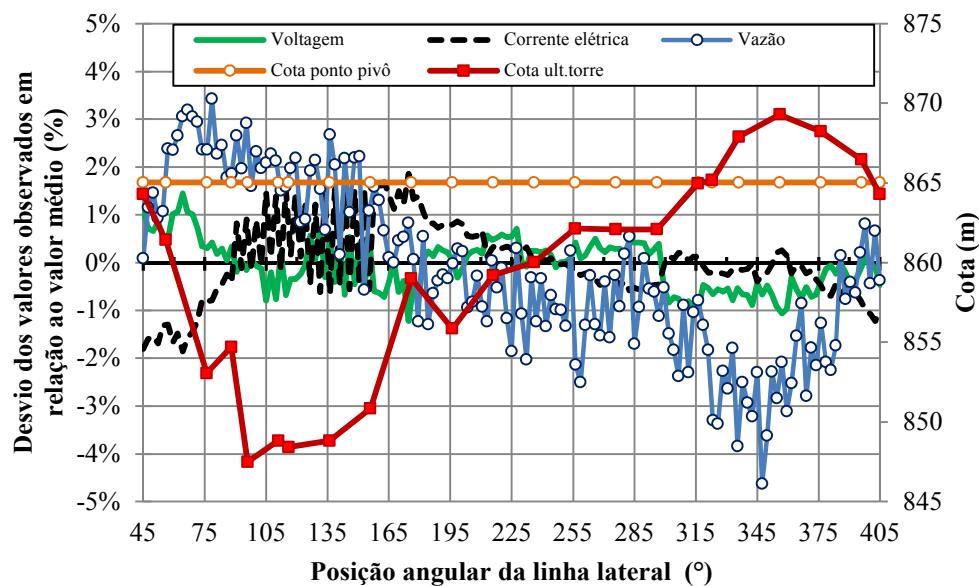


Figura 33 Comportamento aos parâmetros elétricos voltagem(V) e amperagem (A) em relação a vazão e topografia do terreno

Na Figura 33 nota-se que a corrente elétrica e a voltagem acompanham o sentido dos valores de vazão no decorrer do deslocamento da linha lateral na área, nos trechos onde a declividade é elevada há o aumento nos valores registrados de vazão, corrente elétrica e tensão, e ambos decrescem com a redução da declividade.

Em relação às condições de projeto, na qual o índice de carregamento do motor elétrico foi considerado igual a 100%. O valor médio de carregamento estimado ao durante o tempo de operação do pivô central foi de 85,04%, com valor máximo registrado de 86,34% referente a posição de 71° região onde a vazão é elevada ($238,78 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) em relação ao valor médio ($231,95 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), e valor mínimo de 83,81% refere-se a posição de 333°, posição em aclave, conseqüentemente menor vazão nesta posição ($227,81 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) com menor PEA (96,78 kW).

O rendimento do motor elétrico foi estimado utilizando a metodologia proposta pela equação 26, na qual os dados de carregamento e rendimento fornecidos pelo fabricante do motor elétrico conforme tabela 9, para o ajuste dos parâmetros “c” e “c₀”, e posteriormente estes dados foram ajustados pelo suplemento solver do Excel® o, para minimizar a soma dos erros na estimativa do rendimento em relação aos valores declarados em projeto (0,94, 0,948 e 0,952) para carregamento igual a 50% ,75 % e 100% respectivamente alterando estes parâmetros (TABELA 9).

Tabela 9 Ajustes dos parâmetros “c” e “c₀” para estimar o rendimento.

Catálogo	Carregamento		
	0.5	0.75	1
	Rendimento		
Catálogo	0.943	0.948	0.952
ESTIMADO	0.9427835	0.9497925	0.9504234
Erro	4.686E-08	3.213E-06	2.486E-06
Soma do erro	0%		
c ₀ =	0.9504859		
c=	9.6308986		

A partir do ajuste dos parâmetros “c” e “c₀” da equação 26 mostrados pela tabela 9, foi possível estimar o rendimento médio do motor elétrico igual a 95% para um carregamento (k) médio igual a 85,08% após 8844 horas de uso. Em relação ao valor nominal do rendimento declarado na plaqueta do motor elétrico (95,2%), que houve uma redução no rendimento de 0,2%.

O rendimento global da unidade de bombeamento (FIGURA 34) foi estimado com base nos valores médios observados durante o giro completo do pivô central de vazão (Q) altura manométrica (HMT), peso específico da água ($\gamma = 9791,42 \text{ N.m}^{-3}$) e potência elétrica ativa (PEA) inseridos na equação 40.

Para estimar o rendimento global da unidade de bombeamento referente as condições de catálogo foi utilizado o processo de cálculo adaptado de Azevedo (2014) (FIGURA 11). Os valores de catálogo para a potência hidráulica (P_{H_c}), rendimento da bomba (η_{bc}), estes permitiram calcular a potência mecânica do eixo de catálogo (P_{ME_c}) e por conseguinte o rendimento do motor elétrico (η_{mc}), e o produto entre η_{bc} e η_{mc} resultou no rendimento global de catálogo (η_{gc}). Durante o giro do pivô central o valor máximo observado do rendimento global foi de 74,42% referente a posição da linha lateral igual a 366°, o mínimo registrado foi de 70,73% para a posição referente a 141°, o valor médio durante o giro foi de 72,55%.

O valor médio de catálogo computado de acordo com o esquema de calculo apresentado na Figura 11 foi de 72,46% conforme ilustrado na Figura 34. Nota-se que quando os valores de vazão têm são mais elevados para as posições na região de maior declive os valores de rendimento global tem um decréscimo, fato atribuído ao rendimento da bomba (FIGURA 23) ter seu valores reduzidos à medida que se tem aumento na vazão do sistema.

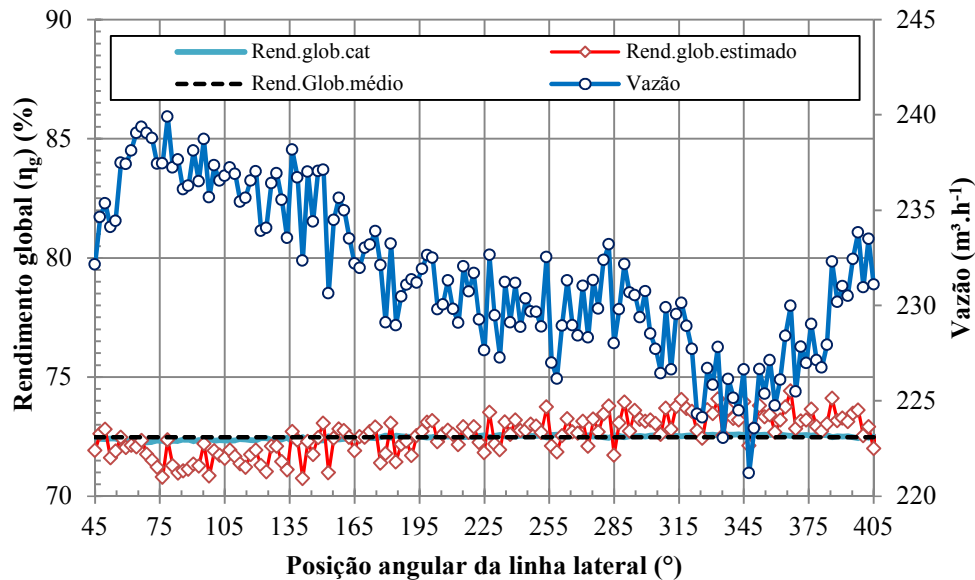


Figura 34 Valores de Rendimento global (η_g) observado e de catálogo do conjunto moto-bomba.

Abadia et al. (2008) avaliando duas metodologias para estimar rendimento global de unidade de bombeamento, concluíram que o fator principal que reduz os valores deste índice é a eficiência energética da bomba centrífuga. Os mesmo autores também relatam a importância de se analisar o comportamento dos parâmetros hidráulicos e das variáveis elétricas durante o período de operação do equipamento para melhores resultados e identificação de perdas de energia no sistema.

A Figura 35 ilustra o comportamento do consumo específico observado (CE_{obs}) durante o giro da linha lateral na área que teve um valor médio igual a $0,424 \text{ kWh.m}^{-3}$, já o valor médio para as condições de catálogo (CE_{cat}) foi igual a $0,44 \text{ kWh.m}^{-3}$ (FIGURA 36), ocorrendo uma redução de 3,36% em relação ao valor de catálogo. O valor médio do consumo específico normalizado para irrigação (CENI) durante o período de operação do pivô central foi igual a de

$3,80 \text{ Wh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{m}^{-1}$, já para as condições de catálogo (CENI_{cat}) este valor médio é de $3,75 \text{ Wh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{m}^{-1}$. O aumento do valor médio (CENI_{obs}) em relação ao CENI_{cat} foi de 1,3%, esta diferença pode estar atribuída a redução da HMT_{obs} e da vazão do sistema. Lima et al.(2008), Abadia et al. (2008) e Moreno et al (2010) usaram indicadores de consumo energético para avaliar o consumo de energia em sistemas irrigados, e observaram a importância destes na avaliação, e posteriormente melhoria dos sistemas irrigados, auxiliando produtores e projetistas e fabricantes a tomarem decisões.

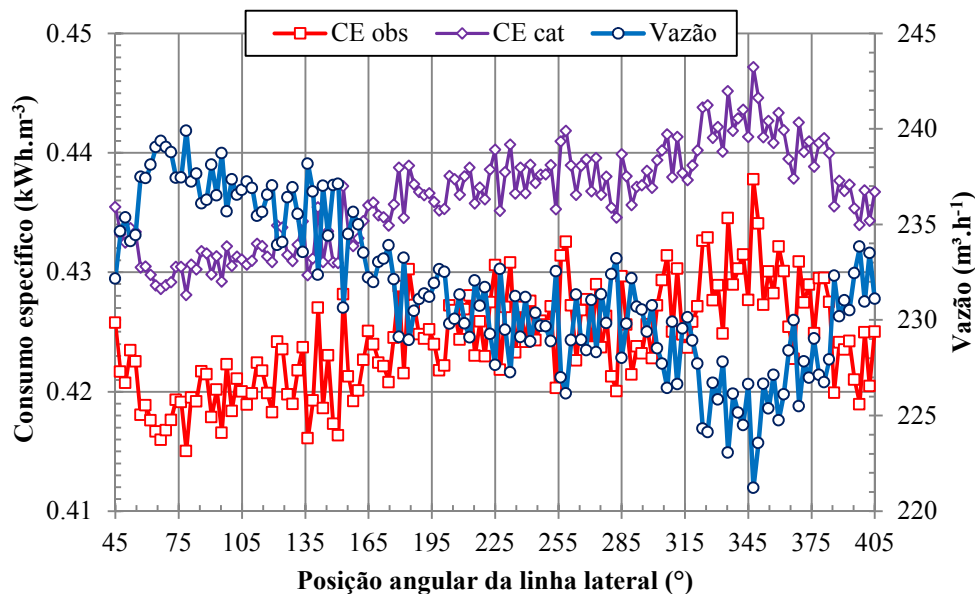


Figura 35 Valores do consumo específico de energia observados (CE_{obs}) e de catálogo (CE_{cat}) durante o deslocamento da linha lateral do pivô central.

Na Figura 36 observa-se que o CE_{obs} segue um comportamento diferente dos valores de vazão na área irrigada, sendo estes valores de CE maiores em regiões de maiores cotas do terreno, pois nesta região a altura manométrica total exigida é mais elevada em comparação com outras partes da área irrigada. Em regiões de declive acentuado os valores de CE são reduzidos, pois nesta região a

altura manométrica exigida é menor devido a um proveito da carga de energia potencial a favor do deslocamento do fluxo na tubulação da linha lateral do pivô central.

