

**ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO DEL MOLINO UNO  
DE CARTÓN COLOMBIA PARA UNA POSIBLE MEJORA DE SU EFICIENCIA**

**PABLO ANDRÉS MARTÍNEZ MARTÍNEZ  
OSCAR ORLANDO CANO CASTILLO**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2013**

**ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO DEL MOLINO UNO  
DE CARTÓN COLOMBIA PARA UNA POSIBLE MEJORA DE SU EFICIENCIA**

**PABLO ANDRÉS MARTÍNEZ MARTÍNEZ  
OSCAR ORLANDO CANO CASTILLO**

**Proyecto de grado presentado como requisito para optar al título de:  
Ingeniero Mecánico**

**Director:  
HUGO CENEN HOYOS  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2013**

**Nota de Aceptación:**

**Aprobado por el comité de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecánico.**

**JUAN RICARDO VIDAL**

---

**Jurado**

**DUCARDO LEÓN MOLINA**

---

**Jurado**

**Santiago de Cali, 6 de Junio de 2013**

Damos gracias a Dios por la perseverancia y fuerzas que nos dio para nunca desfallecer en la culminación de nuestros estudios.

A nuestros familiares, por brindarnos el apoyo incondicional que en algún momento de esta etapa lo necesitamos, por su paciencia, tolerancia y ejemplo de lucha que me han enseñado a salir siempre adelante.

A nuestros jefes y compañeros de trabajo que de una u otra manera nos han ayudado en esta ardua labor.

A la universidad Autónoma de Occidente y a nuestro director el Ingeniero Hugo Cenen Hoyos por su dedicación y enseñanzas recibidas.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>RESUMEN</b>	
<b>INTRODUCCION</b>	
<b>1. OBJETIVOS</b>	<b>199</b>
<b>1.1 OBJETIVO GENERAL</b>	<b>199</b>
<b>1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS</b>	<b>199</b>
<b>2. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA</b>	<b>20</b>
<b>2.1.1 Planta de Tratamiento de Madera</b>	<b>21</b>
<b>2.1.2 Plantas de pulpa</b>	<b>21</b>
<b>2.1.3 Molinos</b>	<b>233</b>
<b>2.1.4 Caldera de Recuperación (UR3)</b>	<b>244</b>
<b>2.1.5 Planta de fuerza (PWP)</b>	<b>25</b>
<b>3. MARCO DE REFERENCIA</b>	<b>27</b>
<b>3.1 MARCO TEÓRICO</b>	<b>27</b>
<b>3.1.1 Mecánica de fluidos</b>	<b>27</b>
<b>3.1.1.1 Propiedades físicas de los fluidos</b>	<b>27</b>
<b>3.1.1.2 Densidad</b>	<b>27</b>
<b>3.1.1.3 Peso Específico</b>	<b>27</b>
<b>3.1.1.4 Viscosidad</b>	<b>28</b>
<b>3.1.1.4.1 Viscosidad absoluta o dinámica</b>	<b>28</b>
<b>3.1.1.4.2 Viscosidad Cinemática</b>	<b>29</b>
<b>3.1.1.5 Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento</b>	<b>29</b>
<b>3.1.1.5.1 Régimen laminar de un fluido</b>	<b>29</b>
<b>3.1.1.5.2 Régimen turbulento de un fluido</b>	<b>29</b>

3.1.1.6 Número Adimensional de Reynolds	30
3.1.2 Presión	30
3.1.2.1 Medidas de Presión.	30
3.1.2.2 Presión atmosférica (ATM).	30
3.1.2.3 Presión Absoluta (Pabs). Presión medida desde la referencia cero.	30
3.1.2.4 Presión Manométrica (Pg).	31
3.1.2.5 Vacío	31
3.1.2.6 Cabeza (H).	31
3.1.2.7 Medidas de Presión (Diagrama).	31
3.1.3 Hidrodinámica	33
3.1.3.1 Fuerzas que actúan en un fluido	33
3.1.3.2 Fuerzas externas	33
3.1.3.3 Fuerzas internas	33
3.1.3.4 Ecuación general de energía Teorema de Bernoulli	33
3.1.3.5 Pérdidas de superficie	34
3.1.3.6 Régimen turbulento	34
3.1.3.7 Para régimen laminar	35
3.1.3.8 Pérdidas de forma	35
3.2 MÁQUINAS HIDRAÚLICAS	36
3.2.1 Bombas hidráulicas	36
3.2.2 Clasificación de las bombas centrífugas	37
3.2.2.1 Bomba centrífuga voluta	38
3.2.2.2 Bomba centrífuga difusor	38
3.2.2.3 Bomba centrífuga turbina.	39
3.2.3 Principio del funcionamiento de las bombas centrífugas	39
3.2.4 Partes constituyentes de una bomba centrífuga	39
3.2.5 Base teórica para la evaluación de los sistemas de bombeo	40
4. ANÁLISIS DE CRITICIDAD	41

<b>4.1 INDICADORES DE CONFIABILIDAD POR TIPO DE EQUIPOS MOLINO UNO</b>	<b>41</b>
<b>4.2 INDICADORES DE CONFIABILIDAD BOMBAS CENTRÍFUGAS MOLINO UNO</b>	<b>42</b>
<b>4.3 ANALISIS DE PARETO</b>	<b>43</b>
<b>5. METODOLOGÍA UTILIZADA EN EL ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA DE BOMBEO</b>	<b>45</b>
<b>6. ANÁLISIS OPERACIONAL SISTEMAS DE BOMBEO</b>	<b>47</b>
<b>6.1 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO</b>	<b>47</b>
<b>6.1.1 Caracterización del sistema de bombeo.</b>	<b>48</b>
<b>6.1.1.1 Datos de campo</b>	<b>48</b>
<b>6.1.1.2 Bomba</b>	<b>48</b>
<b>6.1.1.3 Motor</b>	<b>49</b>
<b>6.1.1.4 Fluido</b>	<b>49</b>
<b>6.1.1.5 Succión</b>	<b>49</b>
<b>6.1.1.6 Descarga</b>	<b>49</b>
<b>6.1.2 Determinar el punto o puntos de operación de la bomba.</b>	<b>50</b>
<b>6.1.2.1 Curvas características de la bomba</b>	<b>50</b>
<b>6.1.2.2 Curva de operación del sistema</b>	<b>50</b>
<b>6.1.3 Carga Estática Total.</b>	<b>50</b>
<b>6.1.4 Carga Dinámica Total</b>	<b>51</b>
<b>6.1.5 Succión</b>	<b>52</b>
<b>6.1.6 Cálculo de Pérdidas de Carga en Accesorios en la succión:</b>	<b>55</b>
<b>6.1.7 Descarga</b>	<b>56</b>
<b>6.1.8 Cálculo de Pérdidas de Carga en Accesorios en la descarga:</b>	<b>58</b>
<b>6.1.9 Construcción de la Curva del Sistema de bombeo</b>	<b>59</b>
<b>6.1.10 Datos succión</b>	<b>59</b>
<b>6.1.11 Datos descarga</b>	<b>59</b>

<b>6.1.12</b>	<b>Calculo carga total del sistema</b>	<b>59</b>
<b>6.1.13</b>	<b>Determinar la cabeza neta positiva a la succión.</b>	<b>60</b>
<b>6.1.14</b>	<b>Determinar la potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>60</b>
<b>6.1.15</b>	<b>Determinar la eficiencia de la bomba (a través de la curva de la bomba y del punto de operación del sistema).</b>	<b>62</b>
<b>6.1.16</b>	<b>Determinar la eficiencia de la bomba (Obteniendo la potencia demandada por la bomba por medio de un analizador de redes).</b>	<b>63</b>
<b>6.1.17</b>	<b>Determinar el consumo de energía y los costos de operación del sistema bombeo (a través de la curva de la bomba y del punto de operación del sistema)</b>	<b>66</b>
<b>6.1.17.1</b>	<b>Consumo de energía</b>	<b>66</b>
<b>6.1.17.2</b>	<b>Determinar el costo de operación del sistema actual.</b>	<b>66</b>
<b>6.1.18</b>	<b>Determinar el consumo de energía y los costos de operación del sistema de bombeo (Obteniendo la potencia demandada por la bomba por medio de un analizador de redes).</b>	<b>67</b>
<b>6.1.18.1</b>	<b>Consumo de energía</b>	<b>67</b>
<b>6.1.18.2</b>	<b>Determinar el costo de operación del sistema actual.</b>	<b>67</b>
<b>6.1.19</b>	<b>Determinar la potencia desperdiciada y su costo en un año.</b>	<b>67</b>
<b>6.1.19.1</b>	<b>Determinar el costo adicional o perdido del sistema actual</b>	<b>68</b>
<b>7.</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>69</b>
<b>7.1</b>	<b>EVALUACIÓN, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>69</b>
<b>7.1.1</b>	<b>Bomba tanque 12</b>	<b>69</b>
<b>7.1.1.2</b>	<b>Parámetros requeridos por producción</b>	<b>69</b>
<b>7.1.1.3</b>	<b>Condiciones del fluido</b>	<b>71</b>
<b>7.1.2</b>	<b>Selección de bomba goulds para el sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>77</b>
<b>7.1.2.1</b>	<b>Cálculo potencia de la bomba en el punto de operación</b>	<b>75</b>
<b>7.1.2.2</b>	<b>Potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>77</b>

<b>7.1.2.3 Eficiencia de la bomba. Según la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 3X6-12, a 400 gpm y una cabeza de 86.5 ft, la eficiencia de la bomba es:</b>	<b>78</b>
<b>7.1.2.4 Potencia demandada por la bomba</b>	<b>78</b>
<b>7.1.3 Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>78</b>
<b>7.1.3.1 Potencia requerida (motor)</b>	<b>78</b>
<b>7.1.3.2 Consumo de energía</b>	<b>79</b>
<b>7.1.3.3 El costo por consumo anual del sistema de bombeo</b>	<b>79</b>
<b>7.1.4 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>79</b>
<b>7.1.4.1 Diferencia entre potencias</b>	<b>79</b>
<b>7.1.5 Conclusiones</b>	<b>80</b>
<b>7.1.6 Recomendaciones</b>	<b>81</b>
<b>7.1.7 Bomba tanque 10 máquina. Descripción del sistema.</b>	<b>82</b>
<b>7.1.8 Parámetros requeridos por producción</b>	<b>82</b>
<b>7.1.8.1 Condiciones del fluido</b>	<b>83</b>
<b>7.1.8.2 Cálculos</b>	<b>83</b>
<b>7.1.8.3 Datos descarga</b>	<b>84</b>
<b>7.1.8.4 Carga total del sistema</b>	<b>85</b>
<b>7.1.8.5 Cabeza neta positiva a la succión</b>	<b>85</b>
<b>7.1.8.6 Potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>86</b>
<b>7.1.8.7 Eficiencia de la bomba</b>	<b>86</b>
<b>7.1.8.8 Potencia demandada por la bomba</b>	<b>86</b>
<b>7.1.8.9 Potencia requerida</b>	<b>86</b>
<b>7.1.8.10 Consumo de energía</b>	<b>87</b>
<b>7.1.9 Determinar el costo de operación del sistema actual.</b>	<b>87</b>
<b>7.1.9.1 Potencia desperdiciada por la bomba Goulds 3175 M 6X8-18</b>	<b>87</b>
<b>7.1.10 Selección de bomba goulds para el sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>89</b>
<b>7.1.11 Cálculos bomba Goulds 3175 S 3X6-12</b>	<b>90</b>
<b>7.1.11.1 Cálculo potencia de la bomba en el punto de operación</b>	<b>90</b>

<b>7.1.11.2 Potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>90</b>
<b>7.1.11.3 Eficiencia de la bomba</b>	<b>90</b>
<b>7.1.11.4 Potencia demandada por la bomba</b>	<b>90</b>
<b>7.1.12 Potencia requerida (motor)</b>	<b>91</b>
<b>7.1.12.1 Consumo de energía</b>	<b>91</b>
<b>7.1.12.2 El costo por consumo anual del sistema de bombeo</b>	<b>91</b>
<b>7.1.13 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 10.</b>	<b>92</b>
<b>7.1.14 Diferencia entre potencias</b>	<b>92</b>
<b>7.1.15 Valor estimado de reducción en costos por consumo anual</b>	<b>92</b>
<b>7.1.16 Valor estimado de ahorro utilizando variador de velocidad para la bomba Goulds 3175 S 4X6-12.</b>	<b>92</b>
<b>7.1.20 Conclusiones</b>	<b>93</b>
<b>7.1.21 Recomendaciones</b>	<b>94</b>
<b>7.1.22 Bomba 1 tanque 4.</b>	<b>94</b>
<b>7.1.22.1 Condiciones del fluido</b>	<b>95</b>
<b>7.1.22.2 Cálculos</b>	<b>95</b>
<b>7.1.22.3 Altura estática</b>	<b>95</b>
<b>7.1.22.4 Datos succión</b>	<b>96</b>
<b>7.1.22.5 Datos descarga</b>	<b>96</b>
<b>7.1.22.6 Carga total del sistema</b>	<b>97</b>
<b>7.1.22.7 Cabeza neta positiva a la succión</b>	<b>97</b>
<b>7.1.22.8 Potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>98</b>
<b>7.1.22.9 Eficiencia de la bomba</b>	<b>98</b>
<b>7.1.22.10 Potencia demandada por la bomba</b>	<b>98</b>
<b>7.1.22.11 Potencia requerida</b>	<b>98</b>
<b>7.1.22.12 Consumo de energía</b>	<b>99</b>
<b>7.1.22.13 Determinar el costo de operación del sistema actual.</b>	<b>99</b>
<b>7.1.23 Potencia desperdiciada por la bomba Goulds 3175 M 6X8-18 y costo estimado en un año</b>	<b>99</b>

<b>7.1.24 Selección de bomba goulds para el sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>102</b>
<b>7.1.24.1 Calculos bomba Goulds 3175 S 4X6-12</b>	<b>103</b>
<b>7.1.24.2 Calculo potencia de la bomba en el punto de operación</b>	<b>103</b>
<b>7.1.24.3 Potencia hidráulica de la bomba</b>	<b>103</b>
<b>7.1.24.4 Eficiencia de la bomba</b>	<b>103</b>
<b>7.1.24.5 Potencia demandada por la bomba</b>	<b>104</b>
<b>7.1.24.6 Potencia requerida (motor)</b>	<b>104</b>
<b>7.1.24.7 Consumo de energía</b>	<b>104</b>
<b>7.1.24.8 El costo por consumo anual del sistema de bombeo</b>	<b>105</b>
<b>7.1.25 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>105</b>
<b>7.1.25.1. Diferencia entre potencias</b>	<b>105</b>
<b>7.1.25.2 Valor estimado de reducción en costos por consumo anual</b>	<b>105</b>
<b>7.1.25.3 Conclusiones</b>	<b>1067</b>
<b>7.1.25.4 Recomendaciones</b>	<b>1067</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>10708</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>109</b>

## LISTA DE CUADROS

	Pág.
<b>Cuadro 1. Materiales de la tubería con su rugosidad absoluta</b>	<b>355</b>
<b>Cuadro 2. Listado de accesorios a la succión (Sistema tanque 12)</b>	<b>51</b>
<b>Cuadro 3. Listado de accesorios a la descarga (Sistema tanque 12)</b>	<b>54</b>
<b>Cuadro 4. Resultados curva operación del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>58</b>
<b>Cuadro 5. Valores tomados por el analizador de redes al motor trifásico de la bomba centrífuga tanque 12 del Molino uno de SKCC.</b>	<b>60</b>
<b>Cuadro 6. Datos promedio de voltaje, corriente y sumatoria de potencias</b>	<b>61</b>
<b>Cuadro 7. Datos bomba tanque 12 Ingersoll Rand 6EM 10X6</b>	<b>66</b>
<b>Cuadro 8. Datos del motor U.S. Motor</b>	<b>66</b>
<b>Cuadro 9. Características del fluido del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>67</b>
<b>Cuadro 10. Cálculos del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>72</b>
<b>Cuadro 11. Resultados curva operación del sistema bombeo tanque 12</b>	<b>73</b>
<b>Cuadro 12. Calculo de consumo y costos energéticos bomba goulds 3175 3X6-12 para el sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>75</b>
<b>Cuadro 13. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>75</b>
<b>Cuadro 14. Datos bomba tanque 10, Goulds 3175 M 6X8-18</b>	<b>78</b>
<b>Cuadro 15. Datos Motor Baldor</b>	<b>79</b>
<b>Cuadro 16. Características del fluido del sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>79</b>
<b>Cuadro 17. Listado de accesorios a la succión (Sistema tanque 10)</b>	<b>80</b>
<b>Cuadro 18. Listado de accesorios a la descarga (Sistema tanque 10)</b>	<b>81</b>
<b>Cuadro 19. Cálculos del sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>84</b>
<b>Cuadro 20. Resultados curva operación del sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>85</b>
<b>Cuadro 21. Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>87</b>
<b>Cuadro 22. Calculo de consumo y costos energéticos bomba Goulds 3175S 4X6-12 para el sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>87</b>

<b>Cuadro 23. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 10.</b>	<b>88</b>
<b>Cuadro 24. Datos bomba tanque 4 Ingersoll Rand 6EM 10X6</b>	<b>90</b>
<b>Cuadro 25. Datos del motor GE Motors</b>	<b>91</b>
<b>Cuadro 26. Características del fluido del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>91</b>
<b>Cuadro 27. Listado de accesorios a la succión (sistema tanque 4)</b>	<b>92</b>
<b>Cuadro 28. Listado de accesorios a la descarga (sistema tanque 4)</b>	<b>92</b>
<b>Cuadro 29. Cálculos del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>96</b>
<b>Cuadro 30. Resultados curva operación del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>97</b>
<b>Cuadro 31. Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>99</b>
<b>Cuadro 32. Calculo de consumo y costos energéticos bomba Goulds 3175 S 4X6-12 para el sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>100</b>
<b>Cuadro 33. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>100</b>

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1. Planta Smurfit Kappa Cartón de Colombia Yumbo Valle del Cauca</b>	<b>20</b>
<b>Figura 2. Planta de Tratamiento de Madera</b>	<b>21</b>
<b>Figura 3. Digestor</b>	<b>22</b>
<b>Figura 4. Lavadoras de Plantas de Pulpa</b>	<b>23</b>
<b>Figura 5. Molinos</b>	<b>24</b>
<b>Figura 6. Caldera de Recuperación (UR3)</b>	<b>21</b>
<b>Figura 7. Planta de Fuerza</b>	<b>26</b>
<b>Figura 8. Proceso productivo de Smurfit Kappa Cartón de Colombia</b>	<b>26</b>
<b>Figura 9. Relación entre las presiones manométricas y absoluta</b>	<b>26</b>
<b>Figura 10. Esquema de clasificación de las bombas</b>	<b>33</b>
<b>Figura 11. Voluta de una bomba centrífuga</b>	<b>34</b>
<b>Figura 12. Difusor de bomba centrífuga</b>	<b>34</b>
<b>Figura 13. Turbina de una bomba centrífuga</b>	<b>35</b>
<b>Figura 14. Partes de la bomba centrífuga</b>	<b>36</b>
<b>Figura 15. Tiempo acumulado y eventos por categoría molino uno, año 2011</b>	<b>38</b>
<b>Figura 16. Eventos mecánicos Bombas Centrífugas Molino 1, Año 2011</b>	<b>38</b>
<b>Figura 17. Sistema de bombeo tanque 12 Molino Uno de Cartón de Colombia.</b>	<b>43</b>
<b>Figura 18. Sistema de Control Bomba Tanque 12 del Molino Uno de Cartón de Colombia.</b>	<b>44</b>
<b>Figura 19. Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6</b>	<b>46</b>
<b>Figura 20. Esquema carga estática total sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>47</b>
<b>Figura 21. Coeficiente de fricción a la succión, a través del Diagrama de Moody</b>	<b>50</b>

<b>Figura 22. Coeficiente fricción a la descarga, a través del Diagrama de Moody</b>	<b>53</b>
<b>Figura 23. Curva de operación del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>57</b>
<b>Figura 24. Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6</b>	<b>58</b>
<b>Figura 25. <math>\Delta H</math> de desperdicio sistema de bombeo tanque 12.</b>	<b>64</b>
<b>Figura 26. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>66</b>
<b>Figura 27. Pantallazos hoja de cálculo sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>67</b>
<b>Figura 28. Curva de operación del sistema de bombeo tanque 12</b>	<b>72</b>
<b>Figura 29. Curva característica de bomba Goulds 3175 S 3X6-12 a 1750 RPM</b>	<b>73</b>
<b>Figura 30. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 10 máquina</b>	<b>78</b>
<b>Figura 31. Curva característica de bomba Goulds 3175 M 6X8-18</b>	<b>83</b>
<b>Figura 32. Curva de operación del sistema de bombeo tanque 10</b>	<b>85</b>
<b>Figura 33. Curva característica de bomba Goulds 3175 S 4X6-12</b>	<b>85</b>
<b>Figura 34. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>90</b>
<b>Figura 35. Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6 y punto de operación del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>95</b>
<b>Figura 36. Curva de operación del sistema de bombeo tanque 4</b>	<b>97</b>
<b>Figura 37. Curva característica de bomba goulds 3175 S 4X6-12</b>	<b>98</b>

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<b>Anexo A. Listado de bombas centrífugas Molino uno de SKCC</b>	<b>104</b>
<b>Anexo B. Unidades y Conversiones</b>	<b>107</b>
<b>Anexo C. Propiedades del agua</b>	<b>108</b>
<b>Anexo D. Propiedades de la atmósfera estándar</b>	<b>109</b>
<b>Anexo E. Características de superficies</b>	<b>110</b>
<b>Anexo F. Características de Forma</b>	<b>111</b>
<b>Anexo G. Eficiencia en motores eléctricos</b>	<b>119</b>
<b>Anexo H. Diagrama de Moody</b>	<b>131</b>
<b>Anexo I. Selección de bomba Goulds 3175 S 3X6-12, para el tanque 12</b>	<b>133</b>
<b>Anexo J. Selección de bomba Goulds 3175 S 4X6-12, para el tanque 10</b>	<b>136</b>
<b>Anexo K. Selección de bomba Goulds 3175 S 4X6-12, para el tanque 4</b>	<b>139</b>

## RESUMEN

Smurfit Kappa Cartón de Colombia hace parte del Grupo Smurfit Kappa, uno de los mayores productores mundiales de empaques a base de papel. A nivel mundial, el grupo opera en 32 países (21 en Europa, 11 en las Américas), genera 41.000 empleos y sus ventas en 2011 fueron € 7.400 millones.

En Colombia la compañía tiene un manejo integral del sistema productivo. Este parte de la operación forestal en zonas rurales, la recolección de material reciclable y la fabricación de productos, con los cuales garantiza a los clientes soluciones de empaque a su medida, que cumplen con sus expectativas en términos de calidad, servicio y sostenibilidad.

La máquina uno de Smurfit Kappa Cartón de Colombia ubicada en Yumbo (Valle del Cauca) fábrica cartulinas para la elaboración de cajas plegadizas, materiales escolares y piezas de comunicación o exhibición. Dentro del proceso de elaboración de las cartulinas, se emplean bombas centrífugas para bombear pasta de pulpa.

En el presente trabajo se establece un análisis completo de las bombas centrífugas del molino uno de Cartón de Colombia, que permita reducir consumos energéticos a partir de evaluaciones de los sistemas de bombeo, de las características de las bombas y de las condiciones de trabajo de las mismas; a través de métodos de medición de consumo eléctrico y cálculo del punto de operación de la bomba dentro de su curva característica y la curva de operación, esto es para dar opciones de análisis, a fin de determinar cómo mejorar la eficiencia del sistema de bombeo.

La primera fase del proyecto consiste en clasificar las bombas de acuerdo a su criticidad, teniendo en cuenta parámetros como, tiempo promedio entre fallos y análisis predictivos, para enfocar el estudio a los equipos más críticos o menos confiables.

La segunda fase consiste en dar recomendaciones de modificaciones como, velocidad de operación, diámetro de impulsores o finalmente en el cambio o selección de una nueva bomba, para mejorar la eficiencia del sistema; todas estas recomendaciones sustentadas en la reducción del consumo energético y aumento de la confiabilidad.

**Palabras Claves:** máquinas, bombeo, empaques, papel, reciclar, molinos.

## INTRODUCCIÓN

La competitividad en el mercado actual para la industria en general, obliga a ser cada vez más productivos, llevando al máximo los niveles de producción y reduciendo los costos de operación. Los programas de mantenimiento en la actualidad están enfocados en garantizar la disponibilidad confiable de los equipos y en extender al máximo la vida de estos, moderando los costos en las actividades de mantenimiento.

La productividad en la industria papelera además de otros factores depende en gran medida de la disponibilidad de sus equipos y de la eficiencia de estos.

En la actualidad los recursos energéticos son cada vez más valiosos, es por eso que la industria está continuamente en procura de tener sistemas más eficientes y sostenibles, pero para ello se deben tener procedimientos claros de medición de consumos energéticos y su consecuente contraprestación económica y medio ambiental.

En el desarrollo de este proyecto se realiza un completo análisis energético en los sistemas de bombeo del molino uno de SKCC, con el objetivo de identificar posibles mejoras para aumentar la eficiencia de las bombas centrífugas y así reducir el consumo energético, de los sistema de bombeo del molino uno (1).

Además del análisis energético se dan recomendaciones para mejorar la confiabilidad de los equipos, en la búsqueda de aumentar la disponibilidad confiable de los sistemas bomba-motor.

Para realizar este análisis es necesario conocer las condiciones de operación de los sistemas de bombeo, las condiciones y características del fluido, las características de la bomba, tuberías, accesorios, motor, entre otros.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

El propósito general de este proyecto está enfocado en analizar la eficiencia energética y la confiabilidad de las bombas centrífugas del molino uno de Cartón de Colombia.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Clasificar las bombas centrífugas de los sistemas de bombeo a analizar del molino uno de Cartón de Colombia teniendo en cuenta la marca, el tipo y modelo.
- Analizar los sistemas de bombeo, teniendo en cuenta las condiciones de operación, consumo energético, frecuencias de falla y diagnosticar aspectos a mejorar.
- Identificar los motores de baja eficiencia, que afecten el rendimiento de los sistemas de bombeo del molino uno de Cartón de Colombia.
- Generar recomendaciones para mejorar las condiciones de operación de los equipos de los sistemas de bombeo del molino uno analizados.
- Identificar mejoras que permitan aumentar la eficiencia y la confiabilidad de los sistemas de bombeo del molino uno de Cartón de Colombia.
- Desarrollar una hoja de cálculo en el software Excel, que permita consignar los datos de campo de los sistemas de bombeo a analizar y que muestren las curvas de operación.

## 2. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

### 2.1 PROCESO PRODUCTIVO DE SMURFIT KAPPA CARTÓN DE COLOMBIA

Figura 1. Foto Planta Smurfit Kappa Cartón de Colombia Yumbo Valle del Cauca



Fuente: Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

Smurfit Kappa Cartón de Colombia (SKCC) es una compañía ubicada en Yumbo (Valle del Cauca), cuenta en sus instalaciones con 3 plantas productoras de pulpa, 4 molinos para el secado y enrollado del papel, una Caldera de Recuperación (UR3) y una Planta de fuerza (PWP) con 3 generadores de energía eléctrica (2 a vapor y una con gas natural).

La compañía fomenta su trabajo en el desarrollo sostenible con el fin de ser líderes a nivel regional y mundial en empaques y cajas de cartón. También cuenta con la fabricación de papeles para imprenta, cartulinas, sacos, entre otras.

Para la fabricación de cada uno de estos productos se requiere contar con una materia prima indispensable que es la pulpa, proveniente del cocimiento de la madera (pino y eucalipto), la cual se transforma en las **Plantas de Pulpa**.

El proceso productivo de la compañía es el siguiente:

**2.1.1 Planta de Tratamiento de Madera.** En este proceso se utiliza como materia prima madera (pino y eucalipto) con el fin de transformarla en astillas por medio de una picadora con las especificaciones de tamaño requeridas y almacenarla en un patio de astillas para el cocimiento en los digestores. Este almacenamiento se hace en pilas, separando el pino del eucalipto, ya que cada una se utiliza en procesos diferentes.

**Figura 2.Foto Planta de Tratamiento de Madera**



**Fuente:** Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

**2.1.2 Plantas de Pulpa.** Inicia con los Digestores que son tanques de 75 m<sup>3</sup> metálicos y con recubrimiento térmico en los cuales se realiza esencialmente el tratamiento por medio del cocimiento a la astilla proveniente de la Planta de Tratamiento de Madera. Se tiene como propósito disolver el principal constituyente de la madera llamado lignina, ésta es una sustancia cementante que une las fibras de la madera, este efecto se logra por la acción conjunta de la temperatura y la mezcla de la soda cáustica (NaOH) con el sulfuro de sodio (Na<sub>2</sub>S) mediante una reacción química bajo condiciones controladas de presión, temperatura y tiempo.

Durante la cocción se disuelve aproximadamente un 80% de la lignina, 50% de la hemicelulosa, 10% de celulosa y un pequeño porcentaje de compuestos

extractivos que contiene la madera. El tiempo de cocción depende del tipo o especie de madera utilizado y del grado de deslignificación que se desee obtener. Cabe anotar que un alto nivel de reactivos químicos y prolongado tiempo de cocción, reducirá el rendimiento de la madera en pulpa, mientras que la operación contraria, es decir baja concentración de reactivos y corto tiempo de cocción, seguramente producirá un gran número de material de rechazos (nudos y trozos de madera mal cocida) <sup>1</sup>.

**Figura 3.Foto Digestor**



Una vez la madera se ha convertido en pulpa y ésta es desfogada a un tanque de soplado cuya función es la de separar el vapor y los gases no condensables de la pulpa y el licor. Esta nueva etapa cuentan con tres líneas o plantas (PP1, PP2 y PP3) las cuales se encargan después de la cocción de separar la materia prima para satisfacer las necesidades de calidad de la pulpa. En esta fase de selección, se separa las fibras de la pulpa de calidad requerida y posteriormente pasan a la fase de lavado la cual tiene como función principal remover de una manera económica la mayor cantidad posible de sólidos disueltos en la suspensión de pulpa, utilizando para ello la menor cantidad de agua. El licor negro (es un residuo generado en el proceso de cocción química de las astillas para la obtención de pulpa química, kraft o pasta woodfree. Básicamente está compuesto por **Licor Blanco** (solución acuosa con **sulfuro de sodio** -Na<sub>2</sub>S- e **hidróxido de sodio** -NaOH-) y la **lignina** y **hemicelulosas** que se separan de la celulosa por la cocción

---

<sup>1</sup> Manual de operaciones de digestores. Fase de Cocción. Cali, 2007. p 2.

y reacción química, este licor negro viaja en un sentido hacia las Calderas de Recuperación, aumentando su concentración (desde su estado inicial de agua) y la pulpa viaja en sentido contrario, disminuyendo su contenido de sólidos disueltos.

Por último realizan un tratamiento químico para su posterior almacenamiento y despacho a los molinos. En cada planta se procesan pulpa para diferentes aplicaciones en los molinos en donde PP1 produce pulpa blanca (9000 Ton) para la fabricación de papeles para imprenta, cartulinas y otros, PP2 produce pulpa semiquímica (8000 Ton) para la fabricación de corrugado, cartulinas y liner y PP3 produce pulpa Kraft(9000 Ton) para la fabricación de sacos, cajas de cartón y cartulinas.

**Figura 4.Foto Lavadoras de Plantas de Pulpa**



**Fuente:** Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

**2.1.3 Molinos.** La compañía cuenta con 4 molinos (Molino 1, Molino 3, Molino 4, Molino 6), en estos procesos se seca la pulpa proveniente de las Plantas de Pulpa y se enrolla convirtiéndose en el producto terminado que es el papel. Posteriormente es enviado a las compañías filiales para su uso final.

**Figura 5. Foto Molinos**



**2.1.4 Caldera de Recuperación (UR3).** Los subproductos orgánicos del proceso de plantas de pulpa se queman en las calderas de recuperación (licor negro). Esto proporciona calor para generación de vapor y recuperación de químicos. El proceso de combustión depende de la química y distribución del licor negro y de la operación del sistema de aire de combustión<sup>2</sup>.

Una caldera de recuperación cumple dos funciones en el proceso químico de una planta productora de papel:

- Actúa como un reactor químico para la producción de carbonato de sodio y sulfuro de sodio.
- Genera vapor para consumo interno con los gases residuales.

---

<sup>2</sup> SMURFIT KAPPA CARTON DE COLOMBIA. Presentación en Power Point de Calderas de Recuperación. Cali, 2008. p. 37.

**Figura 6.Foto Caldera de Recuperación (UR3)**



**Fuente:** Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

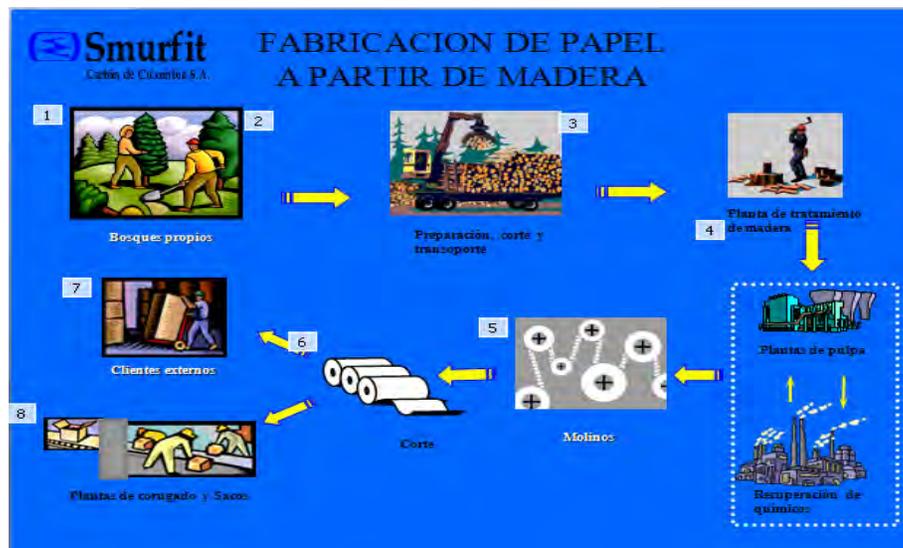
**2.1.5 Planta de fuerza (PWP).** Es el corazón de la compañía, desde allí se suministra y controla el agua potable, agua industrial, agua desmineralizada, Vapor de Alta, Media y baja presión, Energía Eléctrica y Aire Comprimido para toda la compañía. Cuenta con 3 turbo-generadores que generan las  $\frac{3}{4}$  partes de la energía total consumida. El turbo-generador 1 lo mueve una caldera que funciona a gas industrial, el turbo-generador 3 es movido por otra caldera a carbón y por último el turbo-generador 4 es movido por la caldera de recuperación (vapor).

Figura 7.Foto Planta de Fuerza



Fuente: Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

Figura 8.Grafico Proceso productivo de Smurfit Kappa Cartón de Colombia



Fuente: Archivo Smurfit Kappa Cartón de Colombia S.A

### 3. MARCO DE REFERENCIA

#### 3.1 MARCO TEÓRICO

##### 3.1.1 Mecánica de fluidos

**3.1.1.1 Propiedades físicas de los fluidos.** El método más utilizado para llevar un fluido de un lugar a otro es impulsarlo a través de tuberías. Las tuberías más utilizadas son las de sección transversal circular, debido a que esta forma ofrece una mayor resistencia.

Algunos problemas de mecánica de fluidos, se pueden resolver a través de métodos matemáticos como es el caso del flujo de régimen laminar por tuberías; los demás problemas necesitan métodos de solución basados en coeficientes hallados experimentalmente.

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan a su flujo, principalmente la viscosidad y el peso específico.

**3.1.1.2 Densidad.** La densidad es la cantidad de masa que hay en una unidad de volumen, entonces:

$$\rho = \frac{m}{V} = \left( \frac{Kg}{m^3} \right)$$

Dónde:

$m$ : Masa [Kg]

$v$ : Volumen de la sustancia [m<sup>3</sup>]

**3.1.1.3 Peso Específico.** El peso específico de un fluido es el peso por unidad de volumen. Éste cambia con la gravedad, la cual depende del lugar de localización del producto.

$$\gamma = \rho * g = \left( \frac{KgN}{m^3} \right)$$

Dónde:

$\rho$ : Densidad de la sustancia  $\left( \frac{Kg}{m^3} \right)$

$g$ : Aceleración de la gravedad  $\left( \frac{m}{s^2} \right)$

**3.1.1.4 Viscosidad.** La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta o dinámica, es una medida de la resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

La melaza es un fluido muy viscoso en comparación con el agua; a su vez, los gases son menos viscosos en comparación con el agua.

**3.1.1.4.1 Viscosidad absoluta o dinámica.** Es aquella propiedad de un fluido que ejerce una resistencia a la deformación por esfuerzos cortantes dependiendo de la presión y la temperatura.

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo ( $Pa s$ ), o también newton segundo por metro cuadrado  $\left( \frac{Ns}{m^2} \right)$ , o sea kilogramo por metro segundo ( $kg / ms$ )

$$1 Pa s = 1 \frac{Ns}{m^2} = 1 \frac{Kg}{(ms)} = 10^3 cP$$

$$1 cP = 10^{-3} Pa s$$

El símbolo  $\mu$  se utiliza para viscosidad medida en centipoises (cP) y el  $\mu'$  para viscosidades medidas en pascal segundo.

$$\mu = \frac{Nm}{m^2} = \frac{\left(\frac{(Kg)(m)}{s^2}\right)s}{m^2} = \frac{Kg}{ms}$$

**3.1.1.4.2 Viscosidad Cinemática.** Es el coeficiente entre la viscosidad dinámica y al densidad del fluido. Esta propiedad es de mucha importancia porque se aprecia en la práctica la fuerte influencia de la temperatura, hacia las propiedades de un fluido esto es por la densidad como variable dependiente de la temperatura.

$$1 \frac{m^2}{s} = 10^6 \text{ cSt}$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\left(\frac{Ns}{m^2}\right)}{\left(\frac{Kg}{m^3}\right)} = \frac{\left(\frac{\left(\frac{(Kg)(m)}{s^2}\right)s}{m^2}\right)}{\frac{Kg}{m^3}} = \frac{m^2}{s}$$

### 3.1.1.5 Regímenes de flujo de fluidos en tuberías: laminar y turbulento.

**3.1.1.5.1 Régimen laminar de un fluido.** Se llama régimen laminar, al tipo de movimiento de un fluido cuando éste es perfectamente ordenado, estratificado, de manera que el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse si la corriente tiene lugar entre dos planos paralelos, o en capas cilíndricas coaxiales como, por ejemplo la glicerina en un tubo de sección circular. Las capas no se mezclan entre sí. El mecanismo de transporte es exclusivamente molecular.

**3.1.1.5.2 Régimen turbulento de un fluido.** Se llama régimen turbulento, al movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en que las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos aperiódicos, como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente. Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, a partir de la cual la trayectoria de la misma es impredecible, más precisamente caótica.

**3.1.1.6 Número Adimensional de Reynolds.** Las pruebas realizadas por Osborne Reynolds demostraron que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{V * D}{\nu}$$

Dónde:

Re: Número de Reynolds

V: Velocidad medida del fluido

D: Diámetro nominal de la tubería

$\nu$ : Viscosidad cinemática

2000 < Re: Régimen Laminar

2000 < Re < 4000: Régimen en transición

> Re: Régimen Turbulento

### 3.1.2 Presión

**3.1.2.1 Medidas de Presión.** La presión (P) es fuerza aplicada (F) por unidad de área (A) matemáticamente representada:

$$P = \frac{F}{A}$$

Si la presión es aplicada a la superficie de un fluido, la presión es transmitida unidimensionalmente en todas las direcciones a través del fluido a las paredes que lo contienen (Ley de Pascal). La presión es expresada en libras por pulgada cuadrada (Psi, Pounds per square inch) o Kilogramos por centímetro cuadrado.

**3.1.2.2 Presión atmosférica (ATM).** Es la fuerza ejercida en una unidad de área por el peso de la atmósfera. La presión atmosférica a nivel del mar es de 14.7 psia (libras por pulgada cuadrada absolutas).

**3.1.2.3 Presión Absoluta (Pabs).** Presión medida desde la referencia cero. La presión absoluta de la atmósfera a nivel del mar es 14.7 psia.

**3.1.2.4 Presión Manométrica (Pg).** Es la presión indicada por un manómetro de presión

$$Pg \equiv P_{\text{abs}} - ATM$$

**3.1.2.5 Vacío.** Usado para expresar una presión por debajo de la atmosférica (algunas veces representado como presión negativa en los manómetros), frecuentemente expresado en pulgadas de mercurio.

La presión atmosférica a nivel del mar es 29.92 pulgadas de mercurio y 34 pies de agua.

**3.1.2.6 Cabeza (H).** Representa el trabajo neto realizado sobre el fluido que se está bombeando, conformada por Cabeza de Presión, Cabeza de Velocidad, y Cabeza de Elevación (Ecuación de Bernoulli) Medida en pies de fluido que se está bombeando.

$$H = \frac{P}{\rho}$$

Donde,  $\rho$  es densidad

La presión se puede convertir en cabeza a través de la siguiente ecuación

$$H[ft] \equiv \frac{2,31 \times P[psi]}{sp.gr.}$$

Donde H es cabeza, P es presión y sp.gr es la gravedad específica, igualmente la cabeza se puede convertir en presión usando la siguiente ecuación:

$$P[psi] \equiv \frac{sp.gr. \times H[ft]}{2,31}$$

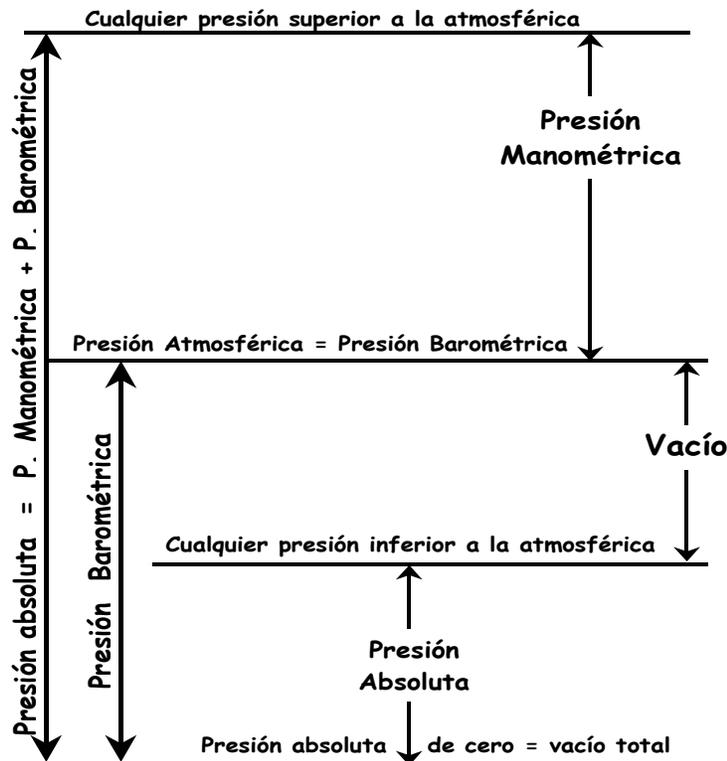
**3.1.2.7 Medidas de Presión (Diagrama).** En nuestras vidas siempre se encuentra presente una presión de 14.7 Psia que es ejercida sobre nosotros por todo el peso del aire que respiramos, esta es la que se conoce como presión atmosférica. Por ejemplo, si en el interior de la llanta de nuestro carro hubiera una presión de 14.7 Psia la llanta estaría desinflada, ya que el aire en el exterior también está a esta misma presión. Debido a que no existe diferencia de presión entre el aire en el interior y el exterior de la llanta, se dice que la llanta no tiene presión.

Resulta más interesante entonces medir cuanto más de presión tiene la llanta en su interior que en el exterior. Por razones como esta, se definió una presión artificial de 0 Psi cuando la presión que se mide es igual a la presión atmosférica. Debido a que los instrumentos de medición estándares son manufacturados para leer 0 a presión atmosférica, la referencia de presión artificial se lee a libras por pulgada cuadrada en el medidor o Psig. Se tiene como se mencionó antes la siguiente relación:

$$P_g \equiv P_{abs} - ATM$$

Si se encuentran presiones menores que la presión atmosférica, en los medidores de presión en Psig se leerán presiones negativas. Técnicamente no existen presiones negativas ya que la presión surge de una fuerza positiva y por consiguiente está presente o no existe. En la figura se ilustra gráficamente la relación entre la presión absoluta y manométrica. El vacío perfecto no puede existir en la superficie de la tierra pero es, sin embargo, un punto de referencia conveniente para la medición de la presión.

**Figura 9. Grafico Relación entre las presiones manométricas y absoluta**



### 3.1.3 Hidrodinámica

**3.1.3.1 Fuerzas que actúan en un fluido.** Las fuerzas que actúan sobre un fluido son de dos clases; fuerzas externas y fuerzas internas

**3.1.3.2 Fuerzas externas.** Fuerza de gravedad (*Ley De Gravitación Universal. De Isaac Newton*)

**3.1.3.3 Fuerzas internas.** Fuerza debida a un diferencial de presiones: En un diferencial de presiones se puede definir con la segunda ley de newton que habla de que un cuerpo tiende a un estado de reposo, en consecuencia a esto, una partícula enfrentada a una situación de dos o más presiones diferentes, la partícula se dirigirá en dirección a la resultante de menor presión hasta encontrar su estado de reposo con una aceleración directamente proporcional a la sumatoria de presiones ejercidas.

**3.1.3.4 Ecuación general de energía Teorema de Bernoulli.** El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería.

La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de las alturas geométricas, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad.

Ecuación de Bernoulli para el fluido ideal:

$$g z_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2} V_1^2 = g z_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2} V_2^2$$

En la realidad existen perdidas por rozamiento o incrementos de energía como bombas y turbinas, que deben de incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, puede escribirse de la siguiente forma:

(Energía que posee un fluido) + (Energía cedida por una bomba) – (Energía entregada a una turbina) – (Energía perdida por características de forma y superficie) = (Energía resultante en el fluido)

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \sum H_b - \sum H_t - \sum H_{r1-2} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

**3.1.3.5 Pérdidas de superficie.** También llamadas pérdidas primarias, son aquellas relacionadas íntimamente con el material de la tubería o conducto que transporta el fluido, el acabado en la superficie de contacto de esta con el fluido es un factor medible y crítico dependiendo de variables como el régimen del fluido, longitud de la tubería, etc.

Ecuación de Darcy Weisbach: esta ecuación nos sirve para calcular la carga de pérdida primaria y se expresa:

$$H_{rp} = \lambda \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

Dónde:

$H_{rp}$  : Pérdida de carga primaria

$\lambda$  : Coeficiente de pérdida de carga primaria

$L$  : Longitud de la tubería

$D$  : Diámetro de la tubería

$V$  : Velocidad media del fluido

### 3.1.3.6 Régimen turbulento

$$\lambda = f(v, V, D, k)$$

$$\lambda = f \left( Re, \frac{k}{D} \right)$$

Dónde:

$K$ : Coeficiente de rugosidad Absoluta del material de una tubería

Ecuación de Colebrook - White: esta ecuación nos sirve para encontrar el coeficiente de pérdida primaria para regímenes transición y turbulentos.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{R\sqrt{\lambda}} \right)$$

### 3.1.3.7 Para régimen laminar

$$\lambda = 0$$

Ecuación de Poiseuille

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

**Cuadro 1. Materiales de la tubería con su rugosidad absoluta**

MATERIAL TUBERIA	RUGOSIDAD ABSOLUTA (mm)
Vidrio, cobre o latón estirado	0,001
Latón industrial	0,25
Acero laminado nuevo	0,05
Acero laminado oxidado	0,25
Acero laminado con incrustaciones	3
Acero asfaltado	0,015
Acero roblonado	0,1
Acero soldado, oxidado	0,4
Hierro galvanizado	0,2

**Fuente:** Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Pérdidas primarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág.219

**3.1.3.8 Pérdidas de forma.** También llamadas pérdidas secundarias son aquellas relacionadas íntimamente como su nombre lo indica de la forma del ducto en que se transporta el fluido, esto es cuando por efecto de accesorios como válvulas, codos, medidores de presión, etc., el fluido presenta resistencia en proporción al cambio brusco del ducto (tubería).

Ecuación fundamental de las pérdidas secundarias:

$$H_{rs} = \zeta \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

Dónde:

$\zeta$ : Coeficiente de pérdida secundaria

Para el cálculo de los coeficientes de pérdida secundaria es usado ampliamente tablas que hacen referencia a los accesorios que pueda tener un sistema.

## 3.2 MÁQUINAS HIDRAÚLICAS

**3.2.1 Bombas hidráulicas.** La bomba es una maquina (Turbomaquina) que transforma la energía de velocidad (RPM) en energía de presión, generando el movimiento del fluido.

El mecanismo es así : La Bomba recibe la energía a través de su eje (RPM), esta energía pasa al impulsor, que le imprime velocidad al líquido que está siendo bombeado ( $V^2/2g$ ). En la voluta esa velocidad va transformándose en Presión, mediante el incremento del área de paso.

Una bomba es una máquina que recibe energía mecánica y la transforma en energía hidráulica la cual es entregada al fluido que la atraviesa. Las bombas se clasifican en bombas rotodinámicas y bombas de desplazamiento positivo.

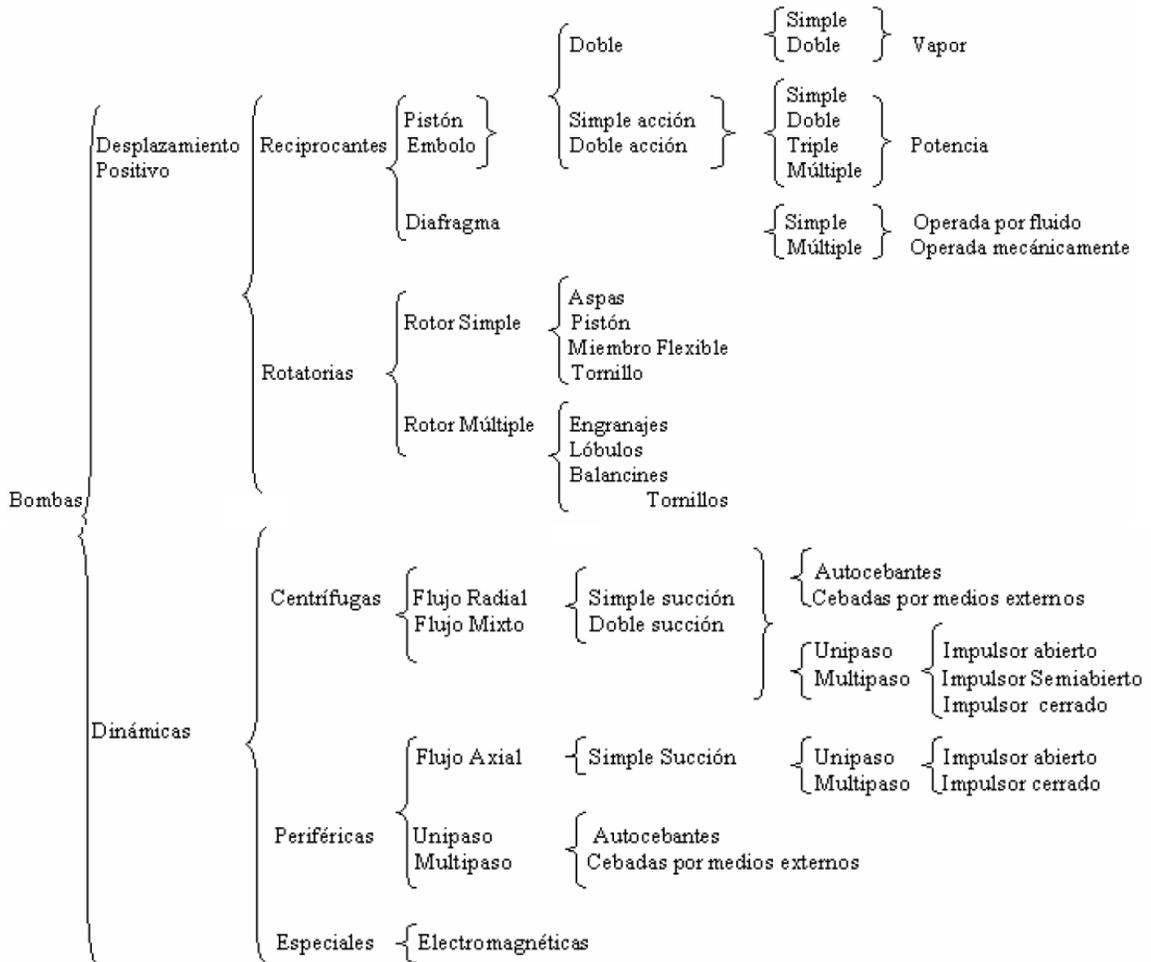
Bombas rotodinámicas, en las que el principio de funcionamiento está basado en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido, aplicando la hidrodinámica. En este tipo de bombas hay uno o varios rodets con álabes que giran generando un campo de presiones en el fluido. En este tipo de máquinas el flujo del fluido es continuo.

Estas turbo máquinas hidráulicas generadoras pueden subdividirse en:

- Radiales o centrífugas, cuando el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete impulsor.

- Axiales, cuando el fluido pasa por los canales de los álabes siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro.
- Diagonales o helicocentrífugas, cuando la trayectoria del fluido se realiza en otra dirección entre las anteriores, es decir, en un cono coaxial con el eje del rodete.

**Figura 10. Grafico Esquema de la clasificación de las bombas.**

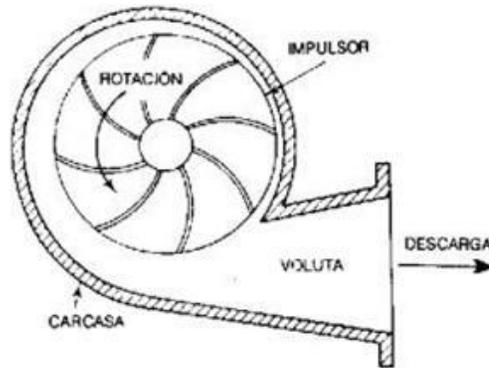


**Fuente:** [http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/esquerre\\_aw.pdf](http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/monografias/basic/esquerre_aw.pdf)

### 3.2.2 Clasificación de las bombas centrífugas

**3.2.2.1 Bomba centrífuga voluta.** El impulsor descarga en una caja espiral que se expande progresivamente, proporcionada en tal forma que la velocidad del líquido se reduce en forma gradual. Por este medio, parte de la energía de velocidad del líquido se convierte en presión estática<sup>3</sup>.

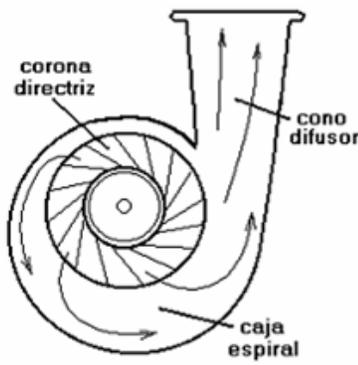
**Figura 11. Grafico Voluta de una bomba centrífuga**



**Fuente:** Mecánica de Fluidos de Yanus Cengel

**3.2.2.2 Bomba centrífuga difusor.** Los álabes (rueda perfilada) direccionales estacionarios rodean al rotor o impulsor en una bomba del tipo de difusor. Estos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a columna de presión<sup>4</sup>.

**Figura 12. Grafico Difusor de bomba centrífuga.**



<sup>3</sup> RAMIREZ, Edison, 2012. Estudio de bombas centrífugas y su factibilidad de aplicaciones en la facultad de ingeniería mecánica con la finalidad de obtener parámetros técnicos con variación de caudal. Disponible en internet:

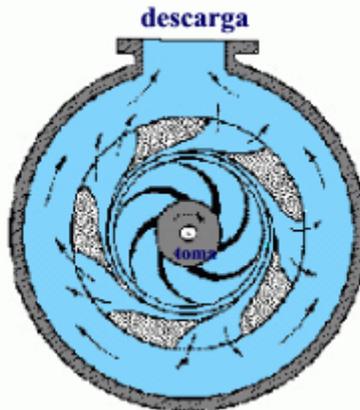
<http://repo.uta.edu.ec/bitstream/handle/123456789/2155/Tesis%20145%20%20Ram%C3%ADrez%20Pozo%20Edison%20Alejandro.pdf>

<sup>4</sup> RAMIREZ, Edison, 2012. Estudio de bombas centrífugas y su factibilidad de aplicaciones en la facultad de ingeniería mecánica con la finalidad de obtener parámetros técnicos con variación de caudal.

**Fuente:** Mecánica de Fluidos de Yanus Cengel

**3.2.2.3 Bomba centrífuga turbina.** En este de tipo de bomba producen remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas dentro del canal anular en el que gira el impulsor.

**Figura 13. GraficoTurbina de un bomba centrífuga**



**Fuente:** Mecánica de Fluidos de STREETER V

**3.2.3 Principio del funcionamiento de las bombas centrífugas.** Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles y transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico.

La energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimiento de rotación, a diferencia de las bombas de desplazamiento volumétrico o positivo, de las rotativas (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc.) y alternativas de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas.

**3.2.4 Partes constituyentes de una bomba centrífuga.** Rodete, elemento que gira por medio de una energía mecánica el cual consta de unos álabes determinados, los cuales por su disposición entregan al fluido que ingresa a la bomba energía cinética y energía de presión.

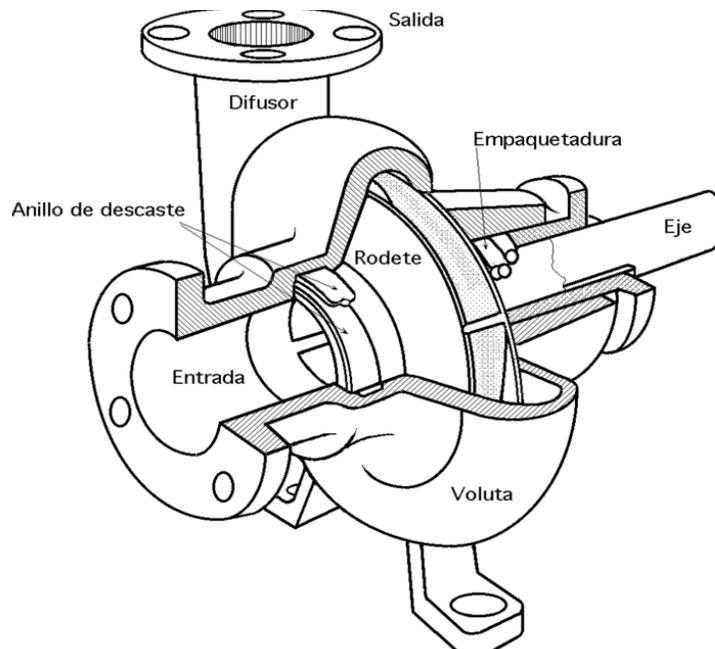
Corona directriz, similar al rodete con la diferencia que esta se encuentra estática, también realiza contacto directo con el fluido que atraviesa la bomba convirtiendo

la energía cinética que el fluido ya posee por acción del rodete en energía de presión, todo lo anterior debido a la disposición geométrica de los alabes.

Caracol o voluta, elemento que contiene al rodete y a la corona directriz es el encargado también de recoger la energía cinética que ha adquirido el fluido por medio del rodete y convertirla en energía de presión.

Tubo difusor, último elemento en contacto con el fluido en cuestión, de forma cónica, es el encargado de conducir el fluido fuera de la bomba y por su disposición geométrica cónica recoge la energía cinética que lleva el fluido y la transforma en energía de presión.

**Figura 14. Grafico Partes de la bomba centrífuga**



**Fuente:** Fernández Díez, Pedro. BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS, Departamento De Ingeniería Eléctrica Y Energética Universidad De Cantabria: 3p.

**3.2.5 Base teórica para la evaluación de los sistemas de bombeo.** En el capítulo 6 Análisis operacional sistemas de bombeo, se describe la base teórica para realizar la evaluación de un sistemas de bombeo y se muestra el desarrollo del sistema de bombeo del tanque<sup>12</sup>.

## **4. ANÁLISIS DE CRITICIDAD**

El molino uno de Cartón de Colombia cuenta con 50 bombas centrífugas<sup>5</sup>. Debido al gran número de equipos es necesario establecer cuáles son las bombas que por diversos motivos se deben analizar para determinar, si es factible mejorar su eficiencia o la de su sistema de bombeo.

La metodología aplicada es el análisis de confiabilidad que permite jerarquizar los sistemas o equipos, en función de su impacto en la seguridad, medio ambiente, producción, costos de mantenimiento, frecuencias de falla y tiempo promedio para reparar; de tal manera que permita observar si en esos equipos hay bombas o sus sistemas, que estén influyendo en daños que generen tiempos de perdidos en la producción o en general que impacten negativamente en la confiabilidad de la planta.

Para este análisis se tomó como criterio las frecuencias de falla y tiempo promedio para reparar. Los datos estadísticos corresponden al año 2011.

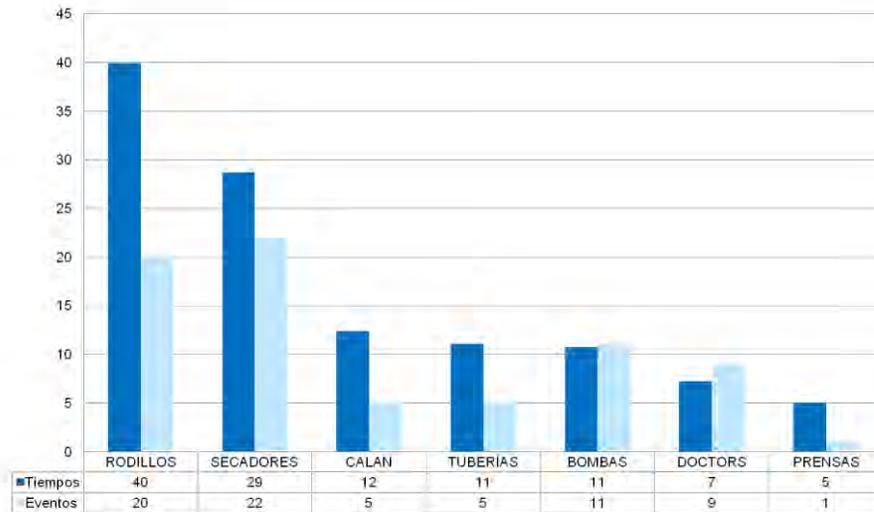
### **4.1 INDICADORES DE CONFIABILIDAD POR TIPO DE EQUIPOS MOLINO UNO**

Este gráfico muestra una estadística de eventos o fallos que generaron tiempos perdidos de producción. Se clasificaron el total de eventos por tipo de equipo, se aprecia que las bombas están en una zona de criticidad media, como se muestra en la figura 14.

---

<sup>5</sup> Ver Anexo 1. Listado bombas centrífugas Molino uno de SKCC, pág. 108

**Figura 15. Grafico Tiempo en horas acumulado y eventos por categoría molino uno, año 2011**



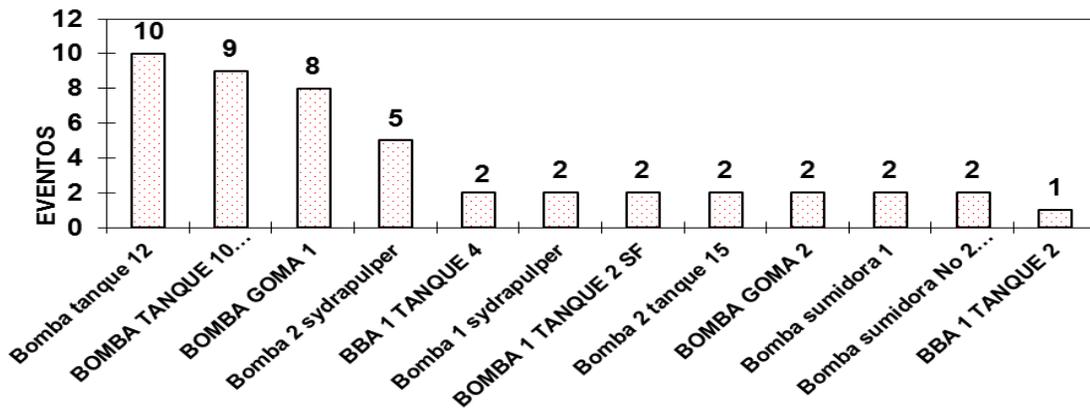
Fuente: Sistema de información de mantenimiento SKCC

#### 4.2 INDICADORES DE CONFIABILIDAD BOMBAS CENTRÍFUGAS MOLINO UNO

La frecuencia de falla representa las veces que cualquier componente del sistema produzca la pérdida de su función, en un periodo de un año.

La figura 16, muestra el número de eventos mecánicos o fallas en las bombas centrífugas del molino uno durante el año 2011.

**Figura 16. Grafico Eventos mecánicos Bombas Centrífugas Molino Uno, Año 2011**



### 4.3 ANALISIS DE PARETO

Mediante el Diagrama de Pareto se pueden detectar los problemas que tienen más relevancia mediante la aplicación del principio de Pareto, que dice que hay muchos problemas sin importancia frente a solo unos graves.

Ya que por lo general, el 80% de los resultados totales se originan en el 20% de los elementos.

Estas cifras son arbitrarias; no son exactas y pueden variar. Su aplicación reside en la descripción de un fenómeno y, como tal, es aproximada y adaptable a cada caso particular.

Análisis de Pareto de los eventos mecánicos de las bombas del molino uno, ver figura 16.

El 80% de los eventos (37), ocurrieron en el 50% de los equipos (6). En este caso no se cumplió la regla (20-80), pero sigue siendo útil para identificar los equipos que generaron el mayor número de problemas.

Este análisis de Pareto tiene como objeto enfocar los esfuerzos a mejorar las condiciones de los equipos más críticos, identificando posibilidades de mejora tanto en confiabilidad como en eficiencia energética

De acuerdo a este análisis se concluye que las bombas que generaron el 80% de los eventos son:

- Bomba tanque 12
- Bomba tanque 10
- Bomba goma 1
- Bomba 2 sydrapulper
- Bomba 1 tanque 4.
- Bomba 1 Sydrapulper

El análisis energético puede aplicarse a las bombas centrífugas horizontales, específicamente en aquellas que cuentan con bombas de 5 a 200 hp, puesto que

los ahorros de energía obtenidos en las bombas que se encuentran en este rango son más atractivos.

Como la potencia nominal del motor de la bomba goma 1 es de 3.6 hp, no se realiza el análisis energético de este sistema de bombeo.

Las bombas del sydrapulper no trabajan de forma continua, por tal razón no se realiza el análisis energético.

Los eventos de falla de las bombas corresponden a fallas mecánicas, como fugas de fluido por sello, desgaste en el eje, aumento en el consumo de corriente (por encima de la nominal), aumento de temperatura en motor y bomba, vibraciones, desgaste en voluta, entre otros. Los eventos relacionados en la figura 16, se pueden observar en la hoja de calculo “Eventos mecánicos bombas centrifugas molino uno”.

Una vez identificadas las bombas centrifgas que mas han presentado eventos relacionados con fallas mecánicas, se pretende realizar el analisis de sus sistemas de bombeo e identificar si la bomba esta seleccionada correctamente.

Debido a que la planta trabaja de forma continua, cualquier falla que genere paradas de producción o mala calidad del papel terminado; tiene un impacto negativo en la productividad de la compañía y el papel que se dejo de producir en determinado tiempo ocasionan perdidas millonarias. Por esta razon para este estudio no se tiene en cuenta unicamente los equipos con mayor consumo energetico, por que para justificar una modificación en un sistema o el cambio de un equipo la administrtación analiza y cuantifica estas perdidas de producción.

Para que cualquier planta industrial sea productiva y competitiva en el mercado, debe reducir al maximo sus costos de producción y debe aumentar al maximo la producción; es por esto que el personal de producción y mantenimiento deben aumentar su visión y ademas de enfocarsen en la producción y en la disponibilidad de los equipos, tambien es importante analizar los costos generados por equipos o sistemas deficiente.

## 5. METODOLOGÍA UTILIZADA EN EL ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA DE BOMBEO

A continuación se describen los pasos utilizados para desarrollar el análisis operacional de los sistemas de bombeo:

- Caracterización de los sistemas de bombeo, consiste en identificar las características de los equipos, accesorios, elementos, fluido y condiciones ambientales; que afecten al sistema.
- Determinar el punto o puntos de operación del sistema y la curva de operación del sistema de bombeo (Caudal vs Altura). En el siguiente capítulo se muestra un ejemplo, donde se describen los cálculos utilizados.
- Determinar la cabeza neta positiva de succión disponible en el sistema de bombeo y potencia hidráulica.
- Determinar la eficiencia de la bomba a través de su curva característica o por medio de un analizador de redes.
- Determinar el consumo de energía del sistema de bombeo.
- Determinar el costo de operación del sistema actual.
- Determinar la potencia desperdiciada y su costo.
- Selección de bomba centrífuga marca Goulds para el sistema de bombeo.