Considerando o giro completo da linha lateral do pivô central para o cálculo de consumo de energia (kWh), o tempo de giro medido para a condição atual do equipamento a uma regulagem de 70% da velocidade máxima foi de 12,5 h, e o tempo declarado na ficha técnica do pivô central para a mesma regulagem é de 13,20 h, ou seja, há uma redução de 5,3 % no tempo de giro. Para o consumo médio de energia igual a 98,24 kW por hora e tempo de giro de 12,5 h, chega-se ao consumo médio de energia de 1228 kW por volta completa da linha lateral. Já a energia consumida por volta para as condições de projeto para o relé ajustado para velocidade de 70% com tempo de giro de 13,2 h é de 1495,69 kWh.

O consumo energético por volta completa da linha lateral do pivô central reduziu devido a redução do tempo de giro quando comparado ao tempo de giro declarado na ficha técnica (13,5 h) (TABELA 2). Faz-se necessário realizar um estudo mais detalhado de todo o processo de irrigação, uma vez que, a lâmina média determinada neste ensaio (4,2 mm) está menor do que a declarada na ficha técnica (5,4 mm) para o percentímetro regulado a 70%. Esta lâmina inferior aplicada pode prejudicar o desenvolvimento da cultura em épocas de estiagem, sendo necessário o pivô central ficar em operação por mais tempo podendo entrar em operação em horário de ponta, onde a tarifa energética não tem subsídios para o irrigante. Caso este cenário hipotético ocorra, os custos de produção tenderiam aumentar, principalmente em relação a parcela referente ao uso de energia elétrica.

4.4 Perda de carga na adutora

A perda de carga compreendida entre o trecho referente à secção de saída bomba e o ponto do pivô (hf_{B-PP}) nesta secção chamada de perda de carga na adutora, foi computada de acordo com a Equação 44 durante todo período em que o pivô central estava em operação conforme mostra a Figura 36, e comparada com o valor de perda de carga na adutora declarado na ficha técnica do pivô central (TABELA 2).

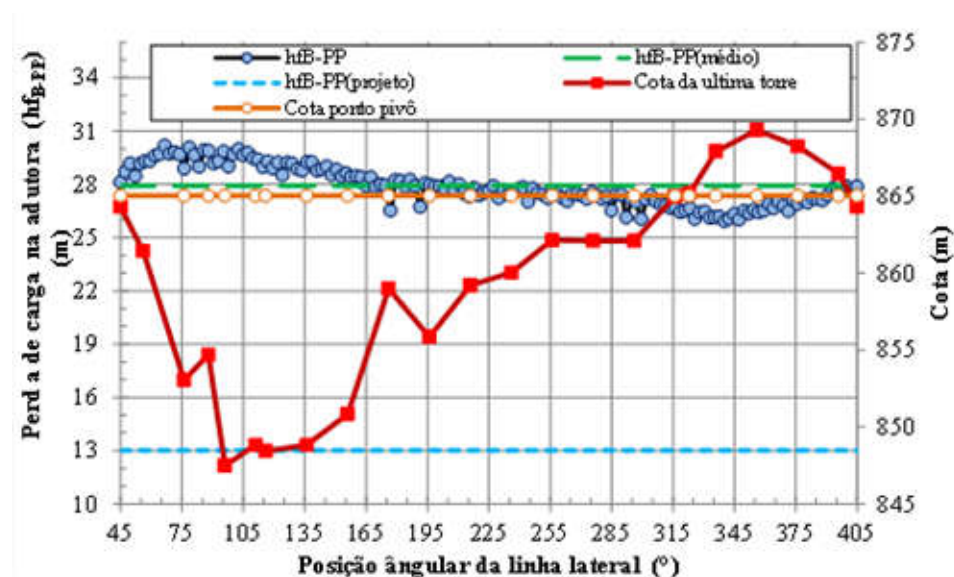


Figura 36 Perda de carga na adutora (hf_{B-PP}) durante o giro da linha lateral do pivô central.

A Figura 36 mostra que a perda de carga entre o trecho correspondente a saída da bomba e o ponto do pivô (hf_{B-PP}), teve maiores valores referentes a região de maior declive, situada entre as posições angulares de 45° a 76° e de 356° a 405° , registrando valor máximo de $30,17$ m na posição angular referente a 69° , fato este devido a aumento de vazão nesta região (FIGURA 37), elevando a velocidade da água na tubulação e, por conseguinte uma maior perda na carga de pressão devido ao maior atrito da água com as paredes da tubulação. Quando a linha lateral do pivô central se posiciona em

áreas com cotas superiores ao do ponto do pivô, ocorre uma redução nos valores da perda de carga na adutora, o que já era esperado devido à redução de vazão. Observa-se também que o valor de projeto (13,02 m) é ultrapassado durante todo o giro da linha lateral na área.

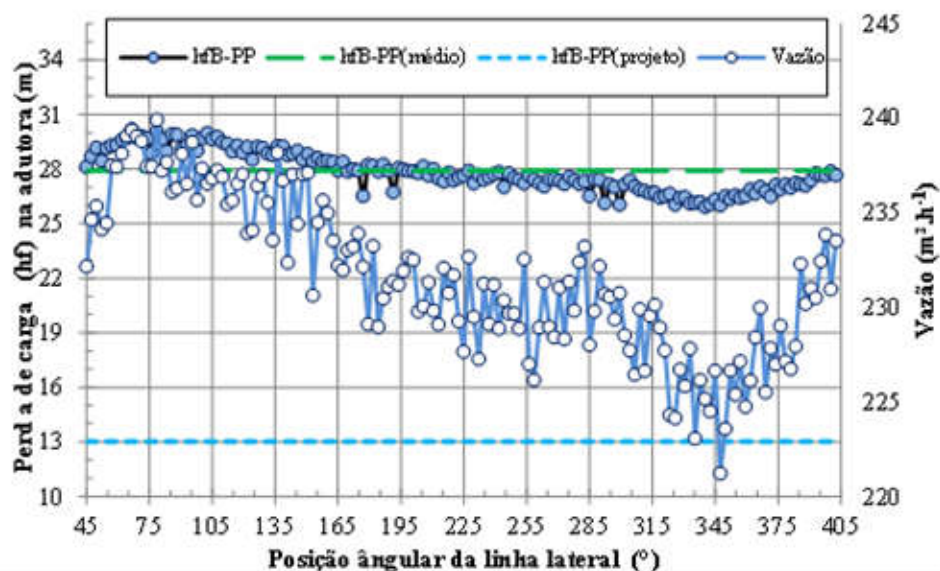


Figura 37 Valores da perda de carga na adutora e da vazão durante o giro da linha lateral do pivô central.

4.5 Avaliação da linha lateral móvel do pivô central

4.5.1 Perda de carga na linha lateral móvel do pivô central

Os valores da fração da perda de carga total na lateral móvel do pivô central nas as 4 posições angulares (45°,88°,111° e 323°) foram comparados com os valores de projeto (TABELA 2) referente a estas posições (FIGURA 38). Ressalta-se que a perda de carga foi estimada até o ultimo emissor da 8° torre (j=179), ficando assim sem analisar o lance em balanço.

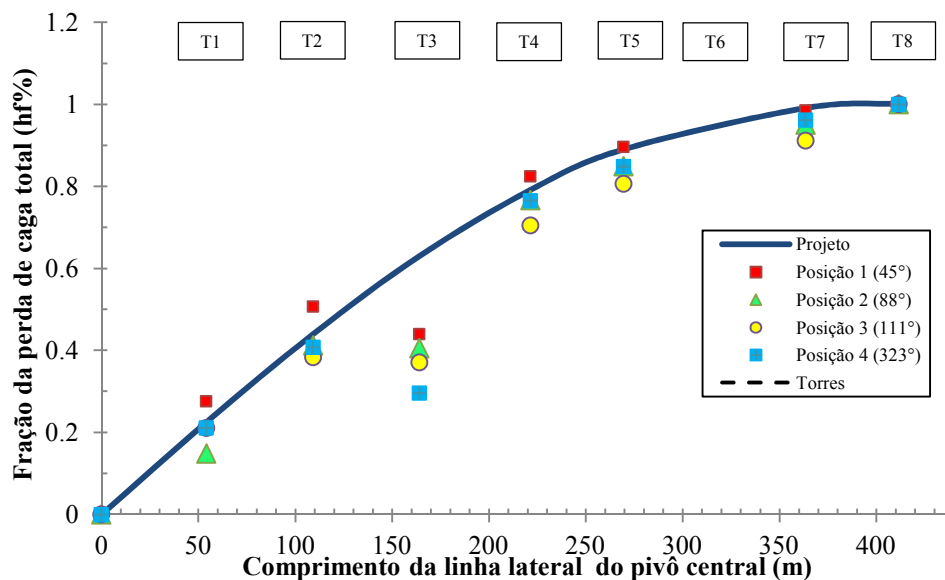


Figura 38 Fração da perda de carga total na linha lateral do pivô central.

No primeiro vão, a posição 1 apresentou maior porcentagem da fração da perda de carga aproximada de 28% da perda de carga total em relação as outras posições, em quanto as posições 2, 3 e 4 registraram 15%, 21% e 21%, respectivamente. As posições 3 e 4 se aproximaram da taxa de perda de carga declarada em projeto divergindo em 1% os valores.

As posições 2 e 3 que estão em declives acentuados afastam-se do perfil da fração perda de carga de projeto, devido ao aumento da energia potencial disponível, provavelmente devido a dissipação excessiva de energia nas válvulas reguladoras de pressão e outros componentes da linha lateral.

Em relação a posição 4, que se encontra em terreno quase plano em relação ao ponto do pivô, a fração da perda de carga ao longo da linha lateral do pivô central nesta posição aproxima-se das condições de projeto, fato este que pode ser atribuído ao dimensionamento do pivô central, no qual considera o

posicionamento da lateral móvel na área de maior aclave, que é em torno de 2%, onde a posição 4 também está próximo desta condição.

A posição 3 é a que mais se afastou do perfil de perda de carga de projeto, pois nesta posição há elevada declividade e maiores vazões do sistema quando comparadas com outras posições.

Analisando a fração da perda de carga entre os vãos nota-se um comportamento divergente na terceira torre, este distúrbio pode ser atribuído a uma descalibração do medidor de pressão instalado neste vão durante o teste, apresentando pressões elevadas durante todo o giro da linha lateral na área.

Nas 2°, 4°, 5° e 7° torres a posição 1 se aproxima das condições de projeto representando 51%, 82%, e 90% da perda de carga total na posição. As posições 3 e 4 tendem a ter um mesmo comportamento entre si, se afastando levemente do perfil de projeto.

Os dados da perda de carga total referente às 22 posições ensaiadas são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 Valores da perda de carga total na linha lateral do pivô.