En este punto es importante resaltar que la selección de esta bomba tiene los siguientes propósitos:

- La planta tiene un programa de estandarización de las bombas centrífugas, y se está enfocado en reducir el número de marcas de bombas, esto con el fin de reducir los números de stock de materiales en el almacén y también para garantizar una disponibilidad confiable de estos equipos en la planta (Cambio de tecnología).

- Seleccionar la bomba más adecuada para el sistema de bombeo, para aumentar su eficiencia, reducir el consumo energético y su costo de operación. Comparar las eficiencias, potencias requeridas y costos por consumo energético entre la bomba actual y la seleccionada.

### **5.1. CONCLUSIONES**

- Con los resultados obtenidos, se concluirá cual es la eficiencia y la zona de operación de la bomba en el sistema de bombeo analizado.
- Se identificara el método de regulación de caudal del sistema de bombeo.
- Se relacionara si es el caso, los eventos mecánicos reportados, con las condiciones de operación del sistema.
- Concluir cual es el valor de la cabeza entregada para el sistema de bombeo y cuál es la cabeza requerida y relacionar su diferencia, potencia desperdiciada y sobre costo.

### **5.2. RECOMENDACIONES**

- Identificar mejoras para aumentar la eficiencia del sistema de bombeo y su confiabilidad.
- Si es el caso, justificar el cambio de nuevas tecnologías (bomba, motor, sistema de regulación de caudal, mejoras en montaje), teniendo en cuenta el valor estimado de la inversión y los sobrecostos generados tanto por la deficiencia del sistema, como por los eventos mecánicos que han generado pérdidas en la producción.

## 6. ANÁLISIS OPERACIONAL SISTEMAS DE BOMBEO

El análisis anterior permitió identificar los equipos con mayor criticidad; en este capítulo se evalúan sus sistemas de bombeo, con la finalidad de identificar factores que incidan en pérdidas energéticas y de confiabilidad de las bombas.

### 6.1 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO

A continuación se desarrollaran los pasos para analizar el sistema de bombeo, el primer paso a desarrollar es la caracterización de dicho sistema.

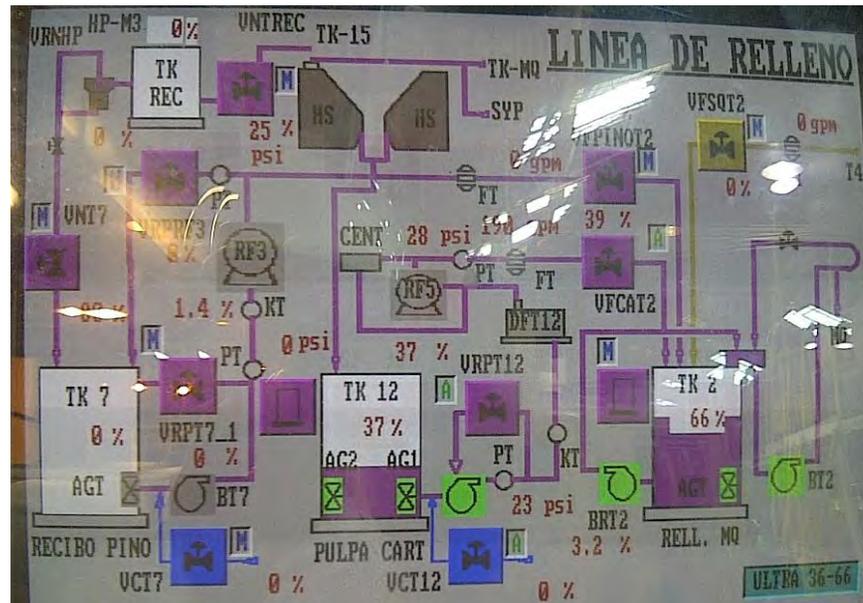
Se muestra como ejemplo el cálculo teórico y la evaluación del sistema de bombeo del tanque 12 del molino uno de Cartón de Colombia, ver figura 17. Con este ejemplo se quieren mostrar los procedimientos y la base teórica utilizada para desarrollar esta evaluación.

Para la evaluación de los sistemas se desarrolló una hoja de calculo en “Office – Excel”, con el objeto de graficar las curvas características de los sistemas de bombeo a evaluar.

**Figura 17. Foto Sistema de bombeo tanque 12 del Molino Uno de Cartón de Colombia.**



**Figura 18. Foto Sistema de Control Bomba Tanque 12 del Molino Uno de Cartón de Colombia.**



## 6.1.1 Caracterización del sistema de bombeo.

### 6.1.1.1 Datos de campo

Ubicación técnica: PCM1AL60

Denominación de la ubicación técnica: Bomba tanque 12

Equipo: MMBBA1-150

Denominación del equipo: I.RAND 6EM 10X6

### 6.1.1.2 Bomba

Tipo de bomba: Centrífuga

Marca: Ingersoll Rand

Tipo: 6EM 10 X 6

Diámetro de succión (pulg): 10

Diámetro de descarga (pulg): 6

Diámetro del impulsor (pulg): 12-1/2

Tipo de impulsor: Abierto

Sellos cuerpo de rodamientos: Sellos de labio

Sello caja de empaques: Empaquetadura de cordón e inyectable

### 6.1.1.3 Motor

Tipo de motor: AC  
Marca: U.S. Motor  
Potencia (Hp): 50  
Velocidad a 60Hz (rpm): 1780  
Transmisión: Acople directo  
Velocidad efectiva en la bomba: 1780  
Corriente: 56 amperios (dato de placa)  
Voltaje: 440 voltios  
Eficiencia: 93.6%

### 6.1.1.4 Fluido

Nombre del fluido: Pulpa cartonera  
Consistencia de la pulpa: 3.5% de pasta de pulpa, 96.5% de agua.  
Debido a que el porcentaje de agua en comparación con la fibra de papel es tan elevada, entonces las propiedades se consideraron como las del agua.

Densidad<sup>6</sup>: 977.8 kg/m<sup>3</sup>  
Viscosidad cinemática<sup>7</sup>: 0.415\*10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s  
Presión de saturación<sup>8</sup>: 31.2 Kpa  
Caudal (gpm): 400  
Altura sobre el nivel del mar: 993 m  
Temperatura = 70°C

### 6.1.1.5 Succión

Longitud tubería de succión: 1.685 m  
Material tubería de succión: Acero inoxidable SS316L ANSI B16.9  
Diámetro tubería de succión: 10 pulg  
Altura estática de succión: 2.640 m  
Accesorios: 1 Válvula de compuerta de 10 pulg  
1 Codo a 90°  
1 Flanche 10 pulg

### 6.1.1.6 Descarga

Longitud tubería de descarga: 79.680 m  
Material tubería de succión: Acero inoxidable SS316L ANSI B16.9  
Diámetro tubería de descarga: 4 pulg  
Altura estática de descarga: 6.197 m  
Accesorios: 1 Contracción suave de 6 pulg a 4 pulg.

---

<sup>6</sup> Ver Anexo 3, Propiedades del agua, pág. 112

<sup>7</sup> Ver Anexo 3, Propiedades del agua, pág. 112

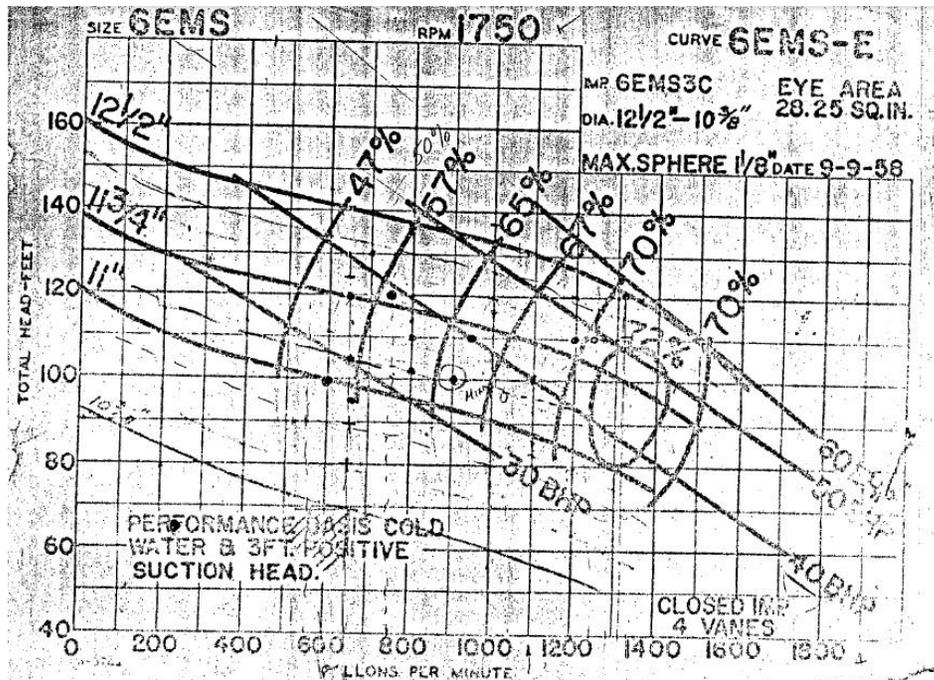
<sup>8</sup> Ver Anexo 3, Propiedades del agua, pág. 112

Válvula de cortina  
18 Codo  
7 Flanches

### 6.1.2 Determinar el punto o puntos de operación de la bomba.

#### 6.1.2.1 Curvas características de la bomba

Figura 19. Grafico Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6



Fuente: Catalogo Bombas Ingersoll Rand.

#### 6.1.2.2 Curva de operación del sistema

La curva del sistema queda definida por la carga estática total y las pérdidas de presión en el sistema de bombeo (carga dinámica).

**6.1.3 Carga Estática Total.** La carga estática total se determina conociendo la altura geométrica del nivel del líquido entre los recipientes de succión y descarga y la línea de centros de la bomba, así como las presiones en esos mismos punto<sup>9</sup>. Esta dada por la siguiente ecuación.

<sup>9</sup> AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS. Base teórica para realizar la evaluación de las medidas de ahorro de energía. Pág. 5

$$H_{et} = H_d - H_s + \frac{P_d - P_s}{\gamma_{total}}$$

Dónde:

$H_{et}$  = Carga estática total.

$H_d$  = Altura de descarga.

$H_s$  = Altura de succión.

$P_d$  = Presión en el recipiente de descarga.

$P_s$  = Presión en el recipiente de succión.

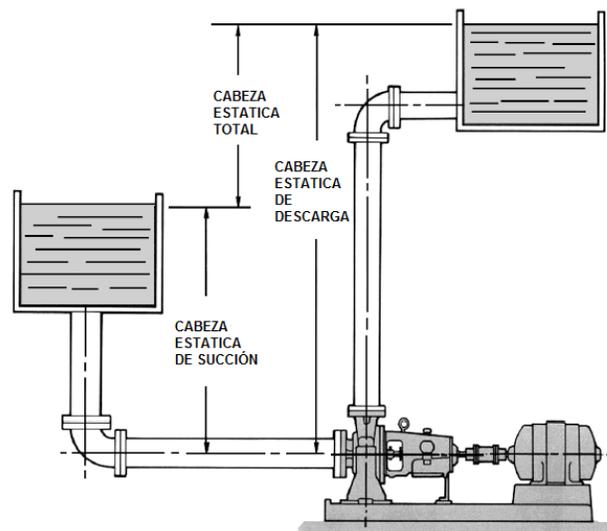
$\gamma$  = Peso específico del fluido.

Teniendo en cuenta que los dos tanques son abiertos a la atmosfera; entonces la ecuación se reduce a:

$$H_{et} = H_d - H_s$$

$$H_{et} = 6.197 - 2.640 = 3.556m = 11.667''$$

**Figura 20. Esquema carga estática total sistema de bombeo tanque 12**



**Fuente:** ITT Industries, centrífugal pump fundamental

**6.1.4 Carga Dinámica Total.** La carga dinámica total representa las pérdidas de presión, las cuales se originan por la fricción del fluido en las tuberías, válvulas, accesorios y otros componentes como pueden ser intercambiadores de calor u otros. Estas pérdidas varían proporcionalmente con el cuadrado de la velocidad

del caudal. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado<sup>10</sup>.

Cálculo de Pérdidas en Tuberías. Las pérdidas de carga en tuberías se determinan mediante la ecuación de Darcy-Weisbach<sup>11</sup>:

$$hL = \frac{\lambda LV^2}{2Dg} = \frac{8\lambda LQ^2}{D^5 g \pi^2}$$

Dónde:

$Q$  : Caudal (m<sup>3</sup>/s).

$hL$  : Pérdida de carga en tuberías (m).

$D$  : Diámetro de la tubería (m).

$L$  : Longitud de la tubería (m).

$g$  : Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>).

$\lambda$  : Factor de fricción (adimensional).

$V$  : Velocidad del fluido (m/s).

$\pi$  : Constante adimensional (3.1416).

### 6.1.5 Succión

Perdidas de superficie o perdidas primarias por fricción

Velocidad del fluido en la succión:

$$Caudal = Velocidad * Area$$

$$Caudal = 400 \text{ gpm} = 0.891 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} = 0.0252 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Diametro = 10 \text{ pulg} = 0.833 \text{ ft} = 0.254 \text{ m}$$

$$Velocidad = \frac{Caudal}{Area} = \frac{Caudal}{\frac{\pi * D^2}{4}} = \frac{0.0252 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi * (0.254 \text{ m})^2}{4}} = 0.498 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

<sup>10</sup> AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS. Base teórica para realizar la evaluación de las medidas de ahorro de energía. Pág. 6

<sup>11</sup> Ver Ecuación de Darcy-Weisbach, pág. 31

Número de Reynolds<sup>12</sup>

$$\text{Re} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{0.498 \frac{m}{s} * 0.254m}{0.415 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 304825 \text{ (Adimensional)}$$
$$\nu = 0.415 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}, \text{ del agua a } 70^{\circ}\text{C.}$$

Régimen turbulento (>4000)

El campo de aplicación de la fórmula (Colebrook – White) se encuentra en la zona de transición de flujo laminar a flujo turbulento y flujo turbulento. Para la obtención de  $\lambda$  es necesario el uso de métodos iterativos.

Teniendo en cuenta que el fluido se encuentra en régimen turbulento, se utiliza el diagrama de Moody para obtener el valor de  $\lambda$ .

Calculo del coeficiente de fricción  $\lambda$  de la tubería de succión, a través del diagrama de Moody:

Material tubería de succión<sup>13</sup> (acero inoxidable), su rugosidad absoluta es 0.4 mm

$$k = 0.0004m$$

$$\text{Diametro} = 10 \text{ pulg} = 0.833 \text{ ft} = 0.254m$$

Donde,

$k$  : Coeficiente de rugosidad Absoluta del material de una tubería

Con la relación del coeficiente de rugosidad de la tubería sobre el diámetro de esta y con el número de Reynolds, se haya el coeficiente de fricción en el diagrama de moody.

$$\frac{k}{d} = \frac{0.0004m}{0.254m} = 0.00157$$

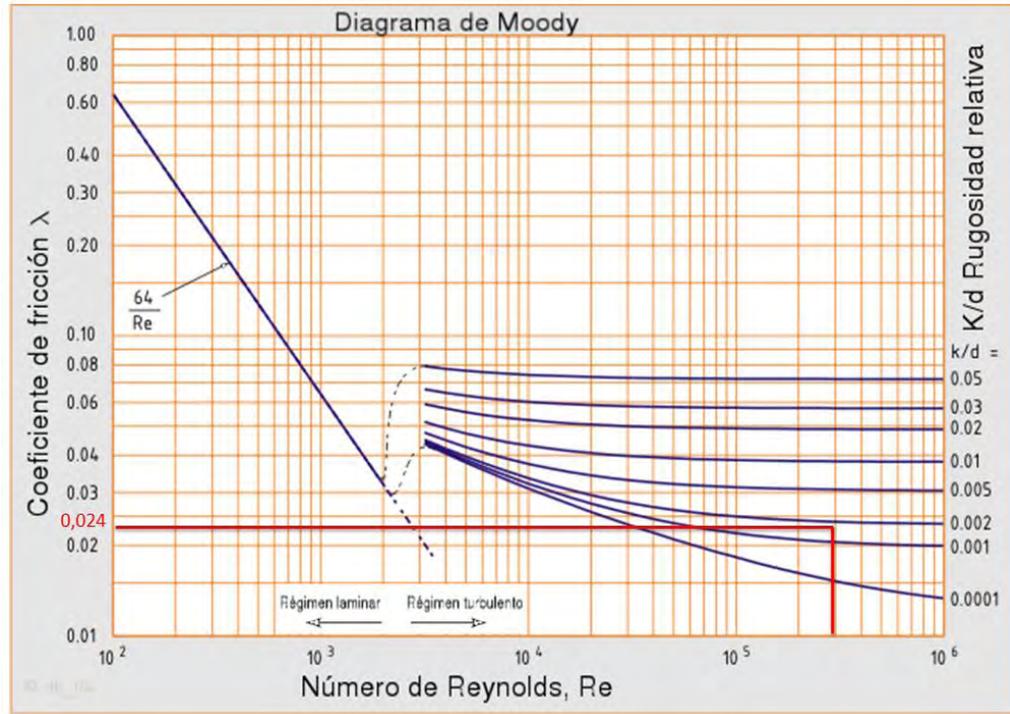
$$\text{Re} = 304825$$

---

<sup>12</sup> Ver Número adimensional de Reynolds, pág. 25

<sup>13</sup> Ver Anexo 5, características de superficies, pág. 114

**Figura 21. Grafico Coeficiente de fricción a la succión, a través del Diagrama de Moody**



**Fuente:** [http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_de\\_Moody](http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody)

De acuerdo al diagrama de Moody

$$\lambda = 0.024$$

Ahora hallamos las pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción en la succión, con la Ecuación de Darcy Weisbach.

$$hL = \frac{8\lambda L Q^2}{D^5 g \pi^2}$$

$$hL = \frac{8 * 0.024 * 1.685m * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.254m)^5 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} = 0.0020m = 0.0066ft$$

### 6.1.6 Cálculo de Pérdidas de Carga en Accesorios en la succión:

Estas se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$h_A = \frac{kV^2}{2g} = \frac{8kQ^2}{D^4 g \pi^2} = \left(\sum k\right) * \left(\frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2}\right)$$

Dónde:

$h_A$  : Pérdida de carga en accesorios (m).

$V$  : Velocidad del fluido (m/s).

$Q$  : Caudal (m<sup>3</sup>/s).

$D$  : Diámetro de la tubería (m).

$g$  : Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>).

$k$  : Coeficiente de resistencia (adimensional).

Para el cálculo de los coeficientes de pérdida secundaria o coeficiente de resistencia ( $k$ ), se utilizan tablas que hacen referencia a los accesorios que pueda tener un sistema.

Ahora hallamos las pérdidas por accesorios o pérdidas secundarias.

#### Cuadro 2. Listado de accesorios a la succión (Sistema tanque 12)

Cantidad	Accesorios- características	Coeficientes( $k$ )	( $\sum k$ )
1	Codo 90° de 10"	0.052	0.052
1	Válvula de compuerta 10" (abierta 100%)	0.05	0.05
1	Flanche 10"	1	1
			1.102

$$h_A = \left(\sum k\right) * \left(\frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2}\right)$$

$$h_A = (1.102) * \left(\frac{8 * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.254m)^4 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2}\right) = 0.0139m = 0.0457 ft$$

**6.1.7 Descarga.** Pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción  
 Velocidad del fluido en la succión:

$$Caudal = Velocidad * Area$$

$$Caudal = 400 \text{ gpm} = 0.891 \frac{ft^3}{s} = 0.0252 \frac{m^3}{s}$$

$$Diametro = 4 \text{ pulg} = 0.333 \text{ ft} = 0.1016 \text{ m}$$

$$Velocidad = \frac{Caudal}{Area} = \frac{Caudal}{\frac{\pi * D^2}{4}} = \frac{0.0252 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * (0.1016 \text{ m})^2}{4}} = 3.113 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{V * D}{\nu} = \frac{3.113 \frac{m}{s} * 0.1016 \text{ m}}{0.415 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 762062 \text{ (Adimensional)}$$

Régimen turbulento (>4000)

Cálculo del coeficiente de fricción  $\lambda$  de la tubería de descarga, a través del diagrama de Moody:

Material tubería de succión<sup>14</sup> (acero inoxidable), su rugosidad absoluta es 0.4 mm

$$k = 0.0004 \text{ m}$$

$$Diametro = 4 \text{ pulg} = 0.333 \text{ ft} = 0.1016 \text{ m}$$

Donde,

$k$  : Coeficiente de rugosidad Absoluta del material de una tubería

Con la relación del coeficiente de rugosidad de la tubería sobre el diámetro nominal de esta y con el número de Reynolds, se haya el coeficiente de fricción en el diagrama de moody.

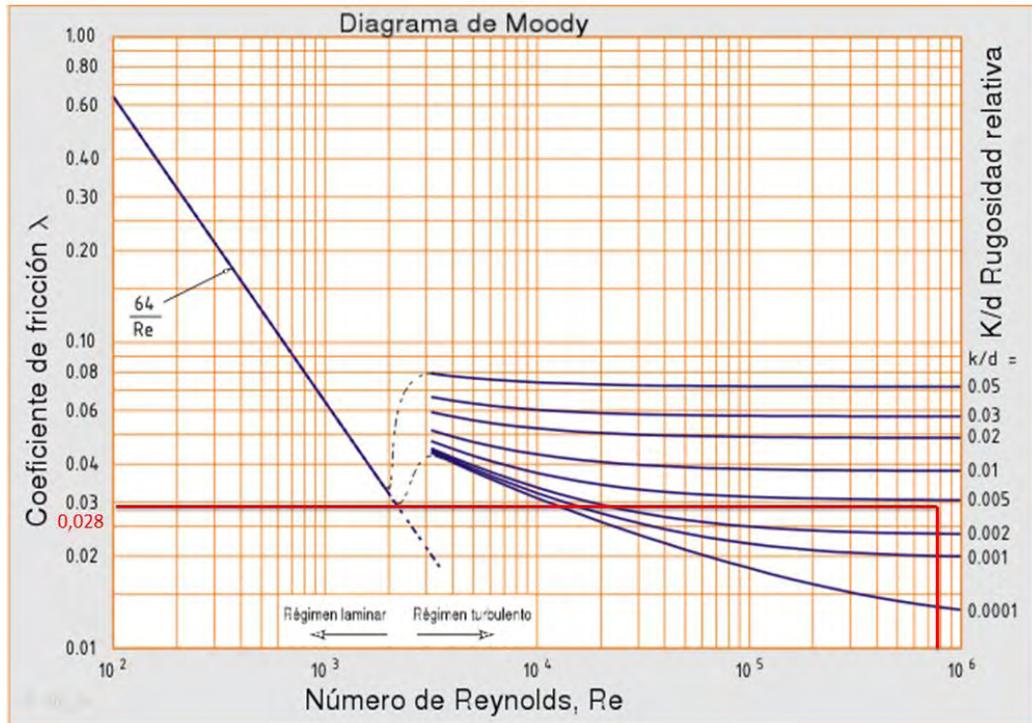
$$\frac{k}{d} = \frac{0.0004 \text{ m}}{0.1016 \text{ m}} = 0.00393701$$

$$Re = 762062$$

---

<sup>14</sup> Ver Anexo 5, características de superficies, pág. 114

**Figura 22. Grafico Coeficiente de fricción a la descarga, a través del Diagrama de Moody**



**Fuente:** [http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_de\\_Moody](http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody)

De acuerdo al diagrama de Moody

$$\lambda = 0.028$$

Ahora se calcula las pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción en la tubería de descarga

Ecuación de Darcy Weisbach

$$hL = \frac{8\lambda LQ^2}{D^5 g \pi^2}$$

$$hL = \frac{8 * 0.028 * 79.680m * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.1016m)^5 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} = 10.844m = 35.579 ft$$

### 6.1.8 Cálculo de Pérdidas de Carga en Accesorios en la descarga:

Estas se determinan mediante la siguiente ecuación.

$$h_A = \frac{kV^2}{2g} = \frac{8kQ^2}{D^4 g \pi^2} = \left( \sum k \right) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

Dónde:

$h_A$  : Pérdida de carga en accesorios (m).

$V$  : Velocidad del fluido (m/s).

$Q$  : Caudal (m<sup>3</sup>/s).

$D$  : Diámetro de la tubería (m).

$g$  : Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>).

$k$  : Coeficiente de resistencia (adimensional).

Para el cálculo de los coeficientes de pérdida secundaria o coeficiente de resistencia ( $k$ ), se utilizan tablas que hacen referencia a los accesorios que pueda tener un sistema.

Ahora hallamos las pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción

#### Cuadro 3. Listado de accesorios a la descarga (Sistema tanque 12)

Cantidad	Accesorios- características	Coeficientes( $k$ )	( $\sum k$ )
18	Codo 90°- Radio largo 4"	0.208	3.744
3	Válvula de compuerta 4" (abierto 100%)	0.1037	0.3111
7	Flanche 4"	1	7
1	Contracción suave - 45° (D=6", d=4")	0.1375	0.1375
1	Manómetro	1	1
			12.1926

$$h_A = \left( \sum k \right) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

$$h_A = (12.1926) * \left( \frac{8 * \left( 0.0252 \frac{m^3}{s} \right)^2}{(0.1016m)^4 * \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) * \pi^2} \right) = 6.021m = 19.755ft$$

**6.1.9 Construcción de la Curva del Sistema de bombeo.** Una vez determinadas las pérdidas de fricción en tuberías se suman las pérdidas por accesorios y se construye la curva de pérdidas por fricción.

$$H_f = hL + hA$$

Dónde:

$H_f$  : Pérdida Total por Fricción.

$hL$  : Pérdida por fricción en tuberías.

$hA$  : Pérdida por fricción en accesorios.

$$\text{Carga total del sistema (HTotal)} = H (\text{estática}) + H (\text{Dinámica})$$

Es decir:

$$H_{total} = H_{estatica} + \sum \left[ \frac{fLV^2}{2Dg} \right] i + \sum \left[ \frac{kV^2}{2g} \right] i$$

En términos de Q, tenemos:

$$H_{total} = H_{estatica} + \sum \left[ \frac{8fLQ^2}{D^5 g \pi^2} \right] i + \sum \left[ \frac{k8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right] i$$

$$H_{estatica} = 3.556m = 11.667''$$

### 6.1.10 Datos succión

Pérdida por fricción en la tubería de succión

$$hL = 0.0020m = 0.0066ft$$

Pérdidas por fricción en accesorio en la succión

$$hA = 0.0139m = 0.0457ft$$

### 6.1.11 Datos descarga

Pérdida por fricción en la tubería de descarga

$$hL = 10.844m = 35.579ft$$

Pérdidas por fricción en accesorio a la descarga

$$hA = 6.021m = 19.755ft$$

### 6.1.12 Calculo carga total del sistema

$$H_{total} = 3.556m + [0.0020m + 10.844m] + [0.0139m + 6.021m] = 20.438m = 67.052ft$$

**6.1.13 Determinar la cabeza neta positiva a la succión.** La cabeza de succión neta positiva (Net Positive Suction Head, por sus siglas en inglés) es un parámetro de suma importancia en el funcionamiento de una bomba<sup>15</sup>. Se relaciona con la presión del fluido a la entrada de la bomba y por lo tanto influye en el fenómeno de la cavitación.

En la práctica la cavitación se evita garantizando que el NPSH requerido por la bomba sea menor que el NPSH disponible en el sistema.

Se calcula de la siguiente manera:

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_a - P_s}{\gamma} \pm h_s - \sum h_{Ls} - \sum h_{As}$$

Dónde:

$P_a$ : Presión Atmosférica.

$P_s$ : Presión de Saturación del fluido.

$\gamma$  = Peso específico del fluido.

$h_s$ : Diferencia de elevación entre el nivel del fluido en el depósito y la entrada a la. Positivo cuando la bomba está por debajo del depósito (preferido) y negativa cuando está por encima del mismo.

$\sum h_{Ls}$ : Pérdidas primarias en la tubería de succión.

$\sum h_{As}$ : Pérdidas secundarias en la succión.

$$NPSH_{disponible} = \frac{89.92Kpa - 31.20Kpa}{9592.216Pa / m} + 2.64m - 0.0020m - 0.0139m$$

$$NPSH_{disponible} = 2.631m = 8.634 ft$$

#### 6.1.14 Determinar la potencia hidráulica de la bomba

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho g Q H}{1000 W / KW}$$

Dónde:

<sup>15</sup> <http://www.novatec.cr/Utilitarios/Bombas/NPSH.pdf>

$Q$  : Caudal (m<sup>3</sup>/s)  
 $H$  : Carga total de la boba (m)  
 $\rho$  : Densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>)  
 $g$  : Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

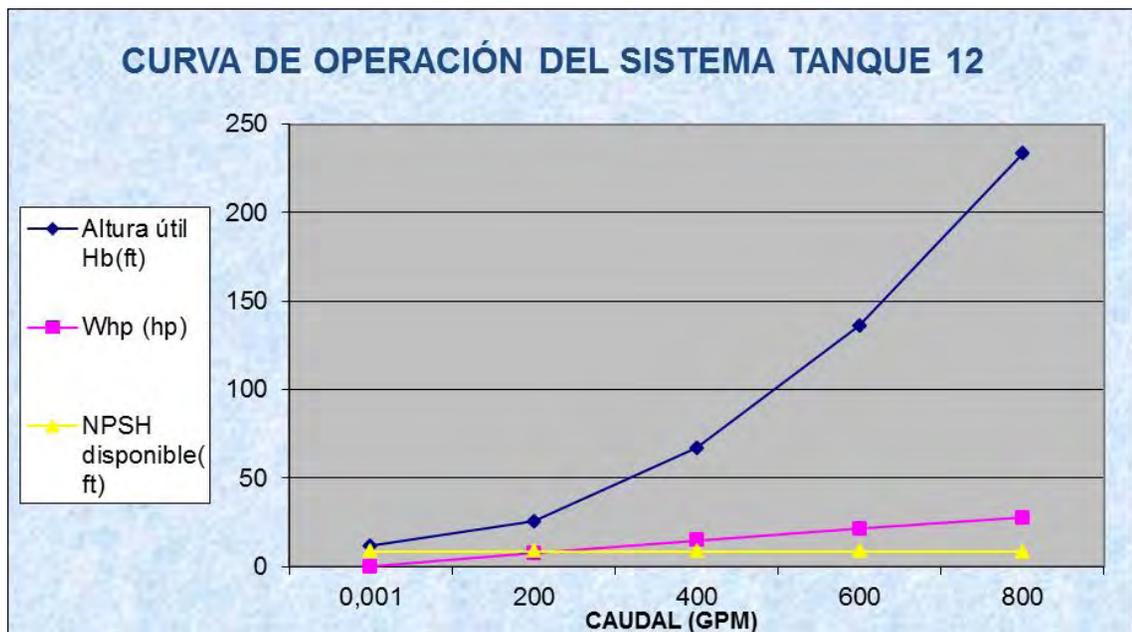
$$Carga\_total\_bomba = 44.806m = 147\ ft$$

La carga total de la bomba I. Rand 6EM 10X6 12-1/2, se obtuvo en su curva característica, con un caudal de 400 gpm.

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{977.8(\frac{Kg}{m^3}) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(\frac{m^3}{s}) * 44.81m}{1000 \frac{W}{KW}} = 10.846Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 10.846Kw = 14.545Hp$$

**Figura 23. Grafico Curva de operación del sistema de bombeo tanque 12**

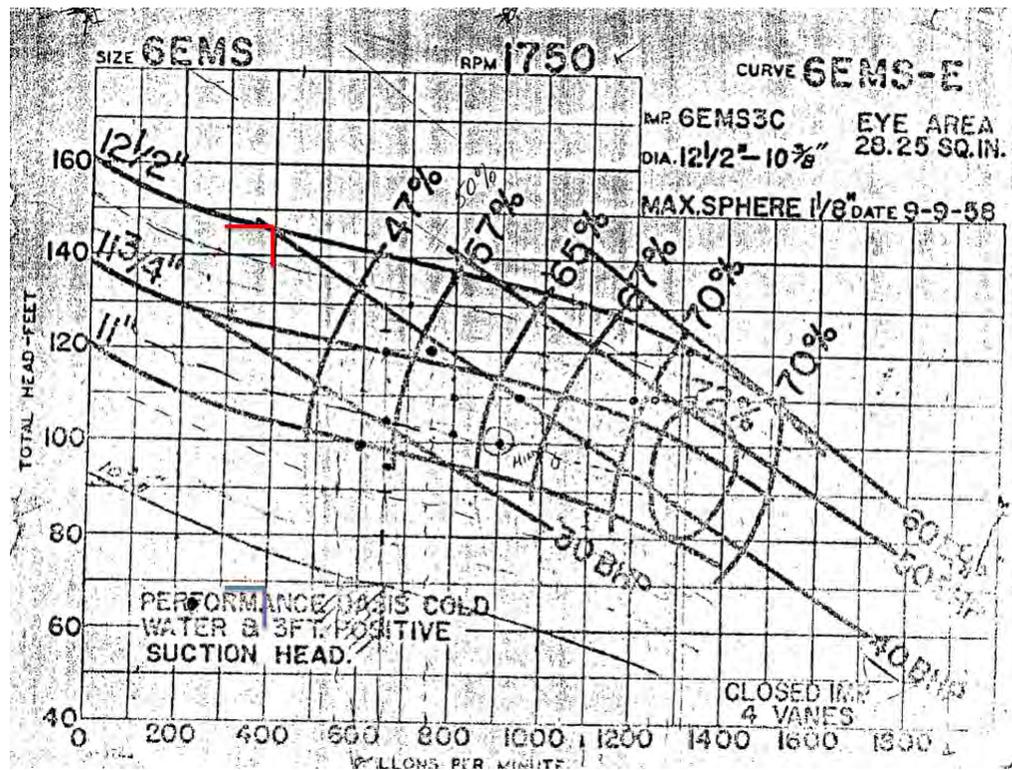


**Cuadro 4. Resultados curva de operación del sistema de bombeo tanque 12**

<i>Altura útil Hb(ft)</i>	11,667	25,513	67,052	136,284	233,209	357,827
<i>Whp (hp)</i>	0,000	7,573	14,842	21,355	27,665	33,320
<i>NPSH disponible(ft)</i>	8,695	8,682	8,642	8,577	8,485	8,368
<i>Caudal (gpm)</i>	0,001	200	400	600	800	1000

6.1.15 Determinar la eficiencia de la bomba (a través de la curva de la bomba y del punto de operación del sistema).

**Figura 24. Grafico Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6**



**Fuente:** Catalogo Bombas Ingersoll Rand

La eficiencia de la bomba de acuerdo a su curva y al punto de operación es aproximadamente:

$$\eta_{bomba}(\%) = 37 \%$$

Si se conoce la eficiencia de la bomba y la potencia hidráulica se puede determinar la potencia requerida por la bomba o la entregada por el motor, mediante la ecuación:

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{\rho g Q H}{\eta_{bomba} * 1000 W / KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{977.8 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 9.81 (m / s^2) * 0.0252 \left(\frac{m^3}{s}\right) * 44.8056 m}{0.37 * 1000 W / KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 29.314 Kw = 39.310 Hp$$

Si se conoce la potencia requerida por la bomba y la eficiencia del motor, se puede determinar la potencia requerida (kW) por el conjunto bomba-motor con la ecuación:

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba}{\eta_{motor}}$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{29.314 Kw}{\eta_{motor}}$$

Eficiencia del motor<sup>16</sup>:

$$\eta_{motor} = 93.6\%$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{29.314 Kw}{0.936}$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = 31.318 Kw = 41.998 Hp$$

**6.1.16 Determinar la eficiencia de la bomba (Obteniendo la potencia demandada por la bomba por medio de un analizador de redes).** Se obtuvo la potencia demandada por el motor de la bomba del tanque 12 a través de un analizador de redes, los datos se tomaron desde el día 23 de enero a las 3:23 pm del 2013 hasta el día 25 de enero del 2013 con intervalos de 20 segundos, en total el analizador de redes tomo 6836 datos. El equipo registra los valores de Voltaje, corriente, Potencia y factor de potencia de las tres líneas.

---

<sup>16</sup> Ver Datos de placa del motor, pág. 46.

**Cuadro 5. Valores tomados por el analizador de redes al motor trifásico de la bomba centrífuga tanque 12 del Molino uno de SKCC.**

Date	Time	Vrms	Vrms	Vrms	Arms	Arms	Arms	W	W	W	PF	PF	PF
		Line1 (V)	Line2 (V)	Line3 (V)	Line1 (Amp)	Line2 (Amp)	Line3 (Amp)	Line1 (KW)	Line2 (KW)	Line3 (KW)	Line1	Line2	Line3
23/01/2013	03:32:00 PM	249,40	248,40	248,90	52,40	50,90	52,40	10,26	10,63	10,26	0,77	0,82	0,77
23/01/2013	03:32:20 PM	265,00	263,90	264,40	46,40	44,70	46,40	10,17	10,46	10,17	0,83	0,89	0,83
23/01/2013	03:32:40 PM	265,00	263,90	264,40	45,90	44,20	45,90	10,06	10,34	10,06	0,83	0,88	0,83
23/01/2013	03:33:00 PM	264,90	263,90	264,30	45,80	44,10	45,80	10,02	10,30	10,02	0,83	0,88	0,83
23/01/2013	03:33:20 PM	264,90	263,80	264,30	45,90	44,20	45,90	10,05	10,32	10,05	0,83	0,88	0,83
23/01/2013	03:33:40 PM	264,80	263,80	264,20	46,00	44,30	46,00	10,07	10,35	10,07	0,83	0,89	0,83
23/01/2013	03:34:00 PM	264,70	263,70	264,20	45,80	44,10	45,80	10,03	10,30	10,03	0,83	0,88	0,83
23/01/2013	03:34:20 PM	264,80	263,70	264,20	45,90	44,20	45,90	10,06	10,33	10,06	0,83	0,89	0,83
23/01/2013	03:34:40 PM	264,80	263,80	264,30	45,90	44,10	45,90	10,05	10,32	10,05	0,83	0,89	0,83
23/01/2013	03:35:00 PM	264,80	263,70	264,20	45,80	44,10	45,80	10,04	10,31	10,04	0,83	0,88	0,83
Valores promedio		263,77	262,82	263,29	47,03	45,41	47,03	10,36	10,62	10,36	0,84	0,89	0,84

En el cuadro 5 se muestran diez datos arrojados por el analizador de redes, de un total de 6836 datos.

En el siguiente cuadro se muestra el promedio de los voltajes tomados, corrientes y la potencia total que es igual a la sumatoria de las potencias de las tres líneas.

**Cuadro 6. Datos promedio de voltaje, corriente y sumatoria de potencias.**

Date	Time	Voltaje promedio (V)	Corriente promedio (Amp)	Sumatoria de Potencias (KW) W Sum of Phases
23/01/2013	03:32:00 PM	248,90	51,90	31,16
23/01/2013	03:32:20 PM	264,43	45,83	30,80
23/01/2013	03:32:40 PM	264,43	45,33	30,45
23/01/2013	03:33:00 PM	264,37	45,23	30,34
23/01/2013	03:33:20 PM	264,33	45,33	30,42
23/01/2013	03:33:40 PM	264,27	45,43	30,49
23/01/2013	03:34:00 PM	264,20	45,23	30,35
23/01/2013	03:34:20 PM	264,23	45,33	30,45
23/01/2013	03:34:40 PM	264,30	45,30	30,42
23/01/2013	03:35:00 PM	264,23	45,23	30,39
Valores promedio todos los datos (6836)		263,29	46,49	31,33

De los datos arrojados por el analizador, la media de la potencia consumida por el motor de la bomba del sistema de bombeo Tanque 12, es de 31.331 KW.

$$Potencia\_del\_motor(medida) = 31.331KW = 42.016Hp$$

Determinar la potencia demandada por la bomba o la entregada por el motor, mediante la ecuación:

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = Potencia\_del\_motor(medida) * \eta_{motor}$$

Eficiencia del motor<sup>17</sup>

$$\eta_{motor} = 93.6\%$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 31.331 * 0.936$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 29.326KW = 39.327Hp$$

Con el valor de la potencia demandada por el sistema de bombeo de la bomba del tanque 12, se encuentra la eficiencia de la bomba.

<sup>17</sup> Ver Datos de placa del motor, pág. 46.

$$\eta_{bomba}(\%) = \frac{\rho g Q H}{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba * 1000 W / KW}$$

$$\eta_{bomba}(\%) = \frac{997.8(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(m^3/s) * 44.805m}{29.326KW * 1000 W / KW}$$

$$\eta_{bomba}(\%) = 0.3698$$

$$\eta_{bomba} = 36.98\%$$

**6.1.17 Determinar el consumo de energía y los costos de operación del sistema de bombeo (a través de la curva de la bomba y del punto de operación del sistema).**

**6.1.17.1 Consumo de energía.** El consumo de energía se determina con la potencia que demanda el conjunto.

bomba-motor (kW) y el tiempo de operación del mismo (horas al año).

$$Consumo(kWh) = (Potencia\_medida) * (horas\_de\_operación)$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = 31.318Kw = 41.998Hp$$

$$horas\_de\_operación = 8760$$

$$Consumo(kWh) = (31.318Kw) * (8760h) = 274345Kwh$$

**6.1.17.2 Determinar el costo de operación del sistema actual.**

Tarifa aplicada en la empresa:

$$Tarifa\_aplicada\_en\_la\_empresa = (\$180 / Kwh) = (US\_0.102 / kwh)$$

El costo por consumo anual del sistema de bombeo

$$Costo\_por\_consumo = (Kw\_en\_consumo) * (\$ / Kw) * (12meses / año)$$

$$Costo\_por\_consumo = (31.318Kw) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 27983US$$

**6.1.18 Determinar el consumo de energía y los costos de operación del sistema de bombeo (Obteniendo la potencia demandada por la bomba por medio de un analizador de redes).**

**6.1.18.1 Consumo de energía**

$$\text{Consumo}(kWh) = (\text{Potencia}_{\text{medida}}) * (\text{horas}_{\text{de}_{\text{operación}}})$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia}_{\text{Requerida}}(Kw) &= 31.331Kw = 42.016Hp \\ \text{horas}_{\text{de}_{\text{operación}}} &= 8760 \end{aligned}$$

$$\text{Consumo}(kWh) = (31.331Kw) * (8760h) = 274459.56Kwh$$

**6.1.18.2 Determinar el costo de operación del sistema actual.**

Tarifa aplicada en la empresa:

$$\text{Tarifa}_{\text{aplicada}_{\text{en}_{\text{la}_{\text{empresa}}}}} = (\$180 / Kwh) = (US_{\text{0.102}} / kwh)$$

El costo por consumo anual del sistema de bombeo

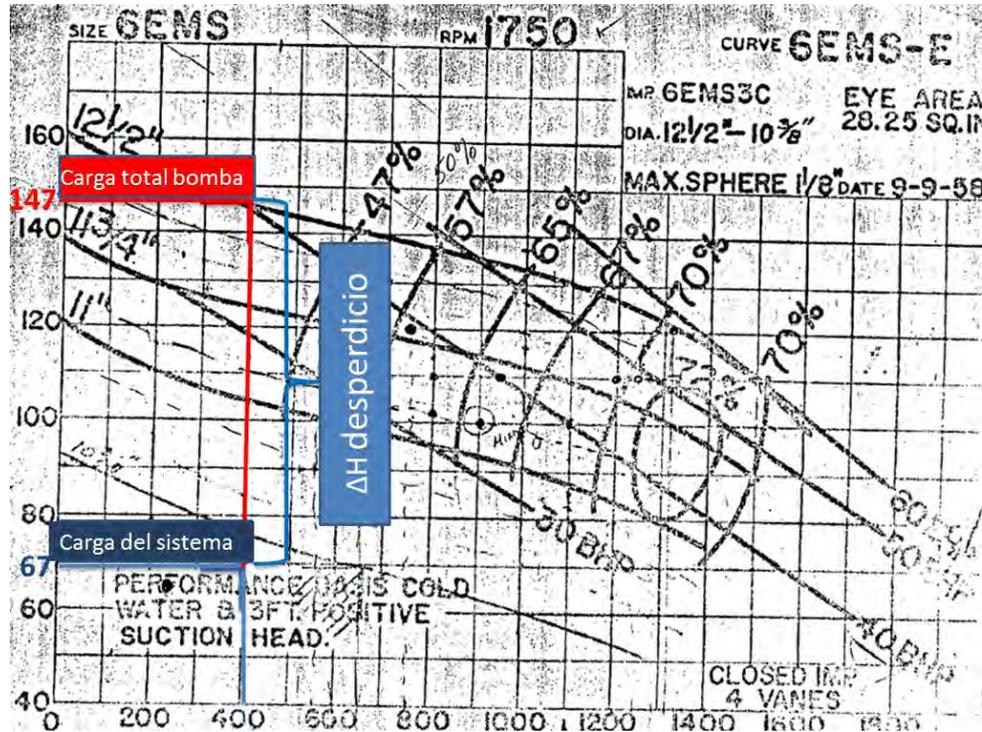
$$\text{Costo}_{\text{por}_{\text{consumo}}} = (Kw_{\text{en}_{\text{consumo}}}) * (\$ / Kw) * (12\text{meses} / \text{año})$$

$$\text{Costo}_{\text{por}_{\text{consumo}}} = (31.331Kw) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 27994US$$

**6.1.19 Determinar la potencia desperdiciada y su costo en un año.** El sistema de bombeo tiene un caudal de 400 gpm y una altura dinámica total de 67.052 ft; la bomba trabaja con un impulsor de 12-1/2", de acuerdo a la curva característica de la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6, la carga total de la bomba es de 147 ft, como se observa en la figura 25.

La diferencia entre la carga total de la bomba y la carga del sistema, equivale a una carga excesiva que entrega la bomba y que el sistema no requiere. Esta carga de desperdicio genera un costo adicional, pagando más por cada unidad de fluido bombeado al proceso.

Figura 25. Grafico ΔH de desperdicio sistema de bombeo tanque 12.



Calculo de la potencia desperdiciada por la bomba

$$Potencia\_de\_desperdicio = \frac{\rho g Q H_{desperdicio}}{\eta_{bomba} * \eta_{motor} * 1000} \frac{W}{KW}$$

Donde,

$$H_{desperdicio} = H_{total\_bomba} - H_{sistema}$$

$$H_{desperdicio} = 147 \text{ ft} - 67.052 \text{ ft} = 79.948 \text{ ft} = 24.368 \text{ m}$$

$$Potencia\_de\_desperdicio = \frac{977.8 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right) * 0.0252 \left(\frac{m^3}{s}\right) * 24.368 \text{ m}}{0.37 * 0.936 * 1000} \frac{W}{KW}$$

$$Potencia\_de\_desperdicio = 17.033 \text{ KW} = 22.841 \text{ Hp}$$

### 6.1.19.1 Determinar el costo adicional o perdido del sistema actual.

$$Costo\_por\_consumo = (Kw\_en\_consumo) * (\$/Kw) * (12 \text{ meses} / \text{año})$$

$$Costo\_por\_consumo = (17.033 \text{ Kw}) * (0.102 \text{ US} / \text{Kwh}) * (8760 \text{ h}) = 15219 \text{ US}$$

## 7. RESULTADOS

En este capítulo se muestra la evaluación de los sistemas de bombeo seleccionados del molino uno de Cartón de Colombia.

### 7.1 EVALUACIÓN, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

**7.1.1 Bomba tanque 12.** En la máquina molino uno de Carton de Colombia se fabrican la línea de cartulinas esmaltadas. La máquina está dividida por áreas, iniciando en el área de desfibradores en la cual llega pulpa bombeada por líneas desde el área de plantas de pulpa. El tanque 12 pertenece a esta área de desfibradores y recibe una línea de pulpa desde el sydrapulper ubicado debajo del calan húmedo del molino.

El sydrapulper recibe el papel cuando la máquina sufre un revento de la línea de papel continua y también llegan los refiles de la enrolladora y rollos de papel que no cumplen con las especificaciones del cliente, toda esta pulpa es llevada por una línea de bombeo hasta el tanque 12, también llegan a este tanque la línea del tanque 10 y de la máquina número tres desde el hydrapulper, que mezcla rollos de papel del molino uno, rollos del molino 3 y rechazos.

El tanque número 12 por medio de la bomba M1AL60 bombea esta pulpa con una consistencia del 3% al 3.5% al refinador número 6, este la refina y luego la hace llegar al tanque número 2 llamado tanque de relleno, a este tanque también llega otra línea de bombeo que puede ser de semiquímica de pino (tanque 7) o cartonera. Luego del tanque número 2 la pulpa es bombeada a los baños de formación de la máquina los cuales son 8, pero esta pulpa solo llega al baño 2 hasta el número 6 según el calibre deseado de papel; esta pulpa es empleada entre el anverso (parte superior del papel constituida por pulpa virgen blanca) y el reverso (parte inferior del papel constituida por semiquímica) en medio van las capas de amarre.

#### 7.1.1.2 Parámetros requeridos por producción

Consistencia 3.1-3.3

Flujo Mínimo: 30 gpm

Flujo Máximo: 400 gpm

Presión de 20-44 psi

**Figura 26. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 12**



**Fuente:** Datos de campo

**Cuadro 7. Datos bomba tanque 12 Ingersoll Rand 6EM 10X6**

Marca	Ingersoll Rand
Modelo	6EM 10 X 6
Diámetro de succión (pulg)	10
Diámetro de descarga (pulg)	6
Diámetro del impulsor (pulg)	12-1/2"

**Cuadro 8. Datos del motor U.S. Motor**

Marca	U.S. Motor
Potencia (Hp):	50
Velocidad a 60Hz (rpm)	1780
Transmisión	Acople cardánico
Velocidad efectiva en la bomba	1780
Corriente (amperios)	56
Voltaje	440
Factor de eficiencia	93.6%

### 7.1.1.3 Condiciones del fluido

Fluido: Pulpa cartonera

Consistencia: 3% de pasta de pulpa, 97% de agua.

**Cuadro 9. Características del fluido del sistema de bombeo tanque 12**

	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Caudal	400 gpm	0.891 ft <sup>3</sup> /s
Temperatura del fluido	70°C	158°F
Altura sobre el nivel del mar	993 m	3257.864 ft
Densidad del fluido	977.8 kg/m <sup>3</sup>	61.042 lb/ft <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática	0.415*10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s	0.447*10 <sup>-5</sup> ft <sup>2</sup> /s
Peso específico	9.592KPa/m	0.424Psia/ft
Presión de saturación	31.2KPa	4.525Psia
Presión atmosférica	89.92 KPa	13.04 Psia

En el capítulo anterior se desarrolló como ejemplo el cálculo teórico del sistema de bombeo del tanque 12.

En la figura 27 se muestran los pantallazos de la hoja de cálculo en “Office – Excel”, desarrollada para realizar los cálculos del sistema de bombeo y su curva característica.

**Figura 27. Pantallazos hoja de cálculo sistema de bombeo tanque 12**

DATOS DEL FLUIDO			
Fluido:	Pasta de pulpa, consistencia 3.1 -3.3		
Caudal:	gpm 400	ft3/s 0,8912036	m3/s 0,02523608
Temperatura:	°c 70	°F 158	
Densidad del fluido:	lbm/ft3 61,042	kg/m3 977,800	gr/cm3 0,977799796
Viscosidad cinemática:	Centiestokes 4,15E-01	ft2/s 4,47E-06	m2/s 4,15E-07
Peso específico: $\gamma = \rho * g$	Pa / m 9592,216	Psia / ft 0,424	
Presión de saturación (agua a 70°C) en Psia:	Psia 4,525	Kpa 31,20	

### CONDICIONES SOBRE EL NIVEL DEL MAR

Altura sobre el nivel del mar:	m 993	ft 3257,874	inch 39094,488
Presión atm (altura sobre el nivel del mar 993 m):	KPa 89,92	Psia 13.04	
Gravedad (cte de gravitación universal):	m/s <sup>2</sup> 9,81		

### DATOS DE LAS TUBERIAS

#### SUCCIÓN

Longitud tubería de succión:	m 1,685	ft 5,528	inch 66,339
Diámetro tubería de succión :	0,254	0,833	10
Altura estática de succión :	2,64	8,67	104,00
Rugosidad absoluta (Ra) tubería de succión:	0,0004		

#### DESCARGA

Longitud tubería de descarga:	m 79,68	ft 261,417	inch 3137,007874
Diámetro tubería de descarga	0,1016	0,333	4
Altura estática de descarga:	7,112	23,33	280,00
Rugosidad Ra tubería de descarga:	0,0004		

### PERDIDAS POR FRICCIÓN

#### SUCCIÓN

*Perdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción:*

Caudal = Velocidad (m/s) x Area (m<sup>2</sup>) = 0,0252 m<sup>3</sup>/s

Velocidad = Caudal (m<sup>3</sup>/s) / Area (m<sup>2</sup>) = 0,4980 m / s

Numero de Reynolds Re (Adimensional):

Re = V(m/s) x D(m) /  $\nu$ (m<sup>2</sup>/s) = 304825 Regimen turbulento

$\lambda$  : Coeficiente de pérdida o factor de fricción "Moody" 0,024

Ahora hallamos las pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción

Ecuación de Darcy Weisbach:

$$H_{rp} = \lambda \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

Perdidas de superficie H<sub>rp</sub>: 0,002013 m  
0,006604 ft

### PERDIDAS POR FRICCIÓN

#### SUCCIÓN

##### Perdidas de forma o pérdidas secundarias por accesorios:

Ecuación fundamental de las pérdidas secundarias

$$H_{rs} = \left( \sum \zeta \right) * \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

$\zeta$ : Coeficiente de pérdida secundaria

Cantidad	accesorios - condiciones	coeficientes	$\sum \zeta$
1	Codo 90° - radio largo (10")	0,052	0,052
1	valvula de compuerta - 10" (100% abierta)	0,05	0,05
1	Flanche 10"	1	1
			1,102

pérdidas secundarias Hrs:

0,0139

m

0,0457

ft

### PERDIDAS POR FRICCIÓN

#### DESCARGA

##### Perdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción:

Caudal = Velocidad (m/s) x Area (m2) =

0,0252

m3/s

Velocidad = Caudal (m3/s) / Area (m2) =

3,113

m / s

Numero de Reynolds Re (Adimensional):

Re = V(m/s) x D(m) /  $\nu$ (m2/s) =

762062

Regimen turbulento

$\lambda$ : Coeficiente de perdida o factor de fricción "Moody"

0,028

Ahora hallamos las pérdidas de superficie o pérdidas primarias por fricción

Ecuación de Darcy Weisbach:

$$H_{rp} = \lambda \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

Pérdidas de superficie Hrp =

10,844

m

35,579

ft

### PERDIDAS POR FRICCIÓN

#### DESCARGA

##### Perdidas de forma o pérdidas secundarias por accesorios:

Ecuación fundamental de las pérdidas secundarias

$$H_{rs} = \left( \sum \zeta \right) * \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

$\zeta$ : Coeficiente de pérdida secundaria

Cantidad	accesorios - condiciones	coeficientes	$\sum \zeta$
18	Codo 90° - Radio largo 10"	0,208	3,744
3	valvula de compuerta - 10"	0,1037	0,3111
7	Junta de expansión - Neopreno	1	7
1	Ensanchamiento suave - 45° (d=4", D=6")	0,1375	0,1375
1	Manómetro	1	1
			2,4492
			12,1926

pérdidas secundarias Hrs:

6,021

m

19,755

ft

**PUNTO DE OPERACIÓN**

*Carga total del sistema:*

$$\text{Carga total del sistema } (H_{Total}) = H_{(estática)} + H_{(Dinámica)}$$

*Altura estática total = Altura estática de descarga - Altura estática de succión*

<i>Altura estática total:</i>	$(z_2 - z_1)$	m	ft
		4,4704	14,667

*Altura dinámica total:*

<i>Perdidas primarias por fricción:</i>	$\sum H_{rp(1-2)}$	m	ft	
		<i>succión</i>	0,002	0,007
		<i>Descarga</i>	10,844	35,579
		10,846	35,585	

<i>Perdidas secundarias por accesorios:</i>	$\sum H_{rs(1-2)}$	m	ft	
		<i>succión</i>	0,014	0,046
		<i>Descarga</i>	6,021	19,755
		6,035	19,800	

<i>Perdidas totales:</i>	m	ft
	16,882	55,386

*Altura útil de la bomba*

$$H_b = (z_2 - z_1) + \sum H_{rp(1-2)} + \sum H_{rs(1-2)} \quad H_b = \begin{matrix} \text{m} & \text{ft} \\ 21,352 & 70,052 \end{matrix}$$

*NPSH disponible de operación*

$$NPSH(d) = \frac{P_a - P_s}{\gamma} \pm H_s - \sum H_{rs} - \sum H_{rp}$$

Pa: Presión Atmosférica  
 Ps: : Presión de Saturación del fluido  
 Hs: Altura de Succión (puede ser negativa o positiva)

m	ft
2,631777	8,634438

*Potencia hidráulica de la bomba Whp:*

$$\text{Potencia hidráulica (kW)} = \frac{\rho g Q H}{1,000 \text{ W/kW}}$$

Q: Caudal o flujo volumétrico (m<sup>3</sup>/s)  
 H: Carga total de la bomba (m) "Curva de la bomba"  
 γ: Peso específico del fluido (Pa/m)

m	ft
44,806	147,000
Kw	Hp
10,846	14,545

**Potencia demandada por la bomba**

Determinar la eficiencia de la bomba (a través de la curva de la bomba y del punto de operación del sistema)

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{\rho gQH}{\eta_{bomba} * 1000 W/KW}$$

$\eta_{bomba} =$

Kw	Hp
29,314	39,310

**Potencia requerida por el conjunto bomba-motor:**

$$Potencia\ Requereda\ (kW) = \frac{Potencia\ Demandada\ por\ la\ Bomba}{\eta_{Motor}}$$

$\eta_{motor} =$

Kw	Hp
31,318	41,998

---

**CALCULOS CON POTENCIA MEDIDA "ANALIZADOR DE REDES"**

**Potencia del motor (medida)**  
(Analizador de redes)

Kw	Hp
31,331	42,016

$\eta_{motor} =$

**Potencia demandada por la bomba o entregada por el motor Bhp:**

$$Potencia\ Demandada\ por\ la\ Bomba\ (hp\ o\ kW) = Potencia\ del\ motor\ (medida) \times \eta_{motor}$$

**Potencia Demandada por la Bomba**

Kw	Hp
29,326	39,327

**Eficiencia de la bomba**

$$\eta_{Bomba} (\%) = \frac{\rho gQH}{Potencia\ Demandada\ por\ la\ Bomba \times 1,000\ W/kW}$$

$\eta_{bomba} =$

Se observa que la potencia requerida calculada para el motor es similar a la potencia medida por el analizador de redes, con un error por debajo del 1%.

Aunque se esperaba una potencia promedio medida mayor que la calculada, a causa de la fricción generada en la bomba, en los datos tomados por el analizador de redes se observan picos de potencia hasta de 46 KW o 61 hp, por encima de la potencia nominal del motor (50 hp).

**Cuadro 10. Cálculos del sistema de bombeo tanque 12**

	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Altura estática	3.556 m	11.667 ft
Perdidas primarias por fricción	10.846 m	35.585 ft
Perdidas por accesorios	6.035 m	19.800 ft
Cabeza total del sistema	20.438 m	67.052 ft
NPSH disponible	2.631 m	8.634 ft
Potencia hidráulica (WHP)	10.846KW	14.545 Hp
Eficiencia de la bomba (curva bomba y punto de operación del sistema)	37%	37%
Potencia demandada por la bomba	29.314KW	39.310 Hp
Eficiencia del motor	93.6%	93.6%
Potencia requerida	31.318 KW	41.998 Hp
Potencia medida (Analizador redes)	31.331 KW	42.016 Hp
Consumo energético anual	274460KWh	368060 Hph
Costo por consumo energético anual	27994 US	27994 US
Potencia desperdiciada por la bomba	17.033 KW	22.841 Hp
Costo potencia desperdiciada anual	15219 US	15219 US

**Figura 28. Grafico Curva de operación del sistema de bombeo tanque 12**



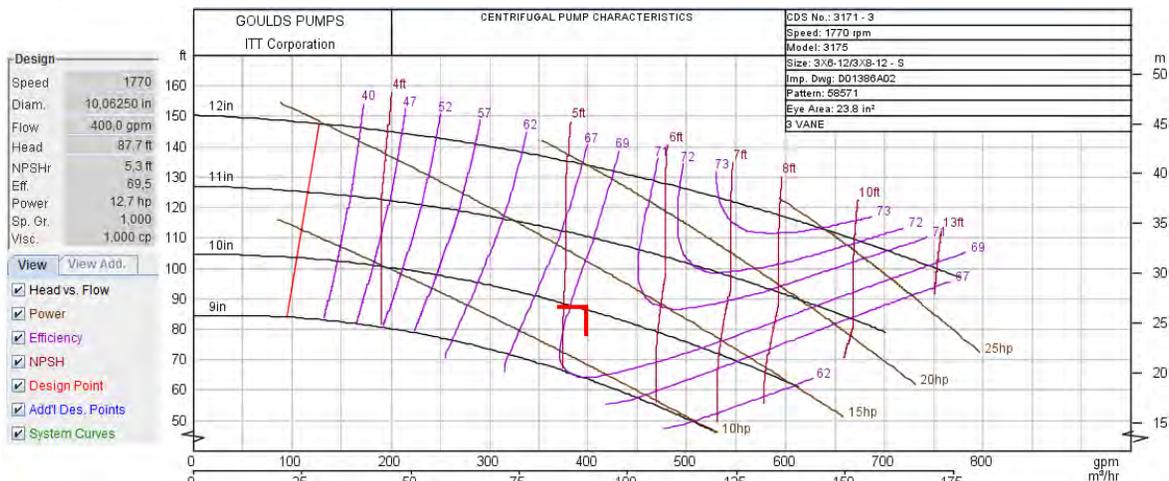
**Cuadro 11. Resultados curva de operación del sistema de bombeo tanque 12**

<b>Altura útil Hb(ft)</b>	<b>11.667</b>	<b>25.513</b>	<b>67.052</b>	<b>136.284</b>	<b>233.209</b>	<b>357.827</b>
<b>Whp (hp)</b>	<b>0.000</b>	<b>7.573</b>	<b>14.842</b>	<b>21.355</b>	<b>27.665</b>	<b>33.320</b>
<b>NPSH disponible(ft)</b>	<b>8.695</b>	<b>8.682</b>	<b>8.642</b>	<b>8.577</b>	<b>8.485</b>	<b>8.368</b>
<b>Caudal (gpm)</b>	<b>0.001</b>	<b>200</b>	<b>400</b>	<b>600</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>

### 7.1.2 Selección de bomba Goulds para el sistema de bombeo tanque 12

A continuación se muestra la curva característica de la bomba goulds 3175, con el punto de operación del sistema de bombeo del tanque 12.

**Figura 29. Grafico Curva característica de bomba Goulds 3175 S 3X6-12 a 1770 RPM**



**Fuente:** <http://gouldspumps.com/Tools-and-Resources/Pump-Selection-System/>  
Cálculos bomba Goulds 3175 S 3X6-12

El objetivo de estos cálculos es verificar los datos arrojados por el software Pump-Selection-System.

**7.1.2.1 Cálculo potencia de la bomba en el punto de operación.** De acuerdo a la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 3X6-12 y teniendo en cuenta el punto de operación del sistema del tanque 12, se debe seleccionar un impulsor de 10 in, entregando una cabeza de 86.5 ft.

#### 7.1.2.2 Potencia hidráulica de la bomba

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho g Q H}{1000 W / KW}$$

$$Carga\_total\_bomba = 26.3652m = 86.5ft$$

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{977.8(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(m^3/s) * 26.3652m}{1000W/KW} = 6.373Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 6.373Kw = 8.546Hp$$

**7.1.2.3 Eficiencia de la bomba.** Según la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 3X6-12, a 400 gpm y una cabeza de 86.5 ft, la eficiencia de la bomba es:

$$\eta_{bomba}(\%) = 69,5\%$$

#### 7.1.2.4 Potencia demandada por la bomba

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{Potencia\_hidraulica(Kw)}{\eta_{bomba}}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{6.373Kw}{0.695} = 9.169Kw$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 9.169Kw = 12.297Hp$$

### 7.1.3 Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 12

Potencia (Hp):	15
Velocidad a 60Hz (rpm)	1780
Corriente (amperios)	56
Voltaje	440
Factor de eficiencia	93.6%

#### 7.1.3.1 Potencia requerida (motor)

$$Potencia\_requerida = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba(Kw)}{\eta_{motor}}$$

$$Potencia\_requerida = \frac{9.196Kw}{0.936} = 9.824Kw$$

$$Potencia\_requerida = 9.824KW = 13.175Hp$$

### 7.1.3.2 Consumo de energía

$$Consumo(kWh) = (9.824KW) * (8760h) = 86058.24Kwh$$

### 7.1.3.3 El costo por consumo anual del sistema de bombeo

$$Costo\_por\_consumo = (9.824KW) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 8778US$$

### Cuadro 12. Calculo de consumo y costos energéticos bomba goulds 3175 3X6-12 para el sistema de bombeo tanque 12

Potencia requerida por conjunto motor- bomba goulds 3175 3X6-12	9.824 KW	13.175Hp
Consumo energético anual	86058.24 KWh	115413 Hph
Costo por consumo energético anual	8778 US	8778 US

### 7.1.4 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 12

#### Cuadro 13. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 12

Bomba	Marca y tipo	Eficiencia	Potencia Requerida (KW)	Potencia Requerida (Hp)	Costo por consumo energético anual
Actual	Ingersoll Rand 6EM 10X6	37%	31.331	42.014	27994 US
Sugerida	Goulds 3175 S 3X6-12	69.5%	9.824	13.175	8778 US

#### 7.1.4.1 Diferencia entre potencias

$$\%Diferencia\_Potencias = \left| \left( \frac{9.824 - 31.331}{31.331} \right) \right| * 100\% = 68.64\%$$

$$Reducción\_de\_Potencia = (31.331KW - 9.824KW) = 21.507KW = 28.841Hp$$

## **Valor estimado de reducción en costos por consumo anual, utilizando la bomba goulds3175 3X6-12**

$$Diferencia\_costos\_por\_consumo = (27994US - 8778US) = 19216US$$

### **7.1.5 Conclusiones**

- La zona de operación de la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6-12 del sistema de bombeo tanque 12 al extremo izquierdo de su curva, está lejos del punto de mejor eficiencia; la bomba está sobredimensionada para el sistema.
- La eficiencia de la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6-12 del sistema de bombeo tanque 12, de acuerdo al punto de operación y a su curva característica, es aproximadamente 37%; la bomba centrífuga trabaja con bajo nivel de eficiencia.
- Debido a que la bomba está muy sobredimensionada para el sistema, la hace muy deficiente, al transferirle al fluido un exceso de potencia hidráulica que no requiere; esto se evidencia con el aumento de la temperatura del fluido en la descarga de la bomba, el fluido en el tanque de la bomba está a temperatura ambiente 30°C y a la salida de la bomba se eleva hasta 70°C.
- Entre los eventos mecánicos reportados en este equipo, se encuentran vibraciones excesivas en la bomba, aumento de temperatura en bomba y motor y aumento en consumo de corriente por encima de la nominal 56 Amp. Ocasionado por el exceso de potencia transferido por la bomba al fluido
- Además de la operación con una bomba sobredimensionada para el sistema, el caudal es regulado por medio de desvío o by-pass, aunque este método permite reducir el flujo destinado al proceso, se pierde una gran cantidad de energía por la recirculación del fluido, pagando más por cada unidad de fluido bombeado al proceso.
- Con certeza se puede observar que la bomba del tanque 12, fue mal seleccionada desde su montaje inicial, trabajando permanentemente a baja eficiencia y suministrando un exceso de potencia que el sistema no requiere, lo que hace que se presenten una de serie de fallas mecánicas en la bomba, identificadas claramente por reportes de mantenimiento, y que son la causa de altos costos

- La carga o cabeza entregada por la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6-12 del sistema de bombeo tanque 12 es 147 ft y la carga requerida por el sistema es de 67 ft, es decir 80 ft de cabeza de desperdicio. Esto equivale a 22.81 hp de potencia desperdiciada, generando un sobre costo aproximado de 15219 US al año.
- Con la bomba Goulds 3175 S 3X6-12 seleccionada, se estima una reducción en la demanda energética del sistema de bombeo de 21.507 KW = 28.841 hp y con un valor estimado en reducción de costos al año de 19.216 US.
- En la compañía por estándar, los motores trifásicos instalados, los de repuesto y la selección de equipos nuevos deben cumplir con la norma IEEE841. Se verificaron las placas de los motores de las bombas centrífugas del molino uno y la descripción de estos equipos en el sistema SAP y se encontró que todos estos motores cumplen con la norma IEEE841. Esta norma hace referencia a motores de alta eficiencia.