Posição $\square(^{\circ})$	Perda de Carga na Linha lateral (m)		Q medida (m ³ /h)	100 (hf _{obs} -hf _{proj})/hf _{proj}
	Valor de projeto (hf _{proj})	Valor observado (hf _{obs})		
45°	12,41	11,45	234,37	-8%
56°	12,41	11,00	237,49	-11%
76°	12,41	16,49	237,445	33%
88	12,41	14,94	237,445	20%
96°	12,41	14,60	238,721	18%
111°	12,41	15,76	236,54	27%
116°	12,41	16,16	236,542	30%
136°	12,41	14,61	238,17	18%
156°	12,41	18,31	235,633	48%
176°	12,41	12,33	232,128	-1%
196°	12,41	13,97	231,913	13%
216°	12,41	14,41	232,056	16%
236°	12,41	13,97	229,102	13%
256°	12,41	13,40	226,998	8%
276°	12,41	13,03	231,339	5%
296°	12,41	14,10	229,365	14%
316°	12,41	13,73	230,126	11%
323°	12,41	13,45	229,548	8%
336°	12,41	13,47	223,057	9%
356°	12,41	12,00	227,129	-3%
376°	12,41	12,03	229,02	-3%
396°	12,41	10,98	232,444	-12%

Nos valores apresentados na Tabela 10 nota-se que a perda de carga apresenta valores divergentes entre si em todas as posições ensaiadas, este fato pode estar atribuído à topografia do terreno em cada posição, além da variação da vazão. Analisando os valores médios observados de vazão (231,95 m³.h⁻¹), observa-se que para uma variação na vazão de 1,6% referente a posição angular de 156° em relação ao valor médio (231m³.h⁻¹), obteve-se uma aumento na perda

de carga de 48% em relação a perda de carga máxima projetada(12 m). Tomazela (1991) observou comportamento semelhante da perda de carga, tendo um aumento de 57,27% e 76,32% na perda de carga referente a um aumento na vazão de 2,20% e 6,59% respectivamente em relação aos valores de projeto de perda de carga e vazão.

O excesso de perda de carga se destaca na região de maior declive entre 76° e 166°, nesta região tem excesso de perda carga em média de 15, 83 m, ou seja, a perda de carga neste trecho supera em 27% o valor de projeto.

Ao comparar as perdas de carga entre as posições estudadas, observa-se que a perda de carga referente a posição 396° é de 11,5%, menor que a média de projeto e 14 % menor que a média registrada no giro.

A posição referente a 323° que se encontra na região com topografia quase uniforme e com declividade máxima de 1% entre o ponto do pivô e a última tomada de pressão registrou uma perda de carga de 13, 45 m, excedendo a em 0,83% o valor de projeto, com 95% da vazão de projeto, valores próximos das condições de projeto do projeto.

4.5.2 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central

As Figuras 39 a 42 ilustram o perfil de distribuição da carga de pressão teórico e medido para quatro posições angulares (45°, 88° 111° e 323°) ensaiadas, nas quais o perfil altimétrico foi obtido através de um nível topográfico.

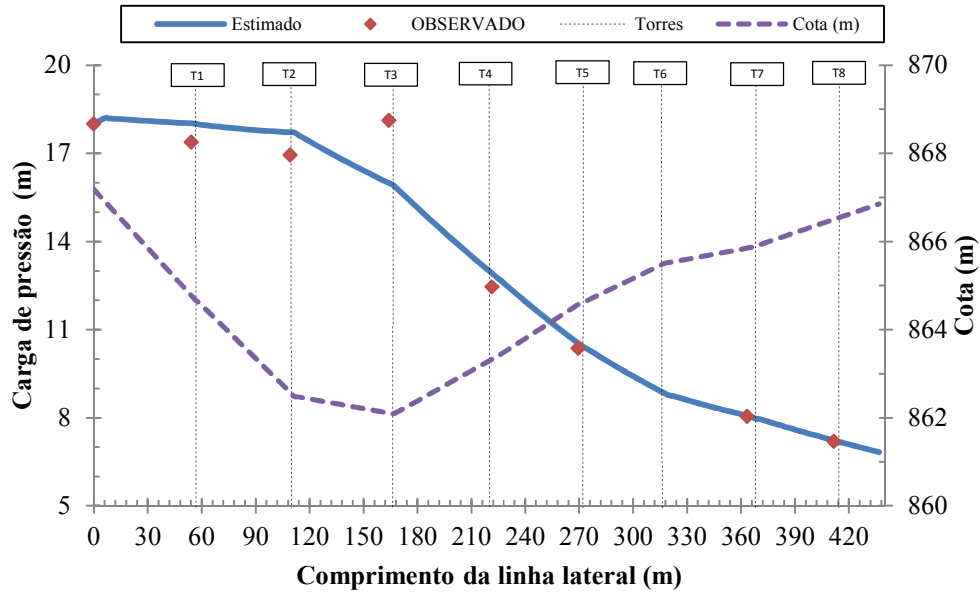


Figura 39 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 1 (45° 21:30h).

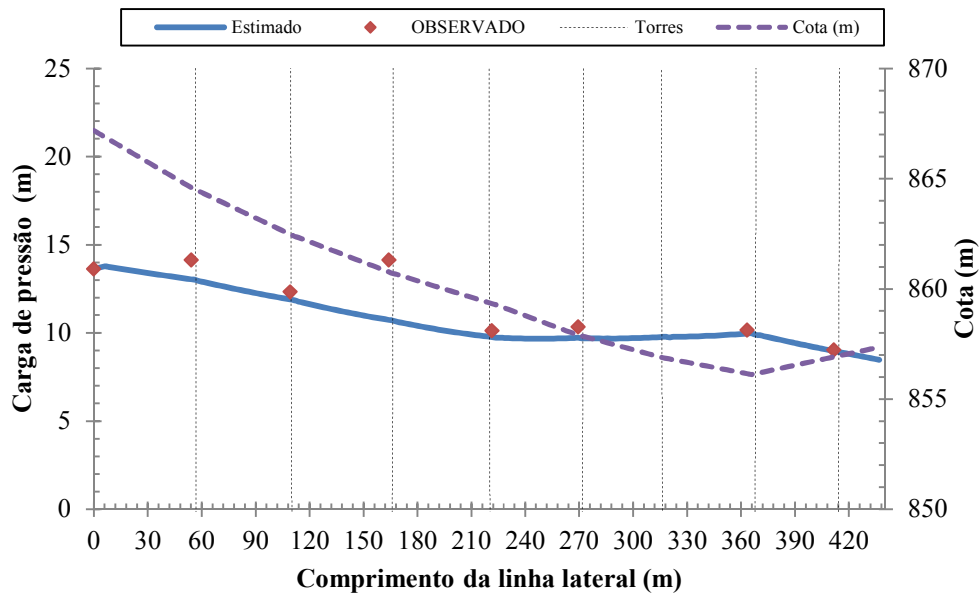


Figura 40 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 2 (88° 22:37 h).

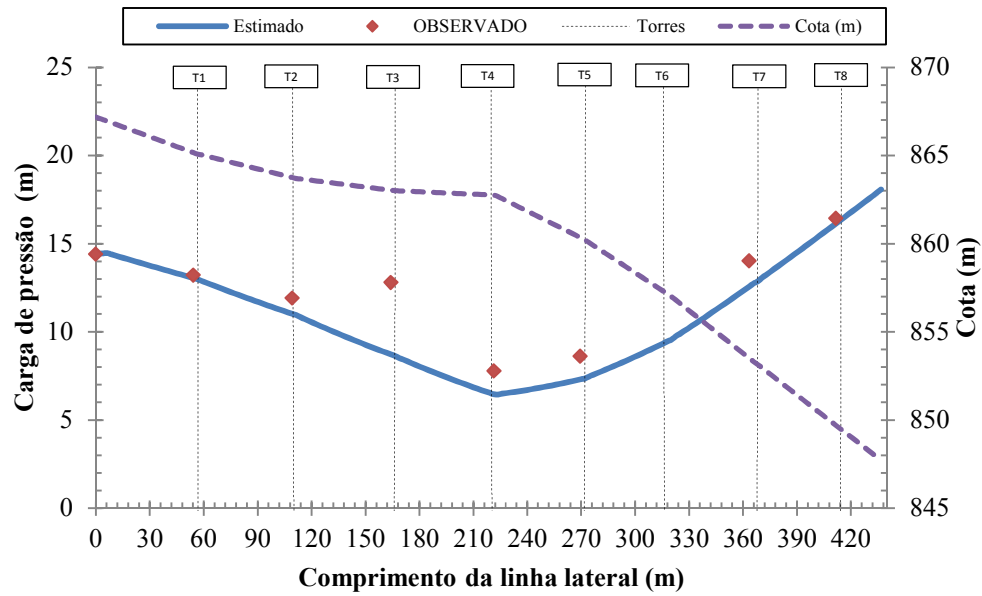


Figura 41 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 3 (111° 23:28 h).

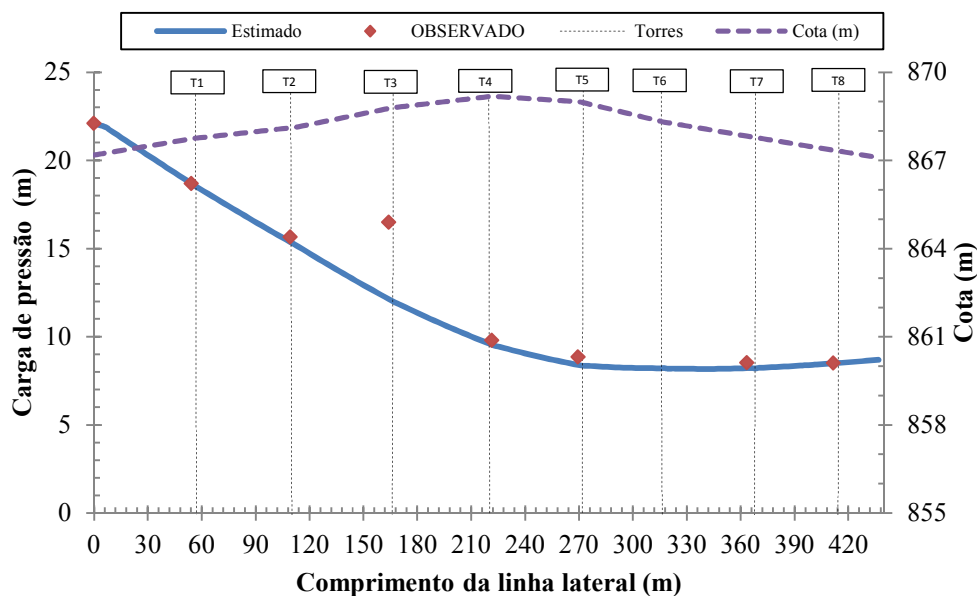


Figura 42 Distribuição da carga de pressão na linha lateral do pivô central referente à posição 4.(323° 06:52 h)

Analisando os dados gerados pela simulação da carga de pressão em cada emissor (EQUAÇÃO 51), nota-se a proximidade dos valores estimados com os valores coletados em campo, com ênfase para as simulações obtidas nas posições 1 e 4 (FIGURAS 39 e 42) que melhor se ajustaram aos dados observados em campo. A posição que mais divergiu os dados foi a posição 3 (FIGURA 41) devido a declividade nesta posição, principalmente nas torres 4 e 5 devido ao ganho de energia potencial.

Os valores observados referente a posição 1 (FIGURA 39), em especial para a primeira e segunda torre, nota-se que estes estão abaixo dos valores de carga de pressão simulados. Até a segunda torre ha um desnível de 5 m em relação ao ponto do pivô, fator este que pode ter influenciado para que os valores de carga de pressão estimados ficassem acima dos valores medidos. Em relação as torres 7 e 8, os valores lidos são de 8,05 m e 7,20 m e valores

estimados de 8,06 m e 7,19 m, para os dois vãos a diferença entre cargas de pressão observados e estimados é de 0,01 m. A topografia do terreno neste trecho entre as torres 7 e 8 fica quase em nível em relação ao ponto do pivô, o que explica a aproximação de dados lidos e estimados para estes vãos.