#### **7.1.6 Recomendaciones**

- De acuerdo a los resultados y teniendo en cuenta la estandarización de las bombas centrífugas de la planta (bombas Goulds), la bomba adecuada para este sistema de acuerdo a sus características es la bomba Goulds 3175 S 3X6-12.
- Con la bomba Goulds seleccionada, se estima una reducción en la demanda energética del sistema de bombeo de 70%, equivalente a 22.135 KW y con un valor estimado en reducción de costos al año de 19800 US.
- Para realizar el cambio del conjunto bomba- motor, y de acuerdo a los datos del proveedor, la bomba Goulds 3175 S 3X6-12, tiene un costo de 40.000.000 de pesos incluyendo la base y todo el conjunto de la bomba, el motor trifásico de 15 hp tiene un valor aproximado de 5.125.560 pesos y en gastos de adecuación del lugar de montaje se estima un costo aproximado de 1.800.000 de pesos y en mano de obra un valor de 3.000.000 de pesos. En total se estima una inversión de 49.000.000 de pesos, y según el ahorro energético estimado el valor de la inversión se recuperaría en 6 meses.

**7.1.7 Bomba tanque 10 máquina.** Descripción del sistema. Este tanque esta ubicado en el sotano del molino 1, en la parte inferior de la maquina de formacion. El tanque recibe la pasta de hoja cuando en el proceso de formación del papel se producen reventones y se debe enebrar el molino nuevamente. El tanque posee dos agitadores, una bomba centrifuga marca Ingersoll Rand y una entrada de agua para controlar la consistencia (2.3 – 3.5%).

La pulpa cartonera se envia al tanque número 12 por medio de la bomba Goulds 3175 M 6X8-18, con ubicación tecnica M1M515. El tanque numero 10 o tanque de maquina maneja un nivel de 35 al 55% de su nivel, este es controlado por un sensor de nivel el cual se puede operar de forma manual o en automatico. Si el tanque esta por debajo del 50% de su nivel, la bomba M1M515 tiene la función de hacer recircular la pasta de pulpa en el tanque, pero si sobrepasa el nivel del 50% entonces la bomba M1M515 manda la pulpa cartonera al tanque numero 12.

#### **7.1.8 Parámetros requeridos por producción**

Flujo Máximo: 400 gpm

**Figura 30. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 10 máquina**



**Fuente:** Datos de campo

**Cuadro 14. Datos bomba tanque 10, Goulds 3175 M 6X8-18**

Marca	Goulds
Modelo	3175 M
Diámetro de succión (pulg)	8
Diámetro de descarga (pulg)	6
Diámetro del impulsor (pulg)	17.5

**Cuadro 15. Datos Motor Baldor**

Marca	Baldor
Potencia (Hp):	40
Velocidad a 60Hz (rpm)	1185
Transmisión	Acople
Velocidad efectiva en la bomba	1185
Corriente (amperios)	50.5
Voltaje	460
Factor de eficiencia	93.0 %

**7.1.8.1 Condiciones del fluido**

Fluido: Pulpa cartonera

Consistencia: 3% pasta de pulpa, 97% de agua.

**Cuadro 16 . Características del fluido del sistema de bombeo tanque 10**

	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Caudal	400gpm	0.891 ft <sup>3</sup> /s
Temperatura del fluido	42°C	107.6°F
Altura sobre el nivel del mar	993 m	3257.864 ft
Densidad del fluido	991.38 kg/m <sup>3</sup>	61.889 lb/ft <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática	0.640*10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s	0.69*10 <sup>-5</sup> ft <sup>2</sup> /s
Peso específico	9.725KPa/m	0.430Psia/ft
Presión de saturación	5.164KPa	1.230Psia
Presión atmosférica	89.92 KPa	13.04 Psia

**7.1.8.2 Cálculos****Altura estática**

$$H_{et} = H_d - H_s$$

$$H_{et} = 7.000 - 1.660 = 5.340m = 17.520''$$

### Datos succión

Perdida por fricción en la tubería de succión

$$hL = \frac{8\lambda LQ^2}{D^5 g \pi^2}$$

$$hL = \frac{8 * 0.023 * 1.800m * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.254m)^5 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} = 0.0021m = 0.0068ft$$

Perdidas por fricción en accesorio en la succión

### Cuadro 17. Listado de accesorios a la succión (Sistema tanque 10)

Cantidad	Accesorios- características	Coefficientes( <i>k</i> )	( $\sum k$ )
1	Entrada a la tubería	0,08	0,08
1	Válvula de compuerta - 12"(100% abierta)	0,056	0,056
1	Contracción suave de 10" a 8"	0,02	0,02
			0,156

$$hA = (\sum k) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

$$hA = (0.156) * \left( \frac{8 * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.254m)^4 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} \right) = 0.0020m = 0.0065ft$$

### 7.1.8.3 Datos descarga

Perdida por fricción en la tubería de descarga

$$hL = \frac{8\lambda LQ^2}{D^5 g \pi^2}$$

$$hL = \frac{8 * 0.024 * 70.000m * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.203m)^5 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} = 0.255m = 0.837 ft$$

Perdidas por fricción en accesorio a la descarga

**Cuadro 18. Listado de accesorios a la descarga (Sistema tanque 10)**

Cantidad	Accesorios- características	Coeficientes(k)	( $\sum k$ )
20	Codo 90° - Radio largo 10"	0,12	2,4
3	Válvula de compuerta - 10"	0,1037	0,3111
7	Junta de expansión - Neopreno	1	7
1	Ensanchamiento suave - 45° (d=6", D=8")	1,2	1,2
			10,911

$$hA = (\sum k) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

$$hA = (10.911) * \left( \frac{8 * (0.0252 \frac{m^3}{s})^2}{(0.203m)^4 * (9.81 \frac{m}{s^2}) * \pi^2} \right) = 0.337m = 1.105 ft$$

#### 7.1.8.4 Carga total del sistema

*Carga total del sistema (HTotal) = H (estática) + H (Dinámica)*

$$H_{total} = H_{estatica} + \sum \left[ \frac{8fLQ^2}{D^5 g \pi^2} \right]_i + \sum \left[ \frac{k8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right]_j$$

$$H_{total} = 5.340m + [0.0021m + 0.2552m] + [0.0020m + 0.3368m] = 5.936m = 19.475 ft$$

#### 7.1.8.5 Cabeza neta positiva a la succión

$$NPSH_{disponible} = \frac{Pa - Ps}{\gamma} \pm h_s - \sum hL_s - \sum hA_s$$

$$NPSH_{disponible} = \frac{89.92 Kpa - 8.485 Kpa}{9725.436 Pa / m} + 5.340m - 0.0021m - 0.0020m$$

$$NPSH_{disponible} = 1.664m = 5.460ft$$

### 7.1.8.6 Potencia hidráulica de la bomba

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho gQH}{1000W/KW}$$

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{991.38(\frac{Kg}{m^3}) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(\frac{m^3}{s}) * 43.891m}{1000W/KW} = 10.772Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 10.772Kw = 14.446Hp$$

### 7.1.8.7 Eficiencia de la bomba<sup>18</sup>

$$\eta_{bomba}(\%) = 45\%$$

### 7.1.8.8 Potencia demandada por la bomba

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{\rho gQH}{\eta_{bomba} * 1000W/KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{991.38(\frac{Kg}{m^3}) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(\frac{m^3}{s}) * 43.891m}{0.45 * 1000W/KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 23.938Kw = 32.102Hp$$

### 7.1.8.9 Potencia requerida

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba}{\eta_{motor}}$$

Eficiencia del motor<sup>19</sup>:

$$\eta_{motor} = 93\%$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{23.938Kw}{0.93}$$

<sup>18</sup> Ver figura 31, Curva característica de bomba Goulds 3175 M 6X8-18 y punto de operación del sistema de bombeo tanque 10, pág. 85

<sup>19</sup> Ver Datos de placa del motor, pág. 81

$$Potencia\_Requerida(Kw) = 25.740Kw = 34.518Hp$$

### 7.1.8.10 Consumo de energía

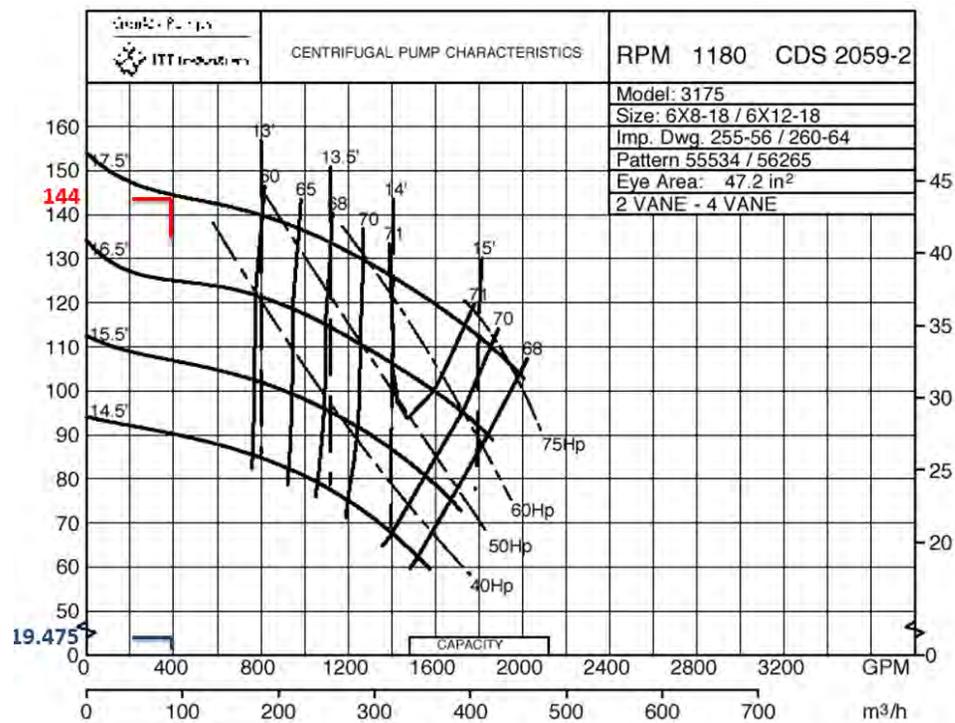
$$Consumo(kWh) = (25.740Kw) * (8760h) = 225482Kwh$$

### 7.1.9 Determinar el costo de operación del sistema actual.

$$Costo\_por\_consumo = (25.740Kw) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 23000US$$

### 7.1.9.1 Potencia desperdiciada por la bomba Goulds 3175 M 6X8-18 y costo estimado en un año

Figura 31. Grafico Curva característica de bomba Goulds 3175 M 6X8-18



- Carga total de la bomba
- Carga total del sistema

$$Potencia\_de\_desperdicio = \frac{\rho g Q H_{desperdicio}}{\eta_{bomba} * \eta_{motor} * 1000 W / KW}$$

$$H_{desperdicio} = H_{total\_bomba} - H_{sistema}$$

$$H_{\text{desperdicio}} = 144 \text{ ft} - 19.475 \text{ ft} = 124.525 \text{ ft} = 37.955 \text{ m}$$

$$\text{Potencia\_de\_desperdicio} = \frac{991.38 \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) * 9.81 \left( \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) * 0.0252 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * 37.955 \text{ m}}{0.45 * 0.93 * 1000 \frac{\text{W}}{\text{KW}}}$$

$$\text{Potencia\_de\_desperdicio} = 22.259 \text{ KW} = 29.850 \text{ Hp}$$

$$\text{Costo\_potencia\_desperdiciada} = (22.259 \text{ Kw}) * (0.102 \text{ US} / \text{Kwh}) * (8760 \text{ h}) = 19.888 \text{ US}$$

### Cuadro 19. Cálculos del sistema de bombeo tanque 10

	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Altura estática	5.340 m	17.520 ft
Perdidas por fricción	0.257 m	0.844 ft
Perdidas por accesorios	0.339 m	1.111ft
Cabeza total del sistema	5.936 m	19.475 ft
NPSH disponible	1.664 m	5.460 ft
Potencia hidráulica (WHP)	10.772KW	14.446 Hp
Eficiencia de la bomba	45%	45%
Potencia demandada por la bomba	25.740 KW	34.518 Hp
Eficiencia del motor	93.0%	93.0%
Potencia requerida	25.740 KW	34.518 Hp
Consumo energético anual	225482KWh	302377Hph
Costo por consumo energético	22999 US	22999US
Potencia desperdiciada por la bomba	22.259 KW	29.850 Hp
Costo perdido anual	19888 US	19888 US

**Figura 32. Grafico Curva de operación del sistema de bombeo tanque 10**



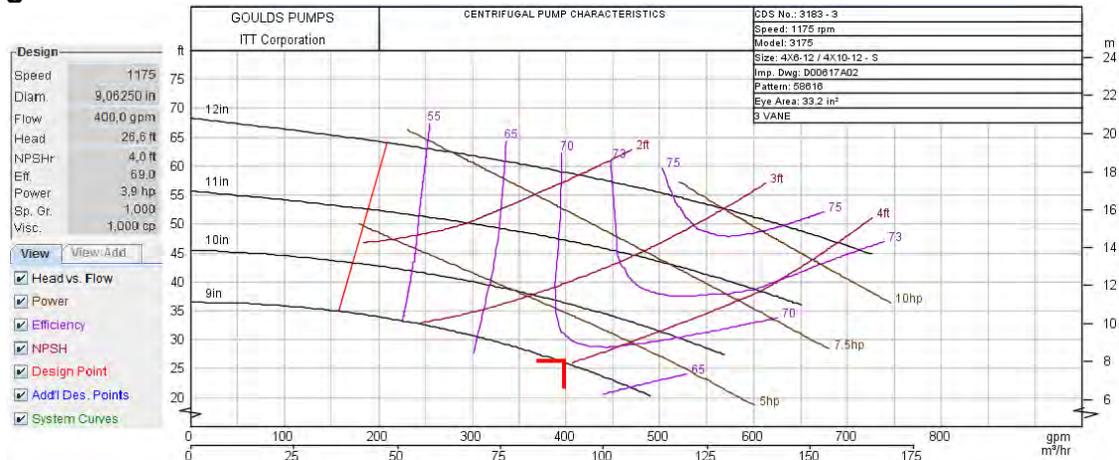
**Cuadro 20. Resultados curva de operación del sistema de bombeo tanque 10**

<b>Altura útil Hb(ft)</b>	17,520	17,641	18,003	18,607	19,475	20,538	21,866
<b>Whp (hp)</b>	0,000	3,762	7,373	10,910	14,446	17,932	21,368
<b>NPSH disponible(ft)</b>	5,474	5,474	5,471	5,467	5,461	5,454	5,445
<b>Caudal (gpm)</b>	0,001	100	200	300	400	500	600

### 7.1.10 Selección de bomba goulds para el sistema de bombeo tanque 10

A continuación se muestra la curva característica de la bomba Goulds 3175, con el punto de operación del sistema de bombeo del tanque 10.

**Figura 33. Grafico Curva característica de bomba Goulds 3175 S 4X6-12**



**Fuente:** Goulds Pumps, Estados Unidos, 2012, <http://gouldspumps.com/Tools-and-Resources/Pump-Selection-System/>

### 7.1.11 Cálculos bomba Goulds 3175 S 3X6-12

**7.1.11.1 Cálculo potencia de la bomba en el punto de operación.** De acuerdo a la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 4X6-12 y teniendo en cuenta el punto de operación del sistema del tanque 12, se debe seleccionar un impulsor de 9 in, entregando una cabeza de 26.6 ft.

#### 7.1.11.2 Potencia hidráulica de la bomba

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho g Q H}{1000 W / KW}$$
$$Carga\_total\_bomba = 8.107m = 26.6ft$$

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{991.38(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0252(m^3/s) * 8.107m}{1000 W / KW} = 1.986Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 1.986Kw = 2.664Hp$$

**7.1.11.3 Eficiencia de la bomba** Según la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 4X6-12, a 400 gpm y una cabeza de 26.6 ft, la eficiencia de la bomba es:

$$\eta_{bomba}(\%) = 69$$

#### 7.1.11.4 Potencia demandada por la bomba

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{Potencia\_hidraulica(Kw)}{\eta_{bomba}}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{1.986Kw}{0.69} = 2.879Kw$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 2.879Kw = 3.861Hp$$

**Cuadro 21. Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 10**

Potencia (Hp):	5
Velocidad a 60Hz (rpm)	1175
Corriente (amperios)	14-13.2/6.6
Voltaje	440
Factor de eficiencia	93.6%

**7.1.12 Potencia requerida (motor)**

$$Potencia\_requerida = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba(Kw)}{\eta_{motor}}$$

$$Potencia\_requerida = \frac{2.879Kw}{0.936} = 3.075Kw$$

$$Potencia\_requerida = 3.075Kw = 4.124Hp$$

**7.1.12.1 Consumo de energía**

$$Consumo(kWh) = (3.075Kw) * (8760h) = 26937Kwh$$

**7.1.12.2 El costo por consumo anual del sistema de bombeo**

$$Costo\_por\_consumo = (3.075Kw) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 2747US$$

**Cuadro 22. Calculo de consumo y costos energéticos bomba Goulds 3175S 4X6-12 para el sistema de bombeo tanque 10**

Potencia requerida por conjunto motor-bomba goulds 31754X6-12	3.075 KW	4.123 Hp
Consumo energético anual	26937 KWh	36117 Hph
Costo por consumo energético	2747 US	2747 US

**7.1.13 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 10.**

**Cuadro 23. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 10.**

Bomba	Marca y tipo	Eficiencia	Potencia (Kw)	Potencia (Hp)	Costo por consumo energético anual
Actual	Goulds 3175 M10X12-18	45%	25.740	34.518	23000 US
Sugerida	Goulds 3175 S 4X6-12	69%	3.075	4.123	2747 US

**7.1.14 Diferencia entre potencias**

$$\%Diferencia\_Potencias = \left| \left( \frac{3.075 - 25.740}{25.740} \right) \right| * 100\% = 88.05\%$$

$$Reducción\_de\_Potencia = (25.740KW - 3.075KW) = 22.665KW$$

**7.1.15 Valor estimado de reducción en costos por consumo anual**

$$Diferencia\_costos\_por\_consumo = (23000US - 2747US) = 20243US$$

**7.1.16 Valor estimado de ahorro utilizando variador de velocidad para la bomba Goulds 3175 S 4X6-12.** Los valores mostrados a continuación fueron calculados con el software: Pump-Selectio-System de Goulds pump<sup>20</sup>.

Velocidad fija: 1175 RPM  
 Economía de flujo: 82.6 gpm/Kw  
 Potencia: 4 hp  
 Consumo por año: 31618 Kw/hr  
 Costo por consumo: 3225 US

Variador de velocidad: 992 RPM  
 Economía de flujo: 159.4 gpm/Kw  
 Potencia: 2 hp  
 Consumo por año: 17974 Kw/hr  
 Costo por consumo: 1833 US

El ahorro anual estimado utilizando el variador de velocidad es de 1482 US.

<sup>20</sup> Ver Anexo 10, Selección de bomba Goulds 3175 S 4X6-12, para el tanque 10, pág. 140

### 7.1.20 Conclusiones

- La zona de operación de la bomba Goulds 3175 M10X12-18 al extremo izquierdo de su curva, está lejos del punto de mejor eficiencia; la bomba está sobredimensionada para el sistema.
- La eficiencia de la bomba Goulds 3175 M10X12-18 de acuerdo a su curva y al punto de operación, es aproximadamente 45%, la bomba centrífuga trabaja con bajo nivel de eficiencia.
- Como se muestra en la figura 25, existe una gran diferencia entre la carga total requerida por el sistema y la carga total entregada por la bomba. Cuando ocurre una falla en el proceso de formación de papel, la bomba debe garantizar la evacuación de la pasta de pulpa y evitar que se rebose el tanque 10, ocasionando que se detenga todo el proceso. Pero de acuerdo al consumo máximo de pasta de pulpa que requiera el proceso (400 gpm), este valor sería el máximo para ser evacuado por la bomba. Y de acuerdo al análisis realizado al sistema de bombeo, la carga requerida por el sistema sería aproximadamente 20 ft. Mientras que la bomba Goulds 3175 M 6X8-18 que opera actualmente, tiene su punto de mayor eficiencia a 1600 gpm y 120 ft.
- La bomba Goulds 3175 S 4X6-12 seleccionada con impulsor de 9 in, tiene la capacidad de trabajar con los parámetros requeridos por el sistema (400 gpm y 20 ft) con una eficiencia aproximada de 69%.
- La carga o cabeza entregada por la bomba Goulds 3175 M10X12-18 del sistema de bombeo tanque 10 es 144 ft y la carga requerida por el sistema es de 19.475 ft, es decir un 86.5 % de cabeza de desperdicio. Esto equivale a 29.85 hp de potencia desperdiciada, generando un sobrecosto aproximado de 19888 US al año.
- La bomba que opera actualmente es una bomba Goulds 3175 M 6X8-18, este equipo se montó en febrero del 2013 para remplazar la bomba Ingersoll Rand 6Em 10X6-12. El criterio para la selección de la bomba fue identificar la bomba equivalente en la marca Goulds.

### 7.1.21 Recomendaciones

- De acuerdo a los resultados y teniendo en cuenta la estandarización de las bombas centrífugas de la planta (bombas Goulds), la bomba adecuada para este sistema de acuerdo a sus características es la bomba Goulds 3175 S 4X6-12.
- Con la bomba Goulds seleccionada, se estima una reducción en la demanda energética del sistema de bombeo de 88%, equivalente a 22.665 KW= 30.394 hp y con un valor estimado en reducción de costos al año de 20243 US.

**7.1.22 Bomba 1 tanque 4.** La pulpa bombeada desde la planta de pulpa PP2 (pino) , llega a la maquina número uno al tanque número 6 del área de refinación, el cual contiene la pulpa semi química ordinaria; de este tanque pasa a un proceso de refinación para darle las características adecuadas de largo de fibra para el producto a fabricar (cartulina ) y es bombeada y almacenada en el tanque numero 4 llamado semi química refinada, de este tanque es bombeada por la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6-12 a los tanques número 2 y tanque 3 del sistema de desfibración de la maquina uno.

**Figura 34. Foto del conjunto Bomba – Motor, sistema de bombeo tanque 4**



**Fuente:** Datos de campo

**Cuadro 24. Datos bomba tanque 4 Ingersoll Rand 6EM 10X6**

Marca	Ingersoll Rand
Modelo	6EM 10 X 6
Diámetro de succión (pulg)	10
Diámetro de descarga (pulg)	6
Diámetro del impulsor (pulg)	11-3/4

**Cuadro 25. Datos del motor GE Motors**

Marca	GE Motors
Potencia (Hp):	20
Velocidad a 60Hz (rpm)	1180
Transmisión	Unión cardánica
Velocidad efectiva en la bomba	1180
Corriente (amperios)	24.1
Voltaje	460
Factor de eficiencia	92.7 %

**7.1.22.1 Condiciones del fluido**

Fluido: Pulpa semiquímica refinada

Consistencia: 3% de pasta de pulpa, 97% de agua.

**Cuadro 26. Características del fluido del sistema de bombeo tanque 4**

	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Caudal	390gpm	0.868ft <sup>3</sup> /s
Temperatura del fluido	50°C	122°F
Altura sobre el nivel del mar	993 m	3257.864 ft
Densidad del fluido	988.1 kg/m <sup>3</sup>	61.685 lb/ft <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática	0.556*10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s	0.60*10 <sup>-5</sup> ft <sup>2</sup> /s
Peso específico	9.693KPa/m	0.429Psia/ft
Presión de saturación	12.30KPa	1.784Psia
Presión atmosférica	89.92KPa	13.04Psia

**7.1.22.2 Cálculos****7.1.22.3 Altura estática**

$$H_{et} = H_d - H_s$$

$$H_{et} = 3.810 - 3.000 = 0.810m = 2.657''$$

#### 7.1.22.4 Datos succión

Perdida por fricción en la tubería de succión

$$hL = 0.0011m = 0.0038ft$$

Perdidas por fricción en accesorio en la succión

#### Cuadro 27. Listado de accesorios a la succión (Sistema tanque 4)

Cantidad	Accesorios- características	Coefficientes( <i>k</i> )	( $\sum k$ )
1	Válvula de compuerta - 10"(100% abierta)	0,05	0,05
1	Flanche 10"	1	1
			1,05

$$h_A = (\sum k) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

$$h_A = (0.156) * \left( \frac{8 * (0.0246 \frac{m^3}{s})^2}{(1.05m)^4 * 9.81 \frac{m}{s^2} * (3.1416)^2} \right) = 0.0126m = 0.0414ft$$

#### 7.1.22.5 Datos descarga

Perdida por fricción en la tubería de descarga

$$hL = 7.270m = 23.850ft$$

Perdidas por fricción en accesorio a la descarga

**Cuadro 28. Listado de accesorios a la descarga (Sistema tanque 4)**

Cantidad	Accesorios- características	Coeficientes( <i>k</i> )	( $\sum k$ )
3	Válvula de compuerta - 6"	0,1037	0,3111
2	T de 6"	0,6	1,2
2	Codo 90° - Radio largo 6"	0,17	0,34
3	Codo 90° - Radio corto 6"	0,28	0,84
2	Reducción de 6" a 4"	0,187	0,374
1	Codo 90° - Radio corto 4"	0,3	0,3
1	Ensanchamiento suave - 45° (d=4", D=6")	0,1375	0,1375
2	Codo 45° 3"	0,2	0,4
3	Codo 90° - Radio corto 3"	0,36	1,08
			4,9826

$$h_A = (\sum k) * \left( \frac{8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right)$$

$$h_A = (4.9826) * \left( \frac{8 * (0.0246 \frac{m^3}{s})^2}{(0.0762m)^4 * (9.81 \frac{m}{s^2}) * \pi^2} \right) = 7.393m = 24.255 ft$$

#### 7.1.22.6 Carga total del sistema

*Carga total del sistema (H<sub>Total</sub>) = H (estática) + H (Dinámica)*

$$H_{total} = H_{estatica} + \sum \left[ \frac{8fLQ^2}{D^5 g \pi^2} \right] i + \sum \left[ \frac{k8Q^2}{D^4 g \pi^2} \right] i$$

$$H_{total} = 0.81m + [0.001m + 7.270m] + [0.013m + 7.393m] = 15.486m = 50.808 ft$$

#### 7.1.22.7 Cabeza neta positiva a la succión

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_a - P_s}{\gamma} \pm h_s - \sum h_{Ls} - \sum h_{As}$$

$$NPSH_{disponible} = \frac{89.92 Kpa - 12.30 Kpa}{9693.261 Pa / m} + 3.000m - 0.0011m - 0.0126m$$

$$NPSH_{disponible} = 2.994m = 9.824 ft$$

#### 7.1.22.8 Potencia hidráulica de la bomba

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho gQH}{1000W/KW}$$

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{988.100(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0246(m^3/s) * 15.545m}{1000W/KW} = 3.708Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 3.708Kw = 4.972Hp$$

#### 7.1.22.9 Eficiencia de la bomba<sup>21</sup>

$$\eta_{bomba}(\%) = 54\%$$

#### 7.1.22.10 Potencia demandada por la bomba

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{\rho gQH}{\eta_{bomba} * 1000W/KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{988.100(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0246(m^3/s) * 15.545m}{0.54 * 1000W/KW}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 6.866Kw = 9.207Hp$$

#### 7.1.22.11 Potencia requerida

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba}{\eta_{motor}}$$

Eficiencia del motor<sup>22</sup>:

$$\eta_{motor} = 93\%$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = \frac{6.866Kw}{0.927}$$

$$Potencia\_Requerida(Kw) = 7.406Kw = 9.932Hp$$

<sup>21</sup> Ver figura 30, Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6 – 12 y punto de operación del sistema de bombeo tanque 4, pág. 80

<sup>22</sup> Ver Anexo 7, Eficiencia en motores eléctricos, pág. 106

### **7.1.22.12 Consumo de energía**

$$\text{Consumo}(kWh) = (\text{Potencia\_Requerida}) * (\text{horas\_de\_operación})$$

$$\text{Potencia\_Requerida}(Kw) = 7.406Kw = 9.932Hp$$

$$\text{horas\_de\_operación} = 8760$$

$$\text{Consumo}(kWh) = (7.406Kw) * (8760h) = 64876Kwh$$

### **7.1.22.13 Determinar el costo de operación del sistema actual.**

Tarifa aplicada en la empresa:

$$\text{Tarifa\_aplicada\_en\_la\_empresa} = (\$180 / Kwh) = (US\_0.102 / kwh)$$

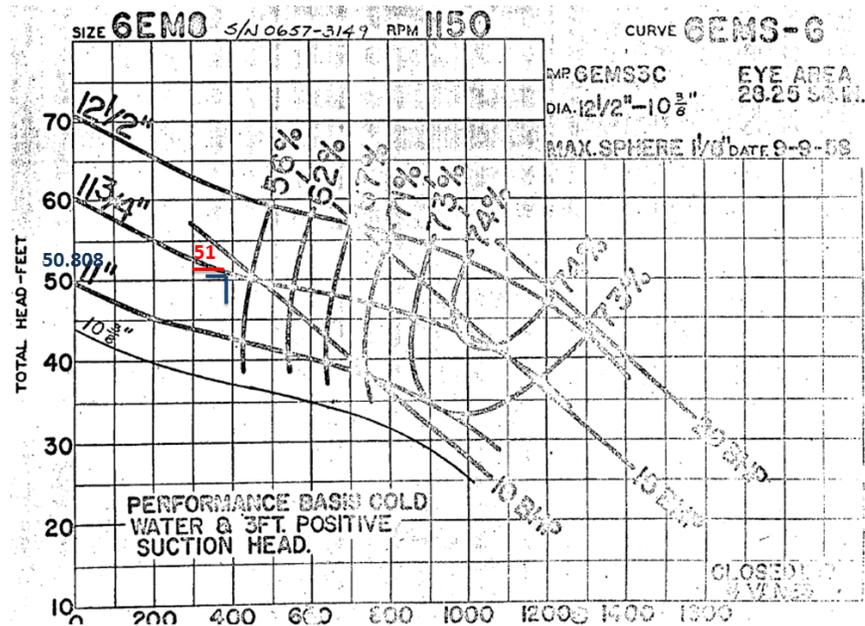
El costo por consumo anual del sistema de bombeo

$$\text{Costo\_por\_consumo} = (Kw\_en\_consumo) * (\$ / Kw) * (12meses / año)$$

$$\text{Costo\_por\_consumo} = (7.406Kw) * (0.102US / Kwh) * (8760h) = 6617US$$

### **7.1.23 Potencia desperdiciada por la bomba Goulds 3175 M 6X8-18 y costo estimado en un año**

Figura 35. Grafico Curva característica de bomba Ingersoll Rand 6EM 10 X 6 – 12 y punto de operación del sistema de bombeo tanque 4



— Carga total de la bomba  
— Carga total del sistema

$$Potencia\_de\_desperdicio = \frac{\rho g Q H_{desperdicio}}{\eta_{bomba} * \eta_{motor} * 1000} \frac{W}{KW}$$

Donde,

$$H_{desperdicio} = H_{total\_bomba} - H_{sistema}$$

$$H_{desperdicio} = 51.000\text{ ft} - 50.808\text{ ft} = 0.192\text{ ft} = 0.059\text{ m}$$

$$Potencia\_de\_desperdicio = \frac{988.10 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 9.81 \left(m/s^2\right) * 0.0246 \left(\frac{m^3}{s}\right) * 0.059\text{ m}}{0.54 * 0.927 * 1000} \frac{W}{KW}$$

$$Potencia\_de\_desperdicio = 0.028\text{ KW} = 0.037\text{ Hp}$$

$$Costo\_potencia\_desperdiciada = (0.028\text{ Kw}) * (0.102\text{ US} / \text{Kwh}) * (8760\text{ h}) = 25\text{ US}$$

**Cuadro 29 . Cálculos del sistema de bombeo tanque 4**

	S I	SISTEMA INGLES
Altura estática	0.81 m	2.657 ft
Perdidas primarias por fricción	7.271 m	21.130 ft
Perdidas por accesorios	7.405m	24.296ft
Cabeza total del sistema	15.486 m	50.808 ft
NPSH disponible	2.994 m	9.824 ft
Potencia hidráulica (WHP)	3.708KW	4.972 Hp
Eficiencia de la bomba	54%	54%
Potencia demandada por la bomba	6.866 KW	9.207 Hp
Eficiencia del motor	92.7%	92.7%
Potencia requerida	7.406KW	9.932 Hp
Consumo energético anual	64876KW/h	87004Hph
Costo por consumo energético	6618 US	6618 US
Potencia desperdiciada por la bomba	0.028 KW	0.037 Hp
Costo perdido anual	25 US	25 US

**Figura 36. Grafico Curva de operación del sistema de bombeo tanque 4**



**Cuadro 30. Resultados curva de operación del sistema de bombeo tanque 4**

<b><i>Altura útil Hb(ft)</i></b>	2,657	14,604	50,443	110,176	193,801	301,320
<b><i>Whp (hp)</i></b>	0,000	2,750	5,099	7,199	9,199	10,749
<b><i>NPSH disponible(ft)</i></b>	9,871	9,859	9,823	9,764	9,680	9,573
<b><i>Caudal (gpm)</i></b>	0,001	200	400	600	800	1000

**7.1.24 Selección de bomba goulds para el sistema de bombeo tanque 4.** A continuación se muestra la curva característica de la bomba goulds 3175, con el punto de operación del sistema de bombeo del tanque 4.

**Figura 37. Grafico Curva característica de bomba Goulds 3175 S 4X6-12**



Fuente: <http://gouldspumps.com/Tools-and-Resources/Pump-Selection-System/>

**7.1.24.1 Cálculos bomba Goulds 3175 S 4X6-12**

**7.1.24.2 Calculo potencia de la bomba en el punto de operación.** De acuerdo a la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 4X6-12 y teniendo en cuenta el punto de operación del sistema del tanque 4, se debe seleccionar un impulsor de 12 in, entregando una cabeza de 59.2 ft.

**7.1.24.3 Potencia hidráulica de la bomba**

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{\rho gQH}{1000W/KW}$$

$$Carga\_total\_bomba = 18.044m = 59.2ft$$

$$Potencia\_hidraulica(Kw) = \frac{988.10(Kg/m^3) * 9.81(m/s^2) * 0.0246(m^3/s) * 18.044m}{1000W/KW} = 4.3026Kw$$

$$Potencia\_hidraulica = 4.3026Kw = 5.769Hp$$

**7.1.24.4 Eficiencia de la bomba.** Según la curva característica de la bomba Goulds 3175 S 4X6-12, a 390 gpm y una cabeza de 59.2 ft, la eficiencia de la bomba es:

$$\eta_{bomba}(\%) = 69,5\%$$

#### 7.1.24.5 Potencia demandada por la bomba

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{Potencia\_hidraulica(Kw)}{\eta_{bomba}}$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = \frac{4.3026Kw}{0.695} = 6.190Kw$$

$$Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba = 6.190Kw = 8.302Hp$$

#### Cuadro 31. Selección del motor para el sistema de bombeo tanque 4

Potencia (Hp):	10
Velocidad a 60Hz (rpm)	1175
Corriente (amperios)	25/12.5
Voltaje	440
Factor de eficiencia	93.6%

#### 7.1.24.6 Potencia requerida (motor)

$$Potencia\_requerida = \frac{Potencia\_demandada\_por\_la\_bomba(Kw)}{\eta_{motor}}$$

$$Potencia\_requerida = \frac{6.190Kw}{0.936} = 6.613Kw$$

$$Potencia\_requerida = 6.613Kw = 8.868Hp$$

#### 7.1.24.7 Consumo de energía

$$Consumo(kWh) = (Potencia\_demandada\_bomba) * (horas\_de\_operación)$$

$$Potencia\_Demandada(Kw) = 6.190Kw = 8.302Hp$$
$$horas\_de\_operación = 8760$$

$$Consumo(kWh) = (6.190Kw) * (8760h) = 54224Kwh$$

### 7.1.24.8 El costo por consumo anual del sistema de bombeo

$$\text{Costo}_{\text{por consumo}} = (\text{Kw}_{\text{en consumo}}) * (\$/\text{Kw}) * (12\text{meses} / \text{año})$$

$$\text{Tarifa}_{\text{aplicada en la empresa}} = (\$180 / \text{Kwh}) = (\text{US } 0.102 / \text{kwh})$$

$$\text{Costo}_{\text{por consumo}} = (6.190\text{Kw}) * (0.102\text{US} / \text{Kwh}) * (8760\text{h}) = 5530\text{US}$$

### Cuadro 32. Calculo de consumo y costos energéticos bomba Goulds 3175 S 4X6-12 para el sistema de bombeo tanque 4

Potencia demandada por bomba goulds 3175 4X6-12	6.190 KW	8.302 Hp
Consumo energético anual	54224 KWh	72725 Hph
Costo por consumo energético	5530 US	5530 US

### 7.1.25 Comparación de parámetros entre la bomba actual y la bomba recomendada, para el sistema de bombeo tanque 4

#### Cuadro 33. Parametros energéticos de bomba actual y bomba recomendada, del sistema de bombeo tanque 4

Bomba	Marca y tipo	Eficiencia	Potencia (Kw)	Potencia (Hp)	Costo por consumo energético anual
Actual	I. Rand 6EM 10X6-12	54.0%	7.406	9.932	6618 US
Sugerida	Goulds 3175S 4X6-12	69.5%	6.190	8.302	5530 US

#### 7.1.251. Diferencia entre potencias

$$\% \text{Diferencia}_{\text{Potencias}} = \left| \left( \frac{6.190 - 7.406}{7.406} \right) \right| * 100\% = 16.41\%$$

$$\text{Reducción}_{\text{de Potencia}} = (7.406\text{KW} - 6.190\text{KW}) = 1.216\text{KW}$$

#### 7.1.25.2 Valor estimado de reducción en costos por consumo anual

$$\text{Diferencia}_{\text{costos por consumo}} = (6618\text{US} - 5530\text{US}) = 1088\text{US}$$

### **7.1.25.3 Conclusiones**

- La eficiencia de la bomba Ingersoll Rand 6EM 10X6–12 de acuerdo a su curva y al punto de operación es aproximadamente 54%, la bomba centrífuga trabaja con un nivel de eficiencia lejos del valor máximo de eficiencia del 74% para la curva del tamaño del impulsor.
- La zona de operación de la bomba está al lado izquierdo de la curva de eficiencia, a tras del punto de mayor eficiencia; la bomba está sobredimensionada para el sistema.
- De acuerdo al análisis realizado se concluye que la bomba recomendada para una mayor eficiencia energética del sistema es la bomba Goulds 3175 S 4x6-12 con un valor estimado de reducción en costos por consumo anual de \$1088.

### **7.1.25.4 Recomendaciones**

- De acuerdo a los resultados y teniendo en cuenta la estandarización de las bombas centrífugas de la planta (bombas Goulds), la bomba adecuada para este sistema de acuerdo a sus características es la bomba Goulds 3175 S 4X6-12.
- Con la bomba Goulds seleccionada, se estima una reducción en la demanda energética del sistema de bombeo de 16%, equivalente a 1.21 KW y con un valor estimado en reducción de costos al año de 1488 US.

## BIBLIOGRAFÍA

AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS. Base teórica para realizar la evaluación de las medidas de ahorro de energía.

BORESI, Arthur y Schmidt, Richard. México: Thomson Learning. Ingeniería Mecánica-Dinámica. 2001.p.118-119 ISBN 0-534-95162-7.

CLAVIJO VALBUENA, Alejandro. Identificación y recomendaciones para la solución de deficiencias en el sistema de bombas del Ingenio Providencia S.A. Santiago de Cali, 2008.151p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de occidente. Facultad de ingenierías.

[http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_de\\_Moody](http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody)

<http://gouldspumps.com/Tools-and-Resources/Pump-Selection-System/>

<http://www.novatec.cr/Utilitarios/Bombas/NPSH.pdf>

Jean-François DULHOSTE – Escuela de Ingeniería Mecánica – ULA

MATAIX Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. ISBN 84-219-0175-3

RAMIREZ, Edison, 2012. Estudio de bombas centrífugas y su factibilidad de aplicaciones en la facultad de ingeniería mecánica con la finalidad de obtener parámetros técnicos con variación de caudal. Disponible en internet: <http://repo.uta.edu.ec/bitstream/handle/123456789/2155/Tesis%20145%20%20Ram%C3%ADrez%20Pozo%20Edison%20Alejandro.pdf>.

## ANEXOS

### Anexo A. Listado de bombas centrífugas Molino uno de SKCC

El Molino uno cuenta con cincuenta bombas centrífugas, en la siguiente tabla encontramos el nombre de la bomba con su respectiva marca y tipo.

#### Listado de bombas centrífugas Molino Uno

Equipo	Denominación del objeto tecnico	Ubicación tecnica	Denominación de la ubicación tecnica
MMBBA2-002	GOULDS 3405 5X8-14DV	PCM1D307	Bomba 2 tanque 15
MMBBA3-101	GOULDS 3316 3X4-11	PCM1M421	Bomba 2 de alta
MMBBA1-342	GOULDS 3175S 3X6-14	PCM1AL37	Bomba 1 tanque 7
MMBBA2-001	GOULDS 3405 5X8-14	PCM1D143	Bomba 1 Tanque 15
MMBBA1-302	GOULDS 3175S 4X6-14	PCM1AL01	Bomba 1 tanque 1
MMBBA3-102	GOULDS 3316 3X4 11	PCM1M423	Bomba 1 de alta
MMBBA1-161	GOULD 3196MT 3X4-13	PCM1M517	BBA RECHAZOS
MMBBA1-129	GOULDS 3175S 3X6-14	PCM1D129	Bba filtr primario limp formad1
MMBBA1-197	GOULDS 3196 MTX 2X3-10	PCM1S739	BBA 2 RECUPERACION CONDENSADO
MMBBA1-190	GOULDS -3175S -4X6-14	PCM1AL31	BBA 1 TANQUE 6
MMBBA1-182	GOULDS 3175S 3X6-14	PCM1AL25	BBA 1 TANQUE 5
MMBBA1-107	GOULDS 3175S 3X6-14	PCM1AL19	BBA 1 TANQUE 4
MMBBA1-116	GOULDS 3175S 4X6-14	PCM1AL13	BBA 1 TANQUE 3
MMBBA1-198	GOULDS 3175S 6X8-14	PCM1AL07	BBA 1 TANQUE 2
MMBBA1-669	GOULDS 3196M 2X3-10	PCM1S737	BBA 1 RECUPERACION CONDENSADO
MMBBA1-115	GOULDS 3175S 3X8-14	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-158	GOULDS -3196MT -3X4-13	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-159	GOULDS 3196ST 2X3-6	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-162	GOULDS 3196ST 2X3-6	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-120	I.RAND VERIFICAR	PCM1ED60	CENTRO DE SERVICIOS MECANICO MOLINO 1
MMBBA1-126	I.RAND 10X17 LP	PCM1ED60	CENTRO DE SERVICIOS MECANICO MOLINO 1
MMBBA1-374	I.RAND 3COURL 5X3	PCM1ED60	CENTRO DE SERVICIOS MECANICO MOLINO 1
MMBBA1-150	I.RAND 6EM 10X6	PCM1AL60	Bomba tanque 12
MMBBA1-177	I.RAND 6EM 10X6	PCM1AL60	Bomba tanque 12
MMBBA1-324	I.RAND 6EM 10X6	PCM1AL60	Bomba tanque 12
MMBBA1-337	I.RAND 6EM 10X6	PCM1M515	BOMBA TANQUE 10 MAQUINA
MMBBA1-184	I.RAND 6EM 10X6	PCM1CA44	Bomba 2 sydrapulper
MMBBA1-365	I.RAND 6EM 10X6	PCM1CA43	Bomba 1 sydrapulper
MMBBA1-151	I.RAND 8EL 12X8	PCM1M305	BBA FORMADOR 6
MMBBA1-154	I.RAND 8EL 12X8	PCM1M307	BBA FORMADOR 5

MMBBA1-307	I.RAND 8EL 12X8	PCM1M309	BBA FORMADOR 4
MMBBA1-117	I.RAND 8EL 12X8	PCM1M311	BBA FORMADOR 3
MMBBA1-486	I.RAND 6EM 10X6	PCM1AL09	BBA 2 TANQUE 2
MMBBA1-336	I.RAND 6EM 10X6	PCM1AL19	BBA 1 TANQUE 4
MMBBA1-103	I.RAND 4CORVL 5X4	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-105	I.RAND 3CORVL 5X3	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-108	I.RAND 3CORVL 5X3	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-122	I.RAND 4CORVL 5X4	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-142	I.RAND 6X13LPO 8X6	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-156	I.RAND 8EL 12X8	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-157	I.RAND 8X17 LP	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-165	I.RAND 6EM 10X6 1000	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-146	WORTH 1.5 X 1-8 D-1000	PCM1ED60	CENTRO DE SERVICIOS MECANICO MOLINO 1
MMBBA1-656	WORTH D1000 3X2-10	PCM1M403	Breaker Alimen Drive bba tambor
MMBBA1-135	WORTH 6 CNE 104	PCM1AL67	Bomba No 4 tanque 15
MMBBA1-149	WORTH 2-1/2" CN-52	PCM1CA25	BOMBA GOMA 3
MMBBA1-175	WORTH 2-1/2" CN-52	PCM1CA23	BOMBA GOMA 2
MMBBA1-174	WORTH 2-1/2" CN-52	PCM1CA21	BOMBA GOMA 1
MMBBA4-109	WORTH 4GA 1X1 20	PCM1S703	BOMBA 2 BOWSER
MMBBA1-200	WORTH 3CNE-104 4X3	PCM1AL68	Bomba 1 tanque 20
MMBBA1-147	WORTH 1.5 X 1-8	PCM1D427	Bomba 1 de apresto
MMBBA4-108	WORTH 4GA 1X1 20	PCM1S701	BOMBA 1 BOWSER
MMBBA1-148	WORTH 1.5X1-8	PCM1D429	BBA 2 DE APRESTO
MMBBA1-166	AURORA GGU-6LC 6*6	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-178	AURORA GGU-3B	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-188	AURORA TURBI 6C	PCM1CA59	AREA RODILLOS
MMBBA1-189	MORRIS 6VHS12	PCM1D163	Bomba sumidora No 2 Foso
MMBBA1-181	MORRIS 6VHS12	PCM1D161	Bomba sumidora 1
MMBBA1-141	MORRIS 6VHS12 6X6	PCM1D209	Bomba morris sumidora 3
MMBBA1-171	ALLIS CHALMER FB-3A 2X1,5-8	PCM1S729	BOMBA 2 TANQUE 2 SF
MMBBA1-170	ALLIS CHALMER FB-3A 2X1,5-8	PCM1S727	BOMBA 1 TANQUE 2 SF
MMBBA1-465	ALLIS CHALMERS FB-3A	PCM1CA59	AREA RODILLOS

La siguiente figura muestra la distribución de las bombas por marca.

**Cantidad de bombas centrífugas por marcas Molino uno**



## Anexo B. Unidades y Conversiones

### Unidades inglesas, unidades SI y factores de conversión

Cantidad	Unidades inglesas	Sistema internacional (SI)	Factor de conversión
Longitud	pulgada	milímetro	1 in = 25.4 mm
	pie	metro	1 ft = 0.3048 m
	milla	kilómetro	1 milla = 1.609 km 1 milla = 5280 ft
	yarda		1 milla = 1760 yd
Área	Pulgada cuadrada	Centímetro cuadrado	1 in <sup>2</sup> = 6.452 cm <sup>2</sup>
	Pie cuadrado	metro cuadrado	1 ft <sup>2</sup> = 0.09290 m <sup>2</sup>
Volumen	pulgada cúbica	centímetro cúbico	1 in <sup>3</sup> = 16.39 cm <sup>3</sup>
	pie cúbico	metro cúbico	1 ft <sup>3</sup> = 0.02832 m <sup>3</sup>
	Galón( US o Brit)		1 gal(US) = 231 in <sup>3</sup> = 0.003789 m <sup>3</sup> 1 gal (Brit) = 1.2 gal (US)
Masa	libra-masa,	kilogramo	1 lbm = 0.4536 kg
	slug		1 slug = 14.59 kg
	onza		1 oz = 28.35x10 <sup>-3</sup> Kg
Densidad	slug/pie cúbico	kilogramo/metro cúbico	1 slug/ft <sup>3</sup> = 515.4 kg/m <sup>3</sup>
Fuerza	libra-fuerza	newton	1 lb = 4.448 N
Trabajo	pie-libra	newton-metro	1ft-lb = 1.356 N-m
Presión	libra/pulgada cuadrada	newton/metro cuadrado (pascal)	1 psi = 6895 Pa
	libra/pie cuadrado		1 psf = 47.88 Pa
		Bar	1 bar = 10 <sup>5</sup> Pa = 14.7 psi
	Pulgada de mercurio		1 psi = 2.036 in Hg
	Pulgada de agua		1 psi = 2.77 in H <sub>2</sub> O
Temperatura	grado Fahrenheit	grado Celsius	°F= 9/5 °C+32
	grado Rankine	kelvin	°R= 9/5 °K
Energía	unidad térmica británica (BTU)	joule	1 Btu = 1055 J
	caloría		1 cal = 4.186 J
	pie-libra		1 ft-lb = 1.356 J 1 BTU = 778.2 ft-lb
Potencia	caballo de fuerza	watt	1 hp = 745.7 W
	pie-libra/segundo		1 ft-lb/s = 1.356 W
Velocidad	pie/segundo	metro/segundo	1 ft/s = 0.3048 m/s
	Milla/hora		1 mph = 1.467 ft/s
Aceleración	pie/segundo al cuadrado	metro/segundo al cuadrado	1 ft/s <sup>2</sup> = 0.3048 m/s <sup>2</sup>
Frecuencia	ciclo/segundo	hertz	1 cps = 1.000 Hz
Viscosidad	libra-segundo/pie cuadrado	newton-segundo/metro al cuadrado	1 lb-s/ft <sup>2</sup> = 47.88 N.s/m <sup>2</sup>
		Stoke	1 stoke = 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> /s
		Poise	1 poise = 0.1 N-s/m <sup>2</sup>

## Anexo C. Propiedades del agua

### Propiedades del agua

#### Unidades SI

Temperatura (°C)	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad $\mu$ (N · s/m <sup>2</sup> )	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Tensión superficial $\sigma$ (N/m)	Presión de vapor (kPa)	Módulo de volumen B (Pa)
0	999.9	1.792 x 10 <sup>-3</sup>	1.792 x 10 <sup>-6</sup>	0.0762	0.610	204 x 10 <sup>7</sup>
5	1000.0	1.519	1.519	0.0754	0.872	206
10	999.7	1.308	1.308	0.0748	1.13	211
15	999.1	1.140	1.141	0.0741	1.60	214
20	998.2	1.005	1.007	0.0736	2.34	220
30	995.7	0.801	0.804	0.0718	4.24	223
40	992.2	0.656	0.661	0.0701	3.38	227
50	988.1	0.549	0.556	0.0682	12.3	230
60	983.2	0.469	0.477	0.0668	19.9	228
70	977.8	0.406	0.415	0.0650	31.2	225
80	971.8	0.357	0.367	0.0630	47.3	221
90	965.3	0.317	0.328	0.0612	70.1	216

#### Unidades inglesas

Temperatura (°F)	Densidad (slug/ft <sup>3</sup> )	Viscosidad (lb-s/ft <sup>2</sup> )	Viscosidad cinemática (ft <sup>2</sup> /s)	Tensión superficial (lb/ft)	Presión de vapor (psi)	Módulo de volumen (psi)
32	1.94	3.75 x 10 <sup>-5</sup>	1.93 x 10 <sup>-5</sup>	0.518 x 10 <sup>-2</sup>	0.089	293 000
40	1.94	3.23	1.66	0.514	0.122	294 000
50	1.94	2.74	1.41	0.509	0.178	305 000
60	1.94	2.36	1.22	0.504	0.256	311 000
70	1.94	2.05	1.06	0.500	0.340	320 000
80	1.93	1.80	0.93	0.492	0.507	322 000
90	1.93	1.60	0.83	0.486	0.698	323 000
100	1.93	1.42	0.74	0.480	0.949	327 000
120	1.92	1.17	0.61	0.465	1.69	333 000
140	1.91	0.98	0.51	0.454	2.89	330 000
160	1.90	0.84	0.44	0.441	4.74	326 000
180	1.88	0.73	0.39	0.426	7.51	318 000
200	1.87	0.64	0.34	0.412	11.53	308 000
212	1.86	0.59 x 10 <sup>-5</sup>	0.32 x 10 <sup>-5</sup>	0.404 x 10 <sup>-2</sup>	14.7	300000

## Anexo D. Propiedades de la atmósfera estándar

### Propiedades de la atmósfera estándar

#### Unidades SI

Altitud (m)	Temperatura (°K)	Presión (KPa)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Velocidad del sonido (m/s)
0	288.2	101.3	1.125	340
500	284.9	95.43	1.167	338
1000	281.7	89.85	1.112	336
2000	275.2	79.48	1.007	333
4000	262.2	61.64	0.81194	325
6000	249.2	47.21	0.6602	316
8000	236.2	35.65	0.5258	308
10000	223.3	26.49	0.4136	300
12000	216.7	19.40	0.3119	295
14000	216.7	14.17	0.2278	295
16000	216.7	10.35	0.1665	295
18000	216.7	7.563	0.1216	295
20000	216.7	5.528	0.0889	295
30000	226.5	1.196	0.0184	302
40000	250.4	0.287	4.00x10 <sup>-3</sup>	317
50000	270.7	0.0789	1.03x10 <sup>-3</sup>	330
60000	255.8	0.0225	3.06x10 <sup>-4</sup>	321
70000	219.7	0.00551	8.75x10 <sup>-5</sup>	297
80000	180.7	0.00103	2.00x10 <sup>-5</sup>	269

#### Unidades inglesas

Altitud (ft)	Temperatura (°F)	Presión (lb/ft <sup>2</sup> )	Densidad (slugs/ft <sup>3</sup> )	Velocidad del sonido (ft/s)
0	59.0	2116	0.00237	1117
1 000	55.4	2014	0.00231	1113
2000	51.9	1968	0.00224	1109
5 000	41.2	1760	0.00205	1098
10 000	23.4	1455	0.00176	1078
15 000	5.54	1194	0.00150	1058
20 000	-12.3	973	0.00127	1037
25 000	-30.1	785	0.00107	1016
30 000	-48.0	628	0.000890	995
35 000	-65.8	498	0.000737	973
36 000	-67.6	475	0.000709	971
40 000	-67.6	392	0.000586	971
50 000	-67.6	242	0.000362	971

Jean-François DULHOSTE – Escuela de Ingeniería Mecánica - ULA

## Anexo E. Características de superficies

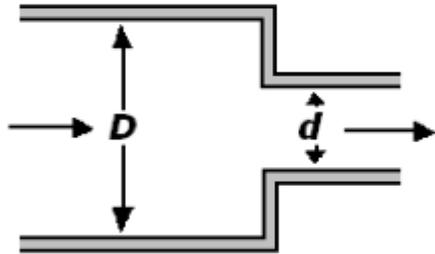
<b>MATERIAL TUBERIA</b>	<b>RUGOSIDAD ABSOLUTA (mm)</b>
Vidrio, cobre o latón estirado	0,001
Latón industrial	0,25
Acero laminado nuevo	0,05
Acero laminado oxidado	0,25
Acero laminado con incrustaciones	3
Acero asfaltado	0,015
Acero roblonado	0,1
Acero soldado, oxidado	0,4
Hierro galvanizado	0,2

---

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas primarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág.219

## Anexo F. Características de Forma

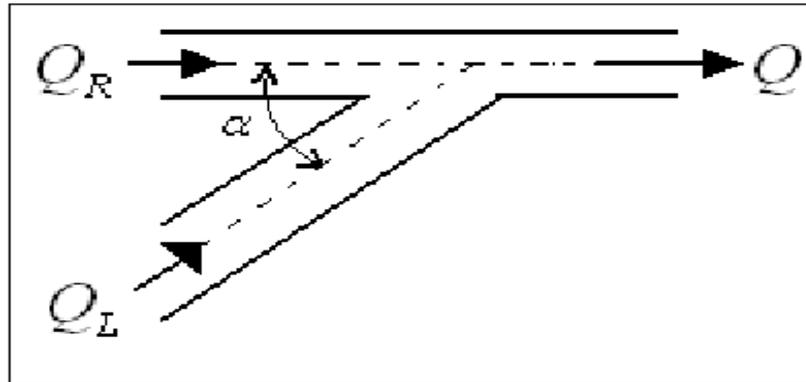
### CONTRACCIÓN BRUSCA



D/d	$\zeta$
1,2	0,25
1,3	0,275
1,4	0,3
1,5	0,32
1,6	0,34
1,65	0,36
1,7	0,374286
1,8	0,388572
1,9	0,41
2	0,42
2,1	0,435
2,2	0,44
2,3	0,445
2,4	0,45
2,5	0,455
2,6	0,456
2,7	0,457
2,8	0,458
2,9	0,459
3	0,46

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas primarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 219.

## UNIÓN EN CONFLUENCIA

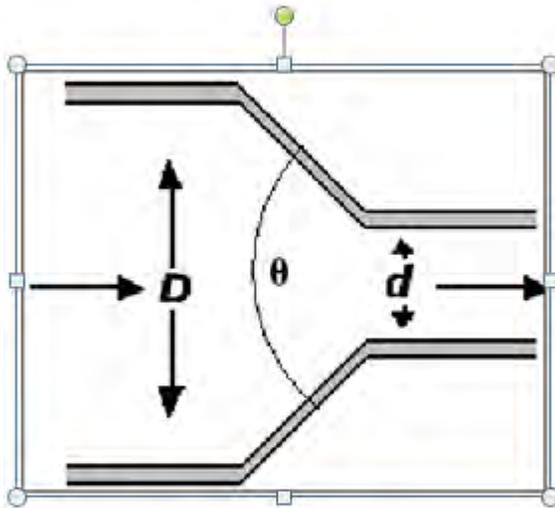


QL: Caudal lateral  
 QR: Caudal recto

	90°	60°	45°
$Q(L)/Q$	$\zeta$	$\zeta$	$\zeta$
0	-0,8	-0,8	-0,8
0,2	-0,25	-0,25	-0,25
0,4	0,25	0,15	0,1
0,6	0,7	0,49	0,35
0,8	0,98	0,6	0,45
1	1,1	0,6	0,35

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 240.

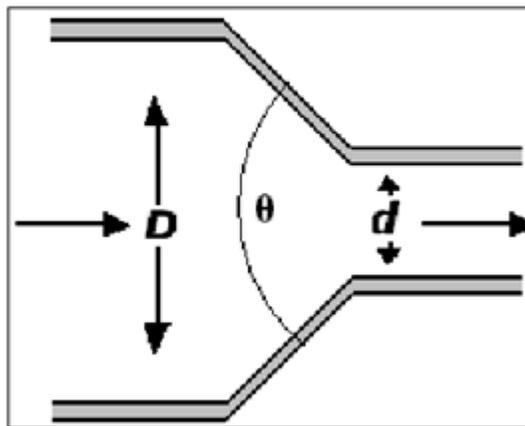
## CONTRACCION SUAVE 45°



D/d	$\zeta$
1,2	0,100000
1,3	0,112500
1,4	0,125000
1,5	0,137500
1,6	0,150000
1,7	0,156250
1,8	0,162500
1,9	0,168750
2	0,175000
2,1	0,181250
2,2	0,187500
2,3	0,193750
2,4	0,200000
2,5	0,204167
2,6	0,208334
2,7	0,212501
2,8	0,216668
2,9	0,220835
3	0,225002

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 239.

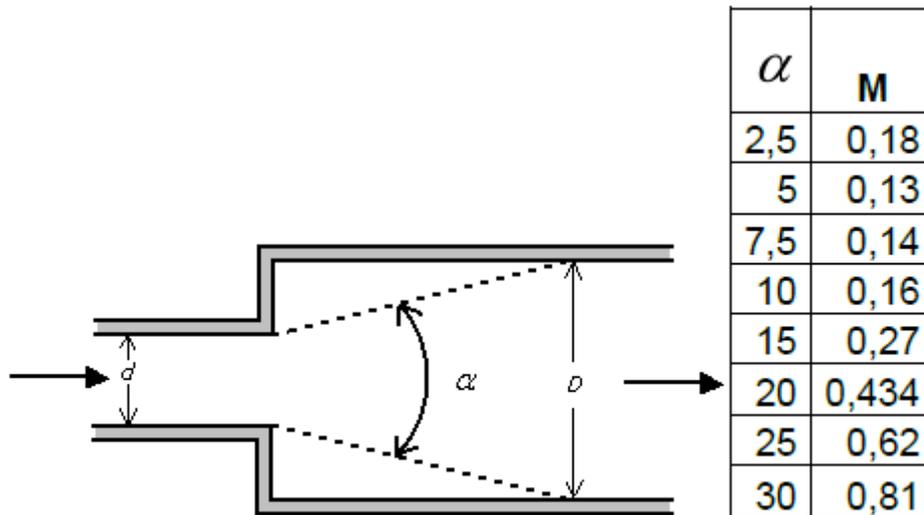
## CONTRACCION SUAVE A 60° Y 20°



D/d	60°	20°
1,2	0,150000	0,050000
1,3	0,162500	0,062500
1,4	0,175000	0,075000
1,5	0,187500	0,087500
1,6	0,197500	0,100000
1,7	0,206250	0,106250
1,8	0,212500	0,112500
1,9	0,218750	0,118750
2	0,225000	0,125000
2,1	0,231250	0,131250
2,2	0,237500	0,137500
2,3	0,243750	0,143750
2,4	0,250000	0,150000
2,5	0,254167	0,154167
2,6	0,258334	0,158334
2,7	0,262501	0,162501
2,8	0,266668	0,166668
2,9	0,270835	0,170835
3	0,275002	0,175002

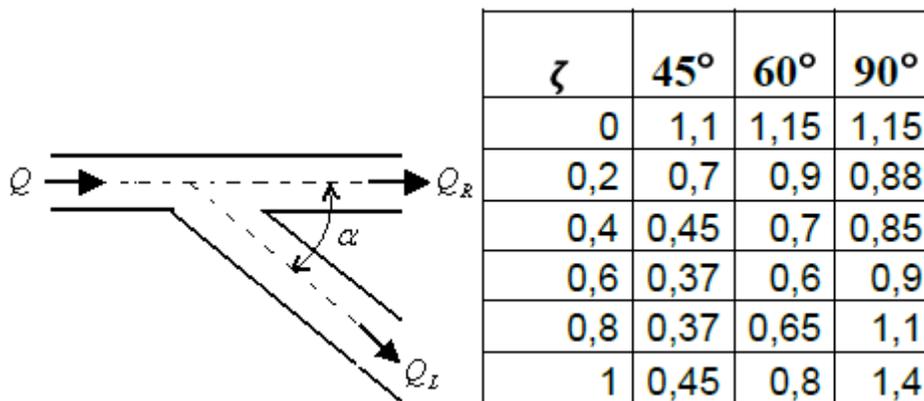
Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 239.

## ENSANCHAMIENTO BRUSCOS Y SUAVES



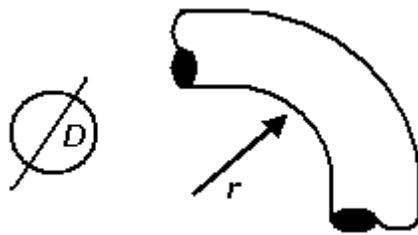
Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 238.

## UNIONES TéS EN DIVERGENCIA



Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 240.

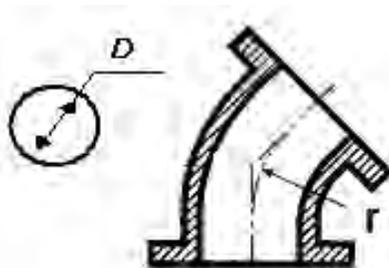
### CODO A 90°



$r/D$	$\zeta$
0	0,8
0,25	0,4
0,5	0,25
1	0,16
1,25	0,126
1,5	0,1
1,75	0,09
2	0,05

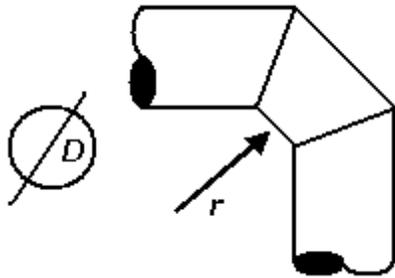
Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 241.

### CURVA DE 45°



$D$	$\zeta$
1	0,22
2	0,2
4	0,18
6	0,15
10	0,12
15	0,1

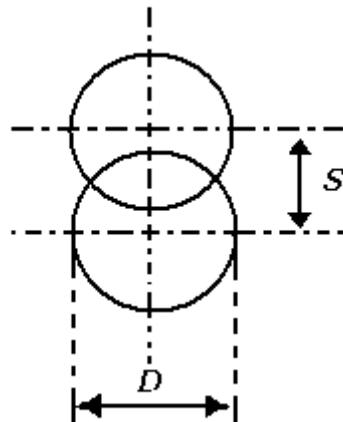
## CODOS POR PIEZAS



	3 PIEZAS	5 PIEZAS
$r/D$	$\zeta$	$\zeta$
0,25	0,8	0,5
0,5	0,4	0,3
1	0,3	0,2

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 242.

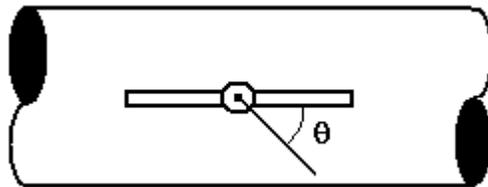
## VÁLVULA DE COMPUERTA



$s/D$	$\zeta$
0	0,05
0,1	0,06
0,2	0,13
0,3	0,3
0,4	0,8
0,5	2
0,6	4
0,7	10,5
0,8	50

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 242.

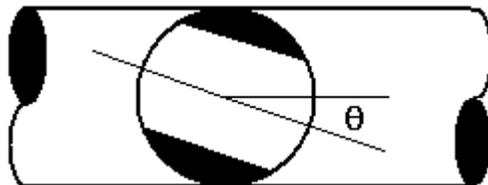
## VÁLVULA DE MARIPOSA



ANGULO DE CIERRE	$\theta$
0	0,3
10	0,45
20	1
30	2
40	4
50	10,5
60	40
70	140

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 243.

## VÁLVULA DE BOLA



$\theta$	$\xi$
5	0,05
10	0,29
15	0,75
20	1,56
25	3,1
30	5,47
40	17,3
45	31,2
50	52,6
60	206
65	486

Fuente: Mataix Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas: Perdidas secundarias en conductos cerrados o tuberías. Segunda edición. México D.F.: Alfaomega, Oxford, 2005. Pág. 243.

## **Anexo G. Eficiencia en motores eléctricos**

Diseñar, construir, especificar y operar motores de alta eficiencia significa aspirar al logro de metas como la disminución de costos energéticos, mejor aprovechamiento de equipos, retorno más apropiado de las inversiones y la disminución de impactos en el medio ambiente.

En un mundo como el actual de economía globalizada donde la competencia es más fuerte, donde es necesario realizar grandes esfuerzos de racionalización al interior de la empresas, donde se busca cada día mejorar la productividad, y donde todo está condicionado a un menor impacto sobre el medio ambiente, el desarrollo de tales motores y su aplicación es un tema que cada día toma mayor vigencia.

Con relación al tema de los motores de alta eficiencia es importante destacar aspectos como los siguientes:

- Para los usuarios, particularmente los denominados grandes consumidores, los costos de la energía eléctrica son motivo de permanente atención. Además en las instalaciones eléctricas de estos grandes consumidores los equipos que absorben mayor cantidad de energía son los motores eléctricos; por tanto cualquier esfuerzo para minimizar su consumo se constituye en una forma de racionalizar los costos.
- En los Estados Unidos ya hace bastante tiempo (en los años 1990) se constituyó en exigencia la utilización de motores que superen unos límites establecidos de eficiencia. Esto ha motivado a los fabricantes de motores a desarrollar líneas de motores que cumplan con dicha exigencia para poder tener participación en ese gran mercado o ampliar su participación en el mismo.
- Los países europeos siguieron años después (en los años 2000) esta tendencia, y en un acuerdo entre los más importantes fabricantes de motores se propusieron disminuir en pocos años la comercialización de motores de baja eficiencia.
- A la fecha ya otros países han seguido este ejemplo incorporándolo como política nacional y la utilización de motores de alta eficiencia se ha venido ampliando mucho más. De hecho ya hay experiencias cercanas como Chile y

Perú, países que han aprobado leyes que establecen que en las etiquetas de los motores es obligatorio declarar el nivel de eficiencia; lo cual representa un primer paso hacia medidas más restrictivas en cuanto al uso de motores con bajos niveles de eficiencia. Igualmente en Colombia se está caminando por la misma senda y está a punto de ser emitido un Reglamento Técnico de Etiquetado de productos finales de consumo de energía eléctrica, entre los cuales están los motores eléctricos.