A posição 2 (FIGURA 40) mostra que os valores de carga de pressão registrados da primeira torre esta acima dos valores estimado onde o valor lido é de 14,14 m e o estimado é de 13, 04 m, uma divergência de 8% entre valores observados e estimados, mas quando observa-se a sétima e oitava torres a diferença dos valores lidos que são 10,1 m e 9, 02 m, e estimados 9,99 m e 8, 92 m respectivamente, esta divergência reduz para 2% e 1%. Ao observar a topografia do terreno referente a esta posição angular (88°) no trecho que compreende a sétima e a oitava torre oitava torre nota-se que há uma elevação de um metro aproximadamente no, o que explica a redução de 1,07 m na pressão final.

Para a posição 3 (FIGURA 41) os dados gerados pela simulação estão abaixo dos dados observados no segundo, terceiro, quarto, quinto e sétimo vão. Tal comportamento deve-se a elevada declividade a partir da segunda torre, o que aumenta a carga de energia piezométrica disponível e conseqüentemente uma maior liberação de água nos emissores, assumindo que os reguladores de pressão não estão funcionando adequadamente.

Ao realizar uma análise de regressão linear para os dados estimados e observados para a posição 3 (111°) obteve-se um índice de determinação igual 0,86, menor do que nas posição 4 (R^2 igual a 0,99) fato este que pode estar atribuído a declividade. Na tomada de pressão na oitava torre para esta posição foi verificada uma leve diferença (1%) entre valores lidos de 16,43 m e do simulado marcando 16,30 m. Este comportamento dos dados observados em relação aos dados estimados para posição em declive acentuado também foi observado por Tomazela (1991) e Ludwing (2015), onde este último autor

atribui o excesso de pressão observada a redução do poder de ajuste das válvulas reguladoras devido ao tempo de uso, e por causa de aplicação de químicos via pivô central. Guerra (2004) destaca que na atual agricultura irrigada os equipamentos de irrigação tipo pivô central são utilizados durante anos sem manutenção ou substituição de unidade moto-bomba e de kits de aspersão (válvula reguladora de pressão e emissor), este autor ainda destaca a importância da válvula reguladora de pressão que tem seu tempo útil de operação em cerca de 5 anos, caso o sistema funcione carga de pressões adequada e não haja a prática de quimigação.

Analisando os dados observados e estimados na posição 4 (FIGURA 42) através de uma análise regressão linear entre os dados observados e estimados obteve-se um índice de determinação (R^2) igual a 0,99, o que indica a proximidade dos dados obtidos em campo em todas as tomadas de pressão com exceção da tomada instalada na torre 3 com os dados estimados que representa pouca declividade (1%).

Na simulação do perfil de distribuição da carga de pressão (TABELA 11) o valor medido da carga de pressão no ponto do pivô foi adotado como valor de entrada, sendo assim a diferença entre os valores medidos e simulados para o ponto do pivô será sempre nula. A diferença de pressão medida e estimada para a última torre (torre 8) referente a posição 4 (06:52) difere de apenas 0,11%. De acordo com Tomazela (1991) este comportamento deve-se a um aumento na uniformidade de distribuição da vazão para os emissores para situações de topográfica uniforme ou quase uniforme.

Na Tabela 12 são apresentados os resultados das cargas de pressão observadas nas 4 posições de ensaio para validação de cotas e os valores simulados referentes ao mesmo ponto da tomada de pressão. Os valores observados e simulados foram submetidos à análise estatística através do teste t

(comparação de médias) e teste F (análise de variância) a um nível de significância de 5%, conforme mostra a Tabela 12.

Tabela 11 Valores de carga de pressão observados e estimados.

	Posição											
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Vão	Pressão medida (m)				Pressão Estimada (m)				Diferença (m)			
PP	17.9	13.6	14.4	22.1	18.0	13.6	14.4	22.1	0.0	0.00	0.0	0.0
T1	17.3	14.1	13.2	18.7	18.0	13.0	13.0	18.7	.0.6	1.10	0.2	..0.01
T 2	16.9	12.3	11.9	15.6	17.7	11.9	11.0	15.3	.0.8	0.43	0.9	0.29
T 3	18.1	14.1	12.7	16.5	16.0	10.7	8.7	12.1	2.1	3.40	4.1	4.3
T 4	12.4	10.1	7.7	9.8	12.9	9.8	6.46	9.5	.0.5	0.34	1.3	0.2
T 5	10.3	10.3	8.6	8.8	10.5	9.7	7.3	8.4	.0.2	0.61	1.3	0.4
T 7	8.0	10.1	14.0	8.52	8.1	10.0	12.7	8.2	-0.01	0.16	1.3	0.3
T 8	7.0	9.0	16.4	8.5	7.2	8.9	16.3	8.5	0.01	0.10	0.1	..0.01

Tabela 12 Resultados dos testes estatísticos T e F entre valores de pressão medidos e estimados para cada posição.

Posição	Teste T		Teste F	
	T. Calculado.	T. Tabelado.	F. Calc.	F. Tab.
1	0,02	2,44	1,04	3,79
2	1,99	2,44	1,47	3,79
3	2,59*	2,44	0,74*	0,23
4	1,33	2,44	1,16	4,25

Teste t, com 7 graus de liberdade

* = significativo para a uma probabilidade de 5%

Analisando os dados da Tabela 12 nota-se que os dados estimados nas posições 1, 2 e 4 não diferiram estatisticamente tanto para a análise de média e de variância para um nível de significância de 5% dos dados observados em campo. Para a posição 3 o resultado foi significativo para os dois testes aplicados, este fato deve ser atribuído a elevada declividade e mal funcionamento dos reguladores de pressão que nesta posição estão submetidos a uma faixa de pressão elevada a partir da quarta torre. Ludwing (2015) observou em seu experimento para desenvolver um programa computacional para avaliação do desempenho de sistemas tipo pivô central que existe diferença significativa nos dados observados e simulados em três posições com maiores declividades (5,69%, 9, 16% e 6,80%).

De acordo com os dados descritos na Tabela 12 pode-se entender que o processo de estimativa da carga de pressão na entrada dos emissores é aceitável, de acordo com o processo de estimativa de cotas das torres em diferentes posições angulares. Após estimar os valores de carga de pressão em cada emissor referente a cada posição angular foi possível gerar uma mapa de distribuição de pressão na área irrigada pelo pivô central através do software QGIS versão 2.12, utilizando a opção de interpolação de dados para dados tipo

raster, utilizando o interpolador da malha irregular triangulada (TIN) (FIGURA 43).

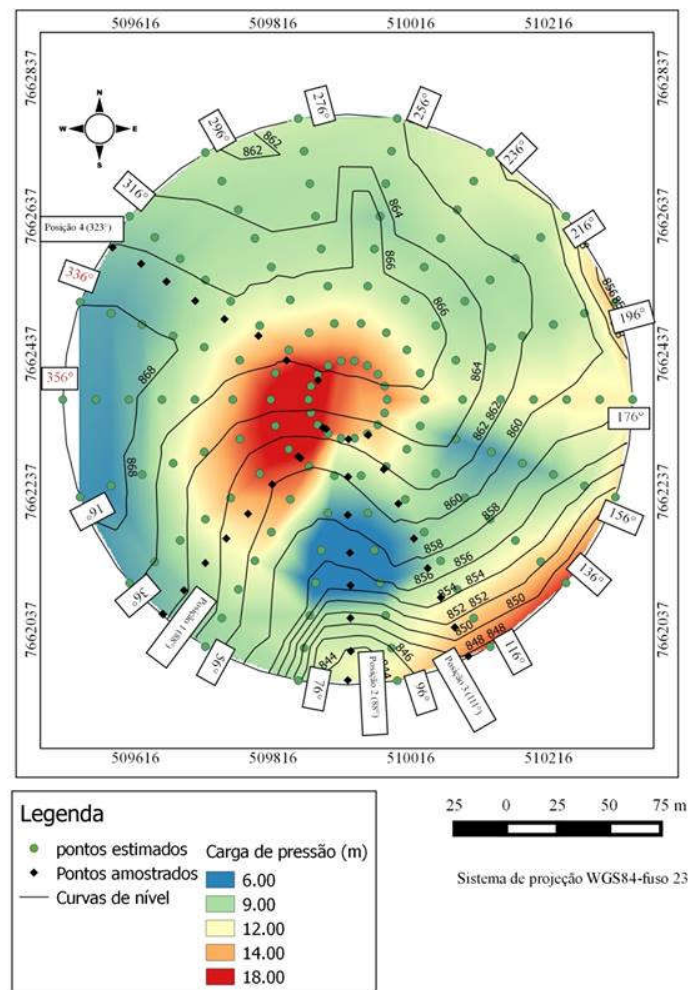


Figura 43 Distribuição da carga de pressão na área irrigada.

A simulação Figura 43 mostra que o deslocamento das menores cargas de pressão para a extremidade da linha lateral nas posições angulares de maior aclive ($356^\circ < \alpha < 56^\circ$), já a pressão máxima se desloca para a periferia da lateral quando a linha lateral desloca entre as posições angulares 76° a 156° declives mais acentuados.

Os valores de posicionamento da pressão máxima e mínima em relação ao ponto do pivô nas 22 posições de ensaio estão descritos na Tabela 13. As cargas de pressão máximas e mínimas foram identificadas ao longo do perfil de distribuição de carga de pressão.

Tabela 13 Valores de carga de pressão máximos e mínimos na linha lateral do pivô central para diferentes posições angulares assumidas.

Posição (α)	Carga de pressão máxima (m)	Comprimento (m)	Carga de Pressão mínima (m)	Comprimento(m)
45°	18.20	6.20	6.83	436.76
56°	14.00	6.20	8.22	436.76
76°	15.50	365.75	5.74	436.76
88°	13.77	6.20	8.47	436.76
96°	14.26	6.20	6.07	223.83
111°	18.06	436.76	6.45	223.83
116°	17.49	436.76	8.30	161.90
136°	18.53	436.76	7.88	200.83
156°	17.10	Ponto pivô	6.32	191.69
176°	18.39	Ponto pivô	10.72	168.85
196°	18.89	Ponto pivô	8.94	317.64
216°	19.50	Ponto pivô	8.33	223.83
236°	19.80	Ponto pivô	8.82	223.83
256°	20.21	Ponto pivô	8.05	271.94
276°	20.09	Ponto pivô	8.83	320.05
296°	20.97	Ponto pivô	8.69	320.05
316°	22.19	Ponto pivô	8.09	368.16
323°	22.09	Ponto pivô	8.19	368.16
336°	23.29	Ponto pivô	6.66	368.16
356°	22.81	Ponto pivô	6.36	368.16
376°	21.61	6.20	5.97	368.16
396°	19.49	6.20	6.51	436.76

Os resultados mostrados na Tabela 13 indicam que a pressão mínima desloca-se para a o lance em balanço da lateral móvel entre as posições 396° a 88°. Nota-se que nas posições angulares 45°, 76°, 96°, 111°, 156°, 336°, 376°, 396° a carga de pressão mínima estimada esta abaixo do valor mínimo para o funcionamento das válvulas reguladoras de pressão (10 psi ou 7,02 m), o que

afeta o desempenho deste acessório, e conseqüentemente a uniformidade de aplicação de água.

A posição angular referente a 111° (23:28), posição em maior teve o deslocamento da pressão mínima para o final do quarto vão, e o menor valor registrado de 6,45 m é menor do que o valor mínimo requerido pela válvula reguladora de pressão. A pressão máxima referente a posição angular de 111° desloca-se para o final da lateral devido ao acréscimo de energia potencial a partir do 4º vão.

A carga de pressão mínima referente a posição angular 323° se encontra no início do 8º vão, e a pressão máxima no ponto do pivô. Este comportamento é devido à topografia do terreno ser quase em nível em relação ao ponto do pivô. Pereira (2011) observou que quando a linha lateral se posiciona em área na qual o deslocamento do fluxo se dá de forma ascendente a pressão mínima fica localizada na extremidade final da linha lateral do pivô central, quando a lateral móvel do pivô central se posiciona em regiões de declive acentuado a pressão mínima fica estacionada no ponto do pivô.

As cargas de pressão máximas registradas foram identificadas início da linha lateral, entre as posições 156° a 356° . Apenas nas posições angulares 111° a 136° a carga de pressão máxima registrada ficou estacionada na extremidade da linha lateral, área de maior declive. Este comportamento do deslocamento de carga de pressão máxima também foi identificado por Tomazela (1991) e Pereira (2011) para regiões de maior declive.

4.5.3 Carga mínima de pressão requerida na linha lateral

Para avaliar se o pivô central opera com excesso ou déficit de carga de pressão foi necessário estimar a carga de pressão mínima requerida no ponto do pivô (ht_{0min}) (EQUAÇÃO 52), e a altura manométrica total mínima requerida em

cada posição ($HMT_{\min(\alpha)}$) (EQUAÇÃO 53), que atenda no ponto de carga de pressão mínima o valor requerido na entrada da válvula reguladora de pressão (10 psi ou 7,02 m) conforme mostra a Tabela 14.

Tabela 14 Valores de altura manométrica referente a cada posição angular da linha lateral do pivô central.

Posição (α°)	h (VRP) (m)	h min (m)	ht _{0min} (m)	PL _{entrada} -Patm (m)	ht ₀ (m)	PLsaída (m)	HMTmin α (m)	HMT α (m)
45	7,20	6,83	18,51	6,50	18,14	104,86	111,73	112,58
56	7,20	8,22	14,55	6,70	15,57	103,43	109,11	111,37
76	7,20	5,74	15,11	6,75	13,65	101,08	109,30	109,08
88	7,20	8,47	12,49	6,78	13,76	102,20	107,71	110,21
96	7,20	6,07	15,36	6,71	14,23	102,61	110,45	110,58
111	7,20	6,45	15,61	6,76	14,86	102,61	110,13	110,61
116	7,20	8,30	13,86	6,69	14,96	102,82	108,41	110,75
136	7,20	7,88	14,74	6,74	15,42	103,22	109,29	111,22
156	7,20	6,32	17,93	6,70	17,05	104,24	111,83	112,17
176	7,20	10,72	14,88	6,67	18,40	103,53	106,68	111,41
196	7,20	8,94	17,15	6,67	18,89	105,47	110,40	113,35
216	7,20	8,33	18,41	6,71	19,54	105,47	111,05	113,39
236	7,20	8,82	18,27	6,69	19,89	106,08	111,15	113,97
256	7,20	8,05	19,36	6,69	20,21	106,49	112,33	114,36
276	7,20	8,83	18,47	6,58	20,10	106,28	111,23	114,07
296	7,20	8,69	19,55	6,67	21,04	106,69	111,87	114,56
316	7,20	8,09	21,30	6,64	22,19	107,51	113,26	115,35
323	7,20	8,19	22,29	6,62	23,28	108,12	113,75	115,70
336	7,20	6,66	23,18	6,62	22,64	105,67	112,83	115,90
356	7,20	6,36	23,48	6,67	22,64	107,71	115,22	115,57
376	7,20	5,97	22,80	6,73	21,57	107,10	115,06	115,03
396	7,20	6,51	20,08	6,85	19,39	105,67	113,21	113,73
405	7,20	6,83	18,32	6,85	17,95	104,45	111,67	112,50

Os valores descritos na Tabela 14 e representados pela Figura 44 mostram que o valor máximo de altura manométrica total observada em campo (HMT) foi de 115,90 m referente a posição de 336° posição em aclave. Quando estima-se o valor de HMT mínima para esta posição chega-se a um resultado de 112,83 m, ou seja há um excesso de 3,07 m de carga de pressão nesta posição angular.

Já o valor mínimo registrado para HMT foi de 109,08 m referente a posição angular 76° (declive), para esta mesma posição a HMT_{\min} calculada é de 109,3 m, o que indica que para esta posição o pivô opera com excesso de carga de pressão 0,5 m. A $HMT_{\min(\alpha)}$ se mostrou abaixo da HMT_{obs} em quase todas as posições estimadas da linha lateral do pivô central, com valor máximo registrado de 115,22 m para a posição angular de 356°, e valor mínimo registrado de 106,78 m referente a posição 176°.

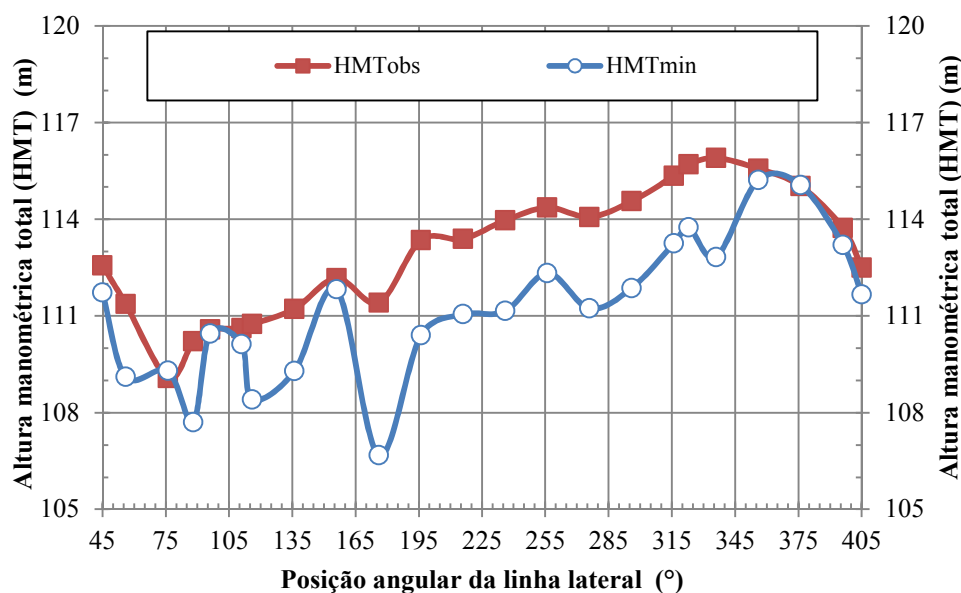


Figura 44 Comportamento dos valores de altura manométrica total mínima ($HMT_{\min(\alpha)}$) e observada (HMT_{obs}) ao longo do giro do pivô central.

De acordo com os valores de HMT apresentados na Figura 44, o pivô central esta operando com excesso pressão durante quase todo o deslocamento da linha lateral. Este excesso de energia pode ser minimizado através de um estudo de implantação de um sistema tipo inversor de frequência na unidade de bombeamento para este pivô central. Este resultado é semelhante ao encontrado por Pereira (2011), onde este autor verificou o excesso de pressão em um sistema tipo pivô central analisado, e através do uso do inversor de frequência conseguiu uma redução da altura manométrica e, por conseguinte a redução potência demandada pelo sistema. Lima (2015) observou em seu estudo comportamento semelhante empregando o inversor de frequência em dois pivôs centrais, melhorando o desempenho do conjunto moto-bomba e reduzindo o consumo de energia do sistema.

4.6 Uniformidade de aplicação de água

Para avaliar o comportamento da uniformidade de aplicação de água em função do tempo de uso do pivô central foram realizados duas avaliações em períodos distintos, o primeiro em outubro de 2011 (FIGURA 45) e um segundo teste realizado em maio de 2016 (FIGURA 46).

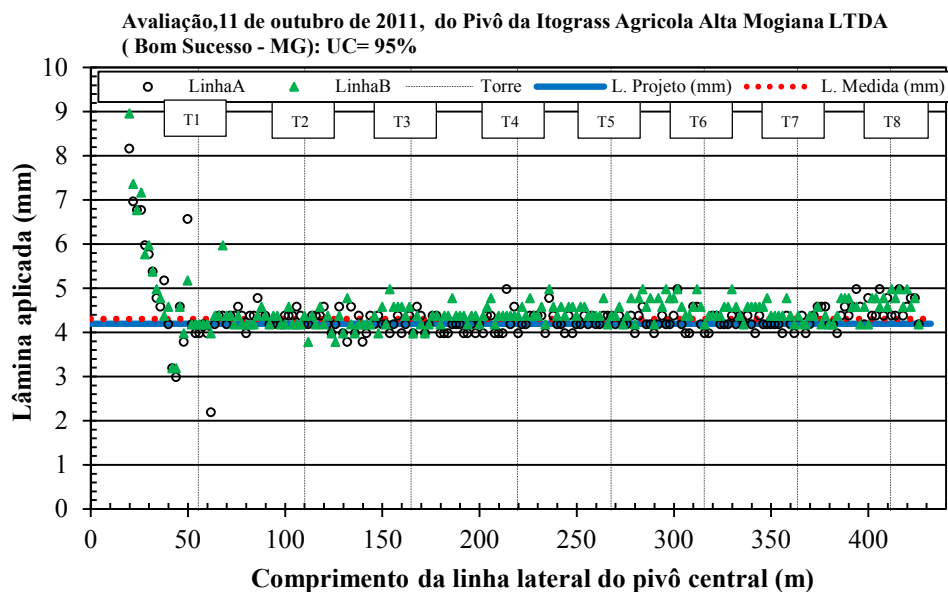


Figura 45 Coeficiente de uniformidade de Christiansen adaptado por Heerman e Hein (CUC_H) para teste realizado em 2011.

Durante o teste de uniformidade (FIGURA 45) realizado em 2011 o percentímetro estava regulado em 90% e teve como valor médio da velocidade do vento foi de $3,9 \text{ m.s}^{-1}$. A lâmina média aplicada neste teste foi de 4,3 mm, e lâmina média de projeto para esta regulagem da velocidade a 90% conforme ficha técnica é de 4,2 mm, ou seja, o pivô central está aplicando uma lâmina superior a de projeto em 2%. Apesar deste teste não atender as exigências das normas adotadas, esta avaliação apresentou uma uniformidade de aplicação de água classificada como “muito boa” conforme a Tabela 1.

Em relação ao teste de uniformidade de aplicação realizado neste estudo, em maio de 2016 (FIGURA 46), não foi possível respeitar todas as recomendações da norma ABNT NBR 14244, uma vez que o teste foi realizado de acordo com as condições de operação determinadas pela empresa proprietária do pivô central. O percentímetro no momento do teste estava regulado para 70%

da velocidade máxima de deslocamento da linha lateral, e conforme especificação de catálogo do equipamento, a lâmina média a ser aplicada é de 5,4 mm. A velocidade média registrada do vento no local foi de $4,5 \text{ m.s}^{-1}$, ultrapassando o limite determinado pela norma de 2 m.s^{-1} .

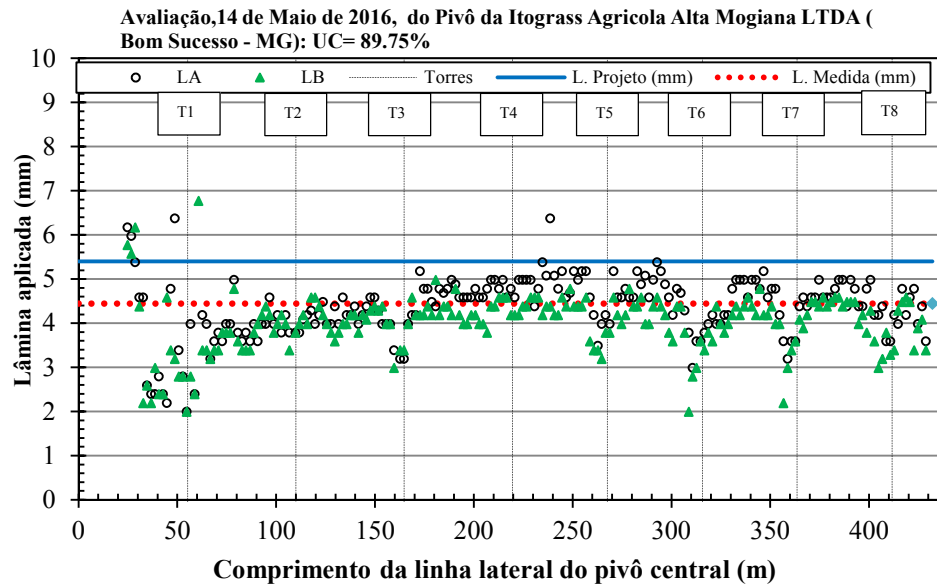


Figura 46 Coeficiente de uniformidade de Christiansen (CUC_H) para teste realizado em 2016.

Uma análise dos bocais (ANEXO I) ao longo da lateral móvel do pivô central foi realizada para identificar possíveis mudanças dos emissores e identificar falhas na aplicação. Nesta avaliação notou-se que não houve nenhuma troca dos emissores e bocais e de válvulas reguladoras de pressão, e os mesmos permaneciam na ordem da listagem de projeto. Na avaliação da condição de operação dos emissores notou-se que no primeiro vão os emissores de número 2, 3, 15 e 17 estavam fechados e no segundo vão os emissores de número 25 e 26 apresentavam defeito, e que visualmente apresentava início de

entupimento, o que pode ter inferido na lâmina média aplicada neste trecho, ficando abaixo da média geral e de projeto.

O resultado médio para o coeficiente de uniformidade de aplicação de (CUC_H) foi de 89,57%, e conforme a classificação mostrada pela tabela 1 o valor obtido para o CUC_H é considerado como “bom”. Para o valor do coeficiente de uniformidade de distribuição conforme mostra a tabela 15, o valor de UD médio obtido foi de 78% e classificado como bom.

A Tabela 15 mostra o valor geral do CUC_H e também o valor de cada linha de coletores (LA e LB) e o valor do coeficiente de uniformidade de distribuição (UD).

Tabela 15 CUC_H e UD obtidos em ensaio 14 de maio de 2016.

Lâmina média ponderada para:			
PIVÔ CENTRAL:	LINHA DE COLETORES		
	A	B	TOTA
SUM da área x lâmina (m.mm)	258602	2353551	246978
SUM da área (m)	584121	584121	584121
Lâmina média ponderada (mm):	4.43	4.03	4.23
COEFICIENTES DE UNIFORMIDADE (%)			
PIVÔ CENTRAL:			
CUC_H (%):	89.46	89.70	89.58
UD(%):	76	81	78

Diante dos dados expostos na Tabela 15 nota-se que houve uma redução da lâmina aplicada em relação à de projeto em 21,66% pra o percentímetro regulado a 70%. Mesmo com esta redução e não cumprimento de todos os critérios preconizados pelas metodologias utilizadas, o pivô central encontra-se com níveis aceitáveis de aplicação e distribuição de água. Faria et al (2016)

relatam que apesar de alguns testes de uniformidade realizados no estudo registraram velocidades do vento maior do que os recomendados pela NBR 14244 (ABNT, 1998), os valores de CUC_H e UD encontrados foram classificados como bom, fato este devido a tecnologia aplicada nos emissores de placa rotativa aumentando o padrão de distribuição de água dos emissores, reduzindo os efeitos da velocidade do vento.

Ao comparar as avaliações realizadas em períodos distintos, pode-se observar que houve um decréscimo de 1,7% do CUC_H , este declínio pode estar atribuído a redução na carga de pressão de entrada no ponto do pivô e consequentemente ao longo da lateral móvel, a velocidade do vento que no último teste era maior em cerca de 25% em relação a velocidade registrada na primeira avaliação (FIGURA 46). Faria et al. (2016), observou que o vento é fator que traz efeitos negativos ao CUC_H e UD, mas que mesmo em condições adversas o equipamento provido de tubos de descida e emissores tipo I-wob apresentaram CUC_H e UD aceitáveis, o que reforça os dados obtidos neste estudo.

5 CONCLUSÕES

- As características hidráulicas (vazão (Q), altura manométrica total (HMT) e uniformidade de aplicação de água(CUC_H)) e energéticas (voltagem, corrente, potência elétrica ativa (PEA), rendimento global (η_g), consumo específico(CE)) apresentaram redução em seus valores em relação aos declarados na ficha técnica disponibilizada pelo fabricante do equipamento e dos valores catálogo da bomba e motor elétrico de acordo com o tempo de uso do pivô central.
- O conhecimento do comportamento das características hidráulicas energéticas se mostra de extrema importância, pois, podem auxiliar o produtor ou técnico de maneira significativa na tomada de decisões para melhorar a eficiência do sistema.
- O desgaste das válvulas reguladoras de pressão e os valores observados de perda de carga excessiva na adutora podem ter interferência significativa na eficiência do sistema.
- O CUC_H foi reduzido em 1,7% mas ainda de acordo com a norma da ABNT 14244 (1998) a uniformidade de aplicação de água é classificada como “Boa” após 8844 h de operação do pivô central.
- O rendimento global da unidade de bombeamento apesar de ter uma redução de 1,8% em relação ao valor de catálogo com o tempo de uso do equipamento pode ser considerado como satisfatório.
- Apesar da redução no rendimento global do conjunto de bombeamento, o efeito da redução dos valores (Q) e (HMT) foi preponderante na determinação do CE médio. No entanto, o valor de CENI médio observado que ficou 1,3% acima do valor de catálogo, refletindo a queda nos valores de HMT, Q e rendimento global.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 14244: Equipamentos de irrigação mecanizada: pivô central e lateral móvel providos de emissores fixos ou rotativos: determinação da uniformidade de distribuição de água.** Rio de Janeiro, R.J, 1998. 11 p.

ABADIA, R. et al. Comparative analysis of energy efficiency in water users associations. Spanish. **Journal of Agricultural Research**, Amsterdam, v. 8, n. S2, p. 134–142, 2010.

ANA. Agência Nacional das Águas. **ANA e Embrapa concluem novo levantamento sobre irrigação com pivôs centrais no Brasil.** Disponível em: <<http://www2.ana.gov.br/Paginas/imprensa/noticia.aspx?List=ccb75a86-bd5a-4853-8c76-cc46b7dc89a1&ID=13007>>. Acesso em: 11 ago. 2015.

ANA. Agência Nacional das Águas. **Água: fatos e tendências.** Conselho Empresarial Brasileiro para o desenvolvimento Sustentável (CERBS). 2 ed. Brasília: ANA, 2009. Agência Nacional de águas (ANA). 2015. Disponível em: <http://www2.ana.gov.br/Paginas/imprensa/noticia.aspx?id_noticia=12669=12669>. Acesso em: 11 ago. 2015.

AHONE. T. et al. Centrifugal pump operation monitoring with motor phase current measurement. International. **Journal of Electrical Power & Energy systems**, New York, v. 42, n.1, p. 188-195, 2012.

ALCÂNTARA, W. Estações de bombeamento. In: CONGRESSO NACIONAL DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM, 8., 1988. Florianópolis. **Anais...** Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem, 1988. p.107-208.

ARAÚJO, A. C. S. et al. Avaliação do desgaste de válvulas reguladoras de pressão utilizadas em pivô central. **Revista Brasileira de agricultura irrigada**, Fortaleza, CE, v. 9, n. 4, p. 211-217, 2015.

ASABE (2007) **Test procedure for determining the uniformity of water distribution of center pivot and lateral move irrigation machines equipped with spray or sprinkler nozzles**. ASAE standards 2007, ANSI/ASAE S436.1 JUN1996 (R2007). ASABE, Saint Joseph, p.1033–1039.

AZEVEDO, E. B. **Viabilidade do uso do inversor de frequência em sistemas de irrigação tipo pivô central**. 2003. 77 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2003.

AZEVEDO, H. J. et al. Influência de fatores climáticos e operacionais sobre a uniformidade de distribuição de água, em um sistema de irrigação por aspersão de alta pressão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 4, n. 2, p. 152-158, 2000.

AZEVEDO, N. F. DE. **Métodos de estimativa da potência ativa em unidades de bombeamento operando com e sem inversor de frequência**. 2014. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Lavras. Lavras. 2014.

BARRETO, A. N.; SILVA, A. A. G.; BOLFE, E. L. **Irrigação e Drenagem na empresa agrícola: Impacto ambiental versus sustentabilidade**. Aracajú: Embrapa tabuleiros Costeiros; Campina Grande: Embrapa Algodão, 2004. 418 p.

BERNARDO, S.; SOARES, A. A.; MANTOVANI, E. C. **Manual de irrigação**. 8. ed. Universidade Federal de Viçosa: UFV, 2006.

BERNIER, M. A.; BOURRET, B. Pumping energy and variable frequency drives. **ASHRAE Journal, Atlanta**, v. 41, n. 12, p. 37-40, Dec. 1999.
BRASIL. Presidência da República. Casa Civil. Subchefia para Assuntos Jurídicos. **Lei 10.295, de 17 de outubro de 2001**. Lei da eficiência energética. Diário Oficial da Republica Federativa do Brasil, Brasília, DF, 20 dez. 2001.

BRASIL. Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comercio Exterior.
Portaria nº 455, de 01 de dezembro de 2010. Instituto Nacional de Metrologia,
Normalização e Qualidade Industrial – Inmetro. Brasília, 2010.

CAMPANA, S. et al. Comparative study for estimation of load and performance of electric motors for energy audit. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 4, n. 2, p. 241-246, 2000.

CARVALHO, J. D. A.; OLIVEIRA, L. F. C. **Instalação de Bombeamento para Irrigação Hidráulica e consumo de energia.** 2. ed. Lavras, UFLA, 2014.

COLOMBO, A. et al. **Desempenho de sistema de irrigação por aspersão pivô central em Guaira, SP.** In: CONGRESSO BRASILEIRO DE IRRIGAÇÃO E DRENAGEM. Florianópolis: Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem, 1988. p. 237-257.

COLOMBO, A. Pivô central. In: MIRANDA, J. H. de; PIRES, R. C. de. M. Irrigação. Piracicaba: FUNEP, 2003. Cap. 11. v.2. p. 209-258.

COSTA, M. B. da. **Avaliação da irrigação por pivô central na cultura do café (*Coffea canephora* L.) e na cultura do mamoeiro (*Carica papaya* L.) no município de Pinheiros – ES.** 2006. 86 p. Tese (Doutorado em Agronomia) – Escola Superior de Agricultura Luis de Queiros – ESALQ, Piracicaba, 2006.

CRIDDLE, W. D.S; DAVIS, C.H; PAIR, D.G. S. **Methods for evaluation of irrigation systems.** Agric. Handbook 82, SCS- USDA, Washinton D.C., 24 p.

DUKES, M. D. Effect of wind speed and pressure on linear move irrigation system uniformity. St. Joseph. **Applied Engineering in Agriculture**, v. 22, p 541-548, 2006.

EMBRAPA. Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária. EMBRAPA Cerrados. **Análise de desempenho da irrigação**. Brasília, 2002. 84 p.

FARIA, L. C. et al. Influence of the wind on water application uniformity of a mechanical lateral move irrigation equipment using rotating plate sprinklers. **Ciência Rural**, v. 46, n. 1, p. 83–88, jan. 2016.

FOLEGATTI, M. V.; PESSOA, P. C. S.; PAZ, V. P. S. Avaliação do desempenho de um pivô central de grande porte e baixa pressão. **Scientia Agricola**, v. 55, n. 1, p. 119–127, 1998.

FRIZZONE, J. A. et al. **Microirrigação: gotejamento e microaspersão**. Maringá: Eduem, 2012.

FRIZZONE, J. A.; REZENDE, R.; FREITAS, P. S. L. D. **Irrigação por Aspersão**. Maringá: Eduem, 2011. 271 p.

FRIZZONE, J.A; DOURADO NETO, D. **Avaliação de sistemas de irrigação**. In: MIRANDA, J.H. de; PIRES, R.C. de M. Irrigação. Piracicaba: FUNEP, 2003. Cap. 15, v.2, p. 573-561.2003.

GARCIA. A. G. P. **Impacto da lei de eficiência energética para motores elétricos no potencial de conservação de energia na indústria**. 2003. 139 p. Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade Federal do rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2003.

GOMES, H. P. **Sistemas de abastecimento de água: Dimensionamento econômico e operação de redes e elevatória**. 2. ed. João Pessoa: Ed. Universitária/ UFPB, 2004. 242 p.

GUERRA, A. F. Adequação e manejo das irrigações por aspersão por pivô central no cerrado. 2004. **Agroline.com.br**. Disponível em: <<http://www.agronline.com.br/artigos/artigo.php?id=141&pg=2&n=2>> Acesso em: 16 ago 2015.

HEERMANN, D. F.; HEIN, P. R. Performance characteristics of self-propelled center-pivot sprinkler irrigation system. **Transactions of the ASAE**, v. 27, p.11-14, 1968.

HEINEMANN, A. B.; et al. Influência da altura do emissor na uniformidade de distribuição da água de um sistema pivô central. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 33, n. 9, p. 1487-1491, 1998.11 p.

HEINEMANN, A. B.; FRIZZONE, J. A. Custo da melhora da uniformidade de distribuição de água por um pivô central vs. economia de energia. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, **Anais...v. 24**, p. 189, 1995.

HILL, R. **Energy conservation with irrigation water mangament**. In: UTAH STATE UNIVERSITY EXTENSION. Utah, 1999. Disponível em: <http://digitalcommons.usu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1146&context=extension_histall>. Acesso em: 20 ago.2016.

IWA. International Water Association. 2000. **Performance indicators for water supply services. Versão portuguesa:** Indicadores de desempenho para serviços de abastecimento de água. Lisboa: Laboratório Nacional de Engenharia Civil. 200 p.

KAYA, D. et al. Energy efficiency in pumps. **Energy Conversion and Management**. Oxford. v .49. n. 6. p.1662-1673, 2008.

KELLER, J.; BLIESNER, R. D. Sprinkle and trickle irrigation. New York: AVI, 1990. 652 p.

KLAR, A.E.; SANTANA, R. de C.; DUROHA, C. Evaluation center pivot systems using new and old sprays and pressure regulators. **IRRIGA**, Botucatu, v. 6, n. 1, 2001.

LEMOS FILHO, D. O. et al. Methodology for energetic diagnosis for a water pumping station. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 15, n. 10, p. 1097-1103, out. 2011.

LIMA, A. C. de **Desenvolvimento de indicadores de eficiência energética para avaliação de pivôs centrais de irrigação**. 2008. 193 p. Tese (Doutorado em Engenharia elétrica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

LIMA, A. dos S. et al. Operating performance Pumping in Central Pivot using Inverter Frequency. **Applied Research & Agrotechnology**, v. 8, n. 2, p. 51–61, 29 jun, 2015.

LIMA, A. dos S. **Avaliação de um sistema de irrigação por aspersão do tipo pivô central móvel**. 2003. 62 p. Dissertação (Mestrado em Agronomia)- Faculdade de Ciências Agrônomicas da Universidade Estadual Paulista (Unesp), Botucatu, 2003.

LIMA, A. dos S. **Uso de inversor de frequência em sistema de irrigação do tipo pivô central e seu efeito na lâmina e uniformidade de distribuição de água**. 2009. 104 p. Tese (Doutorado em Agronomia) - Faculdade de Ciências Agrônomicas. Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2009.

LIMA, S. C. R. V.; FRIZZONE, J. A.; BOTREL, T. A.; TEIXEIRA, M. B.; CARVALHO, M. A. R de.; GOMES, A. W. A. Comportamento de reguladores

de Pressão para pivô Central Após Modificação interna. **Revista Brasileira de Agricultura Irrigada**, Fortaleza, v. 1, n. 1, p. 9-14, 2007.

LIMA, S. et al. **Curvas de desempenho de válvulas reguladoras de pressão novas e com diferentes tempos de utilização**. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v. 7, n. 2, 2003.

LIMA, S. C. R. V. **Avaliação hidráulica de válvulas reguladoras de pressão novas e com diferentes tempos de utilização**. 2001. Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Ceará, 2001.

LOPES, D. de C. et al. Programa computacional para adequação da força motriz considerando o remanejamento dos motores existentes. **Revista Engenharia na agricultura**, Viçosa, MG, v. 14, n. 1, p. 51-63, 2006.

LUDWING, R. **Desenvolvimento de software para avaliação dos desempenhos hidráulicos e econômicos de pivôs centrais**. 2015. 73 p. Tese (Doutorado em Agronomia) - Faculdade de Ciências Agrônomicas. Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2015.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois. 1978. 667 p.

MANUAL. **Técnico e curvas características KSB: Modelo WKL**. Várzea Paulista. 33 p. 2012

MARCHI, A; SIMPSON, A. R. Correction of the EPANET inaccuracy in computing the efficiency of variable speed pumps. **Journal of Water Resources Planning and Management**, Reston, v. 139, n. 4, p. 456-459, 2013.

MARTIN, D. L. et al.. **Design and operation of sprinkler systems**. In: HOFFMAN, G. J.; EVANS, R. G.; JENSEN, M. E.; MARTIN, D.L.; ELLIOT,

R. L. (Eds.) Design and Operation of Farm Irrigation Systems, second Ed. ASABE, St. Joseph, MI, pp. 532–556. 2007

MEDEIROS, DE M. A. M. **Potencial de economia de energia elétrica em sistemas de irrigação a pivô central com uso de inversor de frequência no estado de Goiás**. 2005. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Goiás, Goiânia. 2005.

MORENO, M. A. et al. Development of a new methodology to obtain in the characteristic pump curves that minimize the total coast pumping stations. **Biosystems Engineering**. London, v.102. p.95-105. 2009.

MORENO, M. A. et al. Energy analysis of irrigation delivery systems: monitoring and evaluation of proposed measures for improving energy efficiency. **Irrigation Science**, v. 28, n. 5, p. 445-460, 2010.

MORENO, M. A. et al. Optimal design of center pivot systems with water supplied from wells. **Agricultural Water Management**, v. 107, n. 0, p. 112-121, 2012.

MOUSAVI-AVVAL, S. H. et al. Optimization of energy consumption for soybean production using Data Envelopment Analysis (DEA) approach. **Applied Energy**, v. 88, n. 11, p. 3765-3772, 2011.

OLIVEIRA, H. F. E. D. et al. Efeitos da velocidade e da direção do vento na uniformidade de aplicação de água de sistemas autopropelidos. **Engenharia Agrícola**, v. 32, n. 4, p. 669-678, 2012.

PRADO, G. do; COLOMBO, A. **Distribuição espacial da água aplicada por equipamentos autopropelidos de irrigação** -Parte I: Modelagem com o Simulasoft. Botucatu Irriga, v. 15, n. 1, p. 51, 2011.

PEREIRA, P. H. C. **Sistemas automatizado de irrigação por pivô central:** uma proposta para a melhoria da eficiência energética através do uso de controladores lógicos programáveis em conjunto com inversor de frequência e rede sem fio zigbee. 2011. 132 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2011

RAMOS, M. C. do E. S. **Metodologia para avaliação e otimização de motores elétricos de indução trifásicos visando a conservação de energia em aplicações industriais.** Tese (Doutorado Programa de pós-graduação em Energia) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

SANDRI, D.; CORTEZ, D. DE A. Parâmetros de desempenho de dezesseis equipamentos de irrigação por pivô central. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 33, p. 271–278, 2009.

SANTANA, R.C. **Influência do redimensionamento hidráulico de precisão na uniformidade de distribuição de água em sistemas de irrigação do tipo pivô central.** 2000. 46 f. Dissertação (Mestrado em Agronomia / Irrigação e Drenagem) – Faculdade de Ciências Agrônômicas da Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2000.

SCALOPPI, E.; ALLEN, R. Hydraulics of Irrigation Laterals: Comparative Analysis. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, Reston, v. 119, n. 1, p. 91-115, 1993.

SCHONS, R. L. **Critérios para aumento do índice de eficiência nos sistemas de irrigação tipo pivô central.** 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

SHINDO R.; SOARES G. A. Avaliação da precisão de métodos práticos de determinação do carregamento de motores de indução trifásicos. In: **CONFERÊNCIA DE APLICAÇÕES INDUSTRIAIS**, 1998, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Tec Art, 1998, v.1. p. 175-180.

SMITH, R. J. et al. A decision support model for travelling gun irrigation machines. **Biosystems engineering**, v. 100, n. 1, p. 126-136, 2008.

SOUZA, J. A. A. de. et al. Efeito da uniformidade de distribuição de água no consumo de água e energia em um sistema de irrigação do tipo pivô central. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE PESQUISA EM CAFEICULTURA IRRIGADA. 2002. Araguari, MG. **Anais...** Uberlândia: UFU. p 1005-109.

TEIXEIRA, C. A.; OLIVEIRA FILHO, D. ; MARTINS, J. H.; LACERDA FILHO, A. F.; PEREIRA, H. A. Racionalização do uso de energia elétrica em unidades armazenadoras de pré-processamento de grãos. **Revista Engenharia na Agricultura**, v.15, p. 81-95, 2007.

TEIXEIRA, M. B.; SOUZA, G. F.; MANTOVANI, E. C.; REIS, C. G. **Estudo da influência da declividade do terreno e da utilização de reguladores de pressão na uniformidade de aplicação de água em pivô central equipado com LEPA**. Viçosa: UFV, 2003. (Boletim Técnico, 8).

TOMAZELA, C. **Desempenho hidráulico de um pivô central de baixa pressão em terreno de topografia variável**. 1991. 98 p. Dissertação (Mestrado em irrigação e drenagem) – Escola de superior de agricultura “Luiz de Queiroz” (ESALQ) - Universidade de São Paulo, Piracicaba, 1991.

TURCO, J. E.; RIZZATTI, G. dos S.; PAVANI, L. C. Cost of electric energy in irrigated dry bean for center pivot affected by the irrigation management and tillage systems. **Engenharia Agrícola**, v. 29, n. 2, p. 311–320, jun. 2009.

VALIANTZAS, J. D.; DERCAS, N. Hydraulic analyses of multidiameter center-pivot sprinkler laterals. **Journal of irrigation and Drainage Engineering**, New York, v.131, n. 2, p.137-146, 2005.

VIHOLAINEN, J. et al. Energy efficiency control strategy for variable speed-driven parallel pumps. **Energy Efficiency**, v. 6, p. 495-509, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/s12053-012-9188-0>>. Acesso em: 04 dez. 2015

YOUG, C. Tips for improving motor efficiency: enhancing reliability and efficiency for medium-voltage machines. **Iee Industry Applications Magazine**, nov./dez, 2007.

ZAPATA, N. et al. From on-farm solid-set sprinkler irrigation design to collective irrigation network design in windy areas. **Agricultural Water Management**, v. 87, n. 2, p. 187-199, 2007.

WEG. **Motores elétricos. Seleção de motores. Jaraguá do Sul**. 2013. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp>. Acesso em: 25 jun. 2016.

ZOCOLER, J. L.; CESAR, L. E. V.; VANZELA, L. S. Efeito da posição relativa da linha lateral de um equipamento de irrigação do tipo pivô central na uniformidade de distribuição de água e eficiência de irrigação. **Engenharia na Agricultura**, v. 12, n. 4, p. 290-297, 2004.

ANEXO

ANEXO A

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
1	1	7	LF10psi	6.2	6.2
1	2	7	LF10psi	2.29	8.49
1	3	7	LF10psi	2.29	10.78
1	4	7	LF10psi	2.27	13.05
1	5	7	LF10psi	2.29	15.34
1	6	7	LF10psi	2.29	17.63
1	7	7	LF10psi	2.27	19.9
1	8	7	LF10psi	2.29	22.19
1	9	7	LF10psi	2.29	24.48
1	10	7	LF10psi	2.27	26.75
1	11	7	LF10psi	2.29	29.04
1	12	7	LF10psi	2.29	31.33
1	13	7	LF10psi	2.27	33.6
1	14	7	LF10psi	2.29	35.89
1	15	7	LF10psi	2.29	38.18
1	16	7	LF10psi	2.27	40.45
1	17	7	LF10psi	2.29	42.74
1	18	7	LF10psi	2.29	45.03
1	19	7	LF10psi	2.29	47.32
1	20	7	LF10psi	2.29	49.61
1	21	7.5	LF10psi	2.29	51.9
1	22	7.5	LF10psi	2.29	54.19
1	23	8	LF10psi	2.29	56.48
2	24	8	LF10psi	2.41	58.89
2	25	8	LF10psi	2.29	61.18
2	26	8	LF10psi	2.29	63.47
2	27	8.5	LF10psi	2.27	65.74
2	28	8.5	LF10psi	2.29	68.03

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
2	29	8.5	LF10psi	2.29	70.32
2	30	9	LF10psi	2.27	72.59
2	31	9	LF10psi	2.29	74.88
2	32	9	LF10psi	2.29	77.17
2	33	9.5	LF10psi	2.27	79.44
2	34	9.5	LF10psi	2.29	81.73
2	35	9.5	LF10psi	2.29	84.02
2	36	9.5	LF10psi	2.27	86.29
2	37	10	LF10psi	2.29	88.58
2	38	10	LF10psi	2.29	90.87
2	39	10	LF10psi	2.27	93.14
2	40	10	LF10psi	2.29	95.43
2	41	10.5	LF10psi	2.29	97.72
2	42	10.5	LF10psi	2.29	100.01
2	43	10.5	LF10psi	2.29	102.3
2	44	10.5	LF10psi	2.29	104.59
2	45	10.5	LF10psi	2.29	106.88
2	46	11	LF10psi	2.29	109.17
2	47	11	LF10psi	2.29	111.46
3	48	11.5	LF10psi	2.41	113.87
3	49	11.5	LF10psi	2.29	116.16
3	50	11.5	LF10psi	2.29	118.45
3	51	11.5	LF10psi	2.27	120.72
3	52	11.5	LF10psi	2.29	123.01
3	53	11.5	LF10psi	2.29	125.3
3	54	12	LF10psi	2.27	127.57
3	55	12	LF10psi	2.29	129.86
3	56	12	LF10psi	2.29	132.15
3	57	12	LF10psi	2.27	134.42
3	58	12.5	LF10psi	2.29	136.71
3	59	12.5	LF10psi	2.29	139
3	60	12.5	PSR10psi	2.27	141.27

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
3	61	12.5	PSR10psi	2.29	143.56
3	62	12.5	PSR10psi	2.29	145.85
3	63	12.5	PSR10psi	2.27	148.12
3	64	13	PSR10psi	2.29	150.41
3	65	13	PSR10psi	2.29	152.7
3	66	13	PSR10psi	2.29	154.99
3	67	13	PSR10psi	2.29	157.28
3	68	13	PSR10psi	2.29	159.57
3	69	13	PSR10psi	2.29	161.86
3	70	13.5	PSR10psi	2.29	164.15
3	71	13.5	PSR10psi	2.29	166.44
4	72	13.5	PSR10psi	2.41	168.85
4	73	13.5	PSR10psi	2.29	171.14
4	74	13.5	PSR10psi	2.29	173.43
4	75	14	PSR10psi	2.27	175.7
4	76	14	PSR10psi	2.29	177.99
4	77	14	PSR10psi	2.29	180.28
4	78	14	PSR10psi	2.27	182.55
4	79	14	PSR10psi	2.29	184.84
4	80	14.5	PSR10psi	2.29	187.13
4	81	14.5	PSR10psi	2.27	189.4
4	82	14.5	PSR10psi	2.29	191.69
4	83	14.5	PSR10psi	2.29	193.98
4	84	14.5	PSR10psi	2.27	196.25
4	85	15	PSR10psi	2.29	198.54
4	86	15	PSR10psi	2.29	200.83
4	87	15	PSR10psi	2.27	203.1
4	88	15	PSR10psi	2.29	205.39
4	89	15	PSR10psi	2.29	207.68
4	90	15	PSR10psi	2.29	209.97
4	91	15.5	PSR10psi	2.29	212.26
4	92	15.5	PSR10psi	2.29	214.55

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
4	93	15.5	PSR10psi	2.29	216.84
4	94	15.5	PSR10psi	2.29	219.13
4	95	15.5	PSR10psi	2.29	221.42
5	96	16	PSR10psi	2.41	223.83
5	97	16	PSR10psi	2.29	226.12
5	98	16	PSR10psi	2.29	228.41
5	99	16	PSR10psi	2.27	230.68
5	100	16	PSR10psi	2.29	232.97
5	101	16	PSR10psi	2.29	235.26
5	102	16	PSR10psi	2.27	237.53
5	103	16.5	PSR10psi	2.29	239.82
5	104	16.5	PSR10psi	2.29	242.11
5	105	16.5	PSR10psi	2.27	244.38
5	106	16.5	PSR10psi	2.29	246.67
5	107	16.5	PSR10psi	2.29	248.96
5	108	16.5	PSR10psi	2.27	251.23
5	109	17	PSR10psi	2.29	253.52
5	110	17	PSR10psi	2.29	255.81
5	111	17	PSR10psi	2.27	258.08
5	112	17	PSR10psi	2.29	260.37
5	113	17	PSR10psi	2.29	262.66
5	114	17	PSR10psi	2.29	264.95
5	115	17	PSR10psi	2.29	267.24
5	116	17	PSR10psi	2.29	269.53
6	117	17.5	PSR10psi	2.41	271.94
6	118	17.5	PSR10psi	2.29	274.23
6	119	17.5	PSR10psi	2.29	276.52
6	120	17.5	PSR10psi	2.27	278.79
6	121	17.5	PSR10psi	2.29	281.08
6	122	17.5	PSR10psi	2.29	283.37
6	123	18	PSR10psi	2.27	285.64
6	124	18	PSR10psi	2.29	287.93

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
6	125	18	PSR10psi	2.29	290.22
6	126	18	PSR10psi	2.27	292.49
6	127	18	PSR10psi	2.29	294.78
6	128	18	PSR10psi	2.29	297.07
6	129	18	PSR10psi	2.27	299.34
6	130	18.5	PSR10psi	2.29	301.63
6	131	18.5	PSR10psi	2.29	303.92
6	132	18.5	PSR10psi	2.27	306.19
6	133	18.5	PSR10psi	2.29	308.48
6	134	18.5	PSR10psi	2.29	310.77
6	135	18.5	PSR10psi	2.29	313.06
6	136	19	PSR10psi	2.29	315.35
6	137	19	PSR10psi	2.29	317.64
7	138	19	PSR10psi	2.41	320.05
7	139	19	PSR10psi	2.29	322.34
7	140	19	PSR10psi	2.29	324.63
7	141	19	PSR10psi	2.27	326.9
7	142	19	PSR10psi	2.29	329.19
7	143	19	PSR10psi	2.29	331.48
7	144	19.5	PSR10psi	2.27	333.75
7	145	19.5	PSR10psi	2.29	336.04
7	146	19.5	PSR10psi	2.29	338.33
7	147	19.5	PSR10psi	2.27	340.6
7	148	19.5	PSR10psi	2.29	342.89
7	149	19.5	PSR10psi	2.29	345.18
7	150	19.5	PSR10psi	2.27	347.45
7	151	20	PSR10psi	2.29	349.74
7	152	20	PSR10psi	2.29	352.03
7	153	20	PSR10psi	2.27	354.3
7	154	20	PSR10psi	2.29	356.59
7	155	20	PSR10psi	2.29	358.88
7	156	20	PSR10psi	2.29	361.17

Vão (i)	Nº emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
7	157	20	PSR10psi	2.29	363.46
7	158	20.5	PSR10psi	2.29	365.75
8	159	20.5	PSR10psi	2.41	368.16
8	160	20.5	PSR10psi	2.29	370.45
8	161	20.5	PSR10psi	2.29	372.74
8	162	20.5	PSR10psi	2.27	375.01
8	163	20.5	PSR10psi	2.29	377.3
8	164	20.5	PSR10psi	2.29	379.59
8	165	21	PSR10psi	2.27	381.86
8	166	21	PSR10psi	2.29	384.15
8	167	21	PSR10psi	2.29	386.44
8	168	21	PSR10psi	2.27	388.71
8	169	21	PSR10psi	2.29	391
8	170	21	PSR10psi	2.29	393.29
8	171	21	PSR10psi	2.27	395.56
8	172	21.5	PSR10psi	2.29	397.85
8	173	21.5	PSR10psi	2.29	400.14
8	174	21.5	PSR10psi	2.27	402.41
8	175	21.5	PSR10psi	2.29	404.7
8	176	21.5	PSR10psi	2.29	406.99
8	177	21.5	PSR10psi	2.29	409.28
8	178	21.5	PSR10psi	2.29	411.57
8	179	22.5	PSR10psi	2.29	413.86
bl	180	22.5	PSR10psi	2.29	416.15
bl	181	22	PSR10psi	2.29	418.44
bl	182	22	PSR10psi	2.29	420.73
bl	183	22	PSR10psi	2.29	423.02
bl	184	22	PSR10psi	2.29	425.31
bl	185	22	PSR10psi	2.29	427.6
bl	186	22	PSR10psi	2.29	429.89
bl	187	22	PSR10psi	2.29	432.18
bl	188	18	PSR10psi	2.29	434.47

Vão (i)	N° emissor (j)	Øbocal (mm)	VPR	Espaçamento (Sa) (m)	Dist Acum (m)
Ponto Pivô	0	-	-	0	0
bl	189	15.5	PSR10psi	2.29	436.76