- Cada día cobran mayor importancia diferentes aspectos relacionados con el medio ambiente. Así, recientemente se han desarrollado legislaciones relacionadas con lo ambiental, se han creado entidades certificadoras, y las empresas que suministran bienes o servicios deben obtener dichas certificaciones como condición para su operación. En ese contexto, las empresas que producen, suministran o consumen energía eléctrica están

Comprometidas a implementar acciones concretas de gestión encaminadas a disminuir sus impactos frente al medio ambiente.

En Colombia la discusión sobre motores eficientes comenzó con motivo de la expedición de la Ley URE (Ley 697 de 2001) que declaró el Uso Racional de la Energía como un asunto público de interés nacional; designó al Ministerio de Minas y Energía como la entidad responsable de la promoción, organización y seguimiento de proyectos URE; definió estímulos para el desarrollo de trabajos relacionados con URE y, en general, estableció las bases para la promoción del tema.

Entretanto en el contexto internacional se han desarrollado normas técnicas asociadas con la eficiencia de los motores eléctricos. De éstas, las más destacadas en tiempos recientes son:

- Actualización de la norma IEC 60034-2, que incluye diferentes métodos para determinación de la eficiencia.
- Publicación de la norma IEC 60034-30, que clasifica los motores eléctricos en categorías de acuerdo con su nivel de eficiencia.

## MARCO NORMATIVO

La experiencia en el desarrollo, aplicación, pruebas y demás aspectos técnicos de los motores están registrados en normas técnicas, las cuales se han construido con el aporte de muchos técnicos e investigadores alrededor del mundo.

De manera similar a como se ha dado el desarrollo de otros equipos y sistemas de ingeniería, en el caso de los motores existen dos tendencias tecnológicas: Por un lado la línea europea cuyos fundamentos y avances se consignan en las normas IEC (International Electrotechnical Commission), y por otro lado el desarrollo norteamericano que da origen a las normas NEMA (National Electrical Manufacturers Association) e IEEE (Institute of Electrical and Electronic Engineers).

Las normas IEC más importantes para el caso de los motores son:

- IEC 60034. Rotating Electrical Machines
- IEC 60072. Dimensions and output series for rotating electrical machines

En el caso NEMA todos los aspectos tanto eléctricos, mecánicos y de pruebas están incluidos en la norma:

- NEMA MG1. Motors and Generators

Esta norma NEMA se complementa a su vez con normas IEEE, que en el caso concreto de los motores trifásicos es:

- IEEE 112. IEEE Standard Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators.

En estas normas, obviamente se encuentran incluidos los aspectos relacionados con la eficiencia de los motores. Contienen entonces la clasificación de los motores según su nivel de eficiencia y aspectos relacionados con la metodología para su determinación.

### **Clasificación según norma NEMA MG1**

De acuerdo con esta norma, los motores se clasifican en tres categorías, que se han tomado como referencia en las regulaciones americanas, más exactamente las que sirvieron como base para la regulación de los Estados Unidos conocida como EPACT 92, y más recientemente para la restricción del uso de los motores únicamente con nivel de eficiencia "Premium" (ver enseguida la definición).

Las categorías consideradas en esta norma son:

- *Standard*. Son todos los motores cuya eficiencia está por debajo de los valores establecidos para los motores *Energyefficient*, considerados en la Tabla 1 para motores abiertos y en la Tabla 2 para motores cerrados.

- *Energyefficient*. A este grupo pertenecen aquellos motores trifásicos, jaula de ardilla, con tensión nominal 600 V ó menos cuya eficiencia medida como establece la norma misma, es igual ó superior a los valores dados en las Tablas 1 y 2 para motores abiertos y cerrados respectivamente.
- *Nema premiumefficiency*. En este grupo la norma establece a su vez dos subgrupos: motores con tensión nominal 600 V ó menos, y motores de media tensión hasta 5000 V. Para el primer grupo establece los valores mínimos de eficiencia que se muestran en las Tablas 3 y 4 para motores abiertos y cerrados respectivamente; y para el segundo grupo se establece valores mínimos de eficiencia indicados en la Tabla 5, la cual incluye motores abiertos y cerrados.

### Eficiencia a plena carga de motores EnergyEfficient abiertos

Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS		8 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima						
1,0			82,5	80,0	80,0	77,0	74,0	70,0
1,5	82,5	90,0	84,0	81,5	84,0	81,5	75,5	72,0
2,0	84,0	81,5	84,0	81,5	85,5	82,5	85,5	82,5
3,0	84,0	81,5	86,5	84,0	86,5	84,0	86,5	84,0
5,0	85,5	82,5	87,5	85,5	87,5	85,5	87,5	85,5
7,5	87,5	85,5	88,5	86,5	88,5	86,5	88,5	86,5
10,0	88,5	86,5	89,5	87,5	90,2	88,5	89,5	87,5
15,0	89,5	87,5	91,0	89,5	90,2	88,5	89,5	87,5
20,0	90,2	88,5	91,0	89,5	91,0	89,5	90,2	88,5
25,0	91,0	89,5	91,7	90,2	91,7	90,2	90,2	88,5
30,0	91,0	89,5	92,4	91,0	92,4	91,0	91,0	89,5
40,0	91,7	90,2	93,0	91,7	93,0	91,7	91,0	89,5
50,0	92,4	91,0	93,0	91,7	93,0	91,7	91,7	90,2
60,0	93,0	91,7	93,6	92,4	93,6	92,4	92,4	91,0
75,0	93,0	91,7	94,1	93,0	93,6	92,4	93,6	92,4
100,0	93,0	91,7	94,1	93,0	94,1	93,0	93,6	92,4
125,0	93,6	92,4	94,5	93,6	94,1	93,0	93,6	92,4
150,0	93,6	92,4	95,0	94,1	94,5	93,6	93,6	92,4
200,0	94,5	93,6	95,0	94,1	94,5	93,6	93,6	92,4
250,0	94,5	93,6	95,4	94,5	95,4	94,5	94,5	93,6
300,0	95,0	94,1	95,4	94,5	95,4	94,5		
350,0	95,0	94,1	95,4	94,5	95,4	94,5		
400,0	95,4	94,5	95,4	94,5				
450,0	95,8	95,0	95,8	95,0				
500,0	95,8	95,0	95,8	95,0				

Fuente: Norma NEMA MG1, 2005

## Eficiencia a plena carga de motores Energy Efficient cerrados2

Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS		8 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima						
1,0	75,5	72,0	82,5	80,0	80,0	77,0	74,0	70,0
1,5	82,5	80,0	84,0	81,5	85,5	82,5	77,0	74,0
2,0	84,0	81,5	84,0	81,5	86,6	84,0	82,5	80,0
3,0	85,5	82,5	87,5	85,5	87,5	85,5	84,0	81,5
5,0	87,5	85,5	87,5	85,5	87,5	85,5	85,5	82,5
7,5	88,5	86,5	89,5	87,5	89,5	87,5	85,5	82,5
10,0	89,5	87,5	89,5	87,5	89,5	87,5	88,5	86,5
15,0	90,2	88,5	91,0	89,5	90,2	88,5	88,5	86,5
20,0	90,2	88,5	91,0	89,5	90,2	88,5	89,5	87,5
25,0	91,0	89,5	92,4	91,0	91,7	90,2	89,5	87,5
30,0	91,0	89,5	92,4	91,0	91,7	90,2	91,0	89,5
40,0	91,7	90,2	93,0	91,7	93,0	91,7	91,0	89,5
50,0	92,4	91,0	93,0	91,7	93,0	91,7	91,7	90,2
60,0	93,0	91,7	93,6	92,4	93,6	92,4	91,7	90,2
75,0	93,0	91,7	94,1	93,0	93,6	92,4	93,0	91,7
100,0	93,6	92,4	94,5	93,6	94,1	93,0	93,0	91,7
125,0	94,5	93,6	94,5	93,6	94,1	93,0	93,6	92,4
150,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1	93,6	92,4
200,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1	94,1	93,0
250,0	95,4	94,5	95,0	94,1	95,0	94,1	94,5	93,6
300,0	95,4	94,5	95,4	94,5	95,0	94,1		
350,0	95,4	94,5	95,4	94,5	95,0	94,1		
400,0	95,4	94,5	95,4	94,5				
450,0	95,4	94,5	95,4	94,5				
500,0	95,4	94,5	95,8	95,0				

Fuente: Norma NEMA MG1, 2005, Tabla 12-11.

**Eficiencia a plena carga de motores abiertos Premium Efficiency con tensión nominal 600 V o menos**

Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima
1,0	77,0	74,0	85,5	82,5	82,5	80,0
1,5	84,0	81,5	86,5	84,0	86,5	81,5
2,0	85,5	82,5	86,5	84,0	87,5	81,5
3,0	85,5	82,5	89,5	84,0	88,5	86,5
5,0	86,5	84,0	89,5	84,0	89,5	87,5
7,5	88,5	86,5	91,0	89,5	90,2	88,5
10,0	89,5	87,5	91,7	90,2	91,7	90,2
15,0	90,2	88,5	93,0	91,7	91,7	90,2
20,0	91,0	89,5	93,0	91,7	92,4	91,0
25,0	91,7	90,2	93,6	92,4	93,0	91,7
30,0	91,7	90,2	94,1	93,0	93,6	92,4
40,0	92,4	91,0	94,1	93,0	94,1	93,0
50,0	93,0	91,7	94,5	93,6	94,1	93,0
60,0	93,6	92,4	95,0	94,1	94,5	93,6
75,0	93,6	92,4	95,0	94,1	94,5	93,6
100,0	93,6	92,4	95,4	94,5	95,0	94,1
125,0	94,1	93,0	95,4	94,5	95,0	94,1
150,0	94,1	93,0	95,8	95,0	95,4	94,5
200,0	95,0	94,1	95,8	95,0	95,4	94,5
250,0	95,0	94,1	95,8	95,0	95,4	94,5
300,0	95,4	94,5	95,8	95,0	95,4	94,5
350,0	95,4	94,5	95,8	95,0	95,4	94,5
400,0	95,8	95,0	95,8	95,0	95,8	95,0
450,0	95,8	95,0	96,2	95,4	96,2	95,4
500,0	95,8	95,0	96,2	95,4	96,2	95,4

Fuente: Norma NEMA MG1, 2005, Tabla 12-1

**Eficiencia a plena carga de motores cerrados Premium Efficiency para motores con tensión nominal 600 V o menos 4.**

Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima
1,0	77,0	74,0	85,5	82,5	82,5	80,0
1,5	84,0	81,5	86,5	84,0	87,5	85,5
2,0	85,5	82,5	86,5	84,0	88,5	86,5
3,0	86,5	84,0	89,5	87,5	89,5	87,5
5,0	88,5	86,5	89,5	87,5	89,5	87,5
7,5	89,5	87,5	91,7	90,2	91,0	89,5
10,0	90,2	88,5	91,7	90,2	91,0	89,5
15,0	91,0	89,5	92,4	91,0	91,7	90,2
20,0	91,0	89,5	93,0	91,7	91,7	90,2
25,0	91,7	90,2	93,6	92,4	93,0	91,7
30,0	91,7	90,2	93,6	92,4	93,0	91,7
40,0	92,4	91,0	94,1	93,0	94,1	93,0
50,0	93,0	91,7	94,5	93,6	94,1	93,0
60,0	93,6	92,4	95,0	94,1	94,5	93,6
75,0	93,6	92,4	95,4	94,5	94,5	93,6
100,0	94,1	93,0	95,4	94,5	95,0	94,1
125,0	95,0	94,1	95,4	94,5	95,0	94,1
150,0	95,0	94,1	95,8	95,0	95,8	95,0
200,0	95,4	94,5	96,2	95,4	95,8	95,0
250,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0
300,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0
350,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0
400,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0
450,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0
500,0	95,8	95,0	96,2	95,4	95,8	95,0

Fuente: Norma NEMA MG1, 2005, Tabla 12-12

**Eficiencia a plena carga de motores Premium Efficiency para motores con tensión nominal 5000 V o menos 5.**

MOTORES ABIERTOS						
Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima
250,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1
300,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1
350,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1
400,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1
450,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1
500,0	94,5	93,6	95,0	94,1	95,0	94,1

MOTORES CERRADOS						
Potencia nominal en HP	2 POLOS		4 POLOS		6 POLOS	
	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima	Eficiencia nominal	Eficiencia mínima
250,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1
300,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1
350,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1
400,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1
450,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1
500,0	95,0	94,1	95,0	94,1	95,0	94,1

Fuente: Norma NEMA MG1, 2005, Tabla 12-13

**Clasificación según Norma IEC 60034-30**

Esta norma surgió recientemente (Octubre.2008) llenando de esta manera el vacío que en este campo existía como contraparte de la norma NEMA MG1 que lo había establecido muchos años atrás.

Aunque no existía una norma IEC, los fabricantes europeos habían establecido entre ellos un acuerdo conocido como Acuerdo CEMEP mediante el cual se comprometieron a eliminar del mercado motores con bajos niveles de eficiencia, y para ello una de las primeras actividades fue justamente el establecimiento de unas categorías de los motores y sus correspondientes límites de eficiencia.

IEC recogió esta experiencia y la tomó como referencia para el desarrollo de la norma IEC 60034-30. En ella se establecen cuatro categorías de motores de acuerdo a su eficiencia, definidas como se indica a continuación:

<b>Designación</b>	<b>Categoría</b>	<b>Definición</b>
IE1	Standard	Motores con una eficiencia nominal a plena carga igual o superior a los límites de la tabla 5.4.2 de la norma IEC 60034-30
IE2	High	Motores con una eficiencia nominal a plena carga igual o superior a los límites de la tabla 5.4.3 de la norma IEC 60034-30
IE3	Premium	Motores con una eficiencia nominal a plena carga igual o superior a los límites de la tabla 5.4.4 de la norma IEC 60034-30
IE4	Super Premium	No tiene aun límites establecidos. Se prevé que puedan ser incorporados en una siguiente edición de la norma IEC 60034-30, y la expectativa es que se puedan reducir las pérdidas en un 15% respecto a las correspondientes al nivel IE3. Es previsible que se requiera una tecnología distinta a la de motores jaula de ardilla para poder alcanzar esta categoría

Los límites de cada una de las categorías tanto para 50 como 60 Hz se muestran a continuación:

### Límites nominales de eficiencia para Standard Efficiency (IE1) 50 Hz6

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	72,1	72,1	70,0
1,10	75,0	75,0	72,9
1,50	77,2	77,2	75,2
2,20	79,7	79,7	77,7
3,00	81,5	81,5	79,7
4,00	83,1	83,1	81,4
5,50	84,7	84,7	83,1
7,50	86,0	86,0	84,7
11,00	87,6	87,6	86,4
15,00	88,7	88,7	87,7
18,50	89,3	89,3	88,6
22,00	89,9	89,9	89,2
30,00	90,7	90,7	90,2
37,00	91,2	91,2	90,8
45,00	91,7	91,7	91,4
55,00	92,1	92,1	91,9
75,00	92,7	92,7	92,6
90,00	93,0	93,0	92,9
110,00	93,3	93,3	93,3
132,00	93,5	93,5	93,5
160,00	93,8	93,8	93,8
200 a 375	94,0	94,0	94,0

Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008, Tabla 3.

### Límites nominales para Standard Efficiency (IE1) 60 Hz7

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	77,0	78,0	73,0
1,10	78,5	79,0	75,0
1,50	81,0	81,5	77,0
2,20	81,5	83,0	78,5
3,70	84,5	85,0	83,5
5,50	86,0	87,0	85,0
7,50	87,5	87,5	86,0
11,00	87,5	88,5	89,0
15,00	88,5	89,5	89,5
18,50	89,5	90,5	90,2
22,00	89,5	91,0	91,0
30,00	90,2	91,7	91,7
37,00	91,5	92,4	91,7
45,00	91,7	93,0	91,7
55,00	92,4	93,0	92,1
75,00	93,0	93,2	93,0
90,00	93,0	93,2	93,0
110,00	93,0	93,5	94,1
150,00	94,1	94,5	94,1
185 a 375	94,1	94,5	94,1

Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008, Tabla 4

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	77,4	79,6	75,9
1,10	79,6	81,4	78,1
1,50	81,3	82,8	79,8
2,20	83,2	84,3	81,8
3,00	84,6	85,5	83,3
4,00	85,8	86,6	84,6
5,50	87,0	87,7	86,0
7,50	88,1	88,7	87,2
11,00	89,4	89,8	88,7
15,00	90,3	90,6	89,7
18,50	90,9	91,2	90,4
22,00	91,3	91,6	90,9
30,00	92,0	92,3	91,7
37,00	92,5	92,7	92,2
45,00	92,9	93,1	92,7
55,00	93,2	93,5	93,1
75,00	93,8	94,0	93,7
90,00	94,1	94,2	94,0
110,00	94,3	94,5	94,3
132,00	94,6	94,7	94,6
160,00	94,8	94,9	94,8
200 a 375	95,0	95,1	95,0

Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008, Tabla 5.

#### Límites nominales para High Efficiency (IE2) 60 Hz9

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	75,5	82,5	80,0
1,10	82,5	84,0	85,5
1,50	84,0	84,0	86,5
2,20	85,5	87,5	87,5
3,70	87,5	87,5	87,5
5,50	88,5	89,5	89,5
7,50	89,5	89,5	89,5
11,00	90,2	91,0	90,2
15,00	90,2	91,0	90,2
18,50	91,0	92,4	91,7
22,00	91,0	92,4	91,7
30,00	91,7	93,0	93,0
37,00	92,4	93,0	93,0
45,00	93,0	93,6	93,6
55,00	93,0	94,1	93,6
75,00	93,6	94,5	94,1
90,00	94,5	94,5	94,1
110,00	94,5	95,0	95,0
150,00	95,0	95,0	95,0
185 a 375	95,4	95,4	95,0

Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008.

**Límites nominales para Premium Efficiency (IE3) 50 Hz10**

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	80,7	82,5	78,9
1,10	82,7	84,1	81,0
1,50	84,2	85,3	82,5
2,20	85,9	86,7	84,3
3,00	87,1	87,7	85,6
4,00	88,1	88,6	86,8
5,50	89,2	89,6	88,0
7,50	90,1	90,4	89,1
11,00	91,2	91,4	90,3
15,00	91,9	92,1	91,2
18,50	92,4	92,6	91,7
22,00	92,7	93,0	92,2
30,00	93,3	93,6	92,9
37,00	93,7	93,9	93,3
45,00	94,0	94,2	93,7
55,00	94,3	94,6	94,1
75,00	94,7	95,0	94,6
90,00	95,0	95,2	94,9
110,00	95,2	95,4	95,1
132,00	95,4	95,6	95,4
160,00	95,6	95,8	95,6
200 a 375	95,8	96,0	95,8

Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008, Tabla 7.

**Límites nominales para Premium Efficiency (IE3) 60 Hz11**

Potencia nominal en kW	2 POLOS Eficiencia nominal	4 POLOS Eficiencia nominal	6 POLOS Eficiencia nominal
0,75	77,0	85,5	82,5
1,10	84,0	86,5	87,5
1,50	85,5	86,5	88,5
2,20	86,5	89,5	89,5
3,70	88,5	89,5	89,5
5,50	89,5	91,7	91,0
7,50	90,2	91,7	91,0
11,00	91,0	92,4	91,7
15,00	91,0	93,0	91,7
18,50	91,7	93,6	93,0
22,00	91,7	93,6	93,0
30,00	92,4	94,1	94,1
37,00	93,0	94,5	94,1
45,00	93,6	95,0	94,5
55,00	93,6	95,4	94,5
75,00	94,1	95,4	95,0
90,00	95,0	95,4	95,0
110,00	95,0	95,8	95,8
150,00	95,4	96,2	95,8
185 a 375	95,8	96,2	95,8

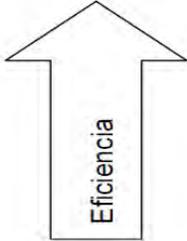
Fuente: Norma IEC 60034-30, 2008, Tabla 8.

## Comparación entre las clasificaciones NEMA e IEC

Un primer aspecto a considerar en esta comparación es que en la norma IEC se establecen valores límites de eficiencia para motores de 50 y 60 Hz en forma separada. Inclusive, esta norma presenta una sustentación técnica teórica de las razones para la diferencia de valores entre las dos frecuencias. En la norma NEMA solamente se considera la clasificación para los motores de 60 Hz.

Analizando los valores que determinan las diferentes categorías, se encuentra que hay equivalencia entre las categorías para 60 Hz, en la forma que se ilustra en la Tabla 12 (en el caso de NEMA tomando los valores para motores cerrados):

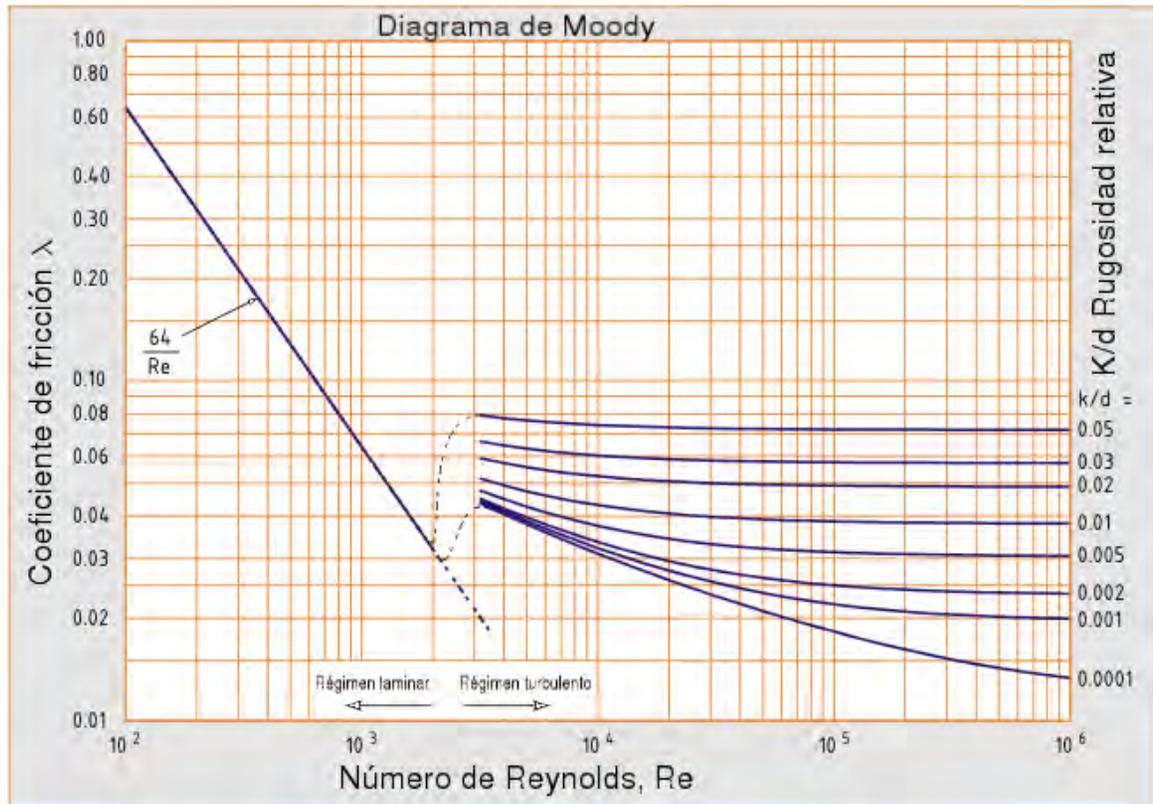
### Comparación categorías de eficiencia NEMA / IEC

	Categorías NEMA	Categorías IEC	
	Premium	IE4	Super Premium
IE3		Premium	
Energy Efficient	IE2	High	
Standard	IE1	Standard	
	IE0	Low efficiency	

En esta tabla se ha incluido una categoría IE0 que no está explícitamente en la norma IEC 60034-30, pero que al fijar unos valores mínimos para la categoría de los motores estándar, define una zona de valores de eficiencia donde en la práctica pueden estar ubicados algunos motores. Como esta zona correspondería a los motores por debajo de cualquier mínimo aceptable, se han denominado aquí como “lowefficiency” solamente para efectos de comparación.

Se concluye entonces que los motores de las categorías IE0 e IE1 de IEC corresponden a la categoría de motores “standard” de NEMA; que los motores IE2 de IEC y “EnergyEfficient” de NEMA son exactamente equivalentes; y que los motores IE3 e IE4 de IEC corresponden a la categoría “Premium” de NEMA. Dado que actualmente no se han establecido valores mínimos para la categoría IE4 de IEC, se tiene entonces que por el momento las dos categorías definidas en las dos normas como “Premium” son exactamente iguales.

## Anexo H. Grafico Diagrama de Moody

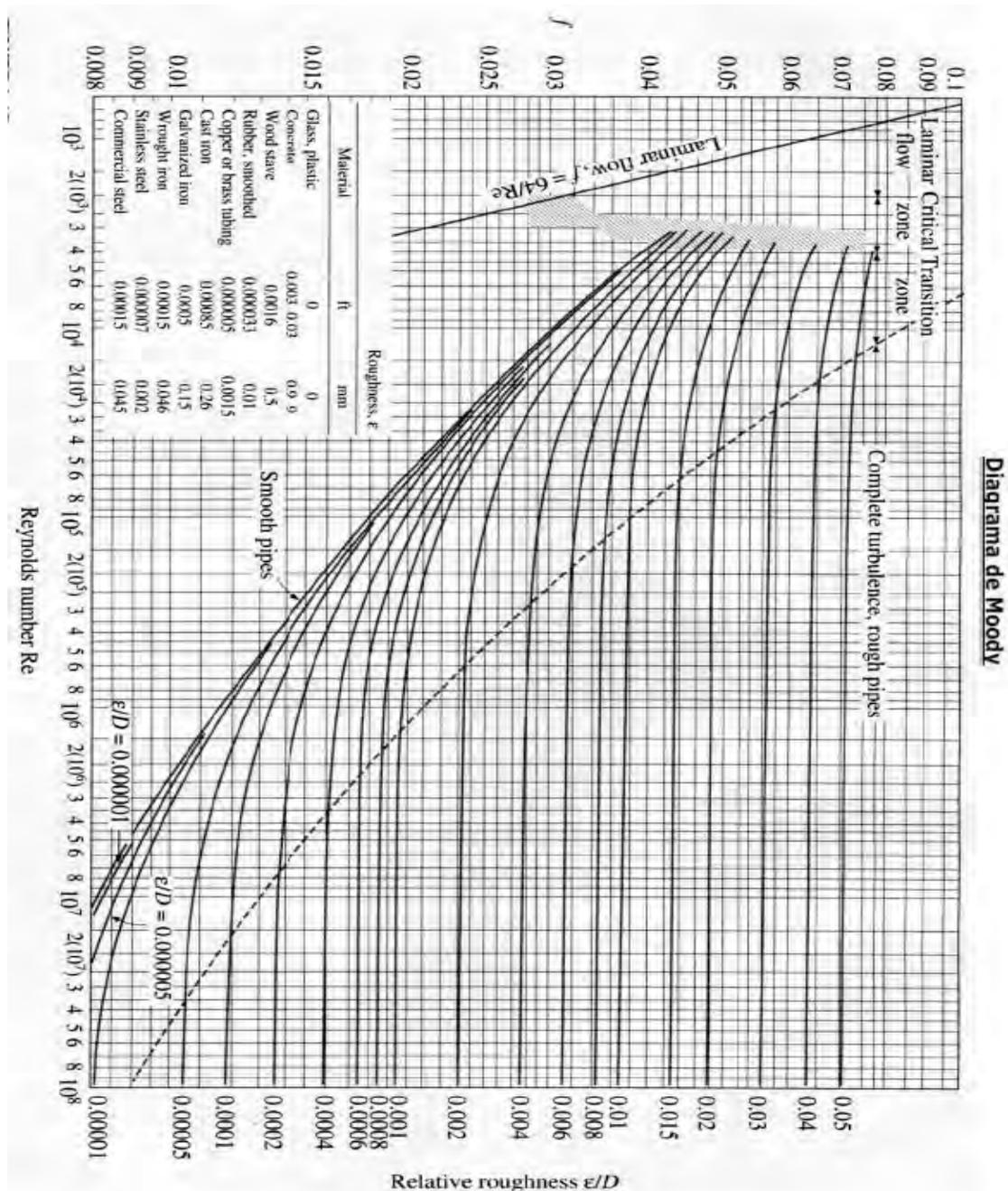


El **Diagrama de Moody** es la representación gráfica en escala doblemente logarítmica del factor de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de una tubería.

En la ecuación de Darcy-Weisbach aparece el término  $\lambda$  que representa el factor de fricción de Darcy, conocido también como coeficiente de fricción. El cálculo de este coeficiente no es inmediato y no existe una única fórmula para calcularlo en todas las situaciones posibles.

Se pueden distinguir dos situaciones diferentes, el caso en que el flujo sea laminar y el caso en que el flujo sea turbulento. En el caso de flujo laminar se usa una de las expresiones de la ecuación de Poiseuille; en el caso de flujo turbulento se puede usar la ecuación de Colebrook-White además de algunas otras como ecuación de Barr, ecuación de Miller, ecuación de Haaland.

En el caso de flujo laminar el factor de fricción depende únicamente del número de Reynolds. Para flujo turbulento, el factor de fricción depende tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa de la tubería, por eso en este caso se representa mediante una familia de curvas, una para cada valor del parámetro,  $k/D$  donde  $k$  es el valor de la rugosidad absoluta, es decir la longitud (habitualmente en milímetros) de la rugosidad directamente medible en la tubería. En la siguiente imagen se puede observar el aspecto del diagrama de Moody



## Anexo I. Selección de bomba Goulds 3175 S 3X6-12, para el tanque 12

Model: 3175	Size: 3X6-12	Group: S	60Hz	RPM: 1770	Stages: 1
-------------	--------------	----------	------	-----------	-----------

Job/Inq.No. :  
 Purchaser : UNDEFINED  
 End User:  
 Item/Equip.No. : ITEM 001  
 Service :  
 Order No. :

Issued by :  
 Quotation No. :  
 Date : 03/04/2013  
 Rev. : 0

### Operating Conditions

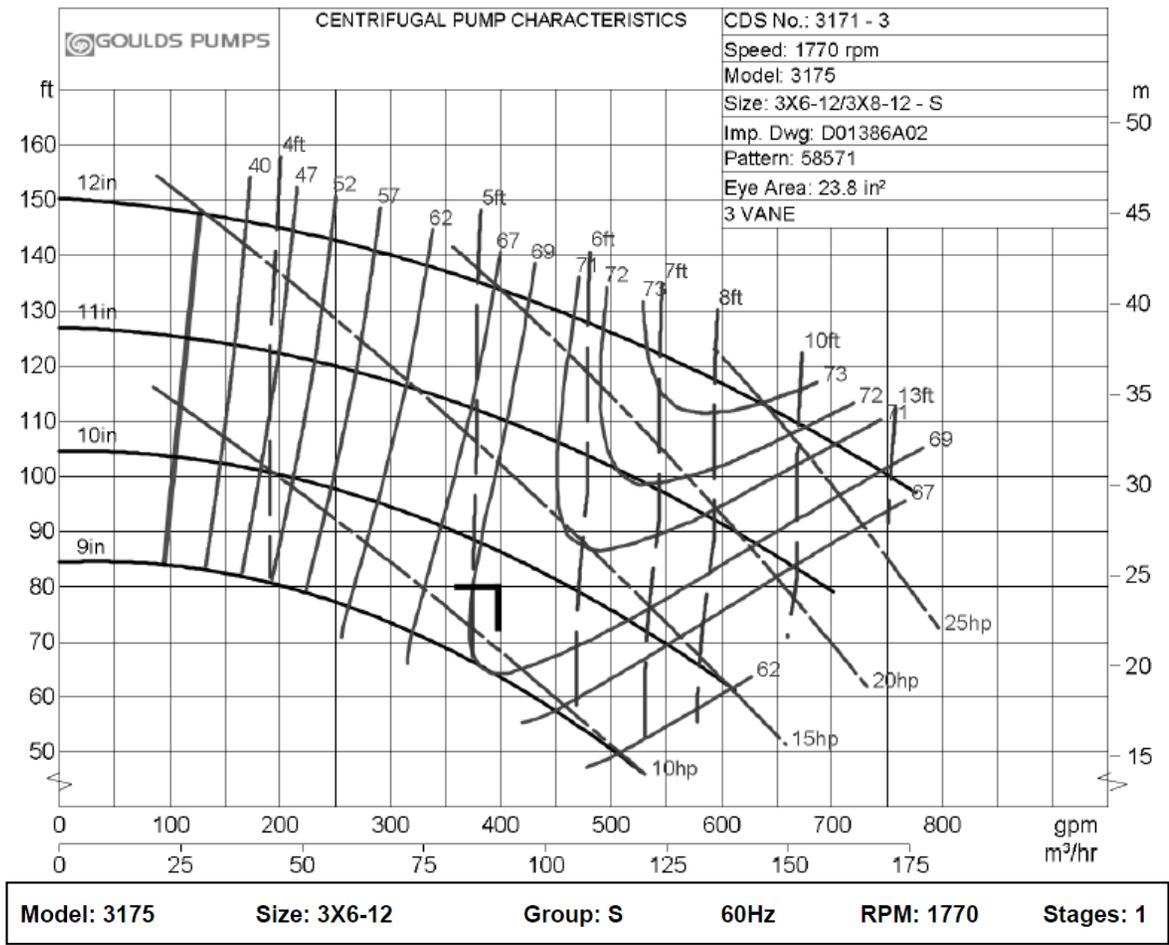
Liquid: Water  
 Temp.: 70.0 deg F  
 S.G./Visc.: 1.000/0.415 cp  
 Flow: 400.0 gpm  
 TDH: 80.0 ft  
 NPSHa: 8.6 ft  
 Solid size:  
 % Susp. Solids  
 (by wtg):

### Pump Performance

Published Efficiency: 69.5 %  
 Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
 Rated Total Power: 11.7 hp  
 Non-Overloading Power: 14.0 hp  
 Imp. Dia. First 1 Stg(s): 9.7500 in  
 NPSHr: 5.3 ft  
 Shut off Head: 99.3 ft  
 Vapor Press: 4.52 psi abs

Suction Specific Speed: 9,138 gpm(US) ft  
 Min. Hydraulic Flow: 103.2 gpm  
 Min. Thermal Flow: N/A  
 Max. Solids Size: 0.8750 in

**Notes:** 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current and viscous effect on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.



Job/Inq.No. :  
Purchaser : UNDEFINED  
End User :  
Item/Equip.No. : ITEM 001  
Service :  
Order No. :

Issued by :  
Quotation No. :  
Rev. : 0  
Date : 03/04/2013

**Operating Conditions**

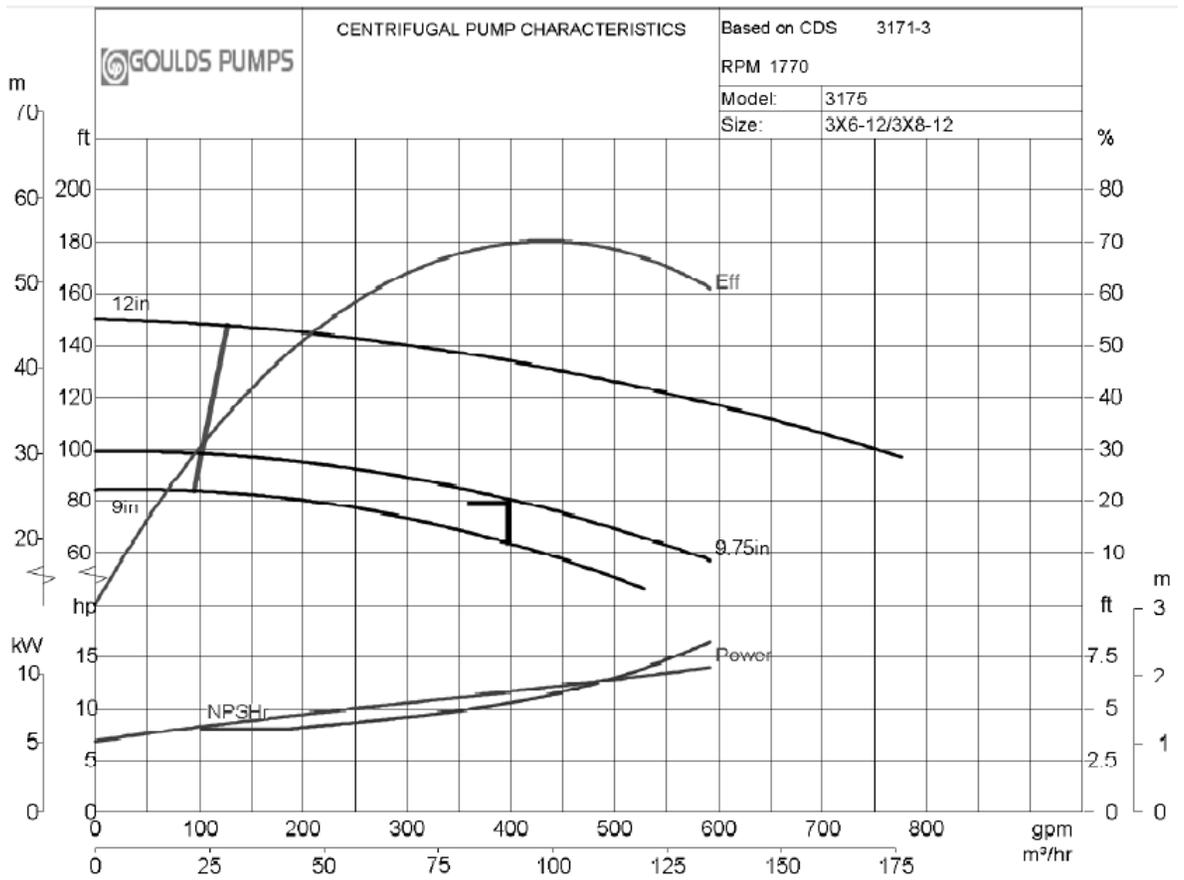
Liquid: Water  
Temp.: 70.0 deg F  
S.G./Visc.: 1.000/0.415 cp  
Flow: 400.0 gpm  
TDH: 80.0 ft  
NPSHa: 8.6 ft  
Solid size:

**Pump Performance**

Published Efficiency: 69.5 %  
Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
Rated Total Power: 11.7 hp  
Non-Overloading Power: 14.0 hp  
Imp. Dia. First 1 Stg(s): 9.7500 in  
NPSHr: 5.3 ft  
Max. Solids Size: 0.8750 in  
Suction Specific Speed: 9,138 gpm(US) ft  
Min. Hydraulic Flow: 103.2 gpm  
Min. Thermal Flow: N/A  
Shut off Head: 99.3 ft  
% Susp. Solids (by wtg):

Vapor Press: 4.52 psi abs

**Notes:** 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.

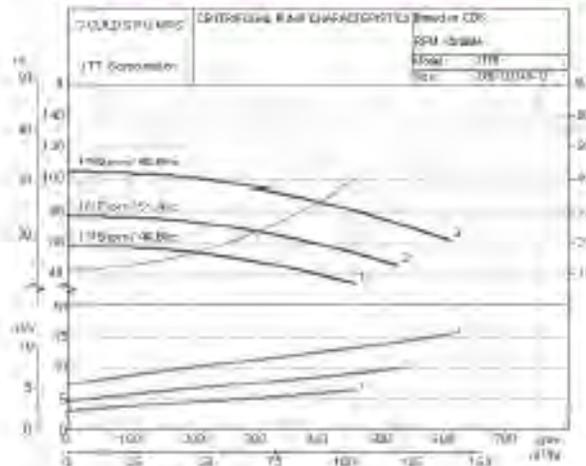
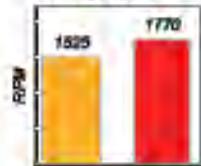


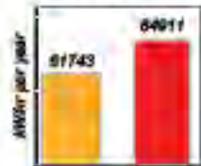
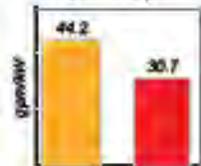
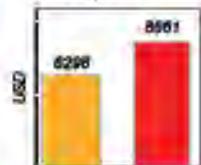
**PUMPSMART FLOW ECONOMY ESTIMATES**
**FIXED SPEED**
**30.7**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 23.0 to 37.4 gpm/kW


**PUMPSMART**
**44.2**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 37.1 to 54.0 gpm/kW

**Estimated Annual Savings 2,363 USD**

**Average Speed**

**Average Power**

**MWhr**

**Flow Economy**

**Utility Cost**

 Legend:   
■ PUMPSMART   
■ FIXED SPEED

 Calculations based on:   
 Operating hrs: 8,760.00   
 Cost per kWhr: 0.102 USD

**PUMPSMART**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (rpm)	POWER (hp)	%BEP	Flow Economy (gpm/kW)	Utility Cost (USD)
Qmin	20	300.0	54.1	1215	4.8	50.8	54.0	621
Qnormal	60	300.0	67.6	1917	7.8	77.8	55.4	3,258
Qmax	20	400.0	80.4	1758	12.4	86.8	32.1	1,827
	100	500.0	88.4	1525	8.0	75.8	44.2	6298

**FIXED SPEED**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (rpm)	POWER (hp)	%BEP	Flow Economy (gpm/kW)	Utility Cost (USD)
Qmin	20	300.0	101.7	1770	10.3	44.5	23.0	1,351
Qnormal	60	300.0	85.9	1770	11.5	88.2	30.8	5,198
Qmax	20	400.0	87.7	1770	12.7	88.1	37.4	1,812
	100	500.0	95.1	1770	11.5	86.8	30.7	8661

The following analysis is a comparison between running a pump with traditional fixed speed control versus PumpSmart control. PumpSmart is a variable speed drive imbedded with pump specific logic to protect your pump from upset conditions, increase your pump system efficiency and overall operating cost of the pump.

This analysis was completed with simple assumptions about your pumping system based on the pump service and selection. Our sales force is well versed in pump systems and can help you customize this report to the exact specifics of your system. For a customized report and a detailed PumpSmart quote please contact: [pablo.mard21@hotmail.com](mailto:pablo.mard21@hotmail.com)

Customer: UNDEFINED  
 Serial No:  
 Customer P.O. No:  
 Item No: ITEM 001  
 Service:

## Anexo J. Selección de bomba Goulds 3175 S 4X6-12, para el tanque 10

<b>Model:</b> 3175	<b>Size:</b> 4X6-12	<b>Group:</b> S	<b>60Hz</b>	<b>RPM:</b> 1175	<b>Stages:</b> 1
--------------------	---------------------	-----------------	-------------	------------------	------------------

Job/Inq.No. :  
 Purchaser : UNDEFINED  
 End User :  
 Item/Equip.No. : ITEM 001  
 Service :  
 Order No. :

Issued by :  
 Quotation No. :  
 Date : 03/15/2013  
 Rev. : 0

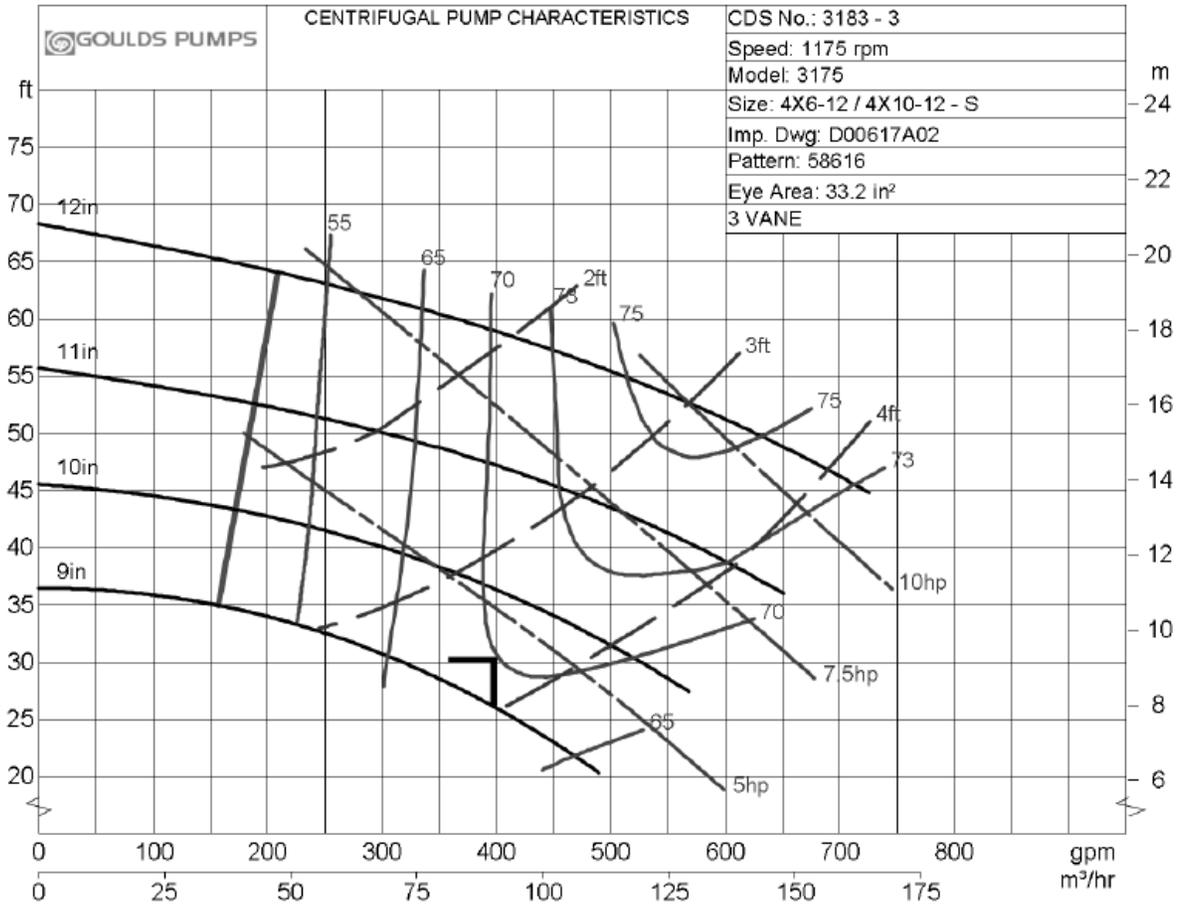
**Operating Conditions**

Liquid: Water  
 Temp.: 107.6 deg F  
 S.G./Visc.: 1.000/1.000 cp  
 Flow: 400.0 gpm  
 TDH: 30.0 ft  
 NPSHa: 0.0 ft  
 Solid size:  
 % Susp. Solids (by wtg):

**Pump Performance**

Published Efficiency: 69.5 %  
 Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
 Rated Total Power: 4.4 hp  
 Non-Overloading Power: 4.8 hp  
 Imp. Dia. First 1 Stg(s): 9.4375 in  
 NPSHr: 3.8 ft  
 Shut off Head: 40.3 ft  
 Vapor Press: 1.23 psi abs  
 Suction Specific Speed: 12,306 gpm(US) ft  
 Min. Hydraulic Flow: 164.4 gpm  
 Min. Thermal Flow: N/A  
 Max. Solids Size: 1.1250 in

**Notes:** 1.The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current and viscous effect on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.



<b>Model: 3175</b>	<b>Size: 4X6-12</b>	<b>Group: S</b>	<b>60Hz</b>	<b>RPM: 1175</b>	<b>Stages: 1</b>
--------------------	---------------------	-----------------	-------------	------------------	------------------

Job/Inq.No. :  
Purchaser : UNDEFINED  
End User :  
Item/Equip.No. : ITEM 001  
Service :  
Order No. :

Issued by :  
Quotation No. :  
Rev. : 0  
Date : 03/15/2013

**Operating Conditions**

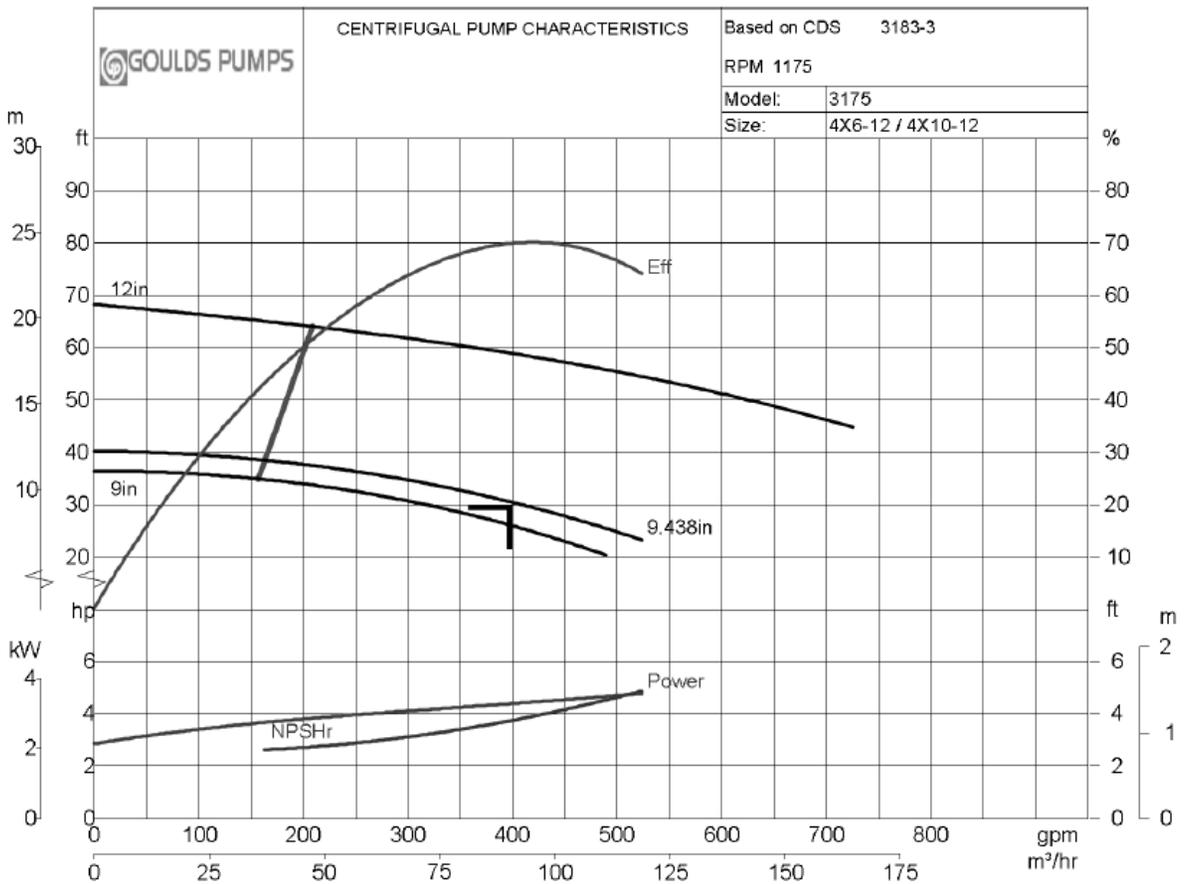
Liquid: Water  
Temp.: 107.6 deg F  
S.G./Misc.: 1.000/1.000 cp  
Flow: 400.0 gpm  
TDH: 30.0 ft  
NPSHa: 0.0 ft  
Solid size:

**Pump Performance**

Published Efficiency: 69.5 %  
Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
Rated Total Power: 4.4 hp  
Non-Overloading Power: 4.8 hp  
Imp. Dia. First 1 Stg(s): 9.4375 in  
NPSHr: 3.8 ft  
Max. Solids Size: 1.1250 in  
Suction Specific Speed: 12,306 gpm(US) ft  
Min. Hydraulic Flow: 164.4 gpm  
Min. Thermal Flow: N/A  
Shut off Head: 40.3 ft  
% Susp. Solids (by wtg):

Vapor Press: 1.23 psi abs

**Notes:** 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.

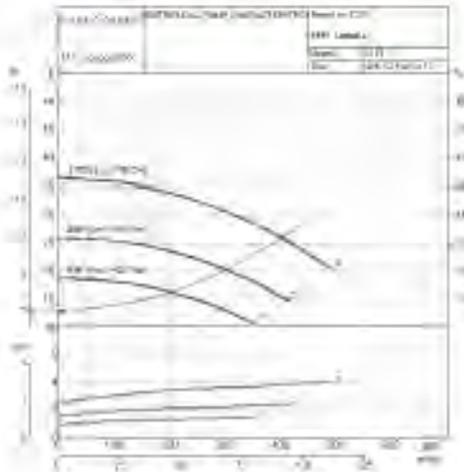
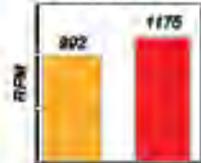


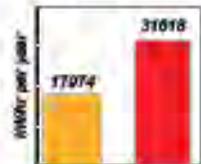
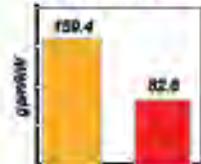
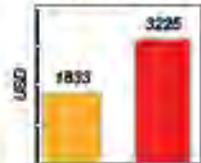
**PUMPSMART FLOW ECONOMY ESTIMATES**
**FIXED SPEED**
**82.6**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 56.4 to 104.5 gpm/kW


**PUMPSMART**
**159.4**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 104.3 to 189.5 gpm/kW

**Estimated Annual Savings 1,392 USD**

**Average Speed**

**Average Power**

**WHR**

**Flow Economy**

**Utility Cost**

 PUMPSMART (Yellow bar)  
 FIXED SPEED (Red bar)

 Calculations based on:  
 Operating hrs 8,760.00  
 Cost per kWhr 0.102 USD

**PUMPSMART**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (Rpm)	POWER (Hp)	%BEP	Flow Economy (gpm /kW)	Utility Cost (USD)
20		200.0	16.2	626	1.3	71.1	188.5	168
60		320.0	20.3	986	2.1	85.4	182.7	268
70		400.0	20.9	1199	3.8	101.9	104.3	388
100		500.0	20.8	992	2.4	87.8	159.4	1833

**FIXED SPEED**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (Rpm)	POWER (Hp)	%BEP	Flow Economy (gpm /kW)	Utility Cost (USD)
20		200.0	34.5	1175	3.5	50.6	56.4	811
60		300.0	31.3	1175	3.7	75.8	85.3	1300
70		400.0	28.8	1175	3.9	101.1	104.5	894
100		500.0	30.8	1175	3.7	75.8	82.6	3225

The following analysis is a comparison between running a pump with traditional fixed speed control versus PumpSmart control. PumpSmart is a variable speed drive imbedded with pump specific logic to protect your pump from upset conditions, increase your pump system efficiency and overall operating cost of the pump.

This analysis was completed with simple assumptions about your pumping system based on the pump service and selection. Our sales force is well versed in pump systems and can help you customize this report to the exact specifics of your system. For a customized report and a detailed PumpSmart quote please contact: [pablamard21@hotmail.com](mailto:pablamard21@hotmail.com)

 Customer: UNDEFINED  
 Serial No:  
 Customer P.O. No:  
 Item No: ITEM 001  
 Service:

## Anexo K. Selección de bomba Goulds 3175 S 4X6-12, para el tanque 4

Model: 3175	Size: 4X6-12	Group: S	60Hz	RPM: 1175	Stages: 1
-------------	--------------	----------	------	-----------	-----------

Job/Inq.No. :  
 Purchaser : UNDEFINED  
 End User:  
 Item/Equip.No. : ITEM 001  
 Service :  
 Order No. :

Issued by :  
 Quotation No. :  
 Date : 03/19/2013  
 Rev. : 0

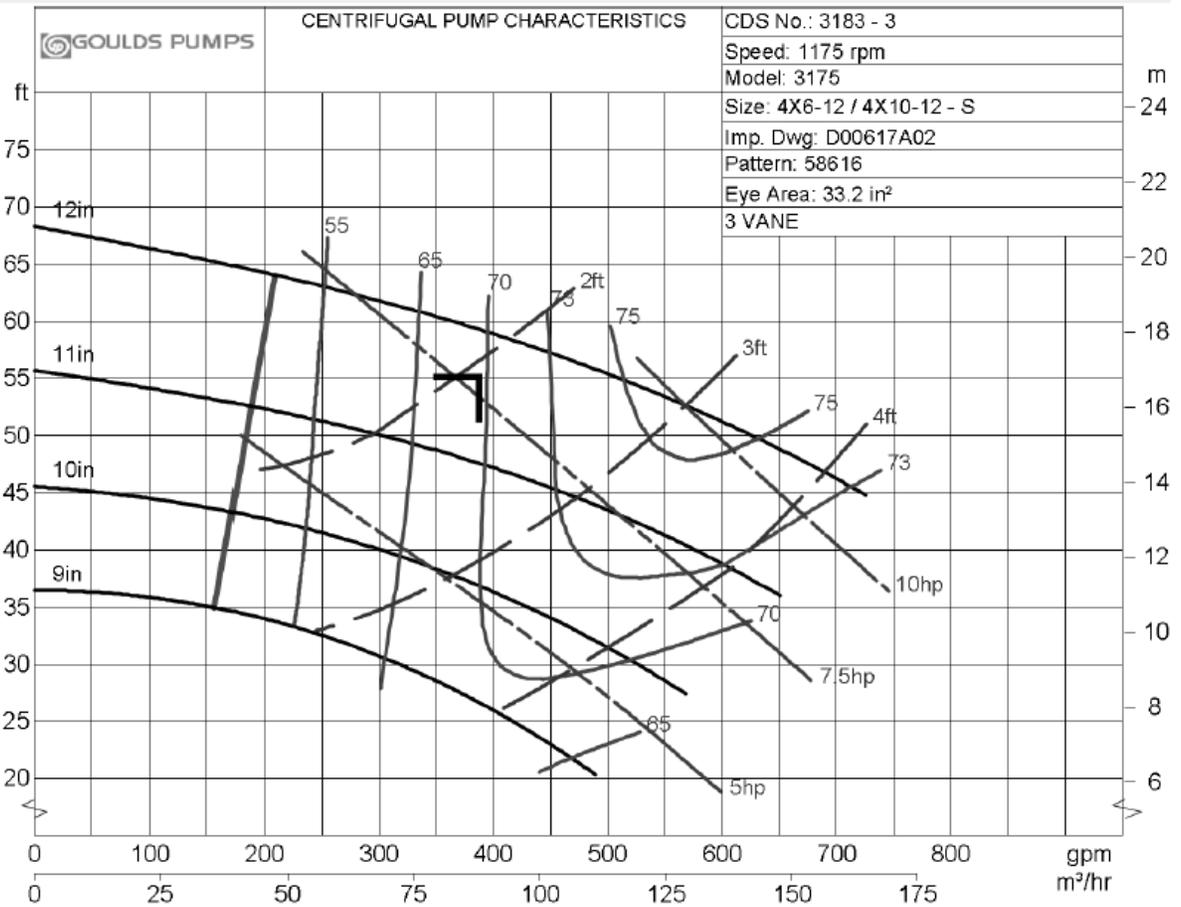
**Operating Conditions**

Liquid: Water  
 Temp.: 122.0 deg F  
 S.G./Visc.: 1.000/0.557 cp  
 Flow: 390.0 gpm  
 TDH: 55.4 ft  
 NPSHa: 0.0 ft  
 Solid size:  
 % Susp. Solids (by wtg):

**Pump Performance**

Published Efficiency: 69.5 %  
 Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
 Rated Total Power: 7.8 hp  
 Non-Overloading Power: 10.3 hp  
 Imp. Dia. First 1 Stg(s): 11.6875 in  
 NPSHr: 2.1 ft  
 Shut off Head: 64.2 ft  
 Vapor Press: 1.78 psi abs  
 Suction Specific Speed: 12,306 gpm(US) ft  
 Min. Hydraulic Flow: 203.6 gpm  
 Min. Thermal Flow: N/A  
 Max. Solids Size: 1.1250 in

**Notes:** 1.The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current and viscous effect on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.



<b>Model: 3175</b>	<b>Size: 4X6-12</b>	<b>Group: S</b>	<b>60Hz</b>	<b>RPM: 1175</b>	<b>Stages: 1</b>
--------------------	---------------------	-----------------	-------------	------------------	------------------

Job/Inq.No. :  
Purchaser : UNDEFINED  
End User :  
Item/Equip.No. : ITEM 001  
Service :  
Order No. :

Issued by :  
Quotation No. :  
Rev. : 0  
Date : 03/19/2013

**Operating Conditions**

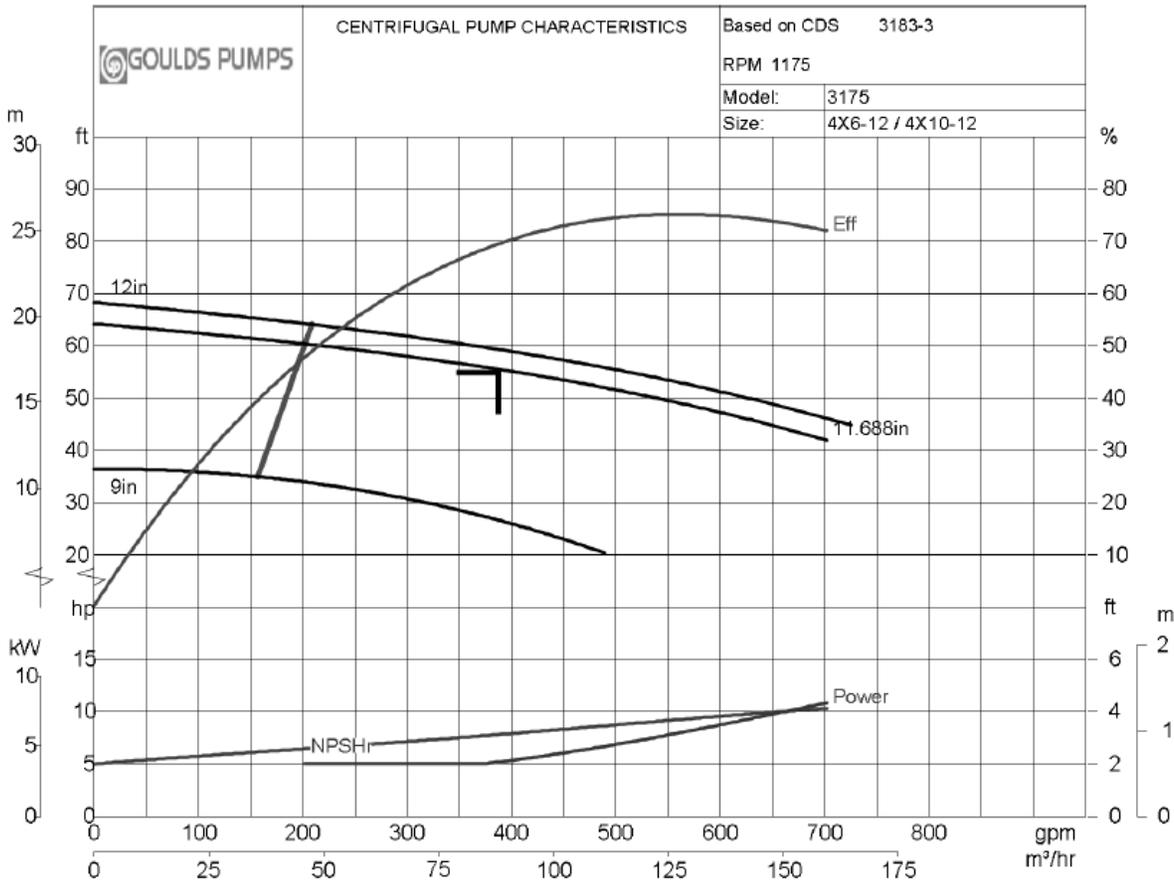
Liquid: Water  
Temp.: 122.0 deg F  
S.G./Visc.: 1.000/0.557 cp  
Flow: 390.0 gpm  
TDH: 55.4 ft  
NPSHa: 0.0 ft  
Solid size:

**Pump Performance**

Published Efficiency: 69.5 %  
Rated Pump Efficiency: 69.5 %  
Rated Total Power: 7.8 hp  
Non-Overloading Power: 10.3 hp  
Imp. Dia. First 1 Stg(s): 11.6875 in  
NPSHr: 2.1 ft  
Max. Solids Size: 1.1250 in  
Suction Specific Speed: 12,306 gpm(US) ft  
Min. Hydraulic Flow: 203.6 gpm  
Min. Thermal Flow: N/A  
Shut off Head: 64.2 ft  
% Susp. Solids (by wtg):

Vapor Press: 1.78 psi abs

**Notes:** 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included. 4. Non Overloading power does not reflect v-belt/gear losses.

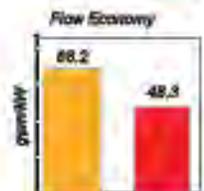
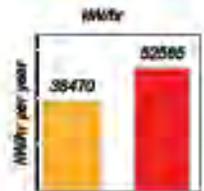
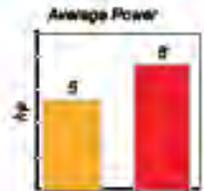
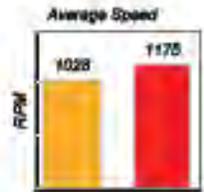
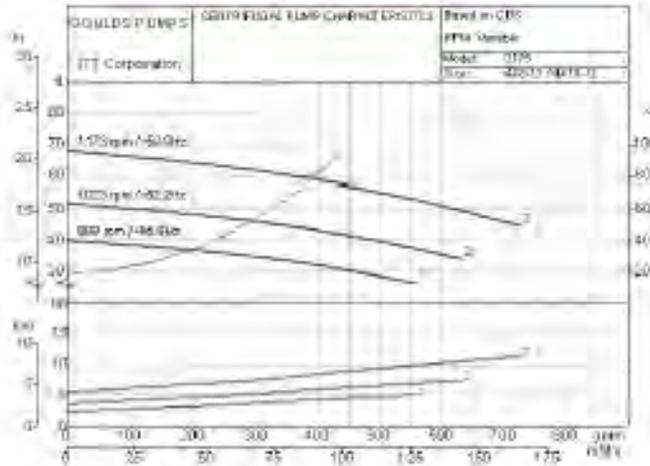


**PUMPSMART FLOW ECONOMY ESTIMATES**
**FIXED SPEED**
**48.3**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 35.5 to 58.6 gpm/kW


**PUMPSMART**
**68.2**  
gpm/kW

Expected range for typical operation 57.4 to 73.4 gpm/kW

**Estimated Annual Savings 1,438 USD**

 Legend: ■ PUMPSMART, ■ FIXED SPEED

 Calculations based on:  
 Operating hrs: 8,760.00  
 Cost per kWhr: 0.102 USD

**PUMPSMART**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (rpm)	POWER (hp)	%BEP	Flow Economy (gpm/kW)	Utility Cost (USD)
Circle	20	195.0	34.9	860	3.2	44.5	75.4	479
Normal	80	292.5	48.1	1028	5.2	56.7	70.1	2,220
Circle	20	292.5	58.8	1175	8.4	68.3	57.4	1,214
Normal	100	292.5	47.3	1028	5.4	57.2	68.2	3924

**FIXED SPEED**

% Load	% Time	FLOW (gpm)	HEAD (ft)	SPEED (rpm)	POWER (hp)	%BEP	Flow Economy (gpm/kW)	Utility Cost (USD)
Circle	20	195.0	64.4	1175	6.9	34.1	35.9	860
Normal	80	292.5	62.0	1175	7.4	51.1	48.1	3,180
Circle	20	292.5	58.2	1175	8.4	68.2	58.8	1,185
Normal	100	292.5	61.8	1175	7.5	51.1	48.3	5362

The following analysis is a comparison between running a pump with traditional fixed speed control versus PumpSmart control. PumpSmart is a variable speed drive imbedded with pump specific logic to protect your pump from upset conditions, increase your pump system efficiency and overall operating cost of the pump.

This analysis was completed with simple assumptions about your pumping system based on the pump service and selection. Our sales force is well versed in pump systems and can help you customize this report to the exact specifics of your system. For a customized report and a detailed PumpSmart quote please contact: [pabloom21@hotmail.com](mailto:pabloom21@hotmail.com)

Customer: UNDEFINED  
 Serial No:  
 Customer P.O. No:  
 Item No: ITEM 001  
 Service: