

**UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA**

**LA MOLINA**

**FACULTAD DE INDUSTRIAS ALIMENTARIAS**



**“DISEÑO, SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN DE DEPRIMÓGENOS  
TIPO VENTURI, APLICADO A LA INYECCIÓN DE ADITIVOS  
ALIMENTARIOS”**

Presentado por:

**JORGE LUIS TTITO CARAZAS**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE  
INGENIERO EN INDUSTRIAS ALIMENTARIAS**

Lima – Perú

2018

**UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA  
LA MOLINA**

**FACULTAD DE INDUSTRIAS ALIMENTARIAS**

**“DISEÑO, SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN DE DEPRIMÓGENOS TIPO  
VENTURI, APLICADO A LA INYECCIÓN DE ADITIVOS ALIMENTARIOS”**

Presentado por:

**JORGE LUIS TTITO CARAZAS**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO EN INDUSTRIAS  
ALIMENTARIAS**

Sustentada y aprobada ante el siguiente jurado:

---

Mg.Sc. Walter F. Salas Valerio

**PRESIDENTE**

---

Dr. Indira Betalleluz Pallardel

**MIEMBRO**

---

Dr. Luis F. Vargas Delgado

**MIEMBRO**

---

Dr. Milber Ureña Peralta

**ASESOR**

---

APC Jimmy Barrón García

**CO - ASESOR**

Lima – Perú

2018

## **DEDICATORIA**

Un trabajo tan importante como esta investigación para mí es el producto del apoyo incondicional que nos ofrecen las personas que nos aprecian, pues sin este apoyo no tendríamos la motivación necesaria para conseguir nuestros objetivos personales y profesionales; en ese sentido quisiera dedicar este trabajo a mi padre Enrique Ttito Cusi y a mi madre Eusebia Carazas Chauca y a mis hermanos Luis Enrique Ttito Carazas y Andrea Inés Ttito Carazas, por el aliento brindado en todo momento. Finalmente, a Michelle Antoinette Aranda Casaverde y a mis amigos por darme ánimos constantemente y ayudarme a cumplir este logro; sin su apoyo este trabajo nunca se habría escrito y, por eso, este trabajo es también el suyo. A todos, muchas gracias.

## **AGRADECIMIENTO**

A mi asesor Dr. Milber Oswaldo Ureña Peralta por el apoyo que me ha brindado, por ayudarme a concretizar mis ideas y por la dirección en la ejecución de este trabajo.

Al Ing. Jimmy Barrón García por el asesoramiento y apoyo en el desarrollo de los cálculos en este trabajo de investigación.

Al Ing. James Villar Estrada, por el asesoramiento para el desarrollo de la parte estadística en esta investigación.

Al Vicerrectorado de Investigación de la UNALM por haber realizado el “CONCURSO DE FINANCIAMIENTO DE TESIS 2015” en donde resulte ganador con lo cual se me brindó el financiamiento para el desarrollo de esta investigación.

# ÍNDICE GENERAL

## RESUMEN

### ABSTRACT

<b>I.</b>	<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>II.</b>	<b>REVISIÓN DE LITERATURA .....</b>	<b>3</b>
2.1	FLUIDO .....	3
2.1.1	PROPIEDADES DE UN FLUIDO .....	4
2.1.2	MECÁNICA DE FLUIDOS .....	9
2.1.3	MEDIDORES DE FLUIDO.....	17
2.1.4	PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN .....	22
2.1.5	CAVITACIÓN .....	25
2.2	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	30
2.2.1	ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS .....	30
2.2.2	ECUACIONES DE GOBIERNO.....	32
2.3	METODOLOGÍA TAGUCHI .....	38
2.3.1	LA FUNCIÓN DE PÉRDIDA Y EL CONCEPTO DE CALIDAD .....	38
2.3.2	ARREGLOS ORTOGONALES .....	44
2.3.3	IMPORTANCIA DEL DISEÑO ROBUSTO .....	46
2.3.4	EL ENFOQUE DE TAGUCHI .....	47
2.3.5	MÉTODOS RECOMENDADOS POR TAGUCHI.....	48
2.3.6	METODOLOGÍA DE LOS DISEÑOS DE TAGUCHI .....	48
2.3.7	COMPARACIÓN ENTRE EL DISEÑO EXPERIMENTAL CLÁSICO Y EL MÉTODO DE TAGUCHI .....	49
2.4	METODOLOGÍA DE SUPERFICIE DE RESPUESTA.....	50
2.4.1	IDENTIFICACIÓN DE LAS FACTORIALES SIGNIFICATIVAS CON FACTORIALES $2^n$ .....	53
2.4.2	DISEÑO PARA ESTIMAR SUPERFICIE DE RESPUESTA DE SEGUNDO ORDEN .....	54
2.5	OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE INGENIERÍA .....	54
2.5.1	ROL DEL METAMODELADO .....	55
2.5.2	METAMODELADO.....	56

2.6	TRABAJOS RELACIONADOS A LA PRESENTE INVESTIGACIÓN.....	56
2.6.1	DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL ESTUDIO PARAMÉTRICO EN VENTILADORES ALTERNATIVOS PARA TRANSPORTE LIMPIO.....	56
2.6.2	APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE SUPERFICIE RESPUESTA PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS DE SOLDADURA EN FUNCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN TÉRMICA RESULTANTE.....	57
2.6.3	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) EN LA INDUSTRIA ALIMENTARIA .....	57
2.6.4	EVALUACIÓN DE DEPRIMÓGENOS TIPO VENTURI USANDO DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	60
<b>III.</b>	<b>MATERIALES Y MÉTODOS.....</b>	<b>82</b>
3.1	MATERIALES.....	82
3.1.1	INSUMOS .....	82
3.1.2	MATERIALES PARA LA DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD .....	82
3.1.3	MATERIALES PARA LA DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD .....	82
3.1.4	MODELAMIENTO EN 3D DE LOS VENTURI.....	83
3.1.5	SIMULACIÓN CFD DE LOS DISPOSITIVOS VENTURI.....	83
3.1.6	MATERIALES PARA LA EVALUACIÓN ESTADÍSTICA DE LOS RESULTADOS .....	83
3.1.7	MÓDULO HIDRÁULICO.....	83
3.2	METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	86
3.2.1	ANÁLISIS DEL FLUIDO DE TRABAJO .....	86
3.2.2	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE UN TUBO VENTURI.....	90
3.2.3	REDUCCIÓN DE LAS VARIABLES DE ESTUDIO.....	91
3.2.4	OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO.....	92
3.2.5	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO ÓPTIMO .....	93
<b>IV.</b>	<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....</b>	<b>95</b>
4.1	CARACTERIZACIÓN DEL FLUIDO.....	95
4.2	EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN TUBO VENTURI.....	96
4.3	REDUCCIÓN DE LAS VARIABLES DE ESTUDIO.....	102
4.4	OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO.....	131
4.5	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO ÓPTIMO .....	145
<b>V.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>154</b>

<b>VI.</b>	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	<b>156</b>
<b>VII.</b>	<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>157</b>
<b>VIII.</b>	<b>ANEXOS</b> .....	<b>162</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Cuadro 1:</b>	<b>Rugosidad de los materiales .....</b>	<b>25</b>
<b>Cuadro 2:</b>	<b>Factor señal/ ruido (S/R) .....</b>	<b>42</b>
<b>Cuadro 3:</b>	<b>Arreglo ortogonal L8 (2<sup>7</sup>) .....</b>	<b>46</b>
<b>Cuadro 4:</b>	<b>Fortalezas y debilidades de los métodos tradicional y de Taguchi.....</b>	<b>49</b>
<b>Cuadro 5:</b>	<b>Características de los nueve prototipos, ángulo de convergencia y ángulo divergente .....</b>	<b>61</b>
<b>Cuadro 6:</b>	<b>Características de los nueve prototipos, rendimiento, caída de presión y presión de funcionamiento .....</b>	<b>63</b>
<b>Cuadro 7:</b>	<b>Dimensiones de los prototipos.....</b>	<b>65</b>
<b>Cuadro 8:</b>	<b>Resumen de errores (%) del método teórico con los ensayos en cuatro prototipos .....</b>	<b>78</b>
<b>Cuadro 9:</b>	<b>Medidas del tubo Venturi para la validación inicial.....</b>	<b>90</b>
<b>Cuadro 10:</b>	<b>Densidad del fluido a 11, 13, 15 °Brix a temperaturas de 20 y 30 °C....</b>	<b>95</b>
<b>Cuadro 11:</b>	<b>Propiedades físicas del agua.....</b>	<b>95</b>
<b>Cuadro 12:</b>	<b>Constantes del dispositivo Canon-Fenske para distintas temperaturas .....</b>	<b>96</b>
<b>Cuadro 13:</b>	<b>Determinación de la viscosidad dinámica y cinemática de fluidos a 11, 13 y 15 °Brix .....</b>	<b>96</b>
<b>Cuadro 14:</b>	<b>Evaluación real del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso.....</b>	<b>98</b>
<b>Cuadro 15:</b>	<b>Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de cero .....</b>	<b>98</b>
<b>Cuadro 16:</b>	<b>Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de 1 mm .....</b>	<b>98</b>
<b>Cuadro 17:</b>	<b>Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de 0,3 mm .....</b>	<b>99</b>
<b>Cuadro 18:</b>	<b>Error de modelo asumiendo una rugosidad de 0 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso .....</b>	<b>99</b>
<b>Cuadro 19:</b>	<b>Error de modelo asumiendo una rugosidad de 0,3 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso .....</b>	<b>100</b>
<b>Cuadro 20:</b>	<b>Error de modelo asumiendo una rugosidad de 1 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso .....</b>	<b>100</b>



<b>Cuadro 21:</b>	<b>Factores de Control para el análisis Taguchi con sus respectivos niveles</b>	<b>102</b>
<b>Cuadro 22:</b>	<b>Prototipos generados a partir del modelo ortogonal</b>	<b>103</b>
<b>Cuadro 23:</b>	<b>Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo con niveles iniciales</b>	<b>104</b>
<b>Cuadro 24:</b>	<b>Prototipos generados a partir del modelo ortogonal de Taguchi</b>	<b>118</b>
<b>Cuadro 25:</b>	<b>Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo con el nivel <math>\beta</math> modificado</b>	<b>118</b>
<b>Cuadro 26:</b>	<b>Relación de caudales y factor de corrección obtenidos en los 8 dispositivos modificados</b>	<b>119</b>
<b>Cuadro 27:</b>	<b>Rendimiento de succión en los ocho dispositivos</b>	<b>128</b>
<b>Cuadro 28:</b>	<b>Factores de Control para el análisis de Superficie de Respuesta con sus respectivos niveles</b>	<b>131</b>
<b>Cuadro 29:</b>	<b>Prototipos generados a partir del modelo ortogonal de Superficie Respuesta</b>	<b>132</b>
<b>Cuadro 30:</b>	<b>Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 11 °Brix</b>	<b>133</b>
<b>Cuadro 31:</b>	<b>Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 13 °Brix</b>	<b>133</b>
<b>Cuadro 32:</b>	<b>Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 15 °Brix</b>	<b>134</b>
<b>Cuadro 33:</b>	<b>Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 11 °Brix</b>	<b>136</b>
<b>Cuadro 34:</b>	<b>Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 13 °Brix</b>	<b>138</b>
<b>Cuadro 35:</b>	<b>Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 15 °Brix</b>	<b>140</b>
<b>Cuadro 36:</b>	<b>Comparación del rendimiento de succión obtenido del MSR frente al rendimiento de la simulación</b>	<b>145</b>
<b>Cuadro 37:</b>	<b>Comparación de un entorno simulado y real para el fluido a 11, 13 y 15 °Brix</b>	<b>146</b>
<b>Cuadro 38:</b>	<b>Error de los resultados de un entorno simulado y real para el fluido a 11, 13 y 15 °Brix</b>	<b>147</b>
<b>Cuadro 39:</b>	<b>Comparación de un entorno simulado y real para el agua</b>	<b>149</b>
<b>Cuadro 40:</b>	<b>Error de los resultados de un entorno simulado y real para el agua</b>	<b>149</b>
<b>Cuadro 41:</b>	<b>Cálculo del número de cavitación</b>	<b>150</b>
<b>Cuadro 42:</b>	<b>Prueba de dosificación para un fluido de 11 °Brix</b>	<b>153</b>
<b>Cuadro 43:</b>	<b>Prueba de dosificación para un fluido de 13 °Brix</b>	<b>153</b>
<b>Cuadro 44:</b>	<b>Prueba de dosificación para un fluido de 15 °Brix</b>	<b>153</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:	Gradiente de velocidad de un fluido en movimiento.....	6
Figura 2:	Fluidos Newtonianos y no Newtonianos.....	8
Figura 3:	Definición de la presión .....	11
Figura 4:	Presión hidrostática en un punto $x$ a una profundidad $h$ de la superficie del fluido .....	12
Figura 5:	Fenómeno de los vasos comunicantes.....	12
Figura 6:	Línea de corriente en un flujo de régimen estable .....	14
Figura 7:	Tubo de flujo.....	14
Figura 8:	Fluido en movimiento .....	16
Figura 9:	Esquema de inyector Venturi.....	19
Figura 10:	Secciones y geometría del inyector Venturi .....	20
Figura 11:	Esquema de eyector .....	21
Figura 12:	Rugosidad (exagerada) de la pared de un tubo .....	23
Figura 13:	Diagrama de Moody .....	24
Figura 14:	Diagrama de fase del agua.....	26
Figura 15:	Isoterma de Andrews .....	27
Figura 16:	Curva de rendimiento del tubo Venturi.....	29
Figura 17:	Enfoque Lagrangiano (izquierda) y enfoque Euleriano (derecha)..	31
Figura 18:	Balance de flujo en elemento diferencial.....	33
Figura 19:	Esfuerzos superficiales sobre un elemento diferencial.....	35
Figura 20:	Esfuerzos superficiales sobre un elemento diferencial.....	35
Figura 21:	La función de pérdida .....	39
Figura 22:	Interpretación de la pérdida.....	40
Figura 23:	Nominal es mejor .....	41
Figura 24:	Menor es mejor .....	41
Figura 25:	Mayor es mejor .....	42
Figura 26:	Análisis de gráficas factoriales .....	44
Figura 27:	Superficie de respuestas para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (modelo lineal) .....	51
Figura 28:	Curvas de nivel para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo lineal).....	52

<b>Figura 29:</b>	<b>Superficie de respuesta para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo de Segundo Orden) .....52</b>
<b>Figura 30:</b>	<b>Curvas de nivel para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo de Segundo Orden) .....53</b>
<b>Figura 31:</b>	<b>Soporte proporcionado por metamodelos.....55</b>
<b>Figura 32:</b>	<b>Características de los 9 prototipos utilizados en los ensayos.....61</b>
<b>Figura 33:</b>	<b>Esquema del montaje general. ....62</b>
<b>Figura 34:</b>	<b>Rendimiento de los prototipos en función al ángulo convergente (<math>\alpha_c</math>) a diferentes diferenciales de presión.....64</b>
<b>Figura 35:</b>	<b>Rendimiento de los prototipos en función al ángulo divergente (<math>\alpha_d</math>) a diferentes diferenciales de presión.....64</b>
<b>Figura 36:</b>	<b>Dimensiones de los prototipos (cotas en mm) .....65</b>
<b>Figura 37:</b>	<b>Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V1-63-0.3-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y k-<math>\epsilon</math> 1 (b).....67</b>
<b>Figura 38:</b>	<b>Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V2-63-0.3-16 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y k-<math>\epsilon</math> 1 (b).....68</b>
<b>Figura 39:</b>	<b>Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V3-50-0.3-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y k-<math>\epsilon</math> 1 (b).....69</b>
<b>Figura 40:</b>	<b>Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V4-50-0.2-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y k-<math>\epsilon</math> 1 (b).....70</b>
<b>Figura 41:</b>	<b>Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V1-63-0.3-6 .....71</b>
<b>Figura 42:</b>	<b>Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V2-63-0.3-16 .....72</b>
<b>Figura 43:</b>	<b>Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V3-50-0.38-6 .....72</b>
<b>Figura 44:</b>	<b>Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V4-50-0.2-6 .....73</b>
<b>Figura 45:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V1-63-0.3-6 .....74</b>
<b>Figura 46:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo k- <math>\epsilon</math> 1. Prototipo V1-63-0.3-6.....74</b>

<b>Figura 47:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V2-63-0.3-16 .....</b>	<b>75</b>
<b>Figura 48:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo k- <math>\epsilon</math> 1. Prototipo V2-63-0.3-16.....</b>	<b>75</b>
<b>Figura 49:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V3-50-0.38-6 .....</b>	<b>76</b>
<b>Figura 50:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo k- <math>\epsilon</math> 1. Prototipo V3-50-0.38-6.....</b>	<b>76</b>
<b>Figura 51:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V4-50-0.2-6 .....</b>	<b>77</b>
<b>Figura 52:</b>	<b>Caudales inyectados. Modelo k- <math>\epsilon</math> 1. Prototipo V4-50-0.2-6.....</b>	<b>77</b>
<b>Figura 53:</b>	<b>Rendimiento de succión en función de <math>\Delta H_a</math> para el prototipo V1-63-0.3-6.....</b>	<b>79</b>
<b>Figura 54:</b>	<b>Rendimiento de succión en función de <math>\Delta H_a</math> para el prototipo V2-63-0.3-16.....</b>	<b>79</b>
<b>Figura 55:</b>	<b>Rendimiento de succión en función de <math>\Delta H_a</math> para el prototipo V3-50-0.38-6.....</b>	<b>80</b>
<b>Figura 56:</b>	<b>Rendimiento de succión en función de <math>\Delta H_a</math> para el prototipo 4-50-0.2-6.....</b>	<b>80</b>
<b>Figura 57:</b>	<b>Modulo hidráulico (a), primera función (b), segunda función (c) y tercera función (d) .....</b>	<b>85</b>
<b>Figura 58:</b>	<b>Flujo de operaciones de la presente investigación.....</b>	<b>86</b>
<b>Figura 59:</b>	<b>Viscosímetro.....</b>	<b>88</b>
<b>Figura 60:</b>	<b>Rugosidad del tubo formado por el proceso de impresión .....</b>	<b>91</b>
<b>Figura 61:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 1 .....</b>	<b>105</b>
<b>Figura 62:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 2 .....</b>	<b>106</b>
<b>Figura 63:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 3 .....</b>	<b>107</b>
<b>Figura 64:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 4 .....</b>	<b>108</b>
<b>Figura 65:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 5 .....</b>	<b>109</b>
<b>Figura 66:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 6 .....</b>	<b>110</b>
<b>Figura 67:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 7 .....</b>	<b>111</b>
<b>Figura 68:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 8 .....</b>	<b>112</b>
<b>Figura 69:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 9 .....</b>	<b>113</b>
<b>Figura 70:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 10 .....</b>	<b>114</b>
<b>Figura 71:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 11 .....</b>	<b>115</b>
<b>Figura 72:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 12 .....</b>	<b>116</b>
<b>Figura 73:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 1 .....</b>	<b>121</b>
<b>Figura 74:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 3 .....</b>	<b>121</b>
<b>Figura 75:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 2 .....</b>	<b>122</b>

<b>Figura 76:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 4 .....</b>	<b>123</b>
<b>Figura 77:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 5 .....</b>	<b>124</b>
<b>Figura 78:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 6 .....</b>	<b>125</b>
<b>Figura 79:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 8 .....</b>	<b>125</b>
<b>Figura 80:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo 7 .....</b>	<b>126</b>
<b>Figura 81:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del prototipo V1-63-0.3-6 .....</b>	<b>127</b>
<b>Figura 82:</b>	<b>Valores Señal/Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi L8(27) para una solución a 11 °Brix. ....</b>	<b>129</b>
<b>Figura 83:</b>	<b>Valores Señal/Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi L8 (27) para una solución a 13 °Brix. ....</b>	<b>130</b>
<b>Figura 84:</b>	<b>Valores Señal / Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi L8(27) para una solución a 15 °Brix. ....</b>	<b>130</b>
<b>Figura 85:</b>	<b>Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix.....</b>	<b>136</b>
<b>Figura 86:</b>	<b>Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix.....</b>	<b>137</b>
<b>Figura 87:</b>	<b>Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 13 °Brix.....</b>	<b>138</b>
<b>Figura 88:</b>	<b>Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento analizando un fluido de 13 °Brix .....</b>	<b>139</b>
<b>Figura 89:</b>	<b>Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 15 °Brix.....</b>	<b>140</b>
<b>Figura 90:</b>	<b>Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento analizando un fluido de 15 °Brix .....</b>	<b>141</b>
<b>Figura 91:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 11 °Brix.....</b>	<b>142</b>
<b>Figura 92:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 13 °Brix.....</b>	<b>143</b>
<b>Figura 93:</b>	<b>Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 15 °Brix.....</b>	<b>144</b>
<b>Figura 94:</b>	<b>Distribución de la presión en la longitud del tubo Venturi final ...</b>	<b>145</b>
<b>Figura 95:</b>	<b>Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 11 °Brix.....</b>	<b>150</b>

<b>Figura 96:</b>	<b>Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 13 °Brix.....</b>	<b>151</b>
<b>Figura 97:</b>	<b>Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 15 °Brix.....</b>	<b>151</b>
<b>Figura 98:</b>	<b>Caída de presión generada por el dispositivo Venturi en agua y soluciones de 11, 13 y 15 °Brix .....</b>	<b>152</b>

## ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1:	RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERÍAS FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN RÉGIMEN DE TURBULENCIA TOTAL .....	162
ANEXO 2:	TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA.....	163
ANEXO 3:	PROCESO DE SIMULACIÓN .....	164
ANEXO 4:	CUADROS ANVA DE LAS PRUEBAS ESTADÍSTICAS USADAS EN LA INVESTIGACIÓN .....	170

## RESUMEN

En la industria alimentaria, la dosificación de aditivos alimentarios en solución se realiza con bombas de dosificación u otros instrumentos que generan costos; en otras industrias (agrícola) la dosificación se realiza usando deprimógenos del tipo Venturi los cuales aprovechan su diseño para poder dosificar aditivos (fertilizantes) a las cosechas. Es por ello que esta finalidad de esta investigación fue la de diseñar deprimógeno tipo Venturi capaz de dosificar aditivos alimentarios. Se utilizó una matriz alimentaria (soluciones de 11, 13 y 15 °Brix) y como aditivo a dosificar se usó ácido cítrico. Este trabajo se realizó combinando tres metodologías: la dinámica de fluidos computacional (CFD), el *screening* y la optimización del diseño. La simulación del flujo de los fluidos se realizó usando dinámica de fluidos computacional (CFD). El *screening* se realizó usando el método de Taguchi; el cual permitió estudiar seis factores de interés: ángulo de convergencia, ángulo de divergencia, diámetro de la garganta, longitud de la garganta, longitud total del capilar y diámetro del capilar. La optimización del diseño se realizó usando el método de Superficie Respuesta, generando así medidas óptimas para la longitud de la garganta, la altura y el diámetro del capilar los cuales fueron 6,35; 101,6 y 6 mm, respectivamente; estas medidas generaron 10,56; 10,54 y 10,56 por ciento de rendimiento de succión para las soluciones de 11, 13 y 15 °Brix. El modelo óptimo fue fabricado (impresión 3D) y este permitió la validación del dispositivo simulado consiguiéndose una buena relación entre el rendimiento real y el proyectado siendo 11,58; 11,56 y 11,64 por ciento los rendimientos de succión máximos generados para 11, 13 y 15 °Brix, respectivamente. Finalmente, usando la pieza como instrumento de dosificación de una muestra acidulada, se verificó la posibilidad de regular la acidez de una solución de sacarosa usando el dispositivo Venturi.

**Palabras clave:** Taguchi, Superficie Respuesta, Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), Inyector, Venturi.



## ABSTRACT

In the food industry, the dosage of food additives in solution is done with dosing pumps or other instruments that involve expenses. In other industries (agriculture) the dosing process is carried out using Venturi type depressants which take advantage of their design to be able to dose additives (fertilizers) to the crops. That is why this research was conducted in order to design a Venturi type depressivo capable of dosing food additives. A food matrix was used (solutions of 11, 13 and 15 ° Brix) and citric acid was used as the additive to be dosed. This work was carried out by combining three methodologies: computational fluid dynamics (CFD), screening and design optimization. Fluid flow simulation was performed using computational fluid dynamics (CFD). The screening was done using the Taguchi method; which allowed to study six factors of interest: angle of convergence, angle of divergence, throat diameter, length of the throat, total length of the capillary and diameter of the capillary. The optimization of the design was carried out using the Response Surface Method, generating optimal measurements for the length of the throat, the height and the diameter of the capillary, which were 6,35; 101,6 and 6 mm, respectively; these measures generated 10,56; 10,54 and 10,56 percent suction performance for 11, 13 and 15 ° Brix solutions. The optimal model was manufactured (printing); the piece allowed the validation of the simulated device achieving a good relationship between the real performance and that obtained by simulation being 11,58; 11,56 and 11,64 percent the maximum suction yields generated for 11, 13 and 15 ° Brix, respectively. Finally, using the piece as a dosing instrument for an acidulated sample, the possibility to regulate the acidity of a sucrose solution using the Venturi device was verified.

**Keywords:** Taguchi, Response Surface, Computational Fluid Dynamics (CFD), Injector, Venturi.

## I. INTRODUCCIÓN

En la industria alimentaria, trabajar con fluidos alimentarios es muy común debido a la gran versatilidad de productos como la leche, jugos, encurtidos, etc. Dichos fluidos generalmente son mezclados con diversos componentes para poder cumplir con sus estándares comerciales; ya sean pH, cantidad de °Brix, concentración de sales, etc.; para poder agregar estos componentes en la industria existen diversos sistemas de dosificación y dependerá del tipo de materia a dosificar para escoger un sistema que se ajuste a los requerimientos.

La Norma ISO15873:2002, citada por Creus (2011), menciona que dentro de toda esta gamma de sistemas de dosificación se encuentran los dispositivos de inyección Venturi. Los inyectores Venturi de presión diferencial funcionan al introducir una corriente de agua a presión a través de un conducto que permita incrementar la velocidad y disminuir la presión, para arrastrar un líquido aditivo a través de una tubería de succión y mezclando el aditivo con la corriente de agua principal.

En este trabajo, se propone un diseño de una tubería Venturi capaz de dosificar aditivos alimentarios cuando la matriz alimentaria sea una solución de sacarosa. Para esto se evaluaron los parámetros de construcción más estudiados, su importancia e influencia en la caída de presión. Para poder analizar las variables de importancia, en el diseño del Venturi, y encontrar un óptimo diseño se aplicaron dos herramientas muy usadas en conjunto: los Diseños Experimentales y la Dinámica de Fluidos Computacional.

Previo a todo análisis estadístico es importante validar los resultados de la simulación; es decir, conseguir que los resultados entre la realidad y la simulación sean los más aproximados. De esta manera se asegura que las condiciones usadas en la simulación de los prototipos Venturi generados por los métodos Taguchi y Superficie de Respuesta sean válidos.

Posteriormente, la identificación de las variables que afectan significativamente el dosificado en el tubo Venturi y la combinación óptima de las mismas se realiza usando las técnicas de Taguchi y Superficie Respuesta, respectivamente; el desarrollo de estos métodos se realizó usando la simulación como alternativa a la experimentación real. Finalmente, el dispositivo óptimo para la succión del fluido se construyó y se sometió a experimentos para validar los datos simulados con los datos de succión reales.

## II. REVISIÓN DE LITERATURA

### 2.1 FLUIDO

Desde el punto de vista de la Mecánica de Fluidos, la materia solo puede presentarse en dos estados: sólido y fluido. La diferencia entre ambos es perfectamente obvia para el lego y es un ejercicio interesante preguntar a alguien que explique esta diferencia en palabras. La distinción técnica radica en la reacción de ambos a un esfuerzo tangencial o cortante. Un sólido puede resistir un esfuerzo cortante con una deformación estática; un fluido, no. Cualquier esfuerzo cortante aplicado a un fluido, no importa cuán pequeño sea, provocará el movimiento del fluido. Este se mueve y se deforma continuamente mientras se siga aplicando el esfuerzo cortante. Como corolario, podemos decir que un fluido en reposo debe estar en un estado de esfuerzo cortante nulo; estado que se denomina a menudo condición hidrostática de esfuerzos en análisis estructural (Frank 2008).

Según Cengel y Cimbala (2012) una sustancia existe en tres estados de agregación: sólido, líquido y gas, (a temperaturas muy elevadas también existe como plasma.) Una sustancia en la fase líquida o en la gaseosa se conoce como fluido. La diferencia entre un sólido y un fluido se hace con base en la capacidad de la sustancia para oponer resistencia a un esfuerzo cortante (o tangencial) aplicado que tiende a cambiar su forma. Un sólido puede oponer resistencia a un esfuerzo cortante aplicado por medio de la deformación, en tanto que un fluido se deforma de manera continua bajo la influencia del esfuerzo cortante, sin importar lo pequeño que sea. En los sólidos, el esfuerzo es proporcional a la deformación, pero en los fluidos el esfuerzo es proporcional a la razón de deformación. Cuando se aplica un esfuerzo cortante constante, llega un momento en que un sólido a un cierto ángulo fijo, deja de deformarse, en tanto que un fluido nunca deja de deformarse y tiende a cierta razón de deformación.

### 2.1.1 PROPIEDADES DE UN FLUIDO

Campos (2008) menciona que los fluidos son sustancias que abundan en la naturaleza, su uso es común en la vida cotidiana, de ahí la importancia de conocer su comportamiento tanto en reposo como en movimiento. El manejo de los fluidos es indiscutible cuando se recuerda cómo se da el abastecimiento de agua a las grandes ciudades. Además del agua, el ser humano utiliza actualmente tanto en la industria como en el hogar otros fluidos tales como aire, gasolina, gas, petróleo, entre otros.

Los fluidos, como todos los materiales tienen propiedades físicas que permiten caracterizar y cuantificar su comportamiento, así como distinguirlos entre sí. Algunas de estas propiedades son exclusivas de los fluidos y otras son típicas de todas las sustancias. Características como la viscosidad y la presión de vapor solamente se pueden definir en los fluidos; sin embargo, la densidad y el peso específico son propiedades de sólidos y fluidos. El conocimiento de las características, propiedades y la dinámica de los fluidos es necesario para diseñar adecuadamente ductos que sirvan de transporte para los mismos, bombas, compresores, aviones, automóviles, sistemas de bombeo, así como elementos de medición de flujo (Campos 2008).

Los fluidos reaccionan de una manera característica a las fuerzas. Si se compara lo que ocurre a un sólido y a un fluido cuando son sometidos a una fuerza de corte o tangencial se tienen reacciones características que se pueden verificar experimentalmente y que permiten diferenciarlos. Con base al comportamiento que desarrollan los fluidos frente a una fuerza, se pueden definir de la siguiente forma: Fluido es una sustancia que se deforma continuamente (fluye), cuando está sometido a una fuerza de corte o tangencial (Campos 2008).

#### a. Densidad ( $\rho$ )

Martin (2011) define a la densidad como la masa por unidad de volumen. Sus unidades en el sistema internacional son  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ . Para un fluido homogéneo, la densidad " $\rho$ " no varía de un punto a otro y puede definirse simplemente mediante:

$$\rho = \frac{V}{m} \quad (1)$$

Siendo “ $V$ ” volumen y “ $m$ ” masa; por el contrario, para un fluido no homogéneo, la densidad  $\rho$  varía de un punto a otro. Por lo tanto, tenemos que definir la densidad en un punto como la masa por unidad de volumen en un elemento diferencial de volumen en torno a ese punto (Martin 2011):

$$\rho = \rho(x, y, z, t) = \frac{dm}{dV} \quad (2)$$

Esto es posible gracias a la continuidad. En los líquidos, al tener baja compresibilidad, la densidad depende de la temperatura, pero apenas depende de la presión,  $\rho = \rho(T)$ . Para los fluidos compresibles, la densidad depende en general tanto de la presión como de la temperatura,  $\rho = \rho(p, T)$ . Para el caso concreto de un gas ideal, con una ecuación de estado  $pV = nRT$ , la densidad tiene la forma concreta (Martin 2011):

$$\rho(P, T) = \frac{\bar{M}P}{RT} \quad (3)$$

Donde:

$P$  = presión

$T$  = Temperatura absoluta

$R$  = Constante universal de los gases ideales

$\bar{M}$  = masa molar del gas

$n$  = moles de gas

### b. Peso Específico ( $\gamma$ )

Martin (2011) define al peso específico como el peso por unidad de volumen. En el sistema internacional sus unidades son  $[N/m^3]$ . Para un fluido homogéneo  $\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g$ , mientras que para un fluido inhomogéneo,

$$\gamma = \gamma(x, y, z, t) = \frac{dm}{dV} g = \rho g \quad (4)$$

donde  $g$  es la aceleración de la gravedad.

### c. Volumen específico ( $v$ )

Martin (2011) denomina el volumen específico al volumen ocupado por la unidad de masa. Para un fluido homogéneo se define como  $v = V/m = 1/\rho$ , mientras que en caso general de un fluido inhomogéneo tendremos que hablar de su valor en un punto.

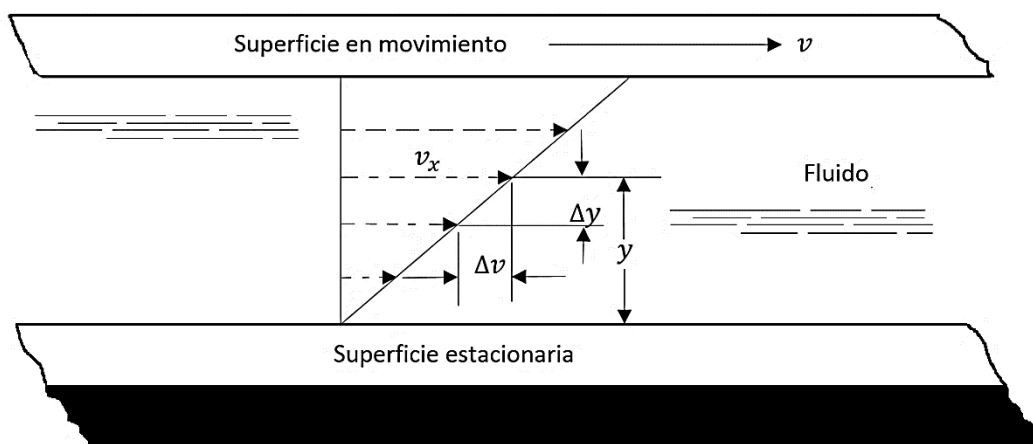
$$v = v(x, y, z, t) = \frac{dV}{dm} = \frac{1}{\rho} \quad (5)$$

#### d. Viscosidad

Para Martin (2011) y Mott (2013) la viscosidad es una propiedad física que presenta todo fluido y refleja la resistencia al movimiento del fluido; tiene un papel análogo al del rozamiento en el movimiento de los sólidos. Según estos autores existen dos tipos de viscosidades, la viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática las cuales se definen a continuación.

- **Viscosidad dinámica:** Martin (2011) y Mott (2013) mencionan que durante el movimiento de un fluido se presenta una fuerza conocida como esfuerzo cortante; este esfuerzo depende de la viscosidad del fluido y es denotado con la letra griega  $\tau$  (tau). El esfuerzo cortante es la fuerza que se requiere para que una unidad de área de una sustancia se deslice sobre otra. El esfuerzo cortante ( $\tau$ ) se mide en las unidades de  $\text{N/m}^2$  (Pa) o  $\text{lb/pie}^2$ . Estos autores mencionan que la magnitud del esfuerzo cortante ( $\tau$ ) es directamente proporcional a la variación de la velocidad entre las posiciones diferentes del fluido.

Mott (2013) ilustra el concepto de cambio de velocidad en un fluido con el esquema de una capa delgada de fluido entre dos superficies, una de las cuales es estacionaria, en tanto que la otra está en movimiento; esto puede observarse en la figura 1.



**Figura 1: Gradiente de velocidad de un fluido en movimiento.**

**FUENTE:** Tomado de Mott 2013

En la figura 1, se asume que la parte del fluido en contacto con la superficie inferior tiene una velocidad igual a cero, y aquella en contacto con la superficie superior tiene una velocidad  $v$ . Mott (2013) menciona que, si la distancia entre las dos superficies es pequeña, entonces la tasa de cambio de la velocidad con posición y es lineal. Es decir, varía en forma lineal. El gradiente de velocidad es una medida del cambio de velocidad, y se define como  $\Delta v/\Delta y$ .

El hecho de que el esfuerzo cortante en el fluido sea directamente proporcional al gradiente de velocidad se enuncia en forma matemática así:

$$\tau = \eta \left( \frac{\Delta v}{\Delta y} \right) \quad (6)$$

donde a la constante de proporcionalidad  $\eta$  (letra eta, en griego) se le denomina viscosidad dinámica del fluido. En ocasiones se emplea el término viscosidad absoluta. La aplicación directa de la ecuación 6 se emplea en ciertos tipos de dispositivos para medir la viscosidad. La viscosidad dinámica según el SI se expresa en Pa.s (Mott 2013).

- **Viscosidad cinemática:** Martin (2011) y Mott (2013) mencionan que la viscosidad cinemática es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido; además, la viscosidad cinemática  $\nu$  (letra nu, en griego) se define como:

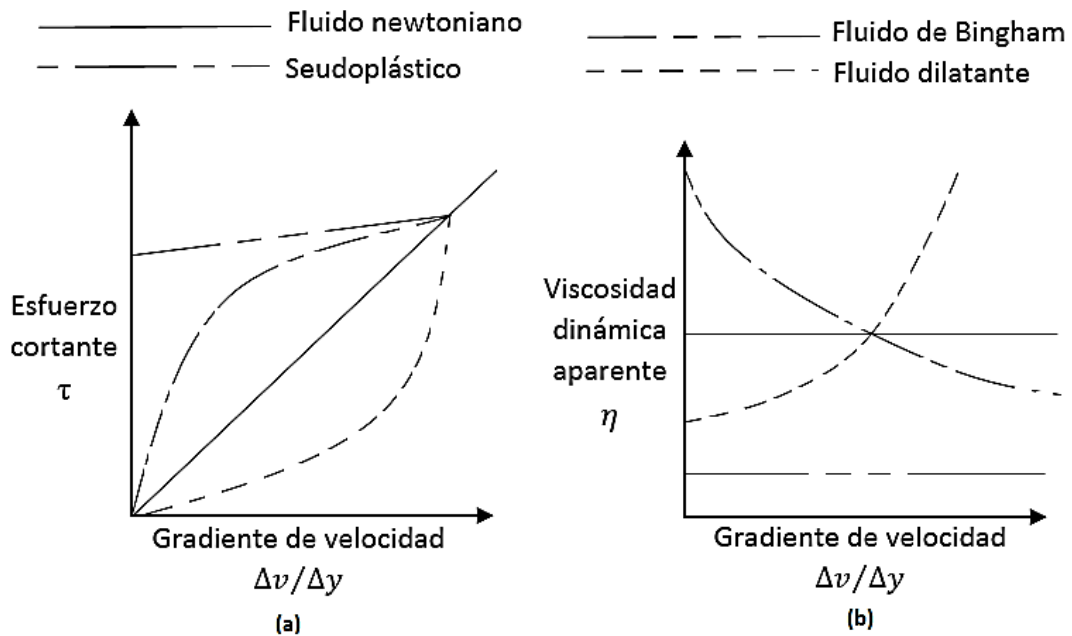
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (7)$$

Estos autores mencionan que  $\nu$  es una propiedad del fluido y sus unidades de la viscosidad cinemática según el SI son:  $m^2/s$ . Mott (2013) define a la reología como el campo que estudia la viscosidad de los fluidos; además, menciona que es importante saber si un fluido es Newtoniano o no Newtoniano, por ejemplo, si un fluido se comporta de acuerdo con la ecuación 6 se le denomina fluido Newtoniano y a la inversa, si un fluido no se comporta de acuerdo con la ecuación 6 se le denomina fluido no Newtoniano.

Martin (2011) y Mott (2013) coinciden en que la viscosidad  $\eta$  depende de las condiciones del fluido y particularmente de su temperatura. Mott (2013) menciona que la magnitud del gradiente de velocidad  $\Delta v/\Delta y$  no tiene ningún efecto sobre la magnitud



$\eta$  y en la figura 2 muestra la diferencia entre los fluidos Newtonianos y no Newtonianos.



**Figura 2: Fluidos Newtonianos y no Newtonianos.**

**FUENTE:** Tomado de Mott 2013

En la figura 2(a) se observa que la pendiente de la curva del esfuerzo cortante versus el gradiente de velocidad es una medida de la viscosidad aparente del fluido, es decir, entre más pronunciada es la pendiente, mayor es la viscosidad aparente. Mott (2013) menciona que debido a que los fluidos Newtonianos tienen una relación lineal entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad, la pendiente es constante y, por tanto, la viscosidad es constante también. La pendiente de las curvas para los fluidos no Newtonianos varía.

En la figura 2(b) se observa la variación de la viscosidad con el gradiente de velocidad. Mott (2013) menciona que es importante clasificar los fluidos no Newtonianos en independientes del tiempo o dependientes del tiempo. Como su nombre lo dice, los fluidos independientes tienen una viscosidad que no varía con el tiempo, a cualquier esfuerzo cortante dado. Sin embargo, la viscosidad de los fluidos dependientes del tiempo cambia si varía éste.

Cengel y Cimbala (2012), Martin (2011) y Mott (2013) definen tres tipos de fluidos independientes del tiempo:

- **Pseudoplásticos:** Son aquellos fluidos que disminuyen su viscosidad al aumentar la velocidad de deformación aplicada; esto puede observarse en la figura 2(b). Como ejemplo podríamos citar zumos de frutas y diversas emulsiones.
- **Fluidos dilatantes:** Son aquellos fluidos que aumentan su viscosidad al aumentar la velocidad de deformación aplicada; esto puede observarse en la figura 2(b). Como ejemplo podríamos citar el almidón de maíz o las arenas movedizas.
- **Plásticos de Bingham:** Son aquellos fluidos que se comportan como sólidos hasta que se excede un esfuerzo de deformación mínimo (umbral) y exhibe subsecuentemente una relación lineal entre el esfuerzo y la relación de deformación; esto puede observarse en la figura 2(a). Algunos ejemplos de fluidos de Bingham son el chocolate, mostaza, mayonesa, etc.

#### e. Presión

La presión en un punto se define como el valor absoluto de la fuerza por unidad de superficie a través de una pequeña superficie que pasa por ese punto y en el sistema internacional su unidad es el Pascal ( $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ ). Mientras que, en el caso de los sólidos en reposo, las fuerzas sobre una superficie pueden tener cualquier dirección, en el caso de los fluidos en reposo la fuerza ejercida sobre una superficie debe ser siempre perpendicular a la superficie, ya que, si hubiera una componente tangencial, el fluido fluiría. En el caso de un fluido en movimiento, si este es no viscoso tampoco aparecen componentes tangenciales de la fuerza, pero si se trata de un fluido viscoso sí que aparecen fuerzas tangenciales de rozamiento (Martin 2011).

### 2.1.2 MECÁNICA DE FLUIDOS

Según Martin (2011) la Mecánica de Fluidos estudia las leyes del movimiento de los fluidos y sus procesos de interacción con los cuerpos sólidos. La Mecánica de Fluidos como hoy se conoce es una mezcla de teoría y experimento que proviene por un lado de los trabajos iniciales de los ingenieros hidráulicos, de carácter fundamentalmente empírico, y por el otro del trabajo de básicamente matemáticos que abordaban el problema desde un enfoque analítico. Al integrar en una única disciplina las experiencias de ambos colectivos,

se evita la falta de generalidad derivada de un enfoque estrictamente empírico, válido únicamente para cada caso concreto, y al mismo tiempo se permite que los desarrollos analíticos matemáticos aprovechen adecuadamente la información experimental y eviten basarse en simplificaciones artificiales alejadas de la realidad.

Según Gonzáles y Castellano (2014), la Mecánica de Fluidos es una ciencia basada en la evidencia experimental, y tiene en cuenta, al igual que cualquier ciencia moderna, la interacción entre el experimento y la teoría. La teoría matemática de los fluidos es, como todas las teorías, un modelo idealizado de la realidad.

Según Mott (2013), la Mecánica de Fluidos es el estudio del comportamiento de los fluidos, ya sea que estén en reposo (estática de fluidos) o en movimiento (dinámica de fluidos).

#### **a. Estática de fluidos**

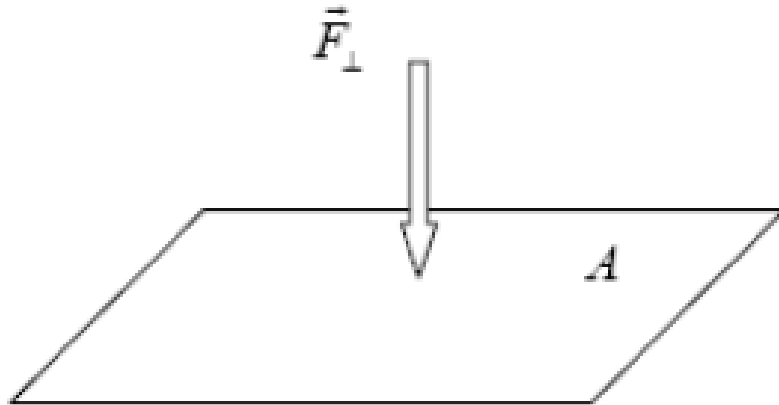
Según González y Castellano (2014), la Estática de Fluidos, históricamente denominada Hidrostática, es la parte de la Mecánica de Fluidos que trata de los fluidos en reposo. Debido a su simplicidad, la Estática de Fluidos ha sido la primera rama de la Mecánica de Fluidos que ha sido estudiada científicamente, y durante muchos siglos la única. A ella pertenece el resultado más importante de la Antigüedad clásica, el principio de Arquímedes.

Según Martin (2011) en un fluido estático todas las partículas tienen (en movimiento promedio) una velocidad nula. En este fluido en reposo no aparecen fuerzas tangenciales que darían lugar a un movimiento tangencial. Así, las fuerzas de contacto ejercidas por un fluido en reposo sobre la pared del recipiente que lo contiene son siempre perpendiculares a la misma. Asimismo, si introducimos un cuerpo cualquiera en el interior de un fluido, se ejercerá una fuerza sobre toda la superficie del cuerpo en contacto con el fluido y esta fuerza será normal a la superficie en cada punto. La fuerza por unidad de superficie dependerá del punto de la superficie, pero para un punto dado no dependerá de la orientación de la superficie del cuerpo en ese punto. Denominaremos presión ejercida sobre la superficie a la magnitud de esta fuerza normal por unidad de superficie.

- **La presión hidrostática:**

Según González y Castellano (2014) la presión  $p$  se define como la magnitud de la fuerza normal  $F_1$  por unidad de área  $A$  que se ejerce sobre una determinada superficie (véase la figura 3),

$$p = \frac{F_1}{S} \quad (8)$$



**Figura 3: Definición de la presión.**

**FUENTE:** Tomado de González y Castellano 2014

González y Castellano (2014) mencionan que la presión en un determinado punto de un fluido en reposo es igual en todas las direcciones. Esto es así debido a que, si hubiera una diferente presión en una dirección y en otra, el fluido estaría en movimiento y no en reposo. Supongamos que tenemos un punto  $x$  a una profundidad  $h$ , cuya presión hidrostática  $P$  queremos calcular. Observando la figura 4 consideremos la columna de fluido que se encuentra por encima del punto  $x$ , de altura  $h$  y volumen  $dV = h dA$ . El peso de esta columna de fluido es  $dF = g dm$ . Si la superficie se encuentra a una presión  $P_o$  y la diferencia de presión entre el punto  $x$  y la superficie es  $\Delta P = P - P_o$ , tenemos que:

$$\Delta P = \frac{dF}{dA} = \frac{g dm}{dA} = \frac{dm}{h dA} hg \quad (9)$$

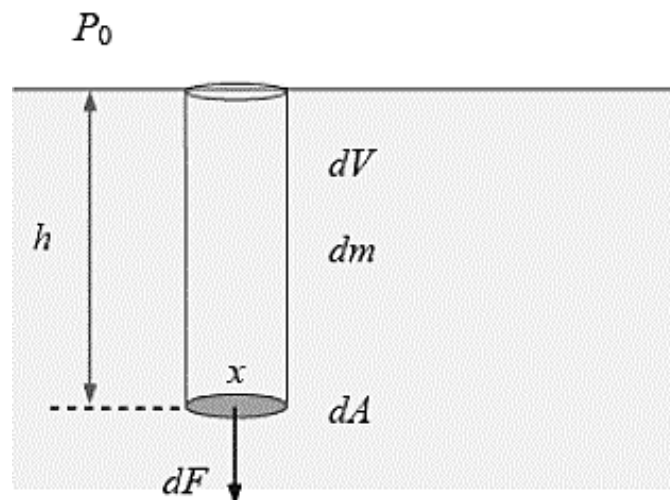
+Sustituyendo en (2) la densidad del fluido,

$$\rho = \frac{dm}{dA} = \frac{dm}{h dA}$$

resulta

$$\Delta p = p - p_0 = \rho gh \quad (10)$$

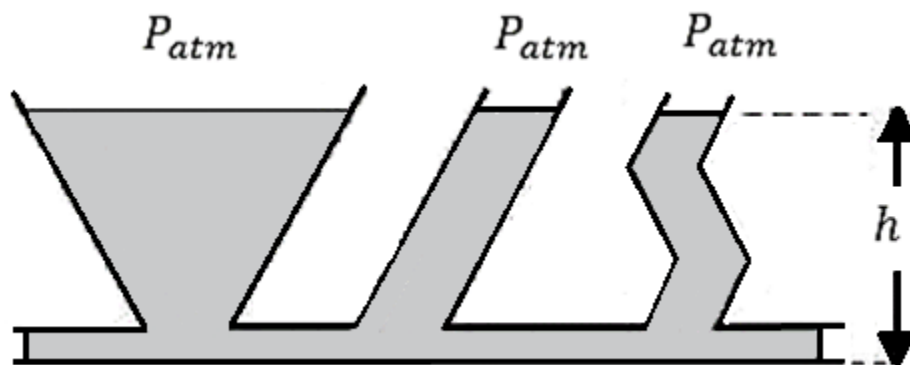
Se observa que la diferencia de presión hidrostática es directamente proporcional a  $h$ . La constante de proporcionalidad es  $\rho g$  y se denomina peso específico del fluido. Como la presión hidrostática sólo depende de  $h$ , eso quiere decir que es la misma en cualquier plano horizontal de la superficie del fluido. Esta observación explica el fenómeno de los



**Figura 4: Presión hidrostática en un punto  $x$  a una profundidad  $h$  de la superficie del fluido.**

**FUENTE:** Tomado de González y Castellano 2014

vasos comunicantes, como se aprecia en la figura 5.



**Figura 5: Fenómeno de los vasos comunicantes.**

**FUENTE:** Tomado de González y Castellano 2014

## **b. Dinámica de fluidos**

Según Contreras (2001), el movimiento de un fluido puede ser descrito en términos de un flujo. El flujo de los fluidos puede ser de régimen estable o de régimen variable. Cuando la velocidad de un fluido en cualquier punto dado permanece constante en el transcurso del tiempo, se dice que el movimiento del fluido es uniforme. Esto es, en un punto dado cualquiera, en un flujo de régimen estable la velocidad de cada partícula de fluido que pasa es siempre la misma. En cualquier otro punto puede pasar una partícula con una velocidad diferente, pero toda partícula que pase por este segundo punto se comporta allí de la misma manera que se comportaba la primera partícula cuando paso por este punto. Estas condiciones se pueden conseguir cuando la velocidad del flujo es reducida. Por otro lado, en un flujo de régimen variable, las velocidades son función del tiempo. En el caso de un flujo turbulento, las velocidades varían desordenadamente tanto de un punto a otro como de un momento a otro.

El flujo de los fluidos puede ser viscoso o no viscoso. La viscosidad en el movimiento de los fluidos es el fenómeno análogo a la fricción en el movimiento de los sólidos. Cuando existe viscosidad, se introducen fuerzas tangenciales sobre las distintas capas de un fluido en movimiento y esto da lugar a la disipación de la energía mecánica, es decir, el fluido se calienta (Contreras 2001).

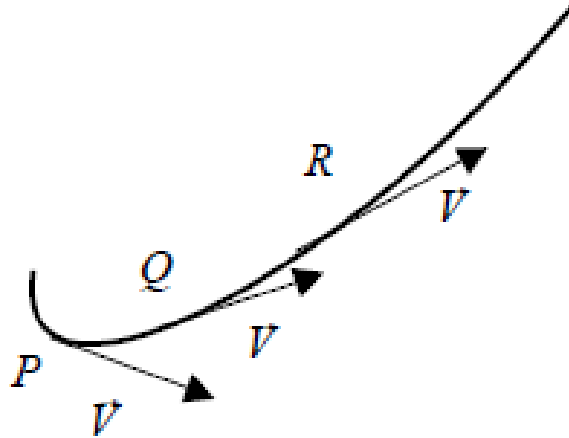
El flujo de los fluidos puede ser compresible o incompresible. Usualmente los líquidos pueden considerarse como incompresibles. El flujo de los fluidos puede ser rotacional o irrotacional. Si un elemento de fluido en cada punto no posee una velocidad angular neta o efectiva relativa a ese punto, el flujo de fluido es considerado irrotacional. El estudio del movimiento de un fluido que se hace a continuación se limita a la dinámica de fluidos para flujos de régimen estable, incompresibles, no viscosos e irrotacionales (Contreras 2001).

### **Definiciones:**

- **Líneas de corriente en un flujo de régimen estable**

Considere un punto  $P$  dentro de un fluido. Como la velocidad en dicho punto no cambia en el transcurso del tiempo, toda partícula que llega a  $P$  pasa con la misma rapidez y en la misma dirección y sentido. Lo mismo sucede con otros puntos en el fluido, digamos  $Q$  y  $R$ . Por consiguiente, al trazar la trayectoria de la partícula, esta curva será la trayectoria de toda partícula que llegue a  $P$ , esta curva se llama "línea de corriente". Una

línea de corriente es paralela a la velocidad de las partículas de fluido en cualquier punto. Las líneas no se pueden cruzar porque si lo hicieran, una partícula de fluido que llegara allí podría seguir por una u otra línea, y el flujo no sería de régimen estable; esto se puede visualizar en la figura 6 (Contreras 2001).

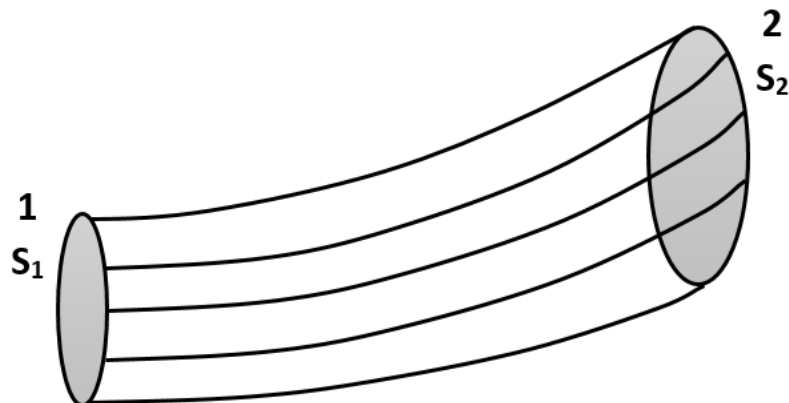


**Figura 6: Línea de corriente en un flujo de régimen estable.**

**FUENTE:** Tomado de Contreras 2001

- **Tubo de flujo**

En principio se puede dibujar una línea de corriente en cada punto del fluido. Seleccionando un número finito de líneas de corriente, llamado un haz, constituyen una región tubular llamada "tubo de flujo"; esto se puede visualizarse en la figura 7 (Contreras 2001).



**Figura 7: Tubo de flujo.**

**FUENTE:** Tomado de Contreras 2001

Este tubo está formado por líneas de corriente, las cuales siempre son paralelas a la velocidad de las partículas de fluido. De esta forma, nada de fluido puede cruzar la frontera de un tubo de flujo y el tubo se comporta como si fuera una tubería de la misma forma que el tubo de flujo. El fluido que entra por un extremo debe salir por el otro. Si el flujo es de régimen estable, el patrón de líneas que forman el tubo de flujo no cambia en el tiempo (Contreras 2001).

- **Ecuaciones básicas de la dinámica de fluidos**

- **Ecuación de Continuidad: Gasto, flujo de volumen o caudal**

En la figura 7 se ha considerado un tubo de flujo con dos regiones (1 y 2), en las cuales las áreas transversales de este, perpendiculares a las líneas de corriente son  $S_1$  y  $S_2$ . Sean  $v_1$  y  $v_2$  las rapidezces de las partículas de fluido de densidad  $\rho$  constante que pasan por las regiones 1 y 2, respectivamente. En un intervalo de tiempo  $\Delta t$ , lo suficientemente pequeño para que ni  $v$  ni  $S$  cambie, un elemento de fluido avanza una distancia  $v \Delta t$ . Entonces la masa de fluido que cruzan las regiones 1 y 2 será (Contreras 2001):

$$\Delta m_1 = \rho (S_1 v_1) \Delta t \quad (11)$$

$$\Delta m_2 = \rho (S_2 v_2) \Delta t \quad (12)$$

De este modo, las cantidades:  $\frac{\Delta m_1}{\Delta t} = \rho S_1 v_1 \Delta t$ , y  $\frac{\Delta m_2}{\Delta t} = \rho S_2 v_2 \Delta t$ , representan el flujo de fluido en las regiones 1 y 2, respectivamente. Ya que no puede salir fluido por las paredes del tubo y ya que no hay fuentes o salidas adicionales en el tubo, la masa de cada sección del tubo por unidad de tiempo debe ser la misma (Contreras 2001).

$$\frac{\Delta m_1}{\Delta t} = \frac{\Delta m_2}{\Delta t} \quad (13)$$

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 \quad (14)$$

y 
$$S v = \text{constante} \quad (15)$$

El resultado de la ecuación 13 se llama la ecuación de continuidad, la cual expresa la ley de la conservación de la masa. La cantidad  $S.v$  es denominada caudal, gasto o flujo de volumen y se representa por la letra  $Q$ , es decir (Contreras 2001):

$$Q = S v \quad (16)$$

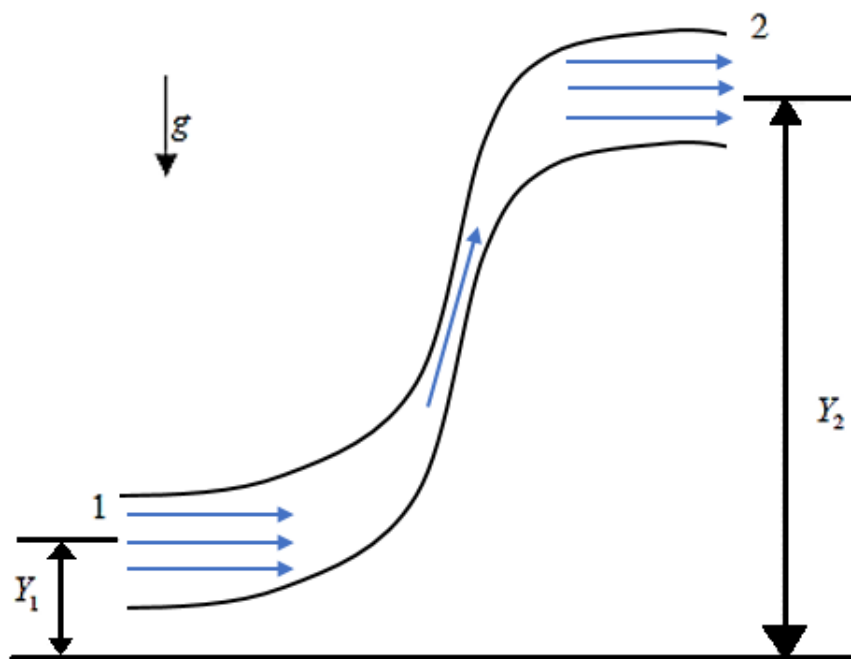


En una pared estrecha de una tubería, las líneas de corriente deben estar más próximas entre si y su rapidez debe ser mayor que en una región más ancha donde la rapidez del fluido es menor y las líneas de corriente están más separadas (Contreras 2001).

- **Ecuación de Bernoulli**

La dinámica de los líquidos, está regida por el mismo principio de la conservación de la energía, el cual fue aplicado a ellos por el físico suizo Daniel Bernoulli (1700-1782), obteniendo como resultado una ecuación muy útil en este estudio, que se conoce con su nombre. Para ello se puede considerar los puntos 1 y 2, de un fluido en movimiento, determinando la energía mecánica de una porción de este, a lo largo del filete de fluido en movimiento que los une. Si  $m$  es la porción de masa considerada,  $v$  su rapidez,  $Y$  la altura sobre el nivel tomado como base,  $p$  la presión y  $\rho$  la densidad en cada uno de los puntos, se puede escribir utilizando el teorema trabajo-energía cinética (Contreras 2001):

$$\frac{1}{2} mv_1^2 + mgY_1 + \frac{p_1 m}{\rho_1} = \frac{1}{2} mv_2^2 + mgY_2 + \frac{p_2 m}{\rho_2} \quad (17)$$



**Figura 8: Fluido en movimiento.**

**FUENTE:** Tomado de Contreras 2001

Si ahora se divide a todos los términos de los dos miembros, entre la masa considerada, se obtendrá la ecuación de Bernoulli, que corresponde a la ley de la conservación de la energía por unidad de masa. Si el fluido es incompresible, como se asumirá en lo sucesivo, donde  $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ , la ecuación de Bernoulli adopta la forma (Contreras 2001):

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g Y_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g Y_2 \quad (18)$$

### 2.1.3 MEDIDORES DE FLUJO

La medición del flujo es una función importante dentro de cualquier organización que emplee fluidos para realizar sus operaciones regulares. Se refiere a la capacidad de medir la velocidad, el flujo volumétrico o el flujo másico de cualquier líquido o gas (Mott 2013).

#### a. Factores de selección de un medidor de flujo

Según Mott (2013), hay muchos dispositivos para medir el flujo. Algunos miden el flujo volumétrico en forma directa, mientras que otros miden una velocidad promedio del flujo que se convierte a flujo volumétrico por medio de  $Q = A \cdot V$ . Algunos proporcionan mediciones primarias directas, en tanto otros requieren de calibración o la aplicación de un coeficiente de descarga a la salida observada del instrumento. La forma de la salida del medidor de flujo también varía en forma considerable de un tipo a otro. La lectura puede provenir de la diferencia de la presión, nivel de líquido, contador mecánico, posición de un indicador en la corriente de fluido, señal eléctrica continua o una serie de pulsos eléctricos.

La selección del tipo básico de medidor de fluido y su sistema indicador depende de varios factores como los siguientes:

- Rango.
- Exactitud requerida.
- Pérdida de presión.
- Tipo de indicación.
- Tipo de fluido.
- Calibración.

## **b. Medidores de presión variable**

Según Mott (2013) el principio fundamental en el que se basan los medidores de carga variable es el siguiente: cuando se restringe una corriente de fluido, su presión disminuye en una cantidad que depende del flujo volumétrico a través de la restricción. Por tanto, la diferencia de presión entre puntos antes y después de la restricción se utiliza para indicar el flujo volumétrico. Los tipos más comunes de medidores de carga variable son el tubo de Venturi, la boquilla de flujo, el orificio y el tubo de flujo. Se obtiene lo mismo de la relación entre la diferencia de presión y el flujo volumétrico, sin importar el tipo de instrumento que se emplee.

### **- Tubo Venturi**

Según Singhal y Parveen (2013) el tubo de Venturi o simplemente un Venturi es una configuración tubular de la variación de diámetro de la tubería a través del cual fluye el fluido. Esta tubería sigue las mismas leyes que el medidor de orificio (para fluidos compresibles, las velocidades deben ser subsónica). El efecto Venturi es un efecto de chorro; como con un embudo de la velocidad del fluido aumenta como el área de la sección transversal disminuye, con la presión estática disminuye correspondientemente. De acuerdo con las leyes que rigen la dinámica de fluidos, la velocidad de un fluido debe aumentar a medida que pasa a través de una constricción para satisfacer el principio de continuidad, mientras que su presión debe disminuir para satisfacer el principio de conservación de la energía mecánica.

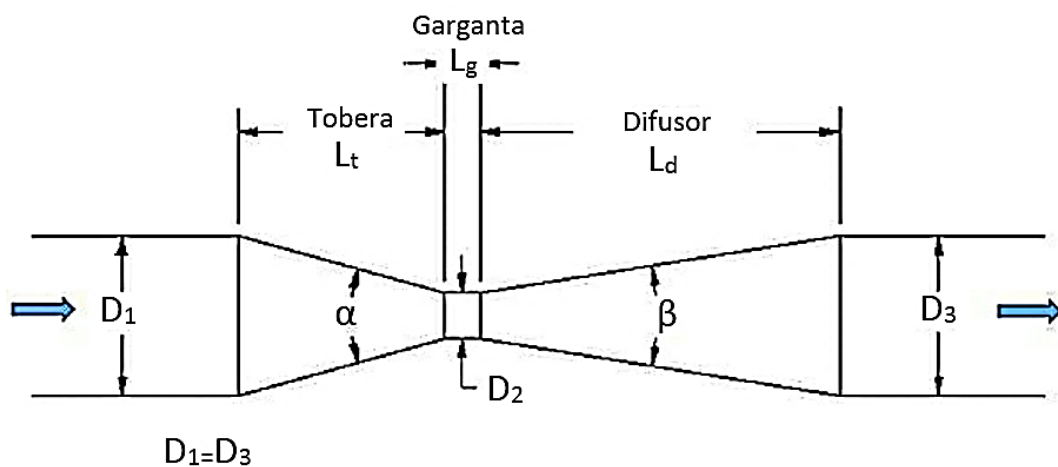
Así, una caída en la presión niega cualquier ganancia en energía cinética de un fluido que pueda acumularse debido a su mayor velocidad a través de una constricción. Una ecuación para la caída de presión debido al efecto Venturi se puede derivar de una combinación del principio de Bernoulli y la ecuación de continuidad (Singhal y Parveen 2013).

### **- Inyector Venturi**

La definición del “inyector Venturi de presión diferencial” es descrita en la Norma ISO15873:2002. “*Irrigation equipment Differential pressure Venturi fertilizer injectors*” citada por Manzano (2008) como un dispositivo cuyo funcionamiento consiste en introducir una corriente a presión de agua a través de un conducto,

incrementando la velocidad y reduciendo la presión, para arrastrar un líquido aditivo a través de una tubería de succión y mezclando el aditivo con la corriente de agua e incorporarlo al exterior del elemento.

El inyector Venturi, así denominado en honor al italiano Giovanni Battista Venturi (1746- 1822), consta de tres partes, tal como se muestra en la figura 9: una convergente (tobera), seguida de otra de sección constante (garganta), para terminar en una expansión gradual (difusor) (Manzano 2008).

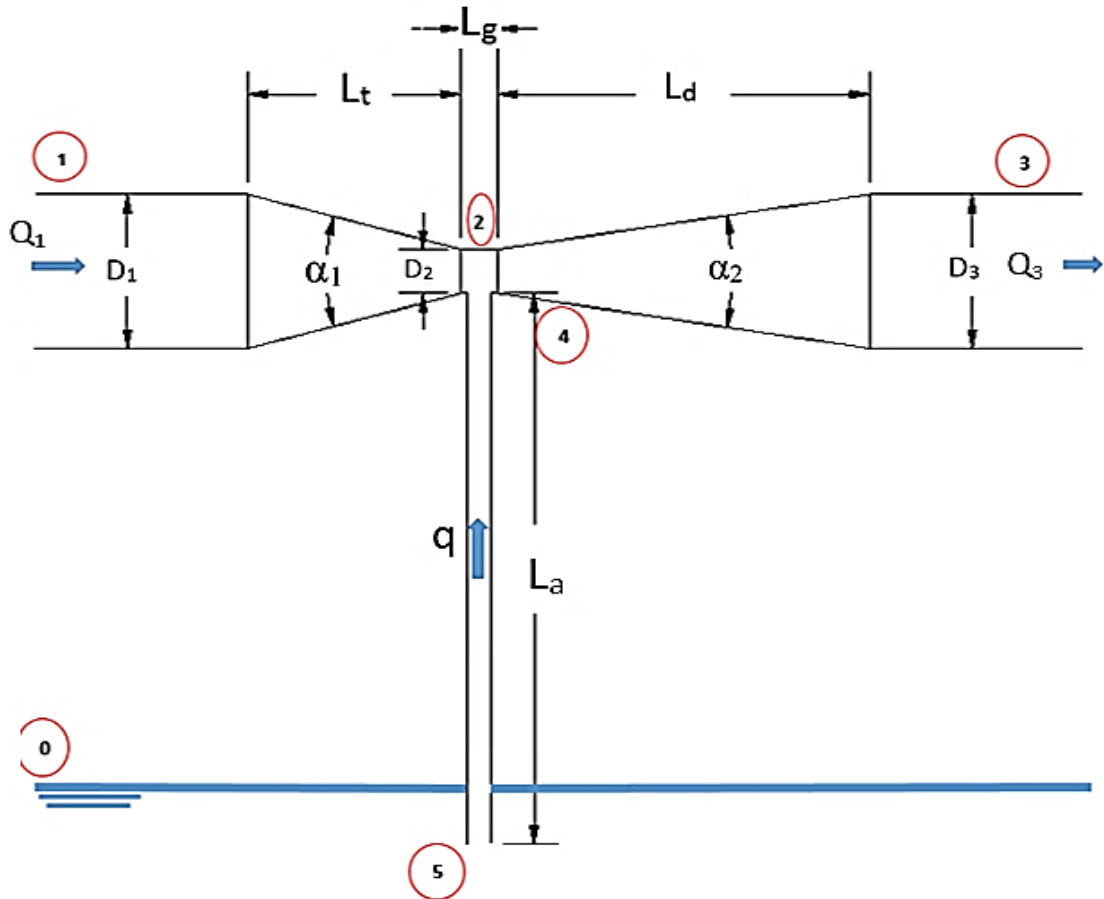


**Figura 9: Esquema de inyector Venturi.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Manzano (2008) en su investigación donde analiza al tubo Venturi como inyector de fertilizante en sistemas de riego menciona que, al producirse una reducción gradual del diámetro, desde la tobera de entrada hasta la garganta, tiene lugar un aumento de la velocidad con la consiguiente disminución de la presión. Si el caudal que circula es suficientemente grande, la presión en la garganta llega a ser negativa y si a ella se conecta una conducción hasta un depósito abierto con solución fertilizante, se establecerá un flujo entre depósito y garganta.

A continuación, en la figura 10 se presenta un esquema de instalación y funcionamiento de un inyector simple, con los parámetros que definen su geometría.



**Figura 10: Secciones y geometría del inyector Venturi.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Donde:

$D_i$  = Diámetro de la sección  $i$  ( $i = 1, 2, 3$ ).

$L_a$  = Longitud total del conducto de aspiración

$L_d$  = Longitud del difusor

$L_g$  = Longitud de la garganta

$L_t$  = Longitud de la tobera

$Q_1$  = Caudal de entrada

$Q_3$  = Caudal de salida

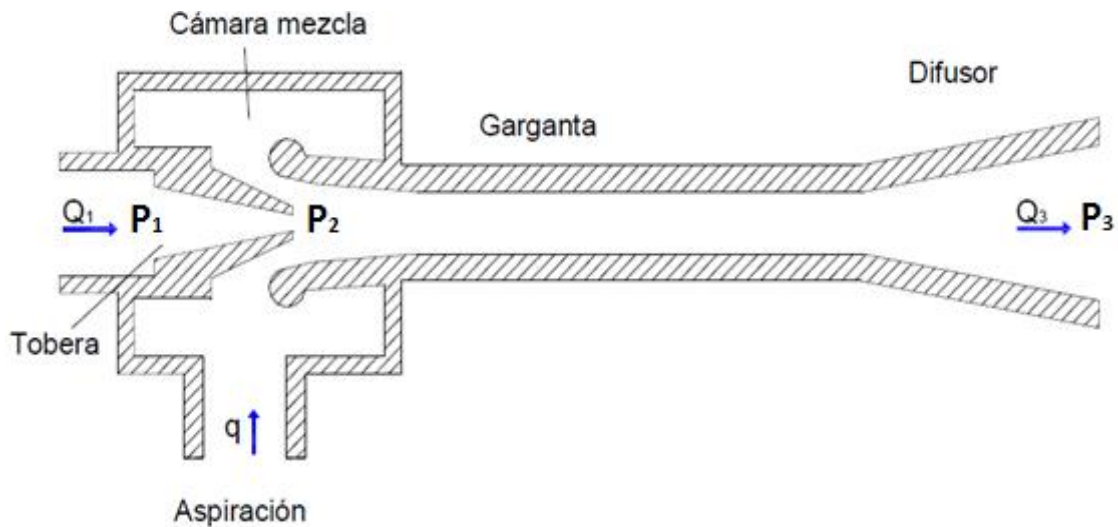
$q$  = Caudal succionado

$\alpha_1$  = Angulo de convergencia de la tobera

$\alpha_2$  = Angulo de divergencia del difusor

**- Rendimientos:**

Los inyectores se suelen integrar dentro de los aparatos a jet, bombas de chorro o eyectores. Se define un eyector como un dispositivo utilizado para aspirar y elevar un fluido (líquido, gas o vapor) o una mezcla fluido-sólido, por aplicación práctica del efecto Venturi. El esquema general de un eyector es ligeramente diferente al mostrado para inyector Venturi, apareciendo una cámara de mezcla o aspiración, como refleja la figura 11.



**Figura 11: Esquema de eyector.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Muchos autores acaban calificando el Venturi como un eyector y proponen las mismas expresiones para definir el rendimiento, con la finalidad de poder comparar distintos modelos y formas de instalación.

Troskolanski y Winoto *et al.*, citados por Manzano (2008), definen el rendimiento  $\eta$ , como el incremento de la potencia útil que experimenta el líquido inyectado respecto a la variación de la potencia útil del líquido principal. La expresión que propone con la nomenclatura de la figura 11, asumiendo la igualdad de los pesos específicos de ambos líquidos, es

$$\eta = \left[ \frac{q (P_3 - P_2)}{Q_1 (P_1 - P_3)} \right] 100\% \quad (19)$$

Siendo:

$P_1$  = Presión a la entrada del eyector

$P_2$  = Presión en la garganta del eyector

$P_3$  = Presión a la salida del eyector

$Q$  = Caudal principal

$q$  = Caudal de succión

#### 2.1.4 PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN

Un interés considerable en el análisis de flujo de tuberías es el que causa la caída de presión, porque está directamente relacionado con la potencia necesaria para que una bomba mantenga el flujo. Cengel y Cimbala (2012) mencionan que la fricción es la fuerza de rozamiento que se opone al movimiento. Se genera debido a las imperfecciones, especialmente microscópicas, entre las superficies en contacto. Se relaciona con la caída de presión y las pérdidas de carga durante el flujo. Puede ocurrir debido a la forma o a la superficie y es función de las propiedades del fluido: viscosidad, la velocidad de circulación, diámetro de la tubería y la rugosidad.

Mott (2013) menciona que, en el análisis de los sistemas de tuberías, las pérdidas de presión comúnmente se expresan, en la ecuación 20, en términos de la altura de la columna de fluido equivalente llamada pérdida de carga.

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v_{prom}^2}{2g} \quad (20)$$

Donde:

$h_L$  = Pérdida de carga debida a la fricción (m)

$f$  = factor de fricción de Darcy (adimensional)

$L$  = longitud de la tubería (m)

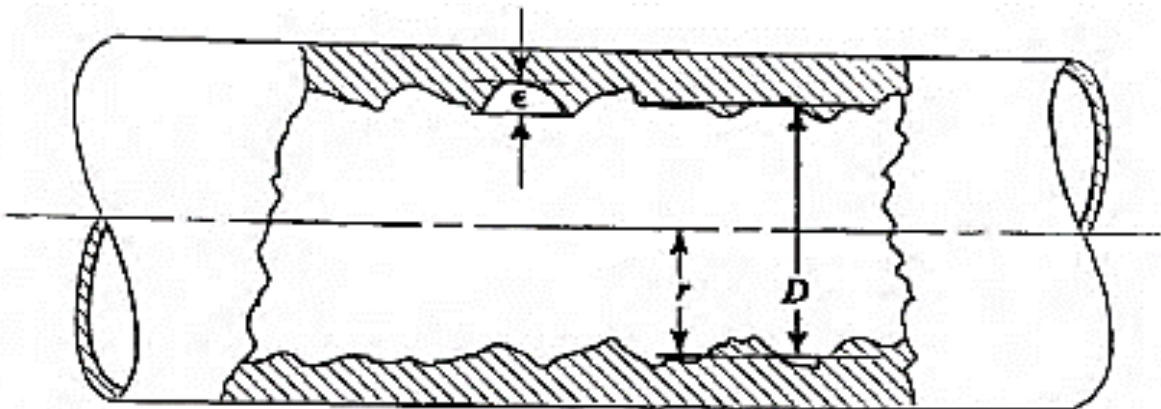
$D$  = diámetro de la tubería (m)

$v$  = velocidad promedio del fluido (m/s)

$g$  = aceleración de la gravedad  $\approx 9,80665 \text{ m/s}^2$

La pérdida de carga ( $h_L$ ) en una tubería es la pérdida de energía dinámica del fluido debida a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contiene. La pérdida de carga se produce por la viscosidad y se relaciona directamente con el esfuerzo de corte de la pared del tubo.

Las pruebas han mostrado que el número adimensional “ $f$ ” depende de otras dos cantidades adimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. Además, la rugosidad relativa es la relación del diámetro de la tubería “ $D$ ” a la rugosidad promedio de su pared “ $\epsilon$ ” (letra griega épsilon). En la figura 12 se ilustra (en forma exagerada) la rugosidad de la pared de la tubería como la altura de los picos de las irregularidades de la superficie. La condición de la superficie de la tubería depende sobre todo del material de que está hecho el tubo y el método de fabricación. Debido a que la rugosidad es algo irregular, con el fin de obtener su valor global tomaremos valores promedio (Mott 2013).



**Figura 12: Rugosidad (exagerada) de la pared de un tubo.**

**FUENTE:** Tomado de Mott 2013

Cengel y Cimbala (2012) mencionan que el factor de fricción ( $f$ ) es una función del Número de Reynolds ( $N_{Re}$ ) y la Rugosidad de la superficie interna de la tubería. Esta función expresa la relación entre la pérdida de cantidad de movimiento y la carga de energía cinética.  $f = f(Re, \epsilon)$ . Este factor se expresa numéricamente dependiendo de qué régimen se esté estudiando; por ejemplo, si el régimen estudiado es laminar entonces el factor de fricción se expresa usando la ecuación 21:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (21)$$

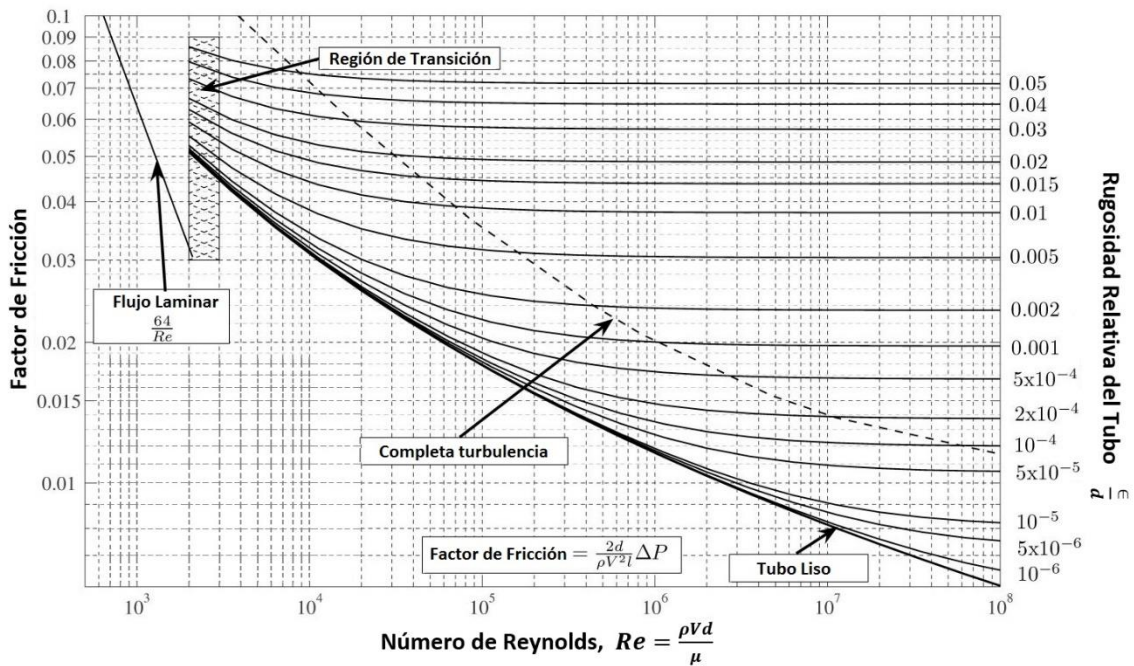


Y si el régimen estudiado es de transición y turbulento entonces el factor de fricción se expresa usando la ecuación 22:

$$f = 0.0055 \left[ 1 + \left[ 20000 \frac{\epsilon}{D} + \frac{10^6}{Re} \right]^{1/3} \right] \quad (22)$$

### - Diagrama de Moody

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody que se presenta en la figura 13. El diagrama muestra la gráfica del factor de fricción  $f$  versus el número de Reynolds  $N_R$ , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa  $D/\epsilon$ . Estas curvas las generó Moody a partir de datos experimentales.



**Figura 13: Diagrama de Moody.**

**FUENTE:** Tomado de Mott 2013

Mott (2013) detalla la rugosidad de distintos materiales, los cuales se pueden visualizar en el cuadro 1.

**Cuadro 1: Rugosidad de los materiales**

MATERIAL	$\epsilon$ (mm)
Concreto, grueso	0,25
Hormigón, nuevo liso	0,025
Tubo estirado	0,0025
Vidrio, plástico, plexiglás	0,0025
Hierro fundido	0,15
Alcantarillas, viejo	3,0
Acero, mortero revestido	0,1
Acero, oxidado	0,5
Acero, estructural o forjado	0,025
Cañerías de agua, viejo	1,0

**FUENTE:** Tomado de Mott 2013

Crane Corporation (1992) detalla la diferencia de los distintos materiales en el anexo 1 haciendo uso de una gráfica donde se detalla la rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total.

### 2.1.5 CAVITACIÓN

Según Creus (2011) la cavitación es un fenómeno físico, mediante el cual un líquido, en determinadas condiciones, pasa a estado gaseoso y unos instantes después pasa nuevamente a estado líquido. Creus (2011) afirma que la cavitación sucede si el flujo de un fluido es afectado por un estrangulamiento. En esta zona, si la velocidad alcanzada por el fluido es suficiente, éste alcanza su mínima presión. Por consiguiente, la tensión de vapor del líquido llega a ser inferior a la presión del vapor saturado, formando pues burbujas de vapor que colapsan (implosión) si a la salida del estrangulamiento la presión es superior a la presión de saturación del líquido.

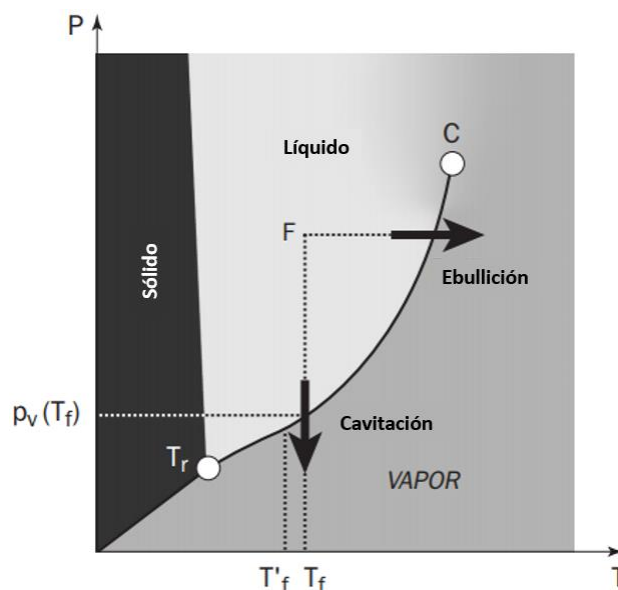
Franc y Michel (2004) mencionan que el concepto de presión de vapor se considera mejor desde el punto de vista de la termodinámica clásica. En el diagrama de fases para el agua, por ejemplo, (figura 14), la curva desde el punto triple  $T_r$  hasta el punto crítico C separa los dominios de líquido y de vapor. Cruzar esa curva es representativo de una transformación

reversible bajo condiciones estáticas (o de equilibrio), es decir, una evaporación o condensación del fluido a presión  $p_v$ , conocida como presión de vapor. Esta es una función de la temperatura  $T$ .

A raíz de esto, Franc y Michel (2004) mencionan que puede producirse la cavitación en un líquido al disminuir la presión a una temperatura aproximadamente constante, como suele ocurrir localmente en flujos reales. La cavitación aparece así similar a la ebullición, excepto que el mecanismo de accionamiento no es un cambio de temperatura sino un cambio de presión, generalmente controlado por la dinámica del flujo.

Franc y Michel (2004) mencionan que en la mayoría de los casos (con agua fría, en particular), solo se requiere una cantidad relativamente pequeña de calor para la formación de un volumen significativo de vapor. Por lo tanto, el líquido circundante (la fuente de calor para la vaporización) muestra solo un cambio de temperatura muy leve. El camino en el diagrama de fase es prácticamente isotérmico (ver figura 14).

Sin embargo, en algunos casos, la transferencia de calor necesaria para la vaporización es tal, que el cambio de fase se produce a una temperatura  $T'$  inferior a la temperatura ambiente del líquido  $T$ . La diferencia de temperatura  $T-T'$  se denomina retardo térmico en la cavitación; este retardo es mayor cuando la temperatura ambiente está más cerca de la temperatura crítica del fluido.



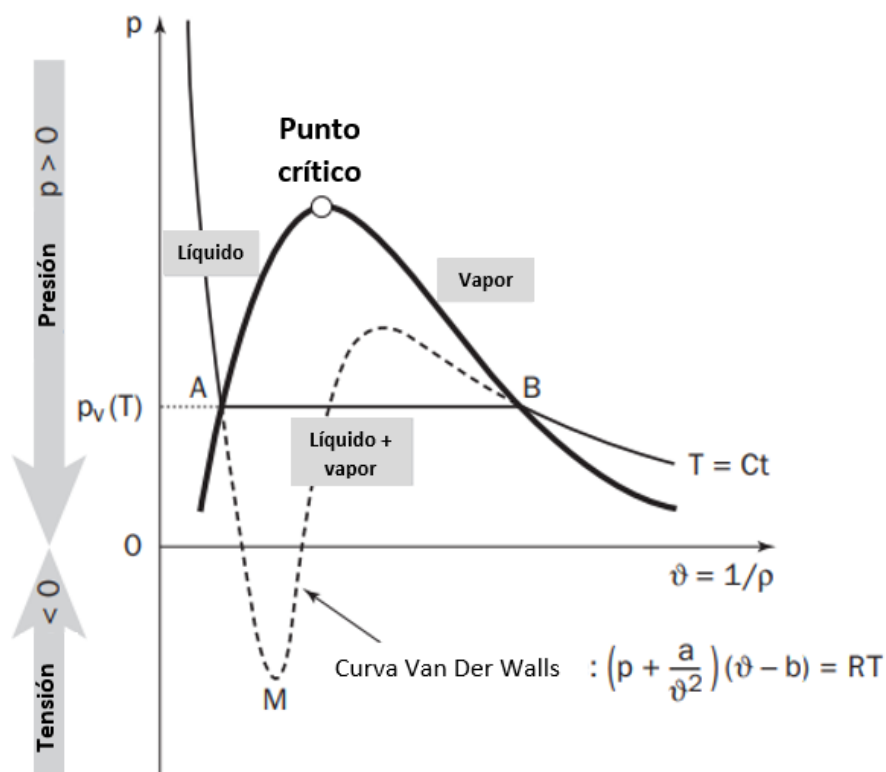
**Figura 14: Diagrama de fase del agua.**

**FUENTE:** Tomado de Franc y Michel 2004

Desde un punto de vista puramente teórico, se pueden distinguir varios pasos durante los primeros instantes de cavitación: desglose o creación de vacíos, llenar este vacío con vapor, y una eventual saturación con vapor.

En realidad, esas fases son efectivamente simultáneas, siendo el segundo paso tan rápido que puede suponerse de forma justificada la saturación instantánea del vacío con vapor.

Debe tenerse en cuenta que la curva  $p_v(T)$  no es un límite absoluto entre los estados líquido y de vapor. Las desviaciones de esta curva pueden existir en el caso de un cambio de fase rápido (Franc y Michel 2004).



**Figura 15: Isoterma de Andrews.**

**FUENTE:** Tomado de Franc y Michel 2004

Franc y Michel (2004) mencionan que incluso en condiciones casi estáticas, un cambio de fase puede ocurrir a una presión menor que  $p_v$ . Por ejemplo, considere las llamadas isotermas Andrews en el diagrama  $p - \vartheta$ , donde  $\vartheta = 1/\rho$  es el volumen específico y  $\rho$  la densidad (figura 15). Tales curvas pueden aproximarse en los dominios de líquido y vapor por la ecuación de estado Van Der Waals. Se puede evitar la transformación de líquido a

vapor a lo largo de la ruta AM, siempre que se tenga especial cuidado al establecer dicho experimento. A lo largo de este camino, el líquido está en equilibrio metaestable e incluso puede resistir negativamente presiones absolutas, es decir, tensiones, sin ningún cambio de fase.

Cengel y Cimbala (2012) mencionan que las burbujas de vapor (llamadas burbujas de cavitación debido a que forman “cavidades” en el líquido) se desintegran conforme son barridas hacia fuera de las regiones de baja presión, con lo que se generan ondas de alta presión extremadamente destructivas. Este fenómeno es la causa común de la caída en el rendimiento en equipos e inclusive de la erosión de partes de dichos equipos como las aspas de un impulsor que es importante en el diseño de las turbinas y bombas hidráulicas.

Según Cengel y Cimbala (2012), la cavitación debe evitarse (o al menos minimizarse) en los sistemas de flujo, porque reduce el rendimiento, genera vibraciones y ruido molestos, y daña al equipo. Las puntas de presión resultantes del gran número de burbujas que se desintegran cerca de la superficie sólida durante un periodo largo pueden causar erosión, picadura de la superficie, falla por fatiga y la destrucción eventual de los componentes o la maquinaria.

Moll *et al.* (2011) mencionan que, debido al costo de los experimentos, es de interés evaluar si mediante dinámica computacional de fluidos (CFD) se puede caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en diferentes dispositivos hidrodinámicos. Este tipo de flujo muestra una gran complejidad ya que deben tenerse en cuenta el estado bifásico y turbulento del flujo.

Long *et al.* (2017) mencionan que el número de cavitación ( $\sigma$ ) es un número adimensional que se utiliza para describir el rendimiento básico del tubo Venturi; este puede ser cuantificado por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{p_{sal} - p_v}{\frac{1}{2} \rho_l v^2}$$

Donde:

$p_{sal}$  = presión de salida

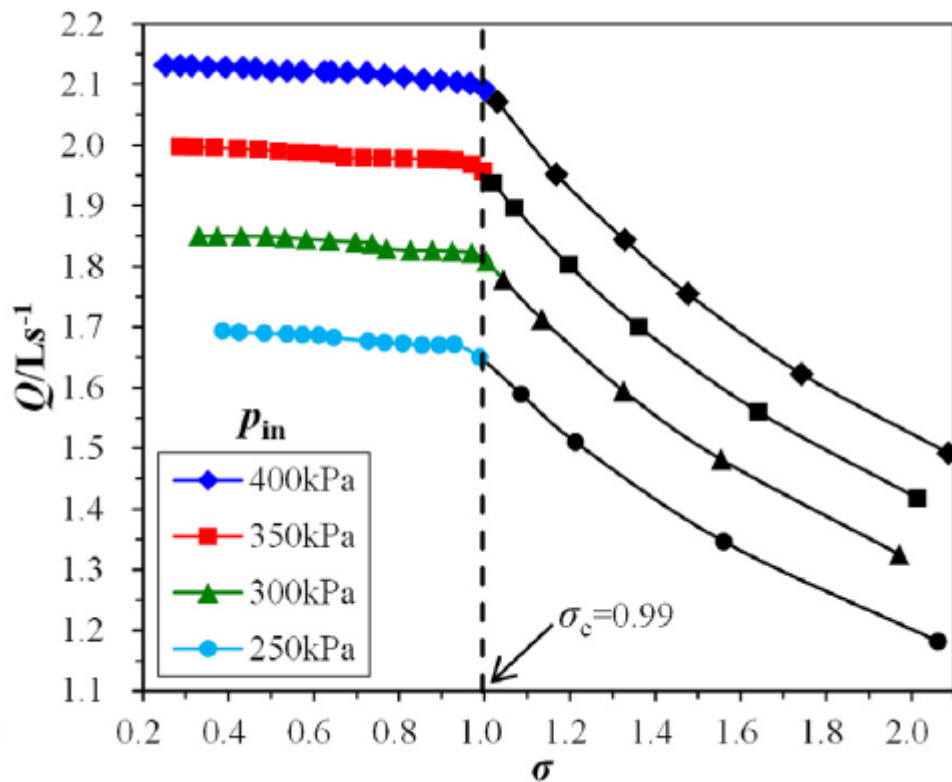
$p_v$  = presión de vapor

$\rho_l$  = densidad del líquido

$v$  = velocidad del flujo

Long *et al.* (2017) mencionan que, para evitar la cavitación, el coeficiente de cavitación  $\sigma$  debe mantenerse lo más alto posible. Por otro lado, un coeficiente de cavitación pequeño resulta en un gran rendimiento energético y mediciones pequeñas de la turbomáquina. Este efecto se puede visualizar en la figura 16 donde en una curva de rendimiento de un tubo Venturi a números de cavitación menores a uno se presenta el efecto de cavitación.

Manzano (2008) menciona que, en experiencias desarrolladas con caudalímetros Venturi el número de cavitación crítico ( $\sigma_c$ ) para evitar la cavitación debe oscilar entre 1 y 1,5.



**Figura 16: Curva de rendimiento del tubo Venturi.**

**FUENTE:** Tomado de Long *et al.* 2017

## **2.2 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Según Sayma (2009), la dinámica de fluidos computacional (CFD) es la rama de la dinámica de fluidos que proporciona un entorno óptimo para la simulación de los flujos reales; esta simulación se basa en la resolución numérica de las ecuaciones de gobierno. Vargas *et al.* (2007) mencionan que no existe una definición aceptada para estas técnicas.

Anderson, citado por Vargas *et al.* (2007), define a la dinámica de fluidos computacional como el arte de sustituir las ecuaciones de gobierno de fluido con números, para después desarrollar esos números en el espacio o tiempo y obtener una descripción completa del flujo. Versteeg y Malalasekera, citados por Vargas *et al.* (2007), mencionan que los métodos CFD constituyen una herramienta informática para el análisis de sistemas de fluidos, transferencia de calor y sus fenómenos asociados como reacciones químicas, mediante simulación informática.

Vargas *et al.* (2007) exponen que la dinámica de fluidos computacional se basa en la resolución numérica de las ecuaciones fundamentales de conservación de materia, energía y cantidad de movimiento en un dominio concreto discretizado (geometría); es decir, convertido en una malla de puntos (volúmenes o elementos finitos). Como resultado, se obtienen los valores de todas las variables características del sistema (presión, velocidad, temperatura, composición, etc.) en cada punto de la malla de cálculo y en función del tiempo, además, en procesos transitorios.

### **2.2.1 ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS**

Según Pérez y Garre (2015) el estudio de los fluidos consiste en conocer las velocidades, presiones y fuerzas internas de las partículas que forman el fluido, en función de las fuerzas externas que se aplican sobre el fluido, y del contacto con otros medios (por ejemplo, el recipiente que contiene el fluido).

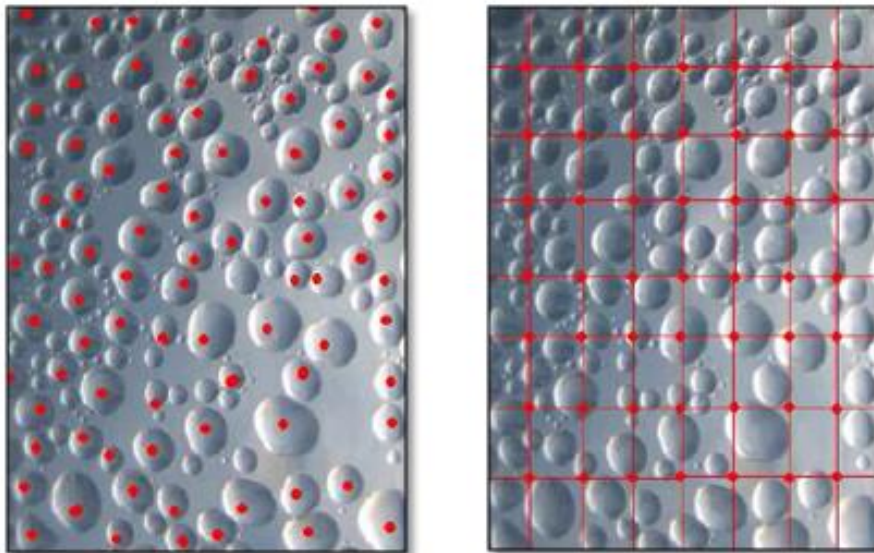
Pérez y Garre (2015) indican que al referirnos al contacto del fluido con otros medios es necesario destacar la interacción entre el fluido y un sólido, ya que debemos tener en cuenta que el sólido se puede encontrar estático o en movimiento, y que, además, en el caso más complejo, el sólido podría ser deformable y en ese caso la variación disponible

para el fluido se podría dar y en este caso es necesario estudiar también las variaciones de densidad del fluido.

#### **a. Enfoque Lagrangiano o Euleriano**

Pérez y Garre (2015) mencionan que el enfoque Lagrangiano consiste en seguir a cada partícula o agrupaciones de partículas fluidas en su movimiento, de manera que se buscan funciones que den la posición, así como las propiedades de la partícula fluida en cada instante. Básicamente este enfoque fija su atención sobre una porción muy pequeña del fluido en movimiento. Por ejemplo, en el instante  $t=0$  consideramos la partícula que ocupa la posición  $O$ . Se sigue esta partícula con movimiento constante, la cual ocupa un lugar en un tiempo  $t$ . Entonces, el vector de posición depende de qué partícula se haya elegido y qué tiempo haya transcurrido.

Pérez y Garre (2015) mencionan que el enfoque Euleriano fija la atención en un punto en el espacio; sobre este punto se analiza las características del flujo como la velocidad, la densidad, etc. de todas las partículas que pasen por dicho punto como función del tiempo. Entonces al realizar lo mismo para todos los puntos del espacio que ocupa el flujo se tiene una descripción completa del flujo.



**Figura 17: Enfoque Lagrangiano (izquierda) y enfoque Euleriano (derecha).**

**FUENTE:** Tomado de Pérez y Garre 2015



Entonces como se puede ver en la figura 17 la descripción Euleriana difiere de la Lagrangiana en que no sigue el rastro de la posición y la velocidad de una masa fija de partículas, en lugar de ello; se definen variables de campo, funciones del espacio y el tiempo dentro de un volumen de control.

## 2.2.2 ECUACIONES DE GOBIERNO

Un fluido en movimiento es gobernado con tres leyes físicas fundamentales.

1. La ecuación de continuidad
2. La ecuación de la cantidad de movimiento
3. La ecuación de la conservación de la energía

Wendt, citado por Vargas *et al.* (2007), menciona que el desarrollo de estos tres principios básicos puede abordarse desde dos enfoques. El primer enfoque que menciona es el enfoque clásico de la mecánica de fluidos el cual parte de la consideración de una región finita en el flujo, asociada a un volumen de control con su correspondiente superficie donde el volumen de control puede guardar una posición fija en el espacio, con el fluido moviéndose a través de él o puede estar en movimiento, ligado al fluido en el que se encuentra.

La aplicación directa de los tres principios fundamentales sobre el volumen de control da como resultado la formulación integral. Según se considere el volumen de control fijo o en movimiento, se obtiene la formulación conservativa o no conservativa, respectivamente. En otras palabras, se utiliza el método de Euler o de Lagrange en el análisis del flujo.

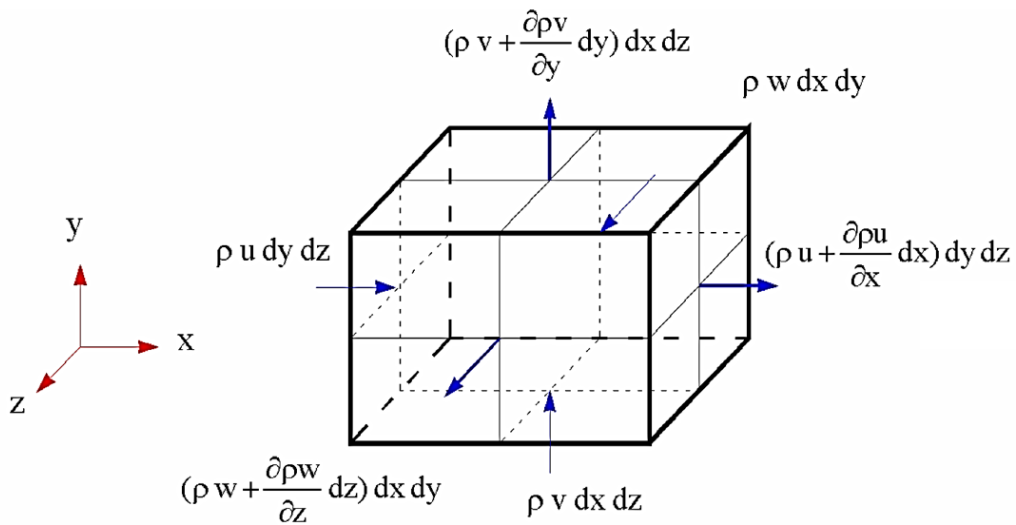
El segundo enfoque que menciona Wendt, citado por Vargas *et al.* (2007), se basa en el estudio de un volumen elemental de fluido. Al igual que sucedía en el estudio del volumen de control, el elemento diferencial puede encontrarse fijo en un punto del espacio o moviéndose a lo largo de una línea de corriente con una velocidad  $V$  igual a la velocidad del flujo en cada punto. Se obtendrían a partir de este elemento infinitesimal, las ecuaciones fundamentales en su forma de derivadas parciales. La formulación también puede ser conservativa o no conservativa.

### a. Ecuación de continuidad

Según Vargas *et al.* (2007) la ecuación de continuidad aplicada a un elemento diferencial que se mueve en un fluido durante un tiempo elemental,  $dt$ , es:

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (23)$$

Se puede descomponer la ecuación 20 para cada elemento diferencial tal y como se representa en la figura 18.



**Figura 18: Balance de flujo en elemento diferencial.**

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

La masa que entra en un elemento diferencial de superficie por unidad de tiempo es:

$$\rho v_i dS_i \quad (24)$$

y el caudal másico que sale de cada superficie elemental

$$\left( \rho v_i + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} dx_i \right) dS_i$$

Resulta entonces del análisis de variación del volumen másico en la dirección de los tres ejes

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -\frac{\partial \rho u}{\partial x} dx dy dz - \frac{\partial \rho v}{\partial y} dx dy dz - \frac{\partial \rho w}{\partial z} dx dy dz$$

Por otra parte, la variación de más respecto al tiempo se puede escribirse como

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x} (\rho dx dy dz)$$

e igualando estas últimas expresiones resulta

$$-\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

Considerando la densidad variable se obtiene

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (25)$$

Considerando la densidad constante (fluido incompresible) se obtiene

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (26)$$

### **b. Ecuación de la cantidad de movimiento**

Según Vargas *et al.* (2007) en este caso se aplica la segunda ley de Newton sobre un elemento diferencial de fluido. Se analiza la dirección del eje OX

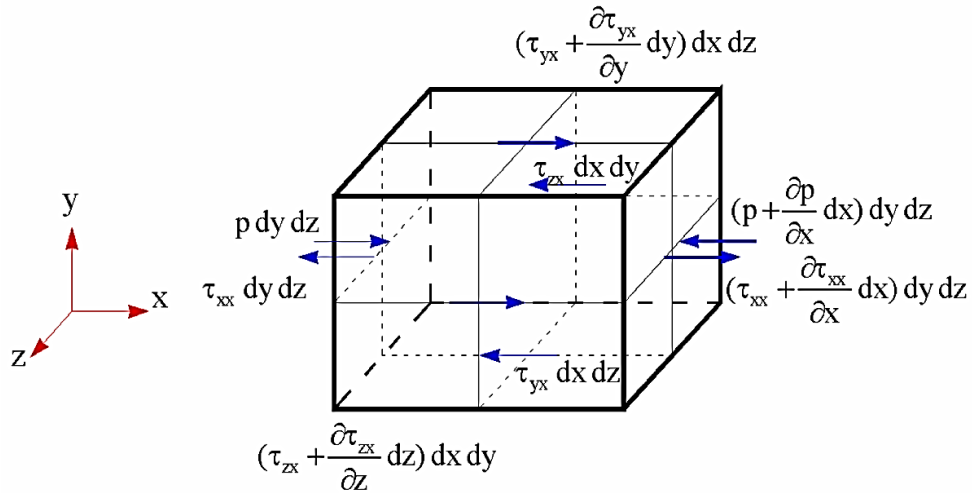
$$dF_x = m a_x \quad (27)$$

Para un sistema no inercial, las fuerzas que actúan sobre el elemento de masa son las exteriores (por unidad de masa) y las interiores (por unidad de superficie). Respecto a las primeras, y si la única es la derivada del campo gravitatorio,  $g$ , la segunda ley de Newton puede escribirse para un elemento diferencial como:

$$dF_{ex} = \rho g_x (dx dy dz)$$

Las fuerzas interiores para un fluido incompresible, sin efectos de capilaridad son causadas por la presión ejercida por el líquido exterior que rodea el elemento y por los esfuerzos cortantes y normales que actúan en las caras del volumen elemental (figura 19).

Para la dirección del eje OX el esquema completo de fuerzas y tensiones unitarias sobre el elemento diferencial queda de la siguiente forma:



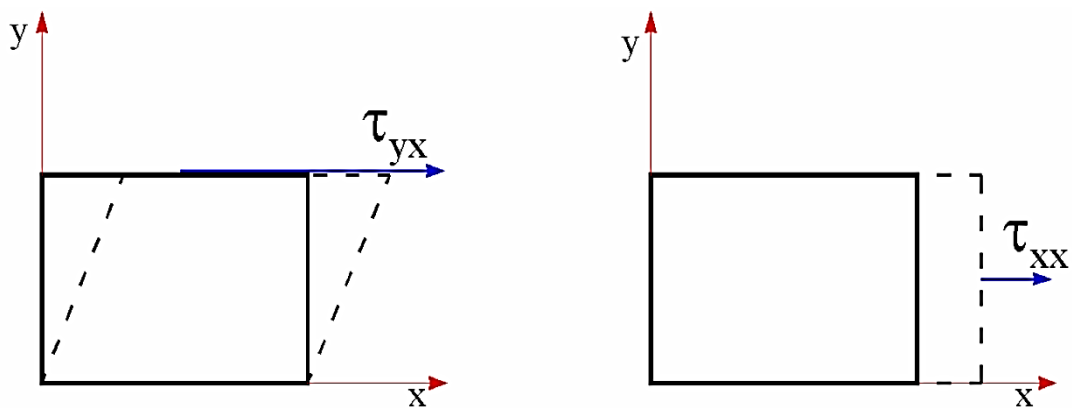
**Figura 19: Esfuerzos superficiales sobre un elemento diferencial.**

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

Entonces la diferencia de fuerzas de presión entre las caras del elemento con flujo entrante y saliente, según Vargas *et al.* (2007) es:

$$p dy dz - \left[ \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz \right]$$

Las fuerzas de viscosidad, figura 20, producirán esfuerzos cortantes y normales. Los primeros originan deformaciones angulares mientras que los segundos dan lugar a deformaciones lineales.



**Figura 20: Esfuerzos superficiales sobre un elemento diferencial.**

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

La suma de los esfuerzos actuando sobre el elemento diferencial en el eje OX queda:

$$\begin{aligned} & \left[ \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx \right) - \tau_{xx} \right] dydz + \left[ \left( \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) - \tau_{yx} \right] dx dz \\ & + \left[ \left( \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) - \tau_{zx} \right] dy dx \end{aligned}$$

obteniéndose como resultante para las fuerzas interiores

$$\begin{aligned} dF_{in} = & \left[ p - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dydz + \left[ \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx \right) - \tau_{xx} \right] dydz \\ & + \left[ \left( \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) - \tau_{yx} \right] dx dz + \left[ \left( \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) - \tau_{zx} \right] dy dx \end{aligned}$$

Simplificando queda:

$$dF_{in} = \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz$$

Finalmente, la resultante de todas las fuerzas en el eje OX, es:

$$dF_x = dF_{ex} + dF_{in} = \rho g_x (dx dy dz) + \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz$$

Asumiendo el volumen de la masa como la unidad, se obtiene:

$$dF_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho g_x \quad (28)$$

De la misma forma en las otras direcciones espaciales:

$$dF_y = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g_y \quad (29)$$

$$dF_z = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z \quad (30)$$

Vargas *et al.* (2007) mencionan que para fluidos Newtonianos e isotrópicos como es el caso del agua, donde los esfuerzos cortantes son proporcionales al gradiente de velocidad, se pueden aplicar las ecuaciones de Navier – Stokes. Según Pérez y Garre (2015) las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones que definen el comportamiento dinámico de un fluido; estas derivan de aplicar los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica al fluido, de donde se obtiene una

formulación integral que generalmente se suele transformar en una formulación diferencial más práctica. A continuación, se definen las ecuaciones de Navier – Stokes.

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \\ \tau_{yy} &= \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \\ \tau_{zz} &= \lambda \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z}\end{aligned}\quad (31)$$

$$\begin{aligned}\tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \tau_{zx} &= \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)\end{aligned}$$

Vargas *et al.* (2007) mencionan que la relación entre la viscosidad absoluta ( $\mu$ ) y la viscosidad “máscica” ( $\lambda$ ) es:

$$\lambda = \frac{2}{3} \mu$$

Entonces usando la ecuación 28 en las ecuaciones 25, 26 y 27 obtenemos:

$$\begin{aligned}dF_x &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ dF_y &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ dF_z &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)\end{aligned}\quad (32)$$

### c. Ecuación de la conservación de la energía

La ecuación de la energía se deriva a partir de la primera ley de la termodinámica donde se establece que la variación de la energía en un fluido es igual a la variación de calor más la variación de trabajo; Vargas *et al.* (2007) lo definen así:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Variación de energía} \\ \text{en el interior del} \\ \text{elemento diferencial} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Flujo neto de calor} \\ \text{en el elemento} \\ \text{diferencial} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Trabajo realizado} \\ \text{en el elemento} \\ \text{diferencial} \end{array} \right)$$

Vargas *et al.* (2007) analizan la energía de una partícula de fluido por unidad de masa,  $E$ , de lo cual obtiene que es la suma de sus energías interna,  $e$ , cinética,  $V^2/2$  y potencial,  $gz$  (asumiendo el eje  $z$  vertical). Por tanto, la variación de energía por unidad de masa se expresa así:

$$\rho \frac{DE}{Dt} dx dy dz = \rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{V^2}{2} + gz \right) dx dy dz \quad (33)$$

## 2.3 METODOLOGÍA TAGUCHI

Marfil, citado por Encina (2005), menciona que Genichi Taguchi fue un Ingeniero Mecánico graduado en la Universidad de Kiryu, en Japón y doctor en Ciencias (Estadística Matemática) en la Universidad de Kyushi. Desde 1949 ha estado activo en el mejoramiento de los productos y procesos industriales del Japón, desarrollando su carrera principalmente en la Industria Electrónica.

Dentro de los conceptos desarrollados por Genichi Taguchi se describe la ingeniería de calidad; Wu y Wu (1997) mencionan que la ingeniería de calidad es una serie de planteamientos para predecir y prevenir las dificultades o problemas que podrían ocurrir en el mercado después de que un producto se vende y es usado por el cliente bajo múltiples condiciones ambientales y de utilización durante el periodo de vida diseñado.

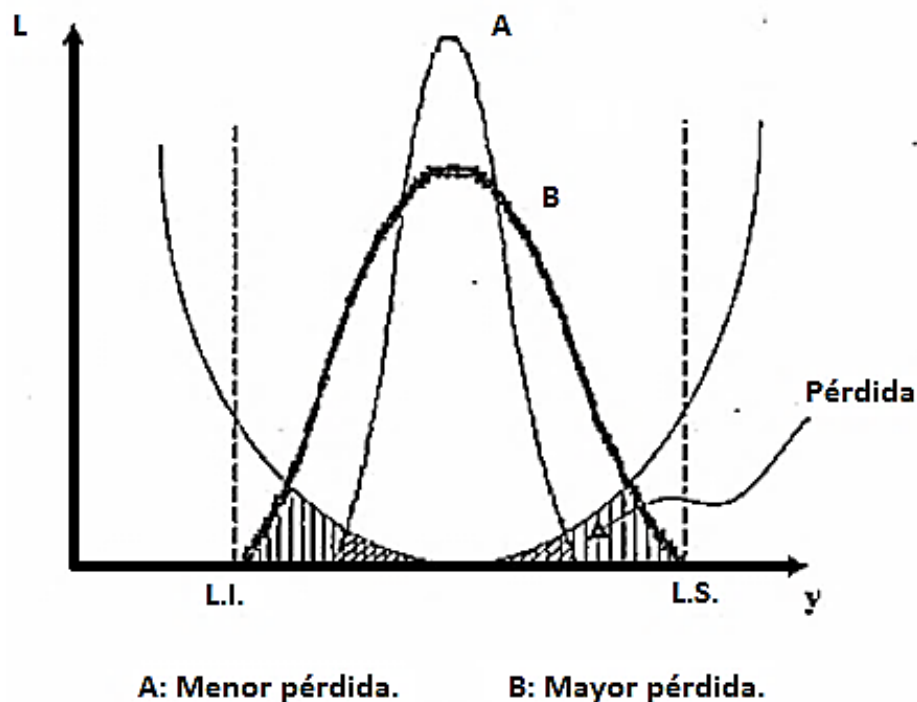
### 2.3.1 LA FUNCIÓN DE PÉRDIDA Y EL CONCEPTO DE CALIDAD

Kueh (2001) menciona que Genichi Taguchi realizó un gran esfuerzo para llevar a un terreno práctico el diseño experimental. Introdujo, además, conceptos revolucionarios que afectaron la forma de medir la calidad y su costo. Para Taguchi, la calidad, antes que, por la satisfacción de especificaciones, debe medirse en términos de la así llamada función de pérdida, que establece la pérdida que la sociedad sufre como consecuencia de la mala calidad. Un producto de calidad es para el cliente aquél que cumple con las expectativas de performance o rendimiento cada vez que lo utiliza, sin fallas y en cualquier condición o

circunstancia. Los productos que no cumplen con dichas expectativas causan pérdidas, tanto para los clientes y los productores, como para, eventualmente, el resto de la sociedad. Por esto, para Taguchi, la calidad debe medirse en función de la pérdida que causa: “mientras mayor es la pérdida que se produce, menor es la calidad”.

Montgomery (2002) menciona que Taguchi hace la siguiente definición: "La calidad de un producto es la mínima pérdida impartida por el producto a la sociedad desde el momento que el producto es vendido". Así el Dr. Taguchi sostiene que lo realmente importante es ponerse desde el punto de vista del consumidor, quien es el que permite mantener y hacer crecer en el mercado. Por ello la clave es cuanto pierde el consumidor por uso del producto; interesa el costo y la satisfacción del consumidor.

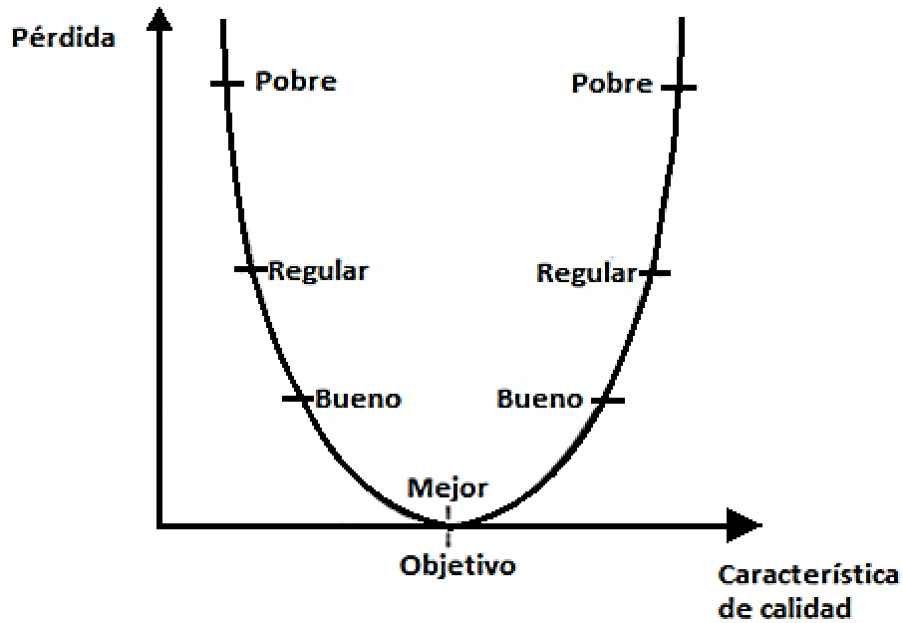
Marfil, citado por Encina (2005), explica que el objetivo de la función pérdida es lograr un efectivo método de representar la pérdida debida a la desviación de la característica de calidad de su objetivo debido a una calidad pobre. En la figura 21 se aprecia la función pérdida la cual es el área sombreada y en la figura 22 se puede apreciar la interpretación de la pérdida.



**Figura 21: La función de pérdida.**

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005





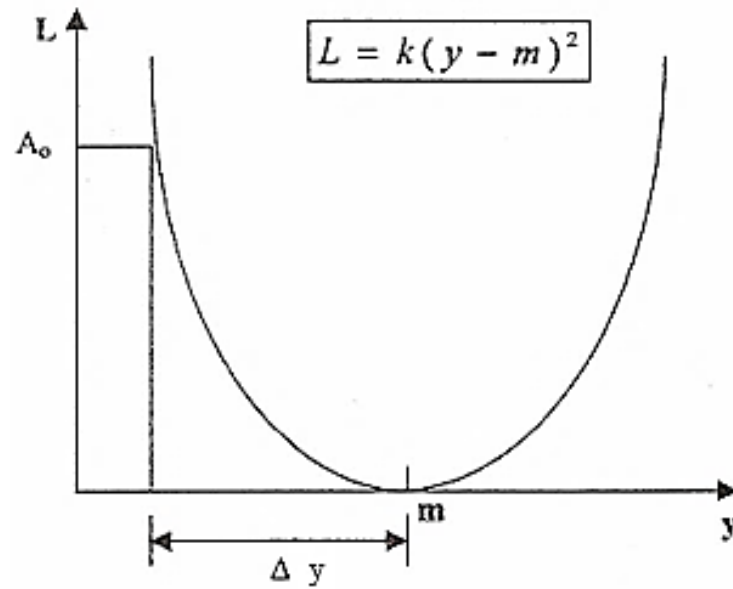
**Figura 22: Interpretación de la pérdida.**

**FUENTE:** Tomado de Montgomery 2002

Según Marfil, citado por Encina (2005), Taguchi sostiene que las pérdidas por mala calidad se deben a desviaciones de la característica de calidad alrededor de los valores objetivos. Esto parece obvio, pues se sabe que la calidad se deteriora cuando se desvía del objetivo, sin embargo, en las prácticas de control de calidad se olvidan estos principios y a veces se actúa en contra de ellos. Taguchi desarrolló la función de pérdida en forma matemática, encontrando que tienen una relación cuadrática con respecto a la característica de calidad. La forma de la curva depende del tipo de característica de calidad, las cuales pueden ser:

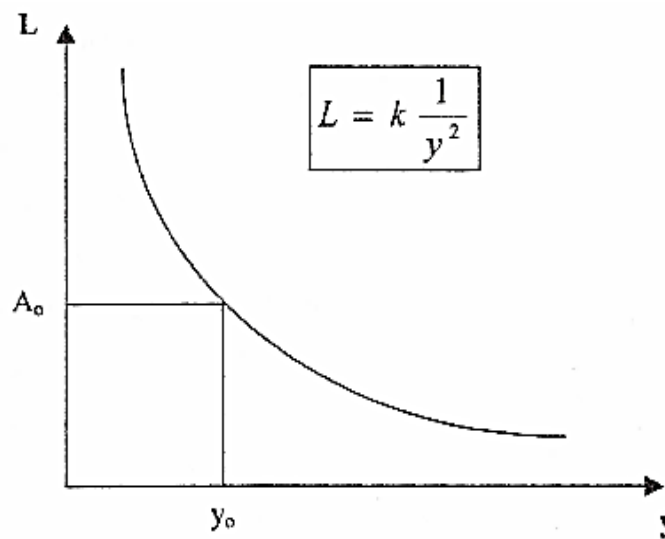
- **Nominal es mejor.** La calidad es mayor cuando se acerca al valor nominal (color, grados Brix, acidez, textura, voltaje de un electrodoméstico, etc.). Esta relación se observa en la figura 23.
- **Menor es mejor.** La calidad es mayor cuando la característica es menor (porcentaje de defectuosos, índices microbiológicos de calidad, menos metales pesados en los alimentos, etc.). En la figura 24 se ve esta relación.

- **Mayor es mejor.** La calidad es mayor cuando la característica es mayor (eficiencia, algunos atributos sensoriales, vida útil, más vitaminas en los alimentos, etc.). La figura 25 muestra la relación mayor es mejor.



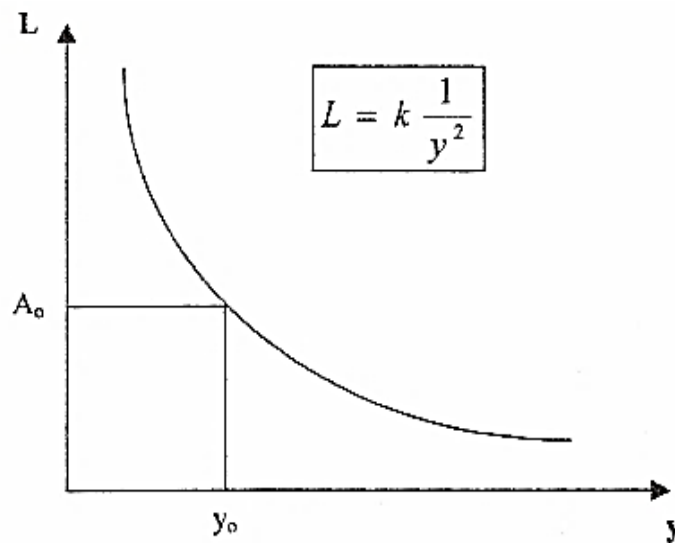
**Figura 23: Nominal es mejor.**

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005



**Figura 24: Menor es mejor.**

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005



**Figura 252: Mayor es mejor.**

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005

En el cuadro 2 se muestra la relación señal/ruido (SIR) desarrollada por Taguchi, dicha relación implica dos términos, la variación y la desviación contra el promedio o valor nominal. En su forma experimental la SIR es simplemente la razón de la media a la desviación estándar (o el inverso del coeficiente de variación). La SIR debe maximizarse para lograr un diseño robusto. Después del cálculo de la relación SIR y de las medias para cada grupo de experimentos, se realiza la construcción de gráficas.

**Cuadro 2: Factor señal/ ruido (S/R)**

<p><b>Menor es mejor:</b></p> $S/R_S = -10 \text{ Log} \left[ \frac{1}{n} \left( \sum Y_1^2 \right) \right]$
<p><b>Mayor es mejor:</b></p> $S/R_L = -10 \text{ Log} \left[ \frac{1}{n} \left( \sum \frac{1}{Y_1^2} \right) \right]$
<p><b>Nominal es mejor:</b></p> $S/R_T = 10 \text{ Log} \left( \frac{\bar{Y}^2}{S_2} \right)$

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005

En las factoriales mostradas en la figura 23, se observa que los factores A, B, D, F Y G son los factores activos a través de los cuales se pueden disminuir la variabilidad de los efectos, pues tienen mayor relación S/R, ubicándoles en donde la relación S/R sea mayor. Para el caso de los factores C y E no sucede gran cosa si los movemos del nivel 1 al 2 en cuyo caso puede ubicarse en el nivel de menor costo. La función pérdida se puede utilizar para establecer las tolerancias de fabricación, en función de los requerimientos de los consumidores y teniendo como objetivo el minimizar las pérdidas por mala calidad. Además de lo anterior lo más importante quizá es que no indica que a menor variación existirá menor pérdida y en consecuencia mayor calidad.

Esta idea de Taguchi es básica en el desarrollo de su metodología. El enemigo a vencer para mejorar la calidad en un proceso industrial es justamente la variabilidad (Marfil, citado por Encina 2005).

Gutiérrez y De la Vara Salazar (2008) mencionan que la función de pérdida vale cero cuando el desvío con respecto al parámetro objetivo es nulo y se incrementa cuadráticamente cuando los valores de los productos fabricados se acercan a los límites de tolerancia. En otras palabras, los productos cercanos a los límites de tolerancia son productos casi defectuosos y los gerentes deben trabajar para reducir la variabilidad de sus procesos de producción. La función de pérdida se define como:

$$L(y) = k(y - T)^2 \quad (34)$$

donde:

$L(y)$  indica la pérdida (en unidades monetarias) que sufre la sociedad;

$k$  es una constante específica de cada caso considerado;

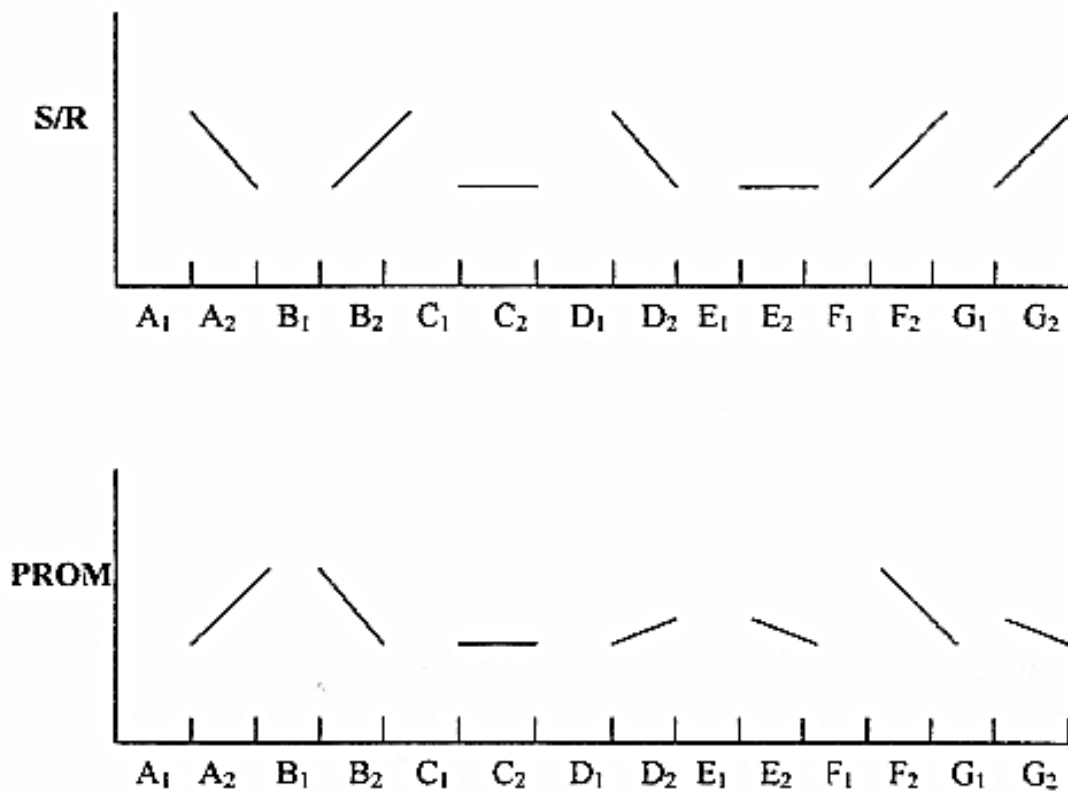
$T$  es un valor objetivo que la dimensión de interés debe tener ( $T$  mide la calidad nominal o de diseño); y

$y$  es el apartamiento que la dimensión de interés presenta con respecto al valor objetivo,  $T$ .

Gutiérrez y De la Vara (2008) mencionan que, en contraste con el pensamiento tradicional sobre la calidad, que solo penaliza los valores de  $y$  que superan los límites de tolerancia, Taguchi considera que todo apartamiento del valor objetivo es un costo para la sociedad y como tal debe ser penalizado.

### 2.3.2 ARREGLOS ORTOGONALES

El arreglo ortogonal es una herramienta ingenieril que simplifica y en algunos casos elimina gran parte de los esfuerzos de diseño estadístico. Es una forma de examinar simultáneamente muchos factores a bajo costo. Según Arrellano (2005), Taguchi recomienda el uso de arreglos ortogonales para hacer matrices que contengan los controles y los factores de ruido en el diseño de experimentos. Ha simplificado el uso de este tipo de diseño al incorporar los arreglos ortogonales y las gráficas lineales, finalmente, en contraste con los enfoques tradicionales como equivalentes de ruido: mientras las interacciones sean relativamente suaves, el analista de los efectos principales nos proporcionará las condiciones óptimas y una buena reproductibilidad en un experimento.



**Figura 263: Análisis de gráficas factoriales.**

**FUENTE:** Tomado de Marfil, citado por Encina 2005

Donde el cálculo de los efectos promedios será:

$$A_1 = \frac{\frac{S}{R_1} + \frac{S}{R_2} + \frac{S}{R_3} + \frac{S}{R_4}}{4}$$

$$A_2 = \frac{\frac{S}{R_5} + \frac{S}{R_6} + \frac{S}{R_7} + \frac{S}{R_8}}{4}$$

$$B_1 = \frac{\frac{S}{R_1} + \frac{S}{R_2} + \frac{S}{R_5} + \frac{S}{R_6}}{4}$$

$$B_2 = \frac{\frac{S}{R_3} + \frac{S}{R_4} + \frac{S}{R_7} + \frac{S}{R_8}}{4}$$

Etc...

Los arreglos ortogonales son herramientas que permiten al ingeniero evaluar qué tan robustos son los diseños del proceso y del producto con respecto a los factores de ruido (Montgomery 2002).

Según Marfil, citado por Encina (2005), Taguchi recomienda el uso de arreglos ortogonales para hacer matrices que contengan los controles y los factores de ruido en el diseño de experimentos, esto puede visualizarse en la figura 26. Esta metodología ha simplificado el uso de este tipo de diseño al incorporar los arreglos ortogonales y las gráficas lineales, finalmente, en contraste con los enfoques tradicionales como equivalentes de ruido: mientras las interacciones sean relativamente suaves, el analista de los efectos principales proporcionará las condiciones óptimas y una buena reproducibilidad en un experimento. Los arreglos ortogonales son herramientas que permiten al ingeniero evaluar qué tan robustos son los diseños del proceso y del producto con respecto a los factores de ruido. El análisis del arreglo ortogonal de Taguchi es usado para producir los mejores parámetros para el diseño óptimo del proceso con el mínimo número de experimentos (pruebas). Los resultados obtenidos para los arreglos ortogonales son analizados para los siguientes objetivos:

- Estimar la contribución de los factores individuales que influyen en la calidad en la etapa del diseño del producto.
- Ganar la mejor condición para un proceso o un producto, así que las características en una buena calidad puedan ser sostenidas.

Según Marfil, citado por Encina (2005), la ventaja de los arreglos ortogonales es que pueden ser aplicados al diseño experimental involucrando un gran número de factores. La

desventaja del arreglo ortogonal es que puede ser únicamente aplicado en la etapa inicial del diseño del sistema del producto o proceso. Un arreglo ortogonal permite asegurar que el efecto de "B" en "A1" es el mismo efecto de "B" en "A2". Así se podrá estar seguro de que se está haciendo comparaciones entre efectos de niveles de un factor. Por ejemplo, en el cuadro 3 se muestra un arreglo ortogonal que representa  $L_a(b)^c$ , donde:

L = indica que es un arreglo ortogonal.

a = Número de corridas experimentales.

b = Número de niveles para cada factor.

c = Número de columnas o factores de un arreglo ortogonal.

**Cuadro 2: Arreglo ortogonal  $L_8(2^7)$**

7 FACTORES - 2 NIVELES CADA UNO 8 COMBINACIONES DE EXPERIMENTOS								
EXP. N°	A1	B2	C3	D4	E5	F6	G7	RESULTADO FUERZA DE SALIDA
1	1	1	1	1	1	1	1	RESULT. 1
2	1	1	1	2	2	2	2	RESULT. 2
3	1	2	2	1	1	2	2	RESULT. 3
4	1	2	2	2	2	1	1	RESULT. 4
5	2	1	2	1	2	1	2	RESULT. 5
6	2	1	2	2	1	2	1	RESULT. 6
7	2	2	1	1	2	2	1	RESULT. 7
8	2	2	1	2	1	1	2	RESULT. 8

**FUENTE:** Tomado de Encina 2005

### 2.3.3 IMPORTANCIA DEL DISEÑO ROBUSTO

Montgomery (2002) menciona que, para Taguchi es posible incorporar la calidad en los productos desde su diseño, sin aumentar su costo; los problemas deben eliminarse en el laboratorio de diseño, no en la fábrica o en el campo.

Los métodos estadísticos deben seleccionar los factores importantes que afectan el diseño.

Taguchi establece su metodología para:

- Diseñar productos y procesos robustos a las condiciones ambientales;
- Diseñar y desarrollar productos robustos a la variación en sus componentes;
- Minimizar la variación alrededor de un valor objetivo  $x_i$ .

La ingeniería de la calidad de Taguchi combina métodos estadísticos y de ingeniería para optimizar los procesos de diseño y fabricación de modo que aumente la calidad y se reduzcan los costos de los productos. El enfoque de Taguchi, ayuda a identificar los factores que más intervienen en la generación de problemas de calidad o, alternativamente, los factores que más contribuyen a lograr resultados positivos.

### **2.3.4 EL ENFOQUE DE TAGUCHI**

Montgomery (2002) menciona que, Taguchi presenta tres etapas en el diseño de un producto o de un proceso:

- Diseño del sistema
- Diseño de los parámetros
- Diseño de las tolerancias

En el diseño del sistema se determina la configuración básica de los componentes. Por ejemplo, en una línea de acondicionamiento de comprimidos, el diseño del sistema incluye la determinación de los materiales y el diseño del sistema de líneas que realizarán el empaque, con todos sus componentes.

En el diseño de los parámetros, se determinan los niveles o valores de los factores controlables (parámetros de diseño, como la presión aplicada en las blisteras) para minimizar el efecto de los factores incontrolables en las características del producto terminado, es decir, en nuestro ejemplo, los comprimidos envasados, con su prospecto y caja.

Finalmente, el diseño de las tolerancias apunta a reducir la varianza en las características del producto terminado cuando la reducción lograda en el diseño de los parámetros no es suficiente. El diseño experimental debería aplicarse fundamentalmente al diseño de los parámetros y al diseño de las tolerancias.



### **2.3.5 MÉTODOS RECOMENDADOS POR TAGUCHI**

Gutiérrez y De la Vara (2008) mencionan que, para llevar a la práctica sus conceptos, Taguchi recomienda métodos que se apartan parcialmente de los usados en el diseño de experimentos clásico; la terminología que utiliza también es algo distinta. En primer lugar, Taguchi divide los factores de un experimento en factores controlables y factores incontrolables, o ruido. Según la metodología de diseño de los parámetros, Taguchi recomienda seleccionar dos diseños experimentales, uno para los factores controlables y otro para el ruido. En general, estos diseños son del tipo ortogonal. Los diseños se combinan en el *layout* del diseño de los parámetros, un esquema de dos componentes:

- el arreglo de los factores controlables (arreglo interior);
- y el arreglo de los factores no controlables (arreglo exterior).

Para el análisis de datos, Taguchi recomienda evaluar en el arreglo interior la respuesta promedio de cada corrida del experimento y analizar la variación de los resultados con un ratio señal-ruido apropiado. Se consideran óptimos los niveles de los factores que maximicen un ratio señal-ruido adecuado. Estos ratios difieren según que el objetivo del experimento sea reducir la variabilidad alrededor de un valor objetivo determinado, o producir un efecto resultante lo mayor posible, o, inversamente, producir el menor efecto posible.

### **2.3.6 METODOLOGÍA DE LOS DISEÑOS DE TAGUCHI**

La metodología de Taguchi se vincula con la complejidad de sus diseños experimentales. En efecto, los enfoques de Taguchi para el diseño de parámetros utilizan diseños ortogonales, muchos de los cuales son experimentos factoriales fraccionales de dos niveles. Otros diseños, sin embargo, son del tipo factorial fraccional de tres niveles (alto-medio-bajo) y tienen estructuras muy complejas.

La estructura de arreglos internos y externos lleva generalmente a experimentos muy grandes que, con los enfoques tradicionales, podrían realizarse más eficientemente. Autores como Montgomery (2002) sostienen que el enfoque de arreglos internos y externos es innecesario, y podría reemplazarse con un único diseño que incluya tanto a los factores controlables como a los no controlables.

### 2.3.7 COMPARACIÓN ENTRE EL DISEÑO EXPERIMENTAL CLÁSICO Y EL MÉTODO DE TAGUCHI

El método de Taguchi según Marfil, citado por Encina (2005), menciona que tanto el diseño de experimentos como los métodos de Taguchi sirven para optimizar procesos que tienen entradas controlables y salidas medibles. Ambas metodologías trabajan con múltiples entradas que afectan a la salida por medir. Su diferencia fundamental radica en la forma en que cada método maneja las interacciones entre los factores de entrada.

Mientras en el diseño experimental clásico se prueba con todas las combinaciones de niveles de entrada, o una fracción simétrica de las mismas, con el método de Taguchi se trabaja con una porción pequeña de las posibles combinaciones de factores de entrada, pero de una manera que permite calcular los efectos de todos los factores de entrada en el resultado de interés (Yacuzzi *et al.* 2005).

Yacuzzi *et al.* (2005) señalan en el cuadro 4 las fortalezas y debilidades de los métodos tradicional y de Taguchi.

**Cuadro 3: Fortalezas y debilidades de los métodos tradicional y de Taguchi**

	<b>DISEÑO EXPERIMENTAL CLÁSICO</b>	<b>MÉTODO DE TAGUCHI</b>
Fortalezas	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Se pueden estudiar todas las interacciones entre factores al mismo tiempo.</li> <li>-No se necesitan conocimientos profundos sobre el funcionamiento de los procesos estudiados.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-La filosofía de Taguchi es su conjunto es muy recomendable.</li> <li>-El concepto de función pérdida es útil e innovador.</li> </ul>
Debilidades	<ul style="list-style-type: none"> <li>-No se pueden aprovechar ni usar los conocimientos previos sobre el proceso.</li> <li>-No hay forma de hacer más eficientes los procesos pensando cómo interactúan realmente sus entradas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Lleva a diseños experimentales complejos.</li> <li>-Promueve a veces experimentos ineficientes.</li> <li>-Se presentan algunos problemas con los métodos de análisis de datos</li> </ul>

**FUENTE:** Tomado de Yacuzzi *et al.* 2005

## 2.4 METODOLOGÍA DE SUPERFICIE DE RESPUESTA

La metodología de Superficie de Respuesta es un conjunto de técnicas utilizadas en el estudio de la relación entre una o más respuestas y un conjunto de factores o variables independientes y donde el objetivo es optimizar ésta (s) respuesta (s) (Encina 2005).

Dicha metodología se realiza mediante una experimentación secuencial, esto es, la aproximación a la región de interés se realiza de forma iterativa utilizando diseños cada vez más complejos que dependen de la información que se obtiene en cada etapa. En la actualidad hay varios paquetes estadísticos para analizar superficies de respuesta, algunos de estos específicamente diseñados para ello. Sin embargo, existen versiones estudiantiles de paquetes estadísticos que permiten un análisis muy completo de esta metodología (Figueroa 2003).

La Metodología de Superficie de Respuesta (MSR), fue introducida por Box y Wilson; y es una colección de técnicas que permite al investigador inspeccionar una respuesta, que se puede mostrar como una superficie, cuando los experimentos investigan el efecto que tiene el variar factores cuantitativos en los valores que toma una variable dependiente o respuesta; ejemplo de esto puede ser el estudio de los valores de temperatura y presión los cuales afectan la tasa de una reacción química y tras este estudio tratar de encontrar los valores que optimicen esta respuesta. Esto es, se trata de encontrar los valores óptimos para las variables independientes que maximizan, minimizan o cumplen ciertas restricciones en la variable respuesta (Figueroa 2003).

Figueroa (2003) menciona que la representación matemática de los modelos de metodología de superficie de respuesta puede ser de diversas maneras:

- Un modelo de primer orden (lineal) sin interacciones o productos cruzados se muestra según la ecuación 35.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + e \quad (35)$$

- El modelo lineal de primer orden con interacciones, según la ecuación 36.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + e \quad (36)$$

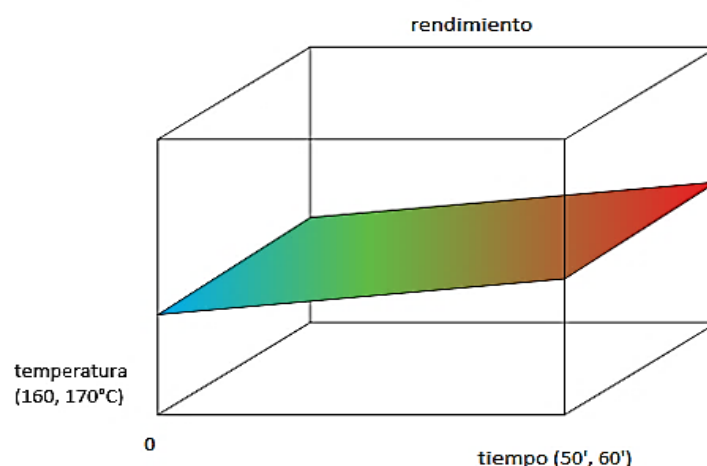
Donde "e" representa el ruido o error observado en la respuesta "y". Kuehl (2001) menciona que los modelos polinomiales se utilizan como una aproximación a la función de respuesta real y generalmente son buenas aproximaciones cuando se trabaja en pequeñas zonas de los factores cuantitativos. Cuando se trabaja con dos factores y se utiliza el modelo lineal ajustado de primer orden, según la ecuación 37.

$$\hat{y} = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_1 + \hat{\beta}_2 x_2 \quad (37)$$

Kuehl (2001), menciona que la superficie de respuesta y sus curvas de nivel, que son las líneas con valores iguales de respuesta, se podrían representar con las gráficas que se muestran en las figuras 27 y 28, tomadas de un ejemplo donde los factores son temperatura y tiempo y la respuesta es el rendimiento. Si el modelo anterior lo convertimos en un modelo de segundo orden, el modelo ajustado sería como se muestra en la ecuación 38.

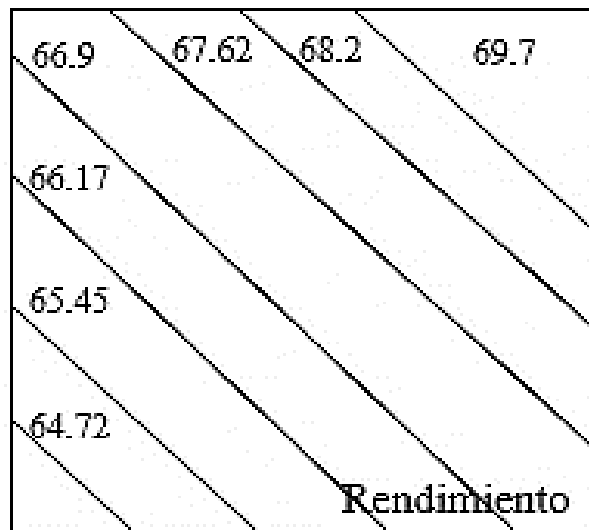
$$\hat{y} = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_1 + \hat{\beta}_2 x_2 + \hat{\beta}_{11} x_1^2 + \hat{\beta}_{22} x_2^2 + \hat{\beta}_{12} x_1 x_2 \quad (38)$$

y podrá ser representado gráficamente como se puede observar en las figuras 29 y 30, ambas para un modelo de segundo orden.



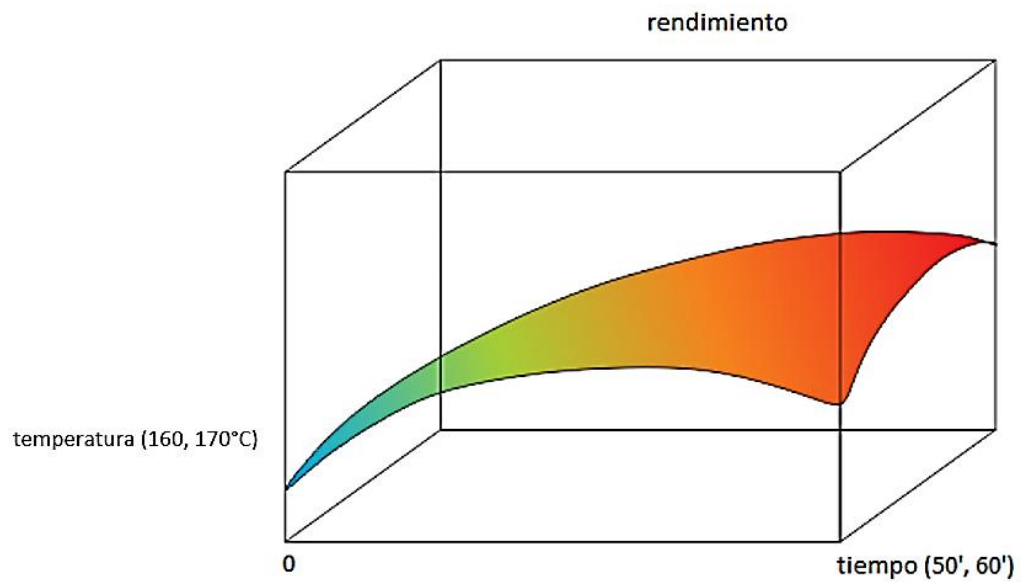
**Figura 27: Superficie de respuestas para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (modelo lineal).**

**FUENTE:** Tomado de Figueroa 2003



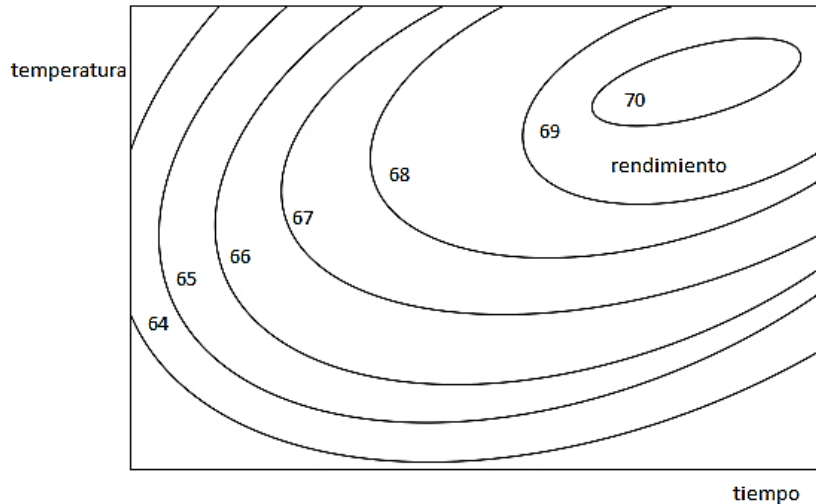
**Figura 28: Curvas de nivel para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo lineal).**

**FUENTE:** Tomado de Figueroa 2003



**Figura 29: Superficie de respuesta para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo de Segundo Orden).**

**FUENTE:** Tomado de Figueroa 2003



**Figura 30: Curvas de nivel para los factores temperatura y tiempo y la respuesta rendimiento (Modelo de Segundo Orden).**

**FUENTE:** Tomado de Figueroa 2003

Es claro que las superficies de respuesta y las gráficas de contornos (curvas de nivel) pueden tener, aparte de las anteriores, representaciones de un mínimo, una cresta elevada, una silla de montar, etc. (Figueroa 2003).

#### **2.4.1 IDENTIFICACIÓN DE LAS FACTORIALES SIGNIFICATIVAS CON FACTORIALES $2^n$**

En el estudio de superficies de respuesta, los experimentos factoriales completos o fraccionarios se usan como experimentos iniciales. Cuando la región de respuesta óptima se desconoce, se usan factoriales  $2^n$  o fracciones de ellos para identificar los factores que afectan la variable respuesta. Estas factoriales  $2^n$  son diseños adecuados para estimar la respuesta media para el modelo lineal o de primer orden de la ecuación 33. La inclusión de dos o más observaciones en el nivel de todos los factores suele ser el procedimiento recomendado para estimar el error experimental y proporcionar un mecanismo para evaluar si el modelo lineal de superficie de respuesta es apropiado (Kuehl 2001).

## **2.4.2 DISEÑO PARA ESTIMAR SUPERFICIE DE RESPUESTA DE SEGUNDO ORDEN**

Una vez que se identifica la región de respuesta óptima, debe diseñarse un nuevo experimento para caracterizar la superficie de respuesta. En general, la superficie se aproxima por medio de una ecuación cuadrática para determinar la curvatura de la superficie (Kuehl 2001).

Existen varias clases de diseños desarrollados para la aproximación a una superficie de segundo orden, que no requieren tantas combinaciones de tratamientos como los diseños factoriales  $3^n$  y donde cada uno de ellos posee ciertas características y propiedades. Entre estos están los diseños centrales compuestos propuestos por Box y Wilson (1951), que no crecen tanto como los diseños factoriales  $3^n$  y los diseños Box-Behnken (Figueroa 2003).

## **2.5 OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE INGENIERÍA**

Wang y Shan (2006) mencionan que los problemas de diseño intensivos asistidos por computadora son cada vez más comunes en las industrias manufactureras. La carga de cálculo a menudo es causada por costosos procesos de simulación y el análisis para alcanzar un nivel de precisión es comparable al de los datos de pruebas físicas. Para abordar este desafío, a menudo se utilizan técnicas de aproximación o metamodelado. Las técnicas de metamodelado según Wang y Shan (2006) se han desarrollado a partir de muchas disciplinas diferentes, incluidas estadísticas, matemáticas, informática y diversas disciplinas de ingeniería. Los metamodelos se desarrollan inicialmente como "sustitutos" del costoso proceso de simulación con el fin de mejorar la eficiencia general del cálculo. Luego se descubre que son una herramienta valiosa para respaldar una amplia gama de actividades en el diseño de ingeniería moderna, especialmente la optimización del diseño.

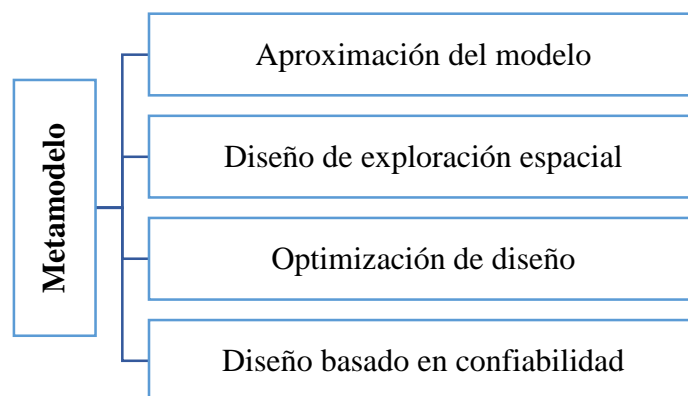
Chen *et al.* (2003) mencionan que las técnicas de metamodelado se han utilizado ampliamente en el diseño de ingeniería para mejorar la eficiencia en la simulación y optimización de sistemas de diseño que involucran programas de simulación costosos desde el punto de vista computacional.

### 2.5.1 ROL DEL METAMODELADO

Ramu y Raja (2013) mencionan que el metamodelado proporciona una función de apoyo a la decisión para todos los ingenieros de diseño. Las funciones de apoyo que proporcionan los metamodelos se enumeran a continuación:

- Los modelos de modelos de aproximación reemplazan los códigos computacionalmente costosos.
- A partir de un diseño espacial se comprende el problema de diseño en todo el espacio mediante el uso de metamodelos.
- Optimización como optimización global, optimización de multiobjetivos, optimización multidisciplinaria, optimización probabilística, etc. Los metamodelos se integran a los problemas de optimización anteriores para reducir la carga computacional.
- El diseño basado en la fiabilidad es la función principal para el diseño basado en confiabilidad. Los metamodelos se usan para aproximar las costosas funciones de restricción o la función de estado límite.

En la figura 31 se ilustra el apoyo brindado por metamodelos.



**Figura 31: Soporte proporcionado por metamodelos.**

**FUENTE:** Tomado de Ramu y Raja 2013



## **2.5.2 METAMODELADO**

Según Wang y Shan (2006), el metamodelado evoluciona a partir de la teoría clásica del Diseño de Experimentos (DOE), en la que las funciones polinomiales se utilizan como superficies de respuesta, o metamodelos. Además de las funciones polinomiales comúnmente utilizadas; Sacks *et al.*, citados por Wang y Shan (2006), propusieron el uso de un modelo estocástico, llamado *Kriging*, para tratar la respuesta computacional determinista como una realización de una función aleatoria con respecto a la respuesta real del sistema.

Ramu y Raja (2013) mencionan que el metamodelado implica los siguientes pasos:

- (a) Selección del diseño experimental para generar datos
- (b) Selección del modelo para representar los datos
- (c) Ajuste de los datos observados utilizando el modelo

## **2.6 TRABAJOS RELACIONADOS A LA PRESENTE INVESTIGACIÓN**

### **2.6.1 DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL ESTUDIO PARAMÉTRICO EN VENTILADORES ALTERNATIVOS PARA TRANSPORTE LIMPIO**

Jayapragasan *et al.* (2015) realizaron este trabajo el cual se enfocó en el diseño de los sopladores centrífugos ya que son ampliamente utilizados en diferentes aplicaciones industriales debido a su idoneidad en cualquier uso práctico. Por lo tanto, fue necesario averiguar los parámetros que afectan a la eficiencia y consumo de potencia del soplador. En este estudio, el ventilador sirve como un sistema que recoge pelusas. En este trabajo se usó el método de matriz ortogonal de Taguchi y los parámetros elegidos para la optimización del ventilador son el diámetro exterior, ángulo de punta de pala, y el número de cuchillas. Para la evaluación de este trabajo se utilizó la Dinámica de Fluidos Computacional usando el programa FLUENT V6<sup>®</sup>. De este trabajo se obtuvieron los principales parámetros como el ventilador de diámetro exterior, ángulo de las palas del ventilador, y el número de cuchillas se consideran. Finalmente, se obtuvo el efecto de cada parámetro analizado frente al rendimiento del ventilador; esto permitió, gracias al método de matriz ortogonal de Taguchi, reducir el número de ensayos y ahorrar tiempo de cálculo para dar un resultado óptimo.

### **2.6.2 APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE SUPERFICIE RESPUESTA PARA LA OPTIMIZACIÓN DE PARÁMETROS DE SOLDADURA EN FUNCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN TÉRMICA RESULTANTE**

Según Martínez *et al.* (2009) una de las mayores dificultades encontradas tradicionalmente en la construcción de estructuras metálicas con acero inoxidable ha sido la unión de los perfiles estructurales. En la actualidad, con las tecnologías de unión disponibles, la unión por soldadura resulta totalmente aplicable con las ventajas propias de este procedimiento. La metodología de superficie de respuesta se emplea para optimizar un proceso en el que las variables que intervienen no están relacionadas a partir de un modelo matemático exacto, sino que es necesario construir un modelo empírico para aproximar su comportamiento. La principal utilidad de esta metodología es la optimización de la variable de interés. En el caso de la soldadura permite determinar las condiciones óptimas de operación para minimizar las probabilidades de aparición de defectos en el cordón. En este trabajo de investigación se realiza una optimización de diferentes parámetros del proceso de soldeo TIG, intensidad, tensión, rendimiento y velocidad de soldeo en función de su campo de temperaturas cuya interacción fue analizada por el método de elementos finitos. Como resultados este estudio se demostró que el diseño estadístico de experimentos es una metodología adecuada para la optimización del tiempo de enfriamiento después de realizar la unión por soldadura TIG de dos chapas de acero inoxidable. Esta técnica estadística ha permitido la modelización del tiempo de enfriamiento en función de tres parámetros del proceso de soldeo TIG, presentando una influencia lineal de los factores potencia, velocidad y rendimiento de soldeo, además las evaluaciones de simulación permitieron un resultado adecuado.

### **2.6.3 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) EN LA INDUSTRIA ALIMENTARIA**

La CFD, es una herramienta de investigación para mejorar el proceso de diseño y la comprensión de la naturaleza física básica de la dinámica de fluidos, pueden proporcionar beneficios para la industria de procesamiento de alimentos en muchas áreas, tales como el secado, la esterilización, la mezcla, la refrigeración y otras áreas de aplicación. En gran desarrollo en los últimos años ha tenido lugar en estas áreas.

### - **Secado**

De acuerdo a Da-Wen y Bin (2002) el secado es un proceso común de fabricación de alimentos. La velocidad de secado es una fuerte función de flujo de aire o velocidad del aire. Por lo tanto, es de gran importancia conocer el flujo de aire y la velocidad en la cámara de secado, lo que conduce a conocer las áreas de velocidades de aire adecuadas para el secado adecuado. Sin embargo, el flujo de aire y la velocidad del aire son difíciles de medir durante el funcionamiento ya que se necesitan varios sensores para ser colocado en diversas direcciones de flujo y ubicaciones de aire. Puesto que hay algunas dificultades en la modelización de los fenómenos complejos, especialmente la turbulencia del gas, CFD es una poderosa herramienta para ayudar a la predicción de proceso de secado.

### - **Esterilización**

Según Da-Wen y Bin (2002) se sabe que la demanda de los consumidores para los productos alimenticios se centra en la seguridad, la calidad del producto y el costo. Por lo tanto, es de gran necesidad de mejorar la calidad y asegurar seguridad del suministro de alimentos. La esterilización es una técnica importante para el almacenamiento y conservación de alimentos. CFD se puede usar para estudiar tanto la distribución de temperatura y el patrón de flujo de los alimentos en el proceso de esterilización con el fin de optimizar la calidad de los productos alimenticios.

El procesamiento térmico sigue siendo la técnica más significativa de la esterilización que resulta en la inactivación microbiana, sino en el desarrollo tiempo medio, la pérdida de calidad y sabor. El exceso de calor afectará a la calidad de los alimentos y sus propiedades nutritivas. Con la aplicación de CFD, ha habido una serie de estudios para optimizar la esterilización térmica de los alimentos como los mencionados anteriormente.

### - **Mezclado**

Según Da-Wen y Bin (2002) en la industria de procesamiento de alimentos, la mezcla es una de las operaciones más comunes. Aplicaciones de mezcla implican las sustancias de gas, líquido y sólido. Y la mezcla de fluidos es una de las operaciones unitarias más importantes para la industria de procesamiento de alimentos. Sin embargo, el mezclado

es un proceso complicado en lo que respecta a la turbulencia multifase durante la mezcla y el diseño de un mezclador.

Delaplace *et al.*, citados por Da-Wen y Bin (2002), mencionan que la metodología CFD es una poderosa herramienta para el modelado de procesos de mezcla. Proporciona un método natural para enlazar proceso de los alimentos y la información sobre flujos de fluidos. Con la ayuda de CFD, los fenómenos en un recipiente agitado se pueden predecir.

Quarini, citado por Da-Wen y Bin (2002), menciona que, durante la mezcla, un método común de mejorar el proceso es utilizar algún tipo de agitador o paddle. Códigos CFD se han aplicado en la optimización del proceso de mezclado para minimizar la entrada de energía y para acortar el tiempo de procesamiento. Por lo tanto, investigaciones han sido llevadas a cabo sobre la distribución de la energía en el recipiente de mezcla y en los efectos de la mezcla de la calidad cuando el agitador está en una posición diferente. Tal predicción del proceso de mezcla dentro de estas unidades era imposible en el pasado.

#### - **Refrigeración**

Según Da-Wen y Bin (2002) el consumo de alimentos congelados ha aumentado continuamente en los últimos años debido a los alimentos congelados han demostrado una buena calidad de los alimentos y el historial de seguridad. Refrigeración puede ralentizar el crecimiento bacteriano y conservar los alimentos. Por lo tanto, los investigadores han aplicado recientemente CFD en el modelado de la transferencia de calor y masa en los alimentos durante la refrigeración (refrigeración y congelación). Han desarrollado el modelado de chorro de aire y enfriamiento por vacío, refrigeración, la cadena de frío, el frío tienda, sala refrigerada y vitrinas refrigeradas.

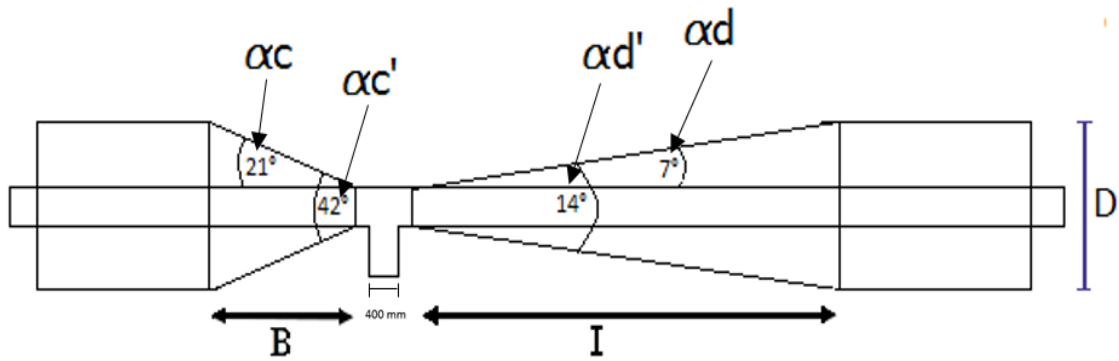
Foster y James, citados por Da-Wen y Bin (2002), mencionan que los alimentos refrigerados requieren un control estricto de la temperatura, el diseño de los equipos o las tiendas de alimentos refrigerados es muy importante. Con la utilización de CFD, los diseñadores pueden examinar toda la gama de modificaciones antes de la fabricación y generar así un diseño a un costo mínimo y en un corto período de tiempo.

#### **2.6.4 EVALUACIÓN DE DEPRIMÓGENOS TIPO VENTURI USANDO DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)**

Según Xingfa *et al.* (2008), el Inyector Venturi es ampliamente utilizado en el sistema de fertirrigación, debido a sus evidentes ventajas, ya que es un sistema barato y robusto sin piezas móviles, estructura simple, conveniente para la operación, funcionamiento estable y no hace falta energía externa para su funcionamiento.

En la actualidad, los parámetros hidráulicos como la capacidad de succión (tasa de inyección) para la mayoría de los inyectores Venturi producidos en el mercado no son muy deseables. Por ello Xingfa *et al.* (2008), utilizaron el método CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para simular el campo de flujo interno de los inyectores Venturi, y las relaciones entre los parámetros de la estructura y el caudal de succión ( $q$ ), y se analizaron los tamaños óptimos de la estructura del inyector Venturi. Los resultados muestran que cuando la presión de entrada y la posición de la ranura se mantienen sin cambios, la capacidad de succión de Venturi aumenta con la disminución del diámetro de la boca y el aumento del diámetro del estrangulamiento.

Vargas *et al.* (2007), realizaron un trabajo que se basa en la construcción y evaluación de dispositivos Venturi para la inyección de fertilizante. En este trabajo se evaluaron los ángulos de convergencia y divergencia del Venturi donde la tubería principal tenía como medida 3/4 de pulgada. Es importante mencionar dos puntos de la investigación que realizó Vargas *et al.*; la primera es que construyó sus dispositivos en resina usando como base moldes de acero disminuyendo así la presencia de rugosidad en el prototipo, el segundo punto es que en su investigación Vargas *et al.* mencionan a los ángulos de contracción y expansión  $\alpha'$  y  $\alpha d'$  respectivamente; adicionalmente presenta los términos  $\alpha c$  y  $\alpha d$  que son las mitades de los ángulos de contracción y expansión respectivamente. En la figura 32 se puede observar estos detalles.



**Figura 32: Características de los 9 prototipos utilizados en los ensayos.**

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

En el cuadro 5 se detallan las medidas de los nueve prototipos usados en este trabajo.

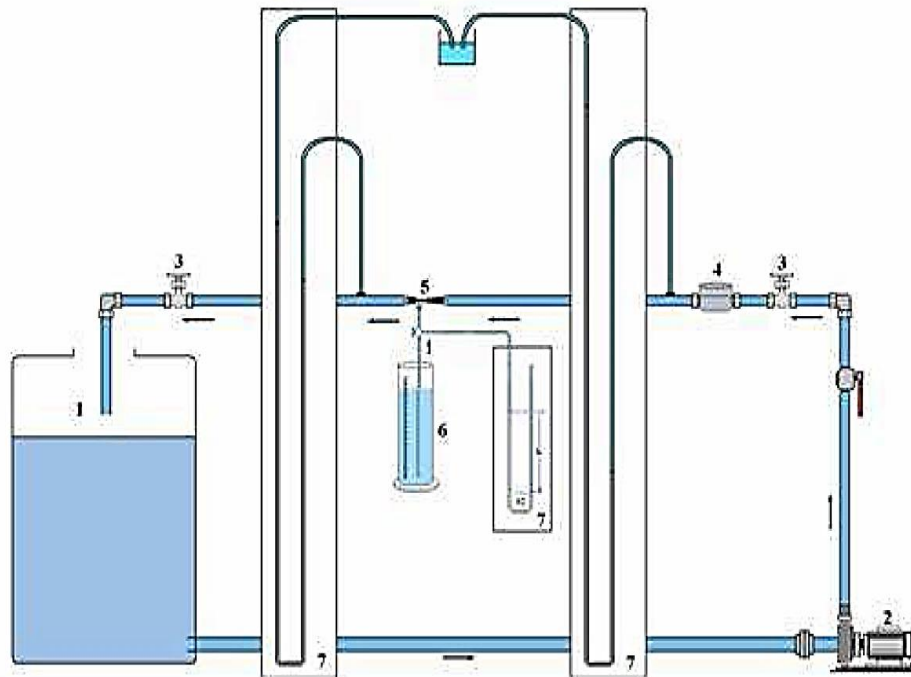
**Cuadro 5: Características de los nueve prototipos, ángulo de convergencia y ángulo divergente**

PROTOTIPO	ÁNGULO DE CONVERGENCIA ( $\alpha_c$ )	ÁNGULO DIVERGENTE ( $\alpha_d$ )
1	21°	5°
2		7°
3		11,6°
4	7,5°	5°
5		7°
6		11,6°
7	4,54°	5°
8		7°
9		11,6°

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

Vargas *et al.* (2007) evaluaron el desempeño de los nueve prototipos manteniendo un caudal de alimentación de 1100 l/h y tomando en cuenta los parámetros de rendimiento y caudal de succión, empleando presiones de entrada y salida de 7; 14; 21; 28; 32,6; 40,8 m.c.a. (alimentación) y 3,5; 7; 10,5; 14; 17,5; 21; 24,5 m.c.a (salida), donde m.c.a. son metros de columna de agua. De esta manera lograron encontrar diferentes rangos en el diferencial de presión y se determinó los límites de succión en los prototipos. También evaluó las relaciones entre el caudal de succión, rendimiento de los prototipos versus diferencial de presión, cuando se mantenía constante una presión de succión en 0,5 m.c.a.

con presiones de alimentación de 5, 10, 15, 20, 25, 32,6 y 40,8 m.c.a. para cada prototipo. En la figura 33 se presenta el módulo de prueba que usó Vargas *et al.* para sus evaluaciones y en el cuadro 6 se presentan los resultados de los rendimientos obtenidos en estos prototipos para distintas diferenciales de presión; estos rendimientos fueron obtenidos usando la ecuación 19.



**Figura 33: Esquema del montaje general.**

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

Donde:

1. Reservorio de agua
2. Bomba centrífuga
3. Válvula
4. Medidor de caudal agua
5. Inyector tipo Venturi
6. Recipiente de agua
7. Manómetro de columna de mercurio

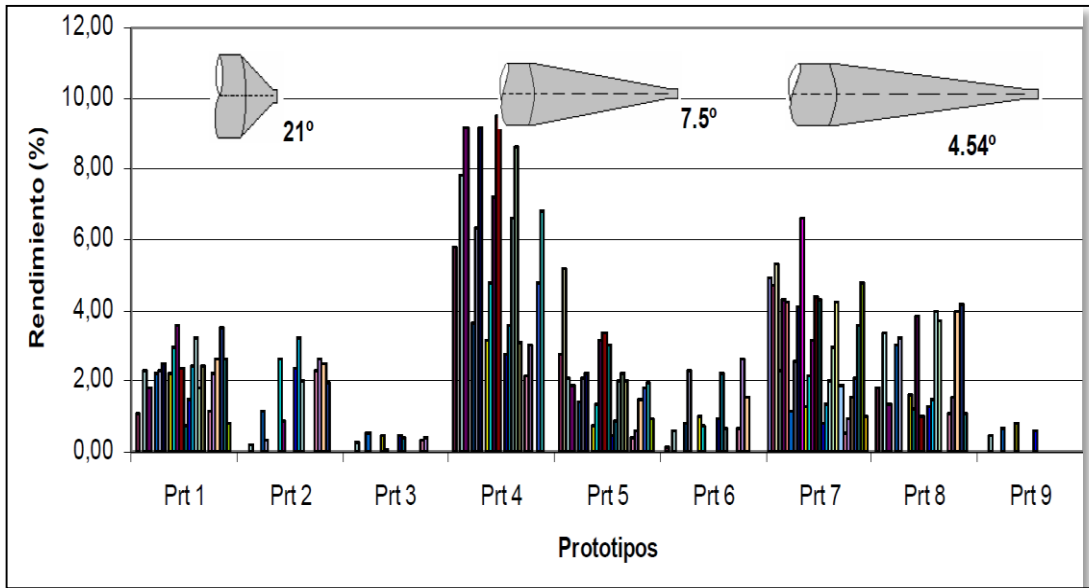
**Cuadro 6: Características de los nueve prototipos, rendimiento, caída de presión y presión de funcionamiento**

<b>ΔP (CAÍDA DE PRESIÓN)</b>		<b>PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO</b>		<b>RENDIMIENTO η%</b>								
(mca)	KPa	P1 (mca)	P3 (mca)	Prt 1	Prt 4	Prt 7	Prt 2	Prt 5	Prt 8	Prt 3	Prt 6	Prt 9
3,5	34,3		3,5			4,9						
10,5	103,0	14	3,5	1,1	5,8	4,7		2,7	1,9			
7,0	68,6		7,0			5,4		5,2			0,1	
17,5	171,6	21	3,5	2,3	7,8	2,3	0,2	2,1	3,4	0,3	0,6	0,5
14,0	137,3		7,0	1,8	9,2	4,3		1,9	13,4			
10,5	103,0		10,5			4,3						
24,5	240,3	28	3,5	2,2	3,9	1,1	1,1	1,4	3,0	0,5	0,8	0,9
21,0	205,9		7,0	2,3	8,4	2,6	0,3	2,1	3,3		2,3	
17,5	171,6		10,5	2,5	9,2	4,1		2,2				
14,0	137,3		14,0			6,6						
29,5	289,3	33	3,5	2,2	3,2	1,3		0,8	1,8	0,4	1,0	0,8
28,0	274,6		7,0	3,0	4,8	2,2	2,8	1,4	1,2	0,1	0,8	
22,5	220,6		10,5	3,6	7,2	3,2	0,9	3,1	3,8			
19,0	186,3		14,0	2,3	9,5	4,4		3,4	1,0			
15,5	152,0		17,5	0,8		4,3		3,04				
33,5	328,5	37	3,5	1,5	2,7	0,8	2,4	0,5	1,3	45,0	0,9	0,6
30,0	294,2		7,0	2,4	3,6	1,4	3,2	0,9	1,5	0,4	2,3	
28,5	279,5		10,5	3,3	8,8	2,0	2,0	2,0	4,0		0,6	
23,0	225,6		14,0	1,8	8,8	3,0		2,3	3,7			
19,5	191,4		17,5	2,4	3,1	4,2		2,05				
18,0	176,5		21,0			1,9						
37,5	367,7	41	3,5	1,2	2,2	0,6	2,3	0,4	1,1	0,3	0,7	
34,0	333,4		7,0	2,3	3,1	0,9	2,6	2,6	1,5	0,4	2,6	
30,5	299,1		10,5	2,6		1,5	2,5	2,5	4,0		1,5	
27,0	264,8		14,0	3,5	4,8	2,1	2,0	2,0	4,1			
23,5	230,5		17,5	2,7	6,8	3,6			1,1			
20,0	196,1		21,0	0,8		4,8						
17,0	166,7		24,0			1,0						

**FUENTE:** Tomado de Vargas *et al.* 2007

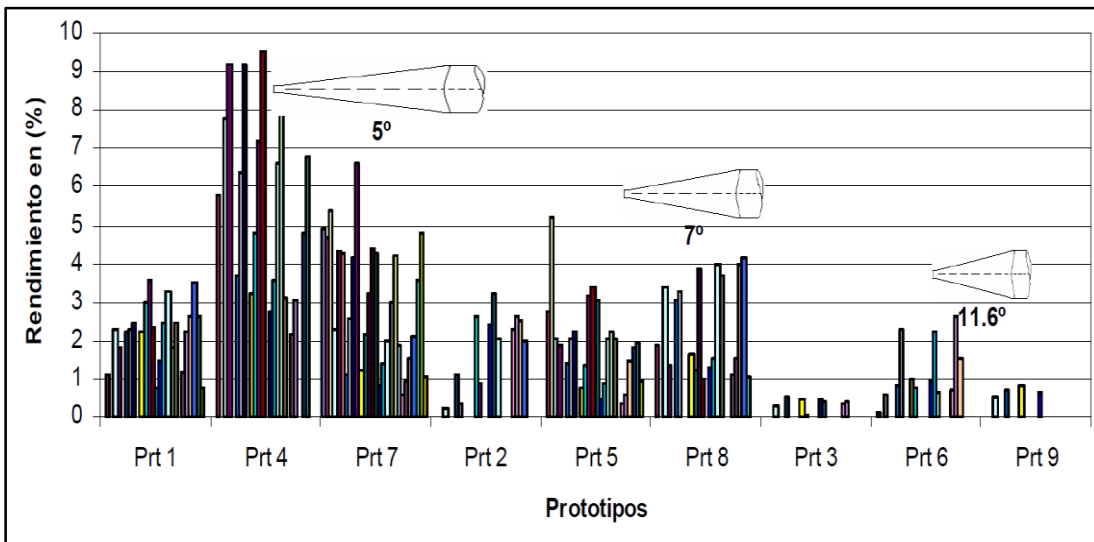


En las figuras 34 y 35 se observa los resultados de los rendimientos obtenidos en estos prototipos.



**Figura 34: Rendimiento de los prototipos en función al ángulo convergente ( $\alpha_c$ ) a diferentes diferenciales de presión.**

FUENTE: Tomado de Vargas *et al.* 2007



**Figura 35: Rendimiento de los prototipos en función al ángulo divergente ( $\alpha_d$ ) a diferentes diferenciales de presión.**

FUENTE: Tomado de Vargas *et al.* 2007

De acuerdo con las figuras 34 y 35, y el cuadro 6, los prototipos que poseen en su diseño el  $\alpha$  de  $7,5^\circ$  presentan los más altos rendimientos seguido del grupo de  $\alpha$   $4,54^\circ$  y por último el grupo con  $\alpha$  de  $21^\circ$ . Si se efectúa el mismo análisis en la figura 29 donde el ordenamiento de los prototipos está de acuerdo al cono difusor, se puede diferenciar claramente que aquellos prototipos que poseen en su diseño el  $\alpha$  de  $5^\circ$  presentan elevados rendimientos, seguido por el grupo que posee el  $\alpha$  de  $7^\circ$  y por último el grupo que posee el  $\alpha$  de  $11,6^\circ$  (Vargas *et al.* 2007).

Manzano (2008) menciona que, la aportación de productos químicos en el agua, operación conocida como quimigación, es una técnica muy extendida hoy día en los sistemas de riego a presión, tanto en los sistemas de aspersión como de riego localizado, presentando ventajas importantes. Un equipo de inyección muy utilizado, en pequeñas y medianas explotaciones, es el inyector tipo Venturi. El inyector se instala sobre la solución madre, trabajando con presiones negativas en su garganta. Este sistema es económico, robusto y su funcionamiento es hidráulico, sin requerir aporte externo de energía. Sin embargo, las pérdidas de carga que origina son como mínimo el 30% de la presión de entrada además de presentar problemas de regulación por inyección de aire o cavitación. Manzano (2008) buscó resolver los problemas señalados pues estos pueden mitigarse modificando la forma típica de instalación. La forma de inyección propuesta sitúa el inyector en serie y se invierte la posición relativa de la superficie libre de la solución madre y la garganta del Venturi. Además, podría lograrse incluso, un funcionamiento semiautomático de la inyección. Se establecería un nivel mínimo en el depósito de la solución, condicionado por la presión requerida en la garganta, siendo ahora mayor que la atmosférica.

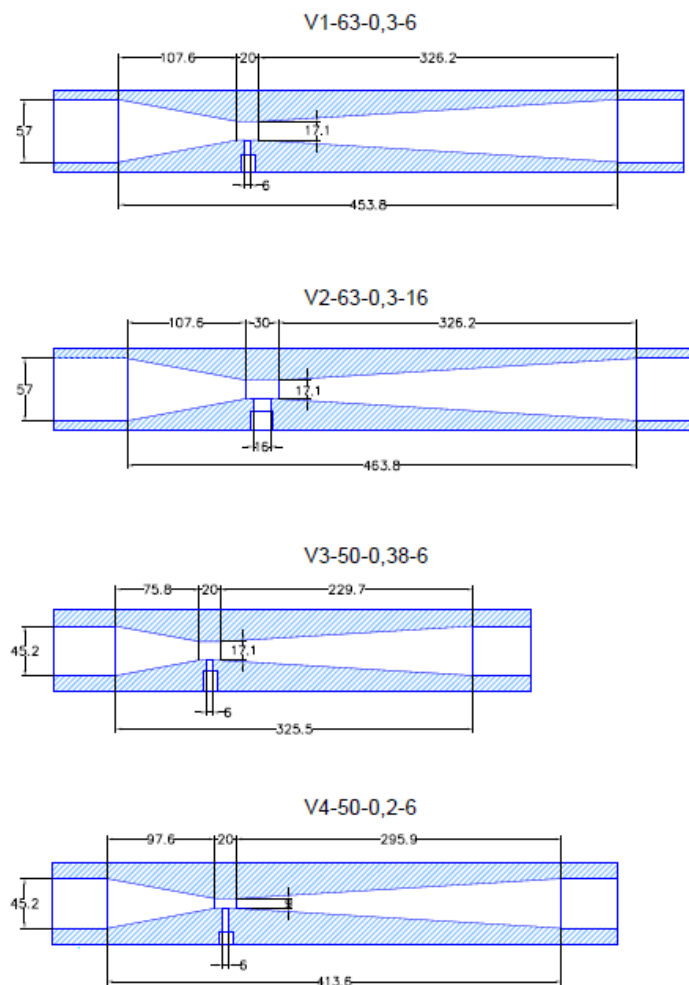
Para la evaluación de todo lo mencionado anteriormente Manzano (2008) trabajó con cuatro prototipos de inyector con diferentes dimensiones en sus secciones principales los cuales se pueden visualizar en el cuadro 7, registrando datos de funcionamiento para cada uno en tres situaciones distintas. Los ensayos se han realizado sin inyección, con inyección y presiones negativas en garganta y con inyección y presiones positivas en garganta. Simultáneamente Manzano (2008) comprobó que las técnicas Dinámica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*) son suficientemente adecuadas para el diseño de nuevos inyectores y la predicción del funcionamiento de modelos comerciales, así como el grado de fiabilidad de la formulación teórica actual.

**Cuadro 7: Dimensiones de los prototipos**

PROTOTIPO	DN	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	$\beta = D_2 / D_1$	d	$\alpha_1$	$\alpha_2$	CÓDIGO (DN- $\beta$ -d)
V1	63	57	17,1	0,3	6	21	7	63-0.3-6
V2	63	57	17,1	0,3	16	21	7	63-0.3-16
V3	50	45,2	17,1	0,38	6	21	7	50-0.38-6
V4	50	45,2	9	0,2	6	21	7	50-0.2-6

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

En la figura 36 se pueden ver las dimensiones de los prototipos.



**Figura 36: Dimensiones de los prototipos (cotas en mm).**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Para el desarrollo de la evaluación de estos prototipos Manzano (2008) usó el programa GAMBIT<sup>®</sup> para el desarrollo de la geometría y la malla de los dispositivos; y usó el programa FLUENT<sup>®</sup> para realizar la simulación del proceso.

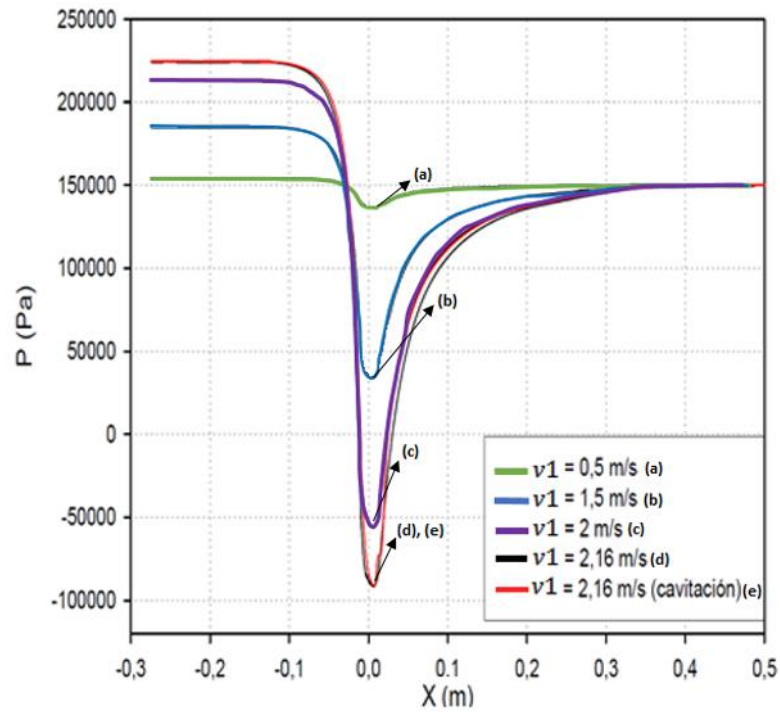
Según Manzano (2008) el *software* FLUENT® puede abordar el análisis de un flujo incompresible y el fenómeno de la cavitación, al menos, de treinta maneras distintas; pues existe la posibilidad de considerar variaciones de viscosidad, fuertes gradientes de presión o el efecto del flujo reflejado en paredes.

Para el análisis del fluido Manzano (2008) consideró agua líquida y con fracción gaseosa en el análisis de cavitación. Al *software* FLUENT® deben suministrarse valores de densidad ( $\text{Kg/m}^3$ ), tensión de vapor (Pa), tensión superficial (N/m) y la fracción másica gaseosa no condensable. Manzano en la investigación, ingresó como condiciones de contorno la velocidad y presión a la entrada y la presión a la salida.

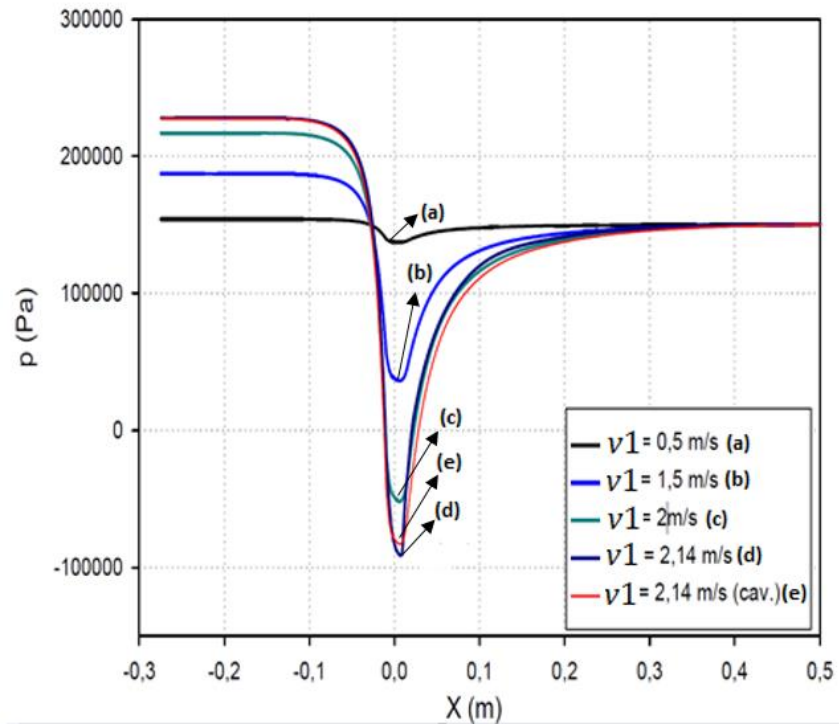
Manzano (2008) desarrollo tres análisis en los prototipos; estos análisis fueron: el análisis sin inyección de fluido, el análisis con inyección inferior del fluido y el análisis con inyección de fluido variable. Estos análisis fueron evaluados de manera experimental y con simulación; cada análisis de simulación realizado por Manzano (2008) se llevó a cabo con dos modelos de turbulencia: el modelo “K- $\epsilon$  (RNG)”, en el cual la viscosidad se determina a partir de una sola escala de longitud de turbulencia y el modelo “RSM”, el cual puede medir turbulencia en un nivel más alto y representan el modelo de turbulencia clásico más completo; ambos modelos se analizaron con dos niveles de discretización: de primer orden, k- $\epsilon$  1 y RSM 1, y segundo orden, k- $\epsilon$  2 y RSM 2.

Los datos experimentales para el primer análisis (sin inyección) se obtuvieron manteniendo constante la presión en la entrada del inyector P1, se incrementa progresivamente el caudal Q1, hasta que se detecta la cavilación en la garganta. Esta se percibe por un típico ruido coincidiendo con una disminución de la succión y de la presión en la garganta, P2.

A continuación, se presentan las figuras 37, 38, 39 y 40, donde se grafica la evolución de las diferencias de presión, para cada punto de funcionamiento modelizado (Manzano 2008).



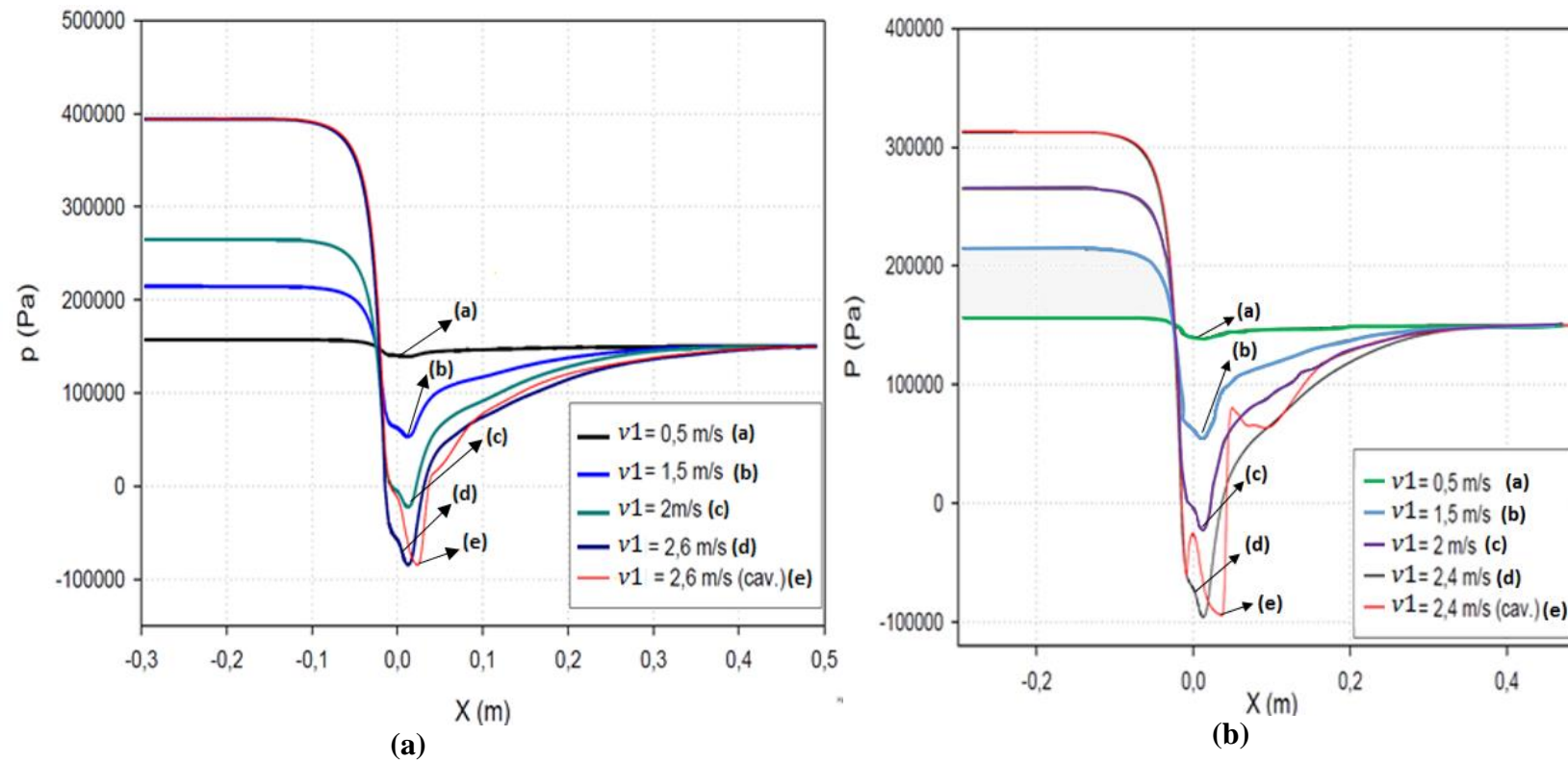
(a)



(b)

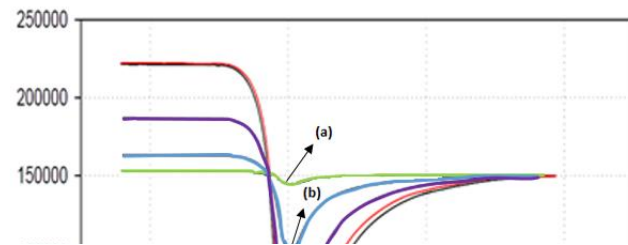
**Figura 37:** Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V1-63-0.3-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y k-ε 1 (b).

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

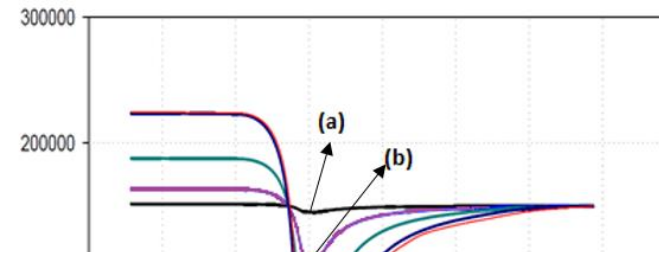


**Figura 38: Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V2-63-0.3-16 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y  $k-\epsilon$  1 (b).**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



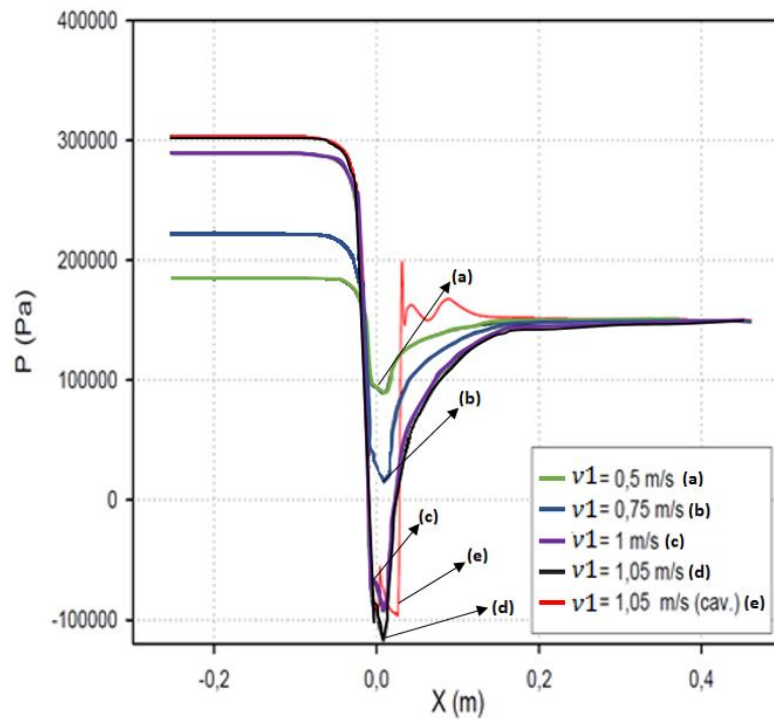
(a)



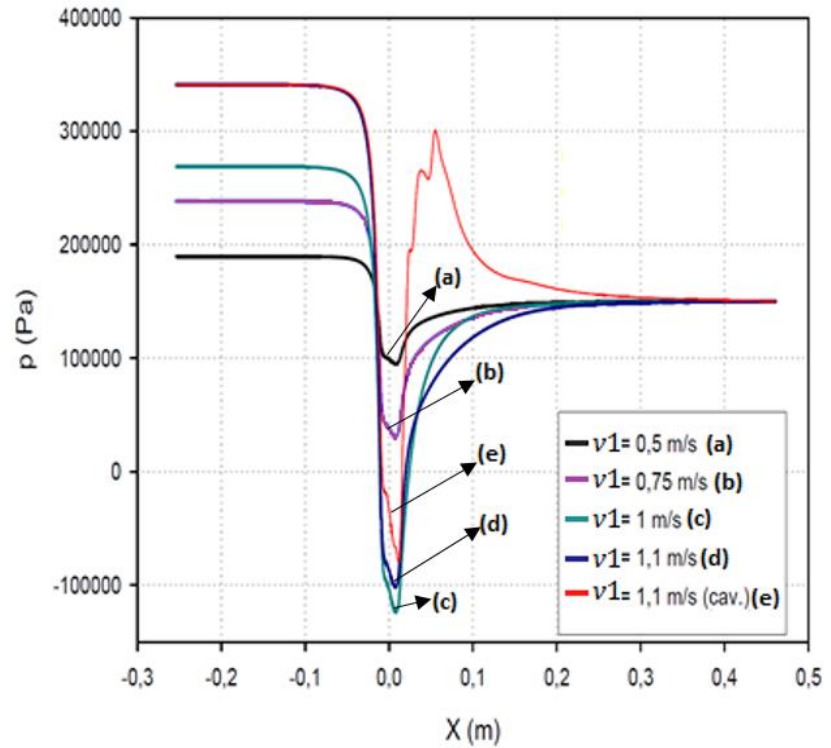
(b)

**Figura 39: Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V3-50-0.3-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y  $k-\epsilon$  1 (b).**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



(a)



(b)

**Figura 40: Perfil de presiones en el eje para distintas velocidades de entrada para el prototipo V4-50-0.2-6 analizados bajo los modelos RSM1 (a) y  $k-\epsilon$  1 (b).**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

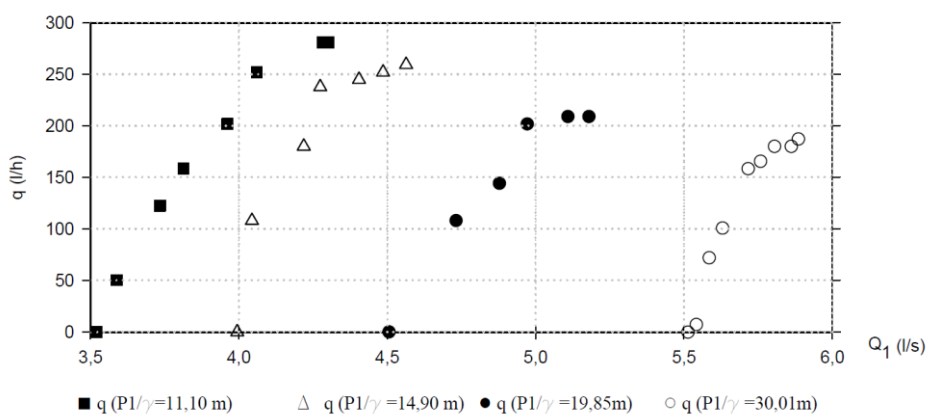


De estos cálculos, Manzano (2008) concluyó que el modelo  $k-\epsilon$ , predice unas distribuciones de velocidad menos simétricas que el RSM. La existencia de una toma-orificio en la garganta, aun sin inyección, da lugar a una alteración del flujo tanto mayor cuanto mayor es la velocidad. La distorsión del flujo aumenta con la cavitación. La presión mínima en el eje del Venturi no se produce exactamente en el punto de unión del eje de la aspiración ( $X = 0$ ), sino que se encuentra ligeramente desplazado en la dirección aguas abajo y que a partir de un grado de desarrollo de la cavitación; es decir, por debajo de una determinada presión en la garganta; los modelos utilizados no son capaces de proporcionar valores coherentes de presión y velocidad.

Manzano (2008) menciona que, para el segundo análisis, los datos experimentales se realizaron de forma semejante a la fase anterior, aumentando progresivamente el caudal  $Q_1$ , para una presión de entrada,  $P_1$ .

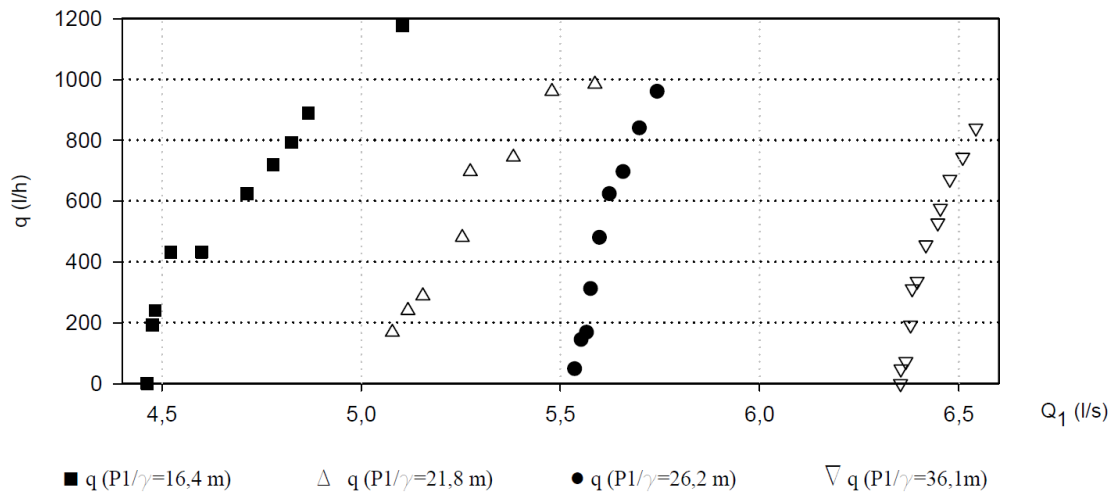
La diferencia con el primer análisis reside, en que la adquisición de datos comienza cuando se alcanzan presiones negativas, registrándose valores con la válvula de aspiración cerrada y abierta en cada regulación. De esta manera podrá relacionarse el caudal inyectado ( $q$ ) con la presión en la garganta y otras variables.

En las figuras 41, 42, 43 y 44 puede observarse la evolución conjunta de los caudales inyectados para diferentes presiones de entrada, en función del caudal  $Q_1$ . La presión  $P_1$ , utilizada, es el valor medio y prácticamente constante para cada serie de caudales.



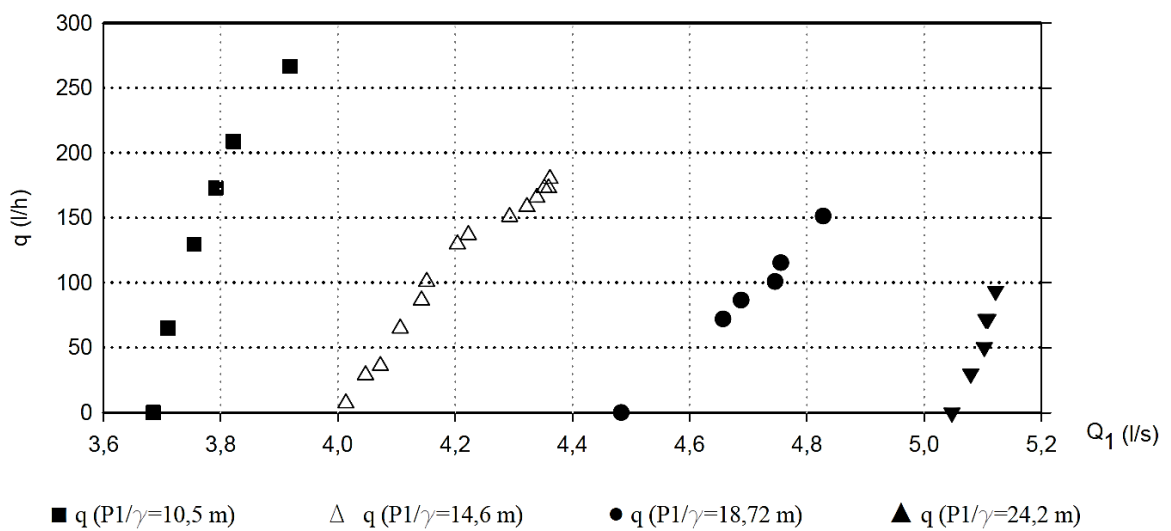
**Figura 41: Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V1-63-0.3-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



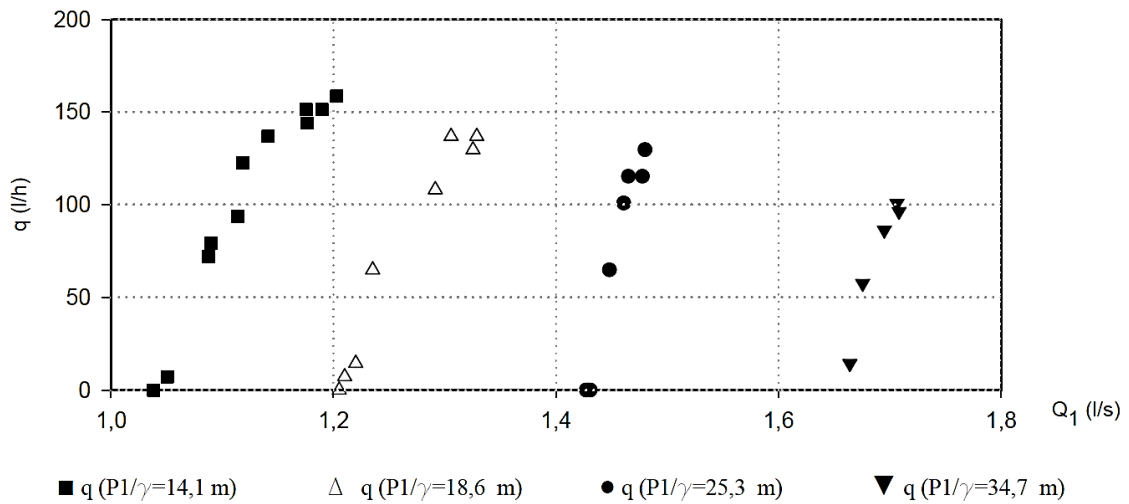
**Figura 42: Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V2-63-0.3-16.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



**Figura 43: Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V3-50-0.38-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

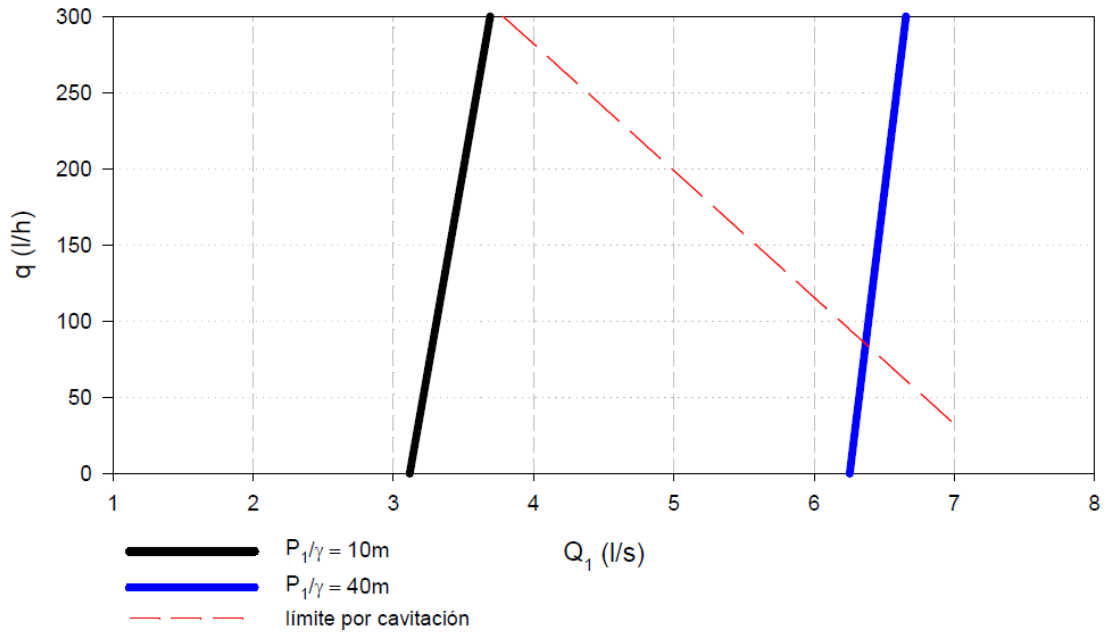


**Figura 44: Caudales inyectados para el rango de caudales principales ensayado en el prototipo V4-50-0.2-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

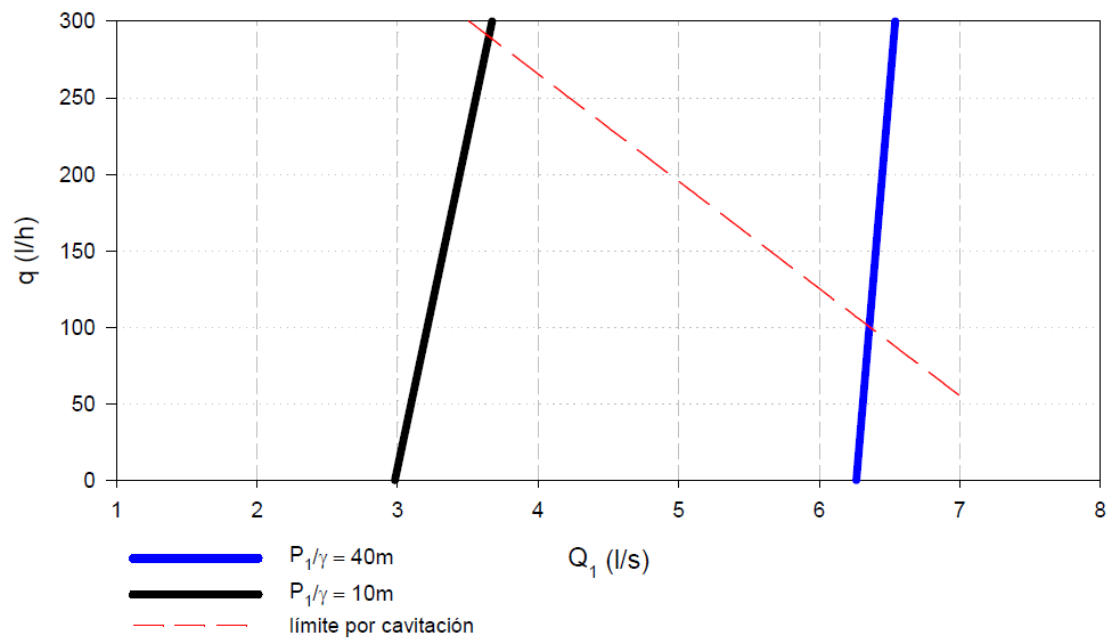
Para realizar el segundo análisis (aspiración inferior), Manzano (2008) realizó, al igual que en el primer análisis, el proceso incluyendo el efecto de la cavitación, realizándose en dos etapas e introduciendo como variables de contorno las presiones en entrada y salida, P1 y P3; y obteniendo los caudales principales y de aspiración, Q<sub>1</sub> y q.

Los resultados para cada prototipo, se exponen de manera gráfica en las figuras 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51 y 52, mostrando para cada prototipo la relación de q con Q<sub>1</sub> para distintas presiones para los modelos RSM1 y k-ε 1. Los modelos RSM 2 y k-ε 2, se han desechado por dar peores resultados y por problemas de convergencia al combinar la inyección y la cavitación en el modelo.



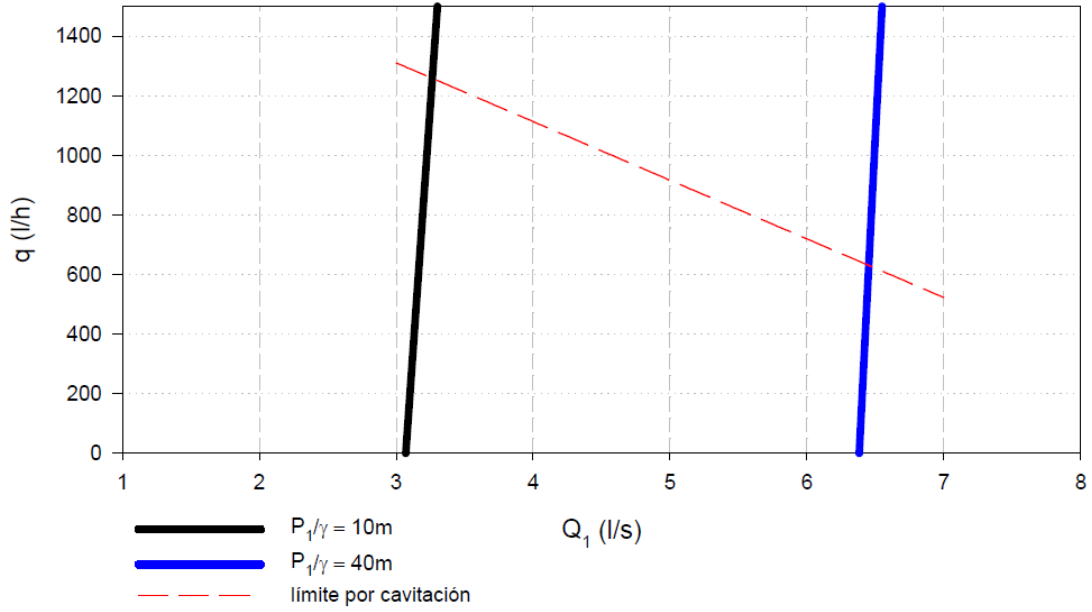
**Figura 45: Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V1-63-0.3-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



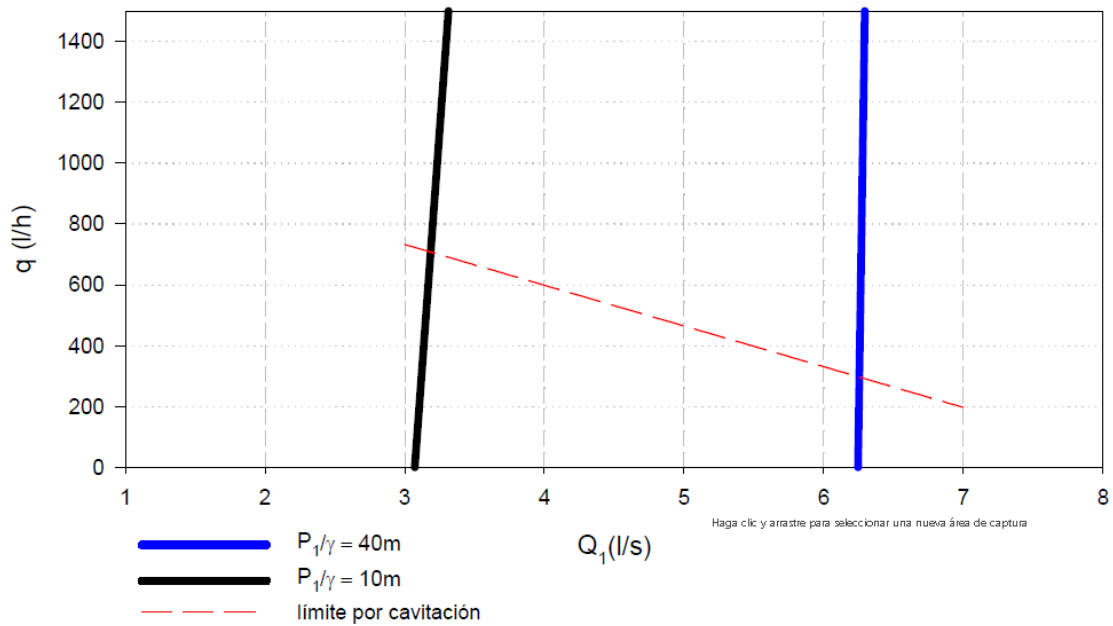
**Figura 46: Caudales inyectados. Modelo k-  $\epsilon$  1. Prototipo V1-63-0.3-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



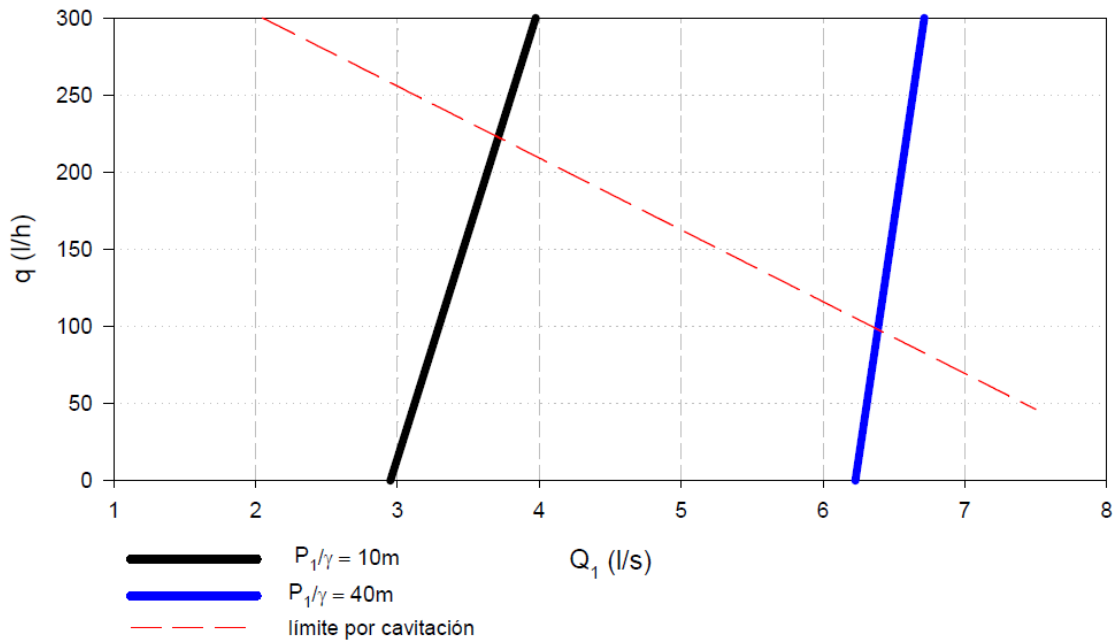
**Figura 47: Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V2-63-0.3-16.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



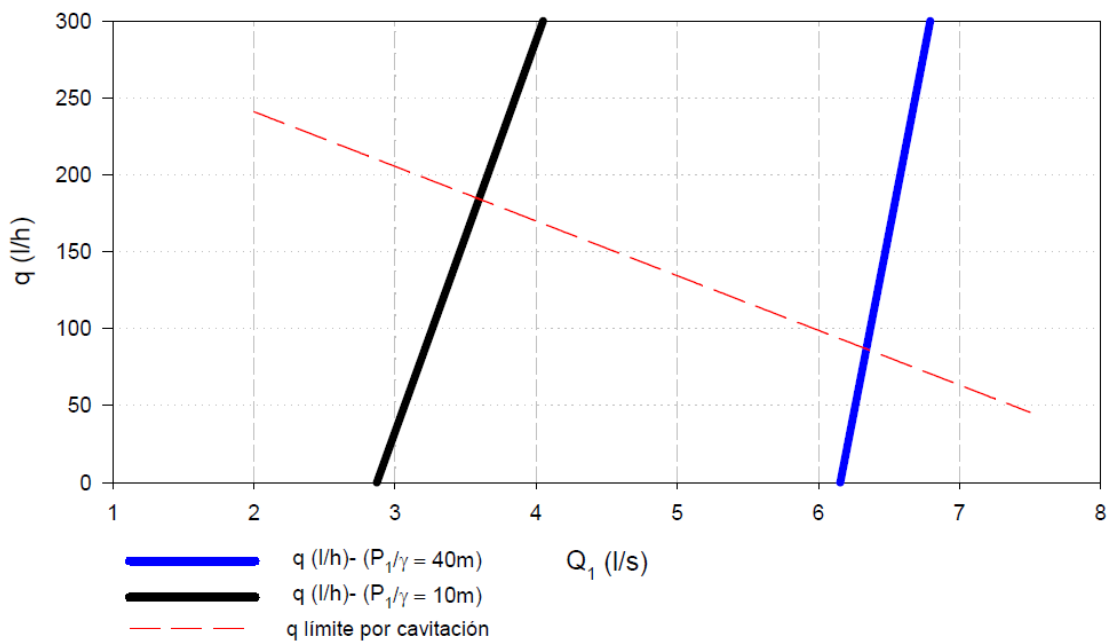
**Figura 48: Caudales inyectados. Modelo k-ε 1. Prototipo V2-63-0.3-16.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



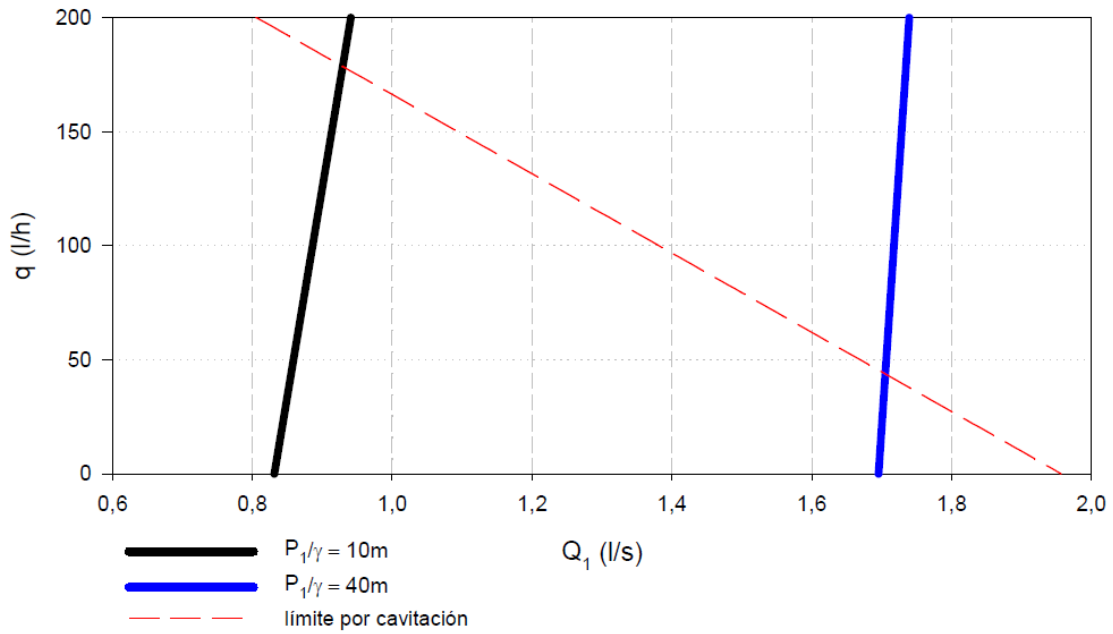
**Figura 49: Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V3-50-0.38-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



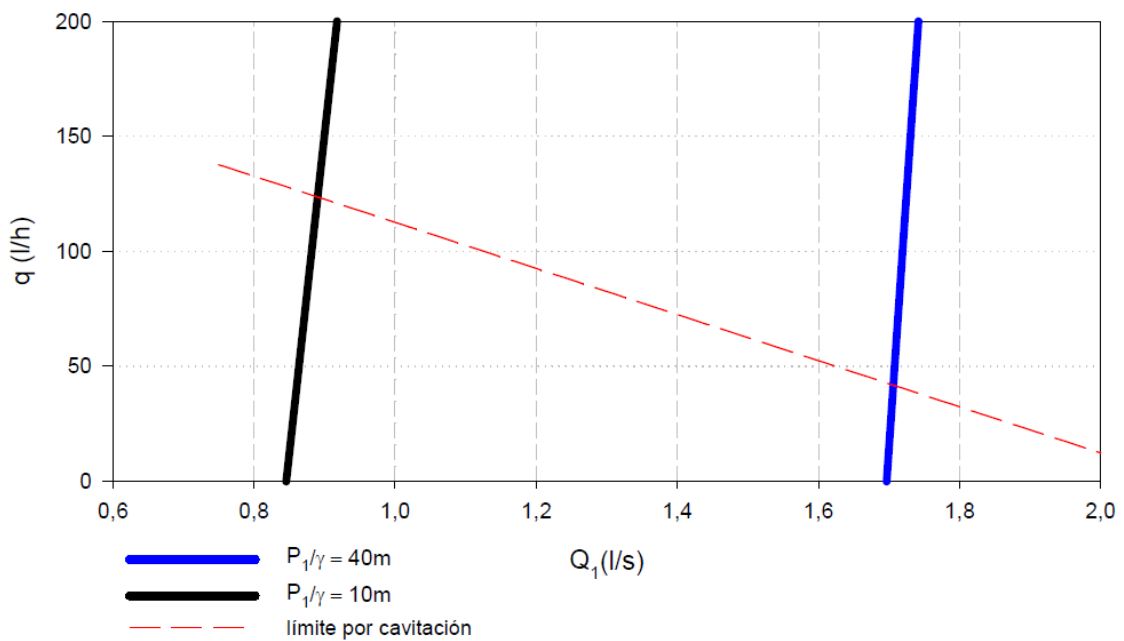
**Figura 50: Caudales inyectados. Modelo k-  $\epsilon$  1. Prototipo V3-50-0.38-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



**Figura 51: Caudales inyectados. Modelo RSM 1. Prototipo V4-50-0.2-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



**Figura 52: Caudales inyectados. Modelo k-  $\epsilon$  1. Prototipo V4-50-0.2-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Manzano (2008) comparó los valores obtenidos en la simulación con los obtenidos en la realidad para obtener el error relativo con la siguiente formula:

$$E \text{ modelo } (\%) = \left| \frac{\text{Valor experimental} - \text{Valor modelo}}{\text{Valor experimental}} \right| 100 \% \quad (39)$$

Manzano (2008) evaluó la presión diferencial entre la entrada y la garganta en metros ( $DP/\gamma$ ); esta evaluación se expresa en el cuadro 8.

**Cuadro 8: Resumen de errores (%) del método teórico con los ensayos en cuatro prototipos**

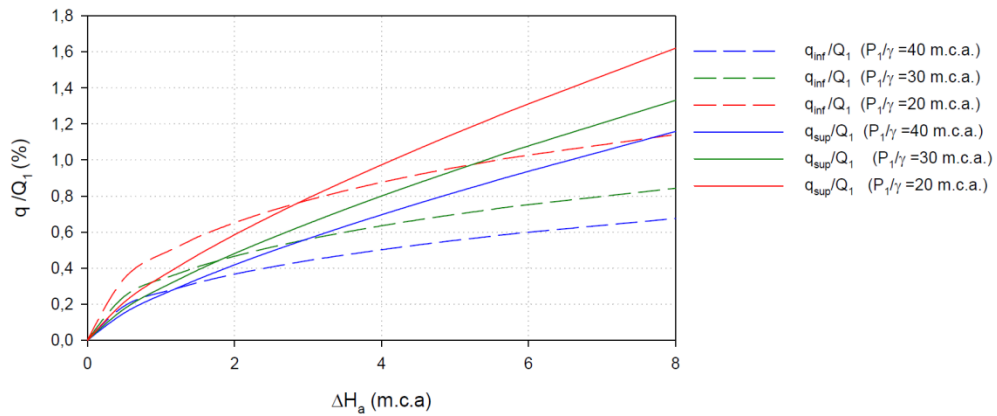
<b>Prototipo V1-63-0.3-6</b>		
<b>V<sub>1</sub> (m/s)</b>	<b>Q<sub>1</sub>(L/s)</b>	<b>DP/<math>\gamma</math></b>
0,5	1,27	13
2,5	6,37	1,8
<b>Prototipo V2-63-0.3-16</b>		
<b>V<sub>1</sub> (m/s)</b>	<b>Q<sub>1</sub>(L/s)</b>	<b>DP/<math>\gamma</math></b>
0,5	1,27	4,4
2,5	6,37	6,5
<b>Prototipo V3-50-0.3-6</b>		
<b>V<sub>1</sub> (m/s)</b>	<b>Q<sub>1</sub>(L/s)</b>	<b>DP/<math>\gamma</math></b>
0,5	0,8	10,9
3,5	5,6	4,4
<b>Prototipo V4-50-0.2-6</b>		
<b>V<sub>1</sub> (m/s)</b>	<b>Q<sub>1</sub>(L/s)</b>	<b>DP/<math>\gamma</math></b>
0,5	0,8	15,5
1,2	2	0,4

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Manzano (2008) menciona que el caudal máximo inyectado es tanto menor cuanto mayor es la presión de entrada. La explicación es que la presión en la garganta es tanto menor cuanto mayor es  $Q_1+q$  y con mayores presiones  $P_1$  los caudales de entrada son mayores. Además, menciona que “q” es menor cuando se alcanza la cavitación con la presión más alta. Adicionalmente, Manzano (2008) analizó la inyección superior con una columna de nivel variables; el análisis se realizó de manera experimental de lo cual se determinó que existe menos pérdida de carga lo cual incrementa la eficiencia del modelo.

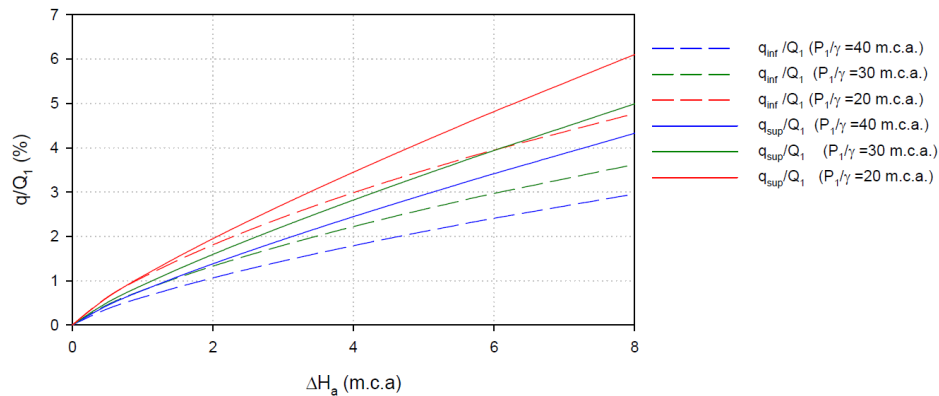


A continuación, en las figuras 53, 54, 55 y 56 se presentan los rendimientos obtenidos en estos prototipos cuando son sometidos a distintas presiones de ingreso; en todos los casos la presión de salida es constante con un valor de 15 mca en los casos de inyección superior e inferior (Manzano 2008).



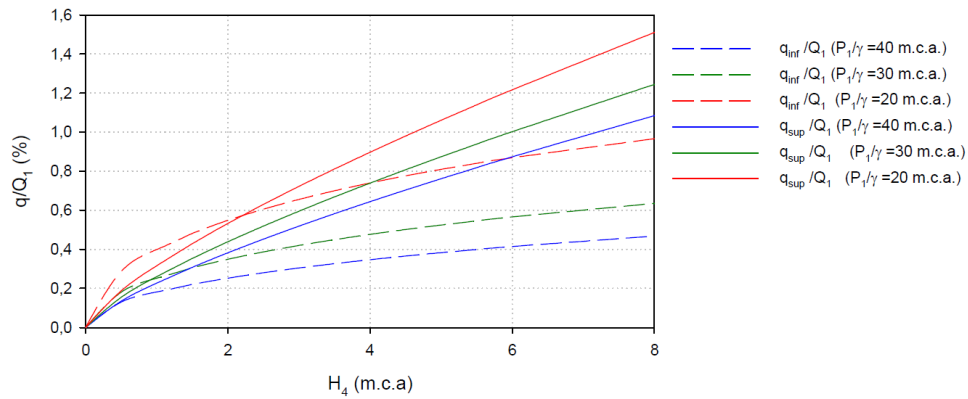
**Figura 53: Rendimiento de succión en función de  $\Delta H_a$  para el prototipo V1-63-0.3-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



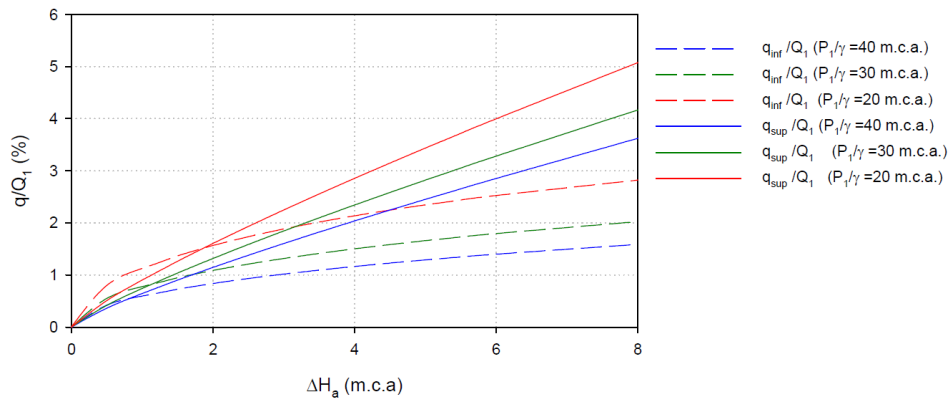
**Figura 54: Rendimiento de succión en función de  $\Delta H_a$  para el prototipo V2-63-0.3-16.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



**Figura 55: Rendimiento de succión en función de  $\Delta H_a$  para el prototipo V3-50-0.38-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008



**Figura 56: Rendimiento de succión en función de  $\Delta H_a$  para el prototipo 4-50-0.2-6.**

**FUENTE:** Tomado de Manzano 2008

Manzano (2008) menciona que, un aspecto que no suele tenerse presente en el manejo son los efectos de la viscosidad y la temperatura. En una corriente a presión el caudal aumenta si la viscosidad disminuye y a su vez la viscosidad decrece al aumentar la temperatura para los aditivos normales. Por tanto, cabe esperar que en un Venturi el caudal inyectado sea función de estas variables. La viscosidad del líquido inyectado puede ser constante, sin embargo, en nuestras condiciones existen cambios diarios y estacionales en la temperatura que pueden tener efectos significativos.

Yuan *et al.*, citado por Manzano (2008), exponen que para productos con viscosidad no superior a 1,5 mPa.s el caudal de inyección no se ve afectado por la temperatura, sin

embargo, para viscosidades superiores a 3 mPa.s el efecto ha de ser considerado. Para viscosidades superiores a 3 mPa.s, el caudal inyectado aumenta un 5% para un incremento de temperatura de 20 °C, aumentando esta respuesta con la temperatura. En la calibración de los inyectores tipo Venturi debe considerarse este efecto, sobre todo si se van a emplear fertilizantes con viscosidades elevadas.

Finalmente, el modelado CFD ha supuesto analizar, modificando las condiciones de contorno para reproducir cada ensayo, un total aproximado de 450 casos, sin incluir análisis previos para seleccionar las opciones del Solver, modelo físico y condiciones de contorno más adecuadas. Esto ha requerido alrededor de 110 GB de memoria y unas 5400 horas de cálculo dadas las características del equipo (Manzano 2008).

### **III. MATERIALES Y MÉTODOS**

#### **3.1 MATERIALES**

##### **3.1.1 INSUMOS**

- Agua
- Azúcar
- Ácido cítrico

##### **3.1.2 MATERIALES PARA LA DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD**

- Bagueta
- Balanza analítica
- Baño María (modelo TC-202, REDOXFIELD)
- Matraz de 250 mL (Pyrex<sup>®</sup>)
- Picnómetro de 25 mL (Pyrex<sup>®</sup>)
- Pipeta
- Refractómetro digital de bolsillo portátil (Modelo 3810, ATAGO<sup>™</sup>)
- Termómetro compacto (modelo HI 9850, HANNA)

##### **3.1.3 MATERIALES PARA LA DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD**

- Agua destilada
- Bagueta
- Balanza
- Baño María (modelo TC-202, REDOXFIELD)
- Cronómetro
- Matraz de 250 mL (Pyrex<sup>®</sup>)
- Refractómetro digital de bolsillo portátil (Modelo 3810, ATAGO<sup>™</sup>)
- Termómetro
- Viscosímetro de Cannon-Fenske<sup>®</sup>, size 50

### **3.1.4 MODELAMIENTO EN 3D DE LOS VENTURI**

- *Software* CAD:

El *software* CAD que se usó para realizar los sólidos virtuales exportables al *software* CFD será el *software* libre Autodesk INVENTOR 2015<sup>®</sup> pues este *software* permite:

- Alta productividad de diseño de ingeniería.
- Compatibilidad con *software* del tipo CFD.

### **3.1.5 SIMULACIÓN CFD DE LOS DISPOSITIVOS VENTURI**

- *Software* CFD:

El *software* de dinámica de fluidos computacional que se usó para realizar las simulaciones será el *software* Autodesk Simulation CFD 2015<sup>®</sup> ya que cumple con las siguientes características:

- Interoperabilidad y personalización.
- Conexión al CAD.
- Secuencia en la automatización.
- Visualización de alta calidad.
- Aplicaciones de control de flujo Industrial.
- Inteligente dimensionamiento malla automática.

### **3.1.6 MATERIALES PARA LA EVALUACIÓN ESTADÍSTICA DE LOS RESULTADOS**

Para efecto de la fácil evaluación estadística de los resultados obtenidos a través de las simulaciones se usaron dos *softwares*: Statistica<sup>®</sup> (de la empresa Statsoft) y Statgraphics Centurion<sup>®</sup> (de la empresa Statgraphics).

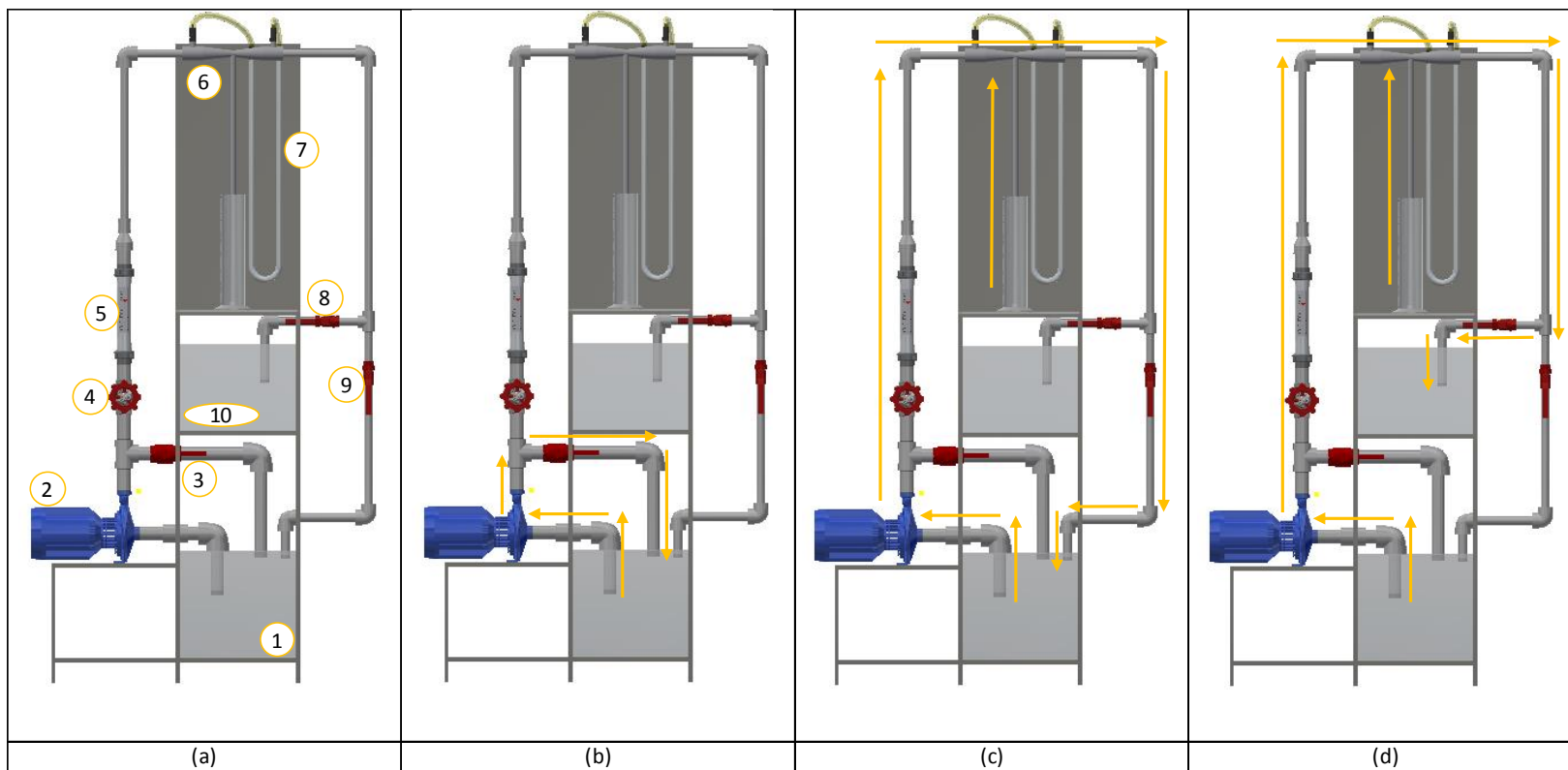
El *software* Statistica<sup>®</sup> permitió realizar las pruebas de Taguchi y el *software* Statgraphics<sup>®</sup> permitió realizar las pruebas de Superficie de Respuesta.

### **3.1.7 MÓDULO HIDRÁULICO**

En la figura 57 se puede observar el módulo hidráulico, el cual se usó para someter a prueba la tubería tipo Venturi. Este sistema está compuesto por nueve partes los cuales son:

1. Tanque de inicio.
2. Bomba centrífuga.
3. Válvula bola 1.
4. Válvula globo.
5. Rotámetro.
6. Tubo Venturi.
7. Medidor de presión.
8. Válvula bola 2.
9. Válvula bola 3.
10. Tanque de recepción.

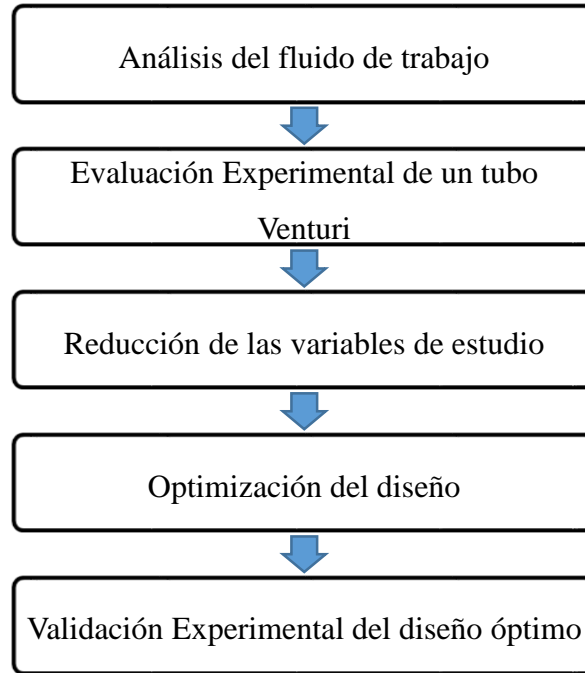
Estas partes se pueden visualizar en la figura 57(a). El sistema cuenta con tres funciones principales, la primera de estas es la recirculación de los fluidos de 11, 13 y 15 °Brix a fin de homogenizar la muestra, el sentido del flujo se puede visualizar en la figura 57 (b); esto se logra con la válvula globo cerrada y la válvula bola 1 abierta. La segunda función es la recirculación de la muestra sin adición de ácido cítrico; esta prueba nos permite evaluar la caída de presión generada por cada tubo Venturi; como se puede observar en la figura 57(c) el flujo parte del tanque de inicio y termina en el mismo; esto se logra con la válvula globo junto a la válvula bola 9 abiertas y la válvula bola 1 y 8 cerradas, aunque pueden abrirse parcialmente y controlar el flujo del fluido observando el mismo en el rotámetro. Finalmente, la tercera función del módulo es permitir la inyección de un fluido con distinto pH; como se puede ver en la figura 57(d) el flujo parte del tanque de inicio y termina en el tanque de recepción; así podemos determinar el pH de la solución al final de la inyección. El funcionamiento para obtener la tercera función es similar a la anterior solo que en esta ocasión la válvula 9 está cerrada y la válvula 8 está abierta.



**Figura 57: Modulo hidráulico (a), primera función (b), segunda función (c) y tercera función (d).**

### 3.2 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación se llevó a cabo por etapas en los laboratorios de la empresa CEMSA S.A.C. y cumplió el orden que menciona el flujo de operaciones observado en la figura 58.



**Figura 58: Flujo de operaciones de la presente investigación.**

A continuación, se describe a detalle todas las etapas del flujo de operaciones.

#### 3.2.1 ANÁLISIS DEL FLUIDO DE TRABAJO

Esta investigación se basa en la simulación de fluidos usando la metodología CFD para lo cual es necesario conocer los valores de la densidad y viscosidad, de esta manera realizar una simulación correcta del fluido.

##### - Análisis de la densidad

Atarés (2015) describe el procedimiento experimental que se debe seguir para determinar la densidad de una solución acuosa. Para determinar la densidad de un líquido con el método del picnómetro, solamente se necesita la masa del mismo en tres



situaciones diferentes. Todas las masas deben determinarse en balanza analítica y con la tapa.

1. Pesar el picnómetro vacío y anotar su masa.
2. Enrasar el picnómetro con agua (fluido de referencia) y anotar su masa. Enrasar el picnómetro significa llenarlo completamente, evitando la formación de burbujas en su interior. Al cerrarlo, el nivel de agua subirá por el capilar y ésta rebosará, quedando el capilar también lleno de agua. Una vez que el agua haya rebosado, habrá que secar el picnómetro por fuera antes de pesarlo.
3. Enrasar el picnómetro con disolución (líquido cuya densidad queremos hallar) y anotar su masa. Se seguirá el mismo procedimiento y se tendrán las mismas precauciones que al enrasar el picnómetro con agua. Así pues, al salir del laboratorio se deben tener tres datos de masa para la determinación de la densidad de la disolución.

Atarés (2015) menciona que el cálculo para obtener la densidad se realiza de la siguiente manera:

Se resta el peso del picnómetro con agua y el peso del picnómetro vacío obteniendo la masa de agua dentro del picnómetro; al conocerse la densidad del agua ( $1\text{g/cm}^3$ ) podemos obtener el volumen que puede entrar dentro del picnómetro.

Finalmente se resta el peso del picnómetro con la disolución y el peso del picnómetro vacío obteniendo la masa de la disolución dentro del picnómetro; como ya se conoce el volumen que puede entrar en el picnómetro es posible obtener la densidad de la disolución dividiendo su masa entre su volumen.

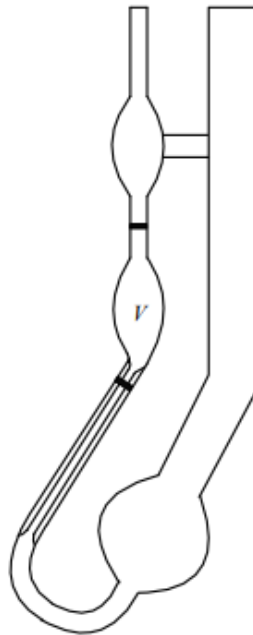
En base a lo mencionado; a continuación, se presenta nuestro procedimiento el cual se realizó con ligeras modificaciones:

1. Se pesó el picnómetro vacío y se anotó su masa.
2. Se enrasó el picnómetro con agua y se anotó su masa.
3. Se halló el valor del volumen del picnómetro.
4. Se preparó una solución de 11 °Brix en un matraz.
5. Se puso luego en Baño María a temperatura de 20 °C.

6. Se llenó completamente de la solución preparada utilizando una pipeta y enseguida se colocó el tapón del picnómetro.
7. Se midió la masa del picnómetro lleno de líquido.
8. Con los datos obtenidos y según lo mencionado por Atarés (2015) se procedió al cálculo de la densidad de la solución de 11 °Brix.
9. Se repitió nuevamente el paso 7 y 8 para tener tres mediciones que nos permitieron obtener tres valores de densidad para la solución de 11 °Brix a 20 °C.
10. Todos los pasos anteriores se repitieron para obtener los datos de densidad de las soluciones con 11, 13 y 15 °Brix a las temperaturas de 20 y 30 °C.

- **Análisis de la viscosidad.**

Espinosa (2010) menciona que el viscosímetro de Cannon-Fenske consta de una ampolla de vidrio cuyo volumen está limitado por dos señales marcadas en el vidrio. Este depósito está conectado por su parte inferior a un tubo, en parte capilar, que termina en otra ampolla situada en un nivel inferior que la primera, tomando el conjunto forma de U (los viscosímetros utilizados tienen, además, otra ampolla de vidrio encima de la de volumen para evitar que se salga el líquido durante la operación de carga). A continuación, en la figura 59 se muestra un viscosímetro.



**Figura 59: Viscosímetro.**

**FUENTE:** Tomado de Espinosa 2010

Espinosa (2010) describe el procedimiento experimental que se debe seguir para determinar la viscosidad de un fluido el cual se tomó como base para realizar nuestro procedimiento que a continuación se presenta:

1. Se efectuó la medida con el viscosímetro limpio y seco.
2. Se llenó el viscosímetro, a temperatura ambiente, colocándolo invertido en posición vertical y con el extremo de la rama con los bulbos sumergido en el líquido muestra.
3. En la posición indicada, se succionó por la otra rama hasta que la muestra llene los dos bulbos y llegue exactamente hasta la marca de aforo inferior.
4. Una vez lleno el viscosímetro, se volvió a su posición normal y el líquido descendió a la bola inferior.
5. Se montó el viscosímetro dentro de un baño termostático, de modo que quede sumergido todo el bulbo superior.
6. Se esperó unos 15 minutos para que el conjunto alcance la temperatura del baño.
7. Para efectuar la medida se succionó el líquido por medio de una goma flexible, conectada a la rama capilar, hasta que el líquido alcance la marca de aforo situada entre los dos bulbos. Se dejó caer libremente el líquido y se midió el tiempo que tarda en pasar desde el primer aforo hasta el segundo.
8. Se efectuó una nueva medida, sin limpiar ni desmontarle del termostato.
9. Se realizó estos pasos para obtener los datos de viscosidad de las soluciones con 11, 13 y 15 °Brix a las temperaturas de 20 y 30 °C.

Para los cálculos fue necesario obtener la constante del dispositivo, esto se halla realizando el mismo procedimiento, pero para un fluido conocido, en este caso se usó el agua ya que se conocen sus propiedades físicas al detalle.

1. Cuando se tuvo el resultado de la prueba se aplicó la siguiente fórmula para obtener la constante del dispositivo:

$$v = K \cdot t \quad (36)$$

Donde:

v: es la viscosidad cinemática (cSt/s)

t: es el tiempo en segundos y

K: es la constante del equipo

2. Estos pasos se replicaron para el agua a 20 °C y 30 °C.
3. Con esta constante se realizaron los cálculos de la viscosidad cinemática para los fluidos de 11, 13 y 15 °Brix a 20 °C y 30 °C.

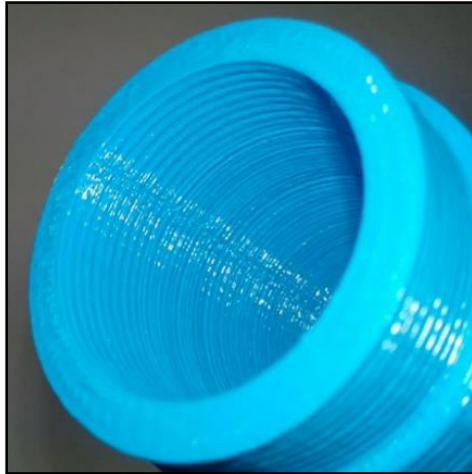
### 3.2.2 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE UN TUBO VENTURI

El objetivo de esta etapa fue contrastar los resultados obtenidos en la realidad con los obtenidos con la simulación a fin de encontrar los parámetros óptimos en la simulación y que al final la simulación y la realidad tengan buena relación. Para ello se imprimió un tubo Venturi de medidas conocidas; la succión generada por este tubo Venturi y su respectiva caída de presión se analizó haciendo uso del módulo hidráulico. En el cuadro 9 se describen las medidas del tubo Venturi para la validación inicial.

**Cuadro 9: Medidas del tubo Venturi para la validación inicial**

FACTOR DE CONTROL	VALOR
Ángulo de convergencia ( $\alpha$ )	19°
Ángulo de divergencia ( $\beta$ )	15°
Diámetro de la garganta ( $d'$ )	7,32 mm
Longitud de la garganta ( $e$ )	6,35 mm
Longitud total del conducto de aspiración ( $H$ )	101,6 mm
Diámetro del capilar ( $D$ -cap)	6 mm

El tubo Venturi consta de dos partes, cada una con materiales distintos. La parte principal del tubo Venturi (por donde pasa el fluido principal) es de material ABS y fue obtenido mediante impresión 3D usando las medidas descrita en el cuadro 8; por otro lado, el capilar del tubo Venturi es una manguera flexible de PVC. Es necesario mencionar que la impresión 3D no genera una superficie completamente lisa; esto se puede apreciar en la figura 60.



**Figura 60: Rugosidad del tubo formado por el proceso de impresión.**

Se realizó la simulación como indica el anexo 3 y se obtuvieron dos valores los cuales fueron el caudal de succión generada en el capilar y la caída de presión entre la entrada y la salida. Conociendo estos valores se realizó el contraste de la realidad con la simulación y evaluaron valores como la malla y la rugosidad de los materiales.

### **3.2.3 REDUCCIÓN DE LAS VARIABLES DE ESTUDIO**

Esta etapa consistió en evaluar qué parámetros generaron una mayor influencia sobre el efecto de succión del tubo Venturi para realizar un estudio de la optimización con ellos; para tal efecto se usó la Metodología Taguchi; la cual se describe a continuación:

#### **- Definición de los Factores Experimentales**

El Método TAGUCHI es un método de optimización que puede ser utilizado como etapa de *screening*, lo cual permite reducir los números de tratamientos ya que la función general de la metodología Taguchi es reducir factores, esto quiere decir que después de la metodología Taguchi solo se trabaja con aquellas variables que influyan de manera significativa al experimento. Es por esta razón que se revisaron investigaciones anteriores sobre la geometría del Venturi y su efecto en el rendimiento de succión para poder tomarlas como referencias.

#### **- Creación del Diseño Experimental Taguchi**

La creación del diseño experimental Taguchi implicó la elección del arreglo ortogonal adecuado, es decir que de acuerdo a la cantidad de factores a analizar (determinados anteriormente) se escogió el arreglo ortogonal que permitió evaluar posteriormente la influencia de los factores con el resultado final siendo este el rendimiento de inyección del Venturi. El arreglo ortogonal se realizó con el programa Statistica<sup>®</sup>.

#### **- Desarrollo Experimental**

El desarrollo experimental consistió en evaluar los modelos propuestos por el arreglo ortogonal de manera virtual para poder ahorrar dinero y tiempo en esta etapa; se usó la dinámica de fluidos computacional (CFD) para su desarrollo (en el anexo 3 se describe el proceso de la simulación). Con los resultados de las simulaciones se procede a calcular el rendimiento de succión usando la ecuación 19.

#### **- Análisis del Diseño Experimental Taguchi**

Una vez realizado el cálculo del rendimiento de succión de todos los diseños ortogonales dispuestos inicialmente se procedió con el análisis de resultados (rendimiento de succión); este se ejecutó con el programa Statistica<sup>®</sup>. El tipo de análisis para el diseño Taguchi fue “Mayor es mejor”, ya que lo que se desea es un mejor rendimiento; el criterio de selección se realizó con la ayuda de la gráfica de Valores Señal/Ruido (ETA); gráfica que ayuda a seleccionar qué factores son los más importantes para realizar un posterior análisis.

### **3.2.4 OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO**

Esta etapa consistió en encontrar la mejor combinación de los valores que tomaron los parámetros de estudio más importantes (resultado de la etapa anterior) generando así un rendimiento de succión alto del tubo Venturi; para ello se usó la Metodología de Superficie de Respuesta; la cual se describe a continuación:

#### **- Creación del Diseño Experimental de Superficie de Respuesta**

La creación del diseño experimental de Superficie de Respuesta se realizó con el programa estadístico Statgraphics<sup>®</sup> el cual generó el conjunto de combinaciones

necesarias para realizar la experimentación siendo el rendimiento de succión la característica a maximizar.

#### - **Desarrollo Experimental**

El desarrollo experimental consistió en evaluar los modelos propuestos por el arreglo ortogonal. Esta evaluación fue virtual ya que se usó la dinámica de fluidos computacional (CFD) para su desarrollo; para ello, al igual que en la etapa anterior, fue necesario seguir los pasos que se indican en el anexo 3. Con los resultados de las simulaciones se procedió a calcular el rendimiento de succión usando la ecuación 19.

$$\eta = \left[ \frac{q (P_3 - P_2)}{Q_1 (P_1 - P_3)} \right] 100\%$$

#### - **Análisis del Diseño Experimental de Superficie de Respuesta**

Una vez realizado el cálculo de los rendimientos de succión de todas las combinaciones dispuestas inicialmente se procedió con el análisis de resultados; este se ejecutó en el programa Statgraphics®. El tipo de análisis para el diseño de Superficie de Respuesta es del tipo Box-Behnken; proceso que dio como resultados valores óptimos que permitieron obtener un diseño de un Venturi con un buen rendimiento de succión.

### **3.2.5 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO ÓPTIMO**

La pieza obtenida se construyó y se ensambló al módulo hidráulico descrito en el apartado de Materiales; el Venturi fue evaluado con una solución de agua y azúcar a concentraciones de 11, 13 y 15 °Brix.

El primer paso fue verificar la relación de los resultados reales con los datos simulados, para lo cual se comparó el caudal de succión real con el caudal de succión obtenido de la simulación. Se hicieron tres veces la simulación del prototipo con cada uno de los fluidos y se obtuvieron los rendimientos de succión para caudales principales en un rango de 10 a 30 L/min. Para la comparación se realizaron pruebas de rendimiento de succión de cada uno de los fluidos a los mismos caudales principales a los cuales se sometieron a simulación y la cantidad a succionar fue constante con un valor de 300 mL para tomar luego el tiempo de succión.

Para el segundo paso se diluyó ácido cítrico en soluciones de sacarosa a concentraciones de 11, 13 y 15 °Brix hasta obtener un pH de 2. Una muestra conocida de la solución anterior se dosificó a la solución general de agua y azúcar a concentraciones de 11, 13 y 15 °Brix haciendo uso del tubo Venturi; esta solución tiene un pH de 7. Se determinó cuanto varía el pH de la mezcla dosificada; es decir, una muestra inicial de pH igual a 7 a cuanto varía el valor del pH si es dosificado con una muestra conocida de pH igual a 2.



## IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 4.1 CARACTERIZACIÓN DEL FLUIDO

Los resultados obtenidos de la densidad del fluido a 11, 13 y 15 °Brix se pueden visualizar en el cuadro 10.

**Cuadro 10: Densidad del fluido a 11, 13, 15 °Brix a temperaturas de 20 y 30 °C**

<b>BRIX (°)</b>	<b>TEMPERATURA (°C)</b>	<b>DENSIDAD (kg/m<sup>3</sup>)</b>
11	20	1040,67
	30	1037,91
13	20	1052,06
	30	1046,71
15	20	1058,80
	30	1055,43

Para la determinación de la viscosidad de los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix se determinó la constante K (cSt/s) para el dispositivo; esta constante se determinó haciendo uso del Canon – Fenske aplicado al agua ya que la viscosidad cinemática de este fluido es conocido. Se usó como referencia la viscosidad en Centistokes mencionado, en el cuadro 11, por Kestin *et al.* (1978).

**Cuadro 11: Propiedades físicas del agua**

<b>TEMP (°C)</b>	<b>DENSIDAD (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa.s)</b>	<b>VISCOSIDAD CINEMÁTICA (cSt)</b>
<b>10</b>	9,997,281	1,306,645	1,307
<b>15</b>	9,991,286	1,138,007	1,139
<b>20</b>	9,982,336	1,001,228	1,003
<b>25</b>	9,970,751	889,391	0,892
<b>30</b>	9,956,783	796,543	0,8

**FUENTE:** Tomado de Kestin *et al.* 1978

Luego de la prueba con el dispositivo de Canon – Fenske se determinó la constante K para el dispositivo a distintas temperaturas. Esto se puede visualizar en el cuadro 12.

**Cuadro 12: Constantes del dispositivo Canon-Fenske para distintas temperaturas**

TEMP (°C)	VISCOSIDAD (cSt)	PROM DEL TIEMPO (s)	CONSTANTE (cSt/s)
20	1,003	402,65	0,0025
30	0,81	328,88	0,0024

El Canon Fenske “size” 50 solo permite analizar la viscosidad de un fluido en un rango de 0,8 a 4 cSt, es decir que podemos usar este instrumento pues encontramos en el rango de operación.

Con las constantes obtenidas se calculó la viscosidad de los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix los cuales son expresados en el cuadro 13.

**Cuadro 13: Determinación de la viscosidad dinámica y cinemática de fluidos a 11, 13 y 15 °Brix**

°BRIX	TEMP. (°C)	CTE. cSt/s	PROMEDIO DEL TIEMPO (s)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (cSt)	DENSIDAD (Kg/m <sup>3</sup> )	VISCOSIDAD DINÁMICA (mPa.s)
11	20	0,0025	418,6	1,04	1040,7	1,09
	30	0,0024	387,3	0,94	1037,9	0,98
13	20	0,0025	435,6	1,09	1052,1	1,14
	30	0,0024	393,7	0,96	1046,7	1,00
15	20	0,0025	511,8	1,27	1058,8	1,35
	30	0,0024	452,8	1,1	1055,4	1,16

#### 4.2 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN TUBO VENTURI

Con los datos obtenidos de densidad y viscosidad se cargó los valores al *software* Autodesk Simulation CFD<sup>®</sup> para generar los tres de fluidos objetos de esta investigación; adicionalmente se procedió a realizar la validación experimental de un tubo Venturi.

Para la validación de la simulación se tomó un tubo Venturi con medidas tomadas al azar y se comparó los resultados obtenidos en la realidad con los arrojados por el *software*; de

esta manera se definió el proceso de simulación. Las medidas del tubo Venturi usado se detallan en el cuadro 8.

Como primer paso se evaluó el tubo Venturi con el módulo hidráulico; se tomaron dos factores con los cuales posteriormente se procedió a la comparación con la simulación; estos factores son: el caudal de ingreso y la diferencia de presiones en la entrada y salida del tubo Venturi.

Es importante conocer ciertas limitaciones que presenta el *software* Autodesk CFD al momento de realizar la simulación; a continuación, se mencionan los supuestos y las limitaciones con las que nos encontramos durante esta evaluación:

- El *software* Autodesk CFD no puede trabajar con interfaces de fluidos; por ende, no puede estudiar fenómenos como la cavitación el cual tiene una gran relevancia en esta investigación.
- La simulación de fluidos no puede simular partículas como grumos los cuales si existen en la evaluación real. Aunque existían pocos grumos el hecho de que estén presentes en las evaluaciones reales generan cierto error en la toma de medidas para la posterior comparación con las evaluaciones virtuales.
- Durante las evaluaciones reales de los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix con el módulo hidráulico se producía una gasificación de los fluidos por efecto de la turbulencia generada en el módulo; este fenómeno no puede ser evaluado en la simulación por el *software* Autodesk CFD.
- Durante una prueba de simulación la exactitud se alcanza mientras más fina es la malla a la cual se realiza el cálculo; el *software* Autodesk CFD nos permite ejecutar la simulación a una malla de 2 mm; sin embargo, hay otros *softwares* que permiten trabajar con mallas más finas.

A continuación, se presentan en el cuadro 14 las pruebas reales realizadas a diferentes caudales de succión y en los cuadros 15 y 16 se presenta el resultado de la simulación asumiendo una rugosidad de 0 y 1 mm, respectivamente; el procedimiento de la simulación se explica en el anexo 2.

**Cuadro 14: Evaluación real del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso**

CAUDAL DE INGRESO (L/min)		10	15	20	25	30
Agua	Caudal de succión (L/min)	1,04	1,34	1,62	1,90	1,96
	P1-P3 (Pa)	10003,48	22846,69	39849,44	62752,42	90708,26
11 °Brix	Caudal de succión (L/min)	1,00	1,30	1,53	1,80	1,83
	P1-P3 (Pa)	9669,79	22378,77	39799,96	62314,87	89695,22
13 °Brix	Caudal de succión (L/min)	1,00	1,30	1,53	1,91	1,87
	P1-P3 (Pa)	9713,56	22299,69	39415,67	59886,70	89018,87
15 °Brix	Caudal de succión (L/min)	1,01	1,33	1,58	1,83	1,81
	P1-P3 (Pa)	9731,20	21887,73	39109,83	60990,57	60509,25

**Cuadro 15: Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de cero**

CAUDAL DE INGRESO (L/min)		10	15	20	25	30
Agua	Caudal de succión (L/min)	0,92	1,17	1,40	1,65	1,68
	P1-P3 (Pa)	8803,06	19876,62	34270,52	53653,32	77102,02
11 °Brix	Caudal de succión (L/min)	0,84	1,07	1,25	1,46	1,47
	P1-P3 (Pa)	7977,57	18350,59	32635,97	50661,99	71756,18
13 °Brix	Caudal de succión (L/min)	0,83	1,07	1,25	1,55	1,50
	P1-P3 (Pa)	7965,12	18174,25	31611,37	47609,93	70324,91
15 °Brix	Caudal de succión (L/min)	0,84	1,08	1,29	1,48	1,45
	P1-P3 (Pa)	7930,93	17553,96	31092,32	47999,58	47197,21

**Cuadro 16: Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de 1 mm**

CAUDAL DE INGRESO (L/min)		10	15	20	25	30
Agua	Caudal de succión (L/min)	0,67	0,86	1,03	1,21	1,24
	P1-P3 (Pa)	6430,81	14603,04	25321,00	39754,15	57289,43
11 °Brix	Caudal de succión (L/min)	0,63	0,81	0,95	1,11	1,12

«continuación»

	<b>P1-P3 (Pa)</b>	6010,95	13865,11	24658,67	38426,37	54813,75
<b>13 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	0,63	0,81	0,95	1,17	1,15
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	6018,18	13769,76	24121,34	36467,32	54011,45
<b>15 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	0,63	0,82	0,98	1,12	1,11
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	6008,88	13394,71	23815,48	36924,39	36443,07

Como se puede observar los resultados de las pruebas reales se encuentran entre los resultados cuando se considera que el tubo posee una rugosidad de 0 y 1 mm. Es por esto que se evaluó otros valores de rugosidad encontrándose a 0,3 mm una semejanza de los resultados reales con los simulados; los cuales se presentan en el cuadro 17.

**Cuadro 17: Evaluación virtual del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso asumiendo una rugosidad de 0,3 mm**

<b>CAUDAL DE INGRESO (L/min)</b>		<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>
<b>Agua</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	1,05	1,38	1,68	1,95	2,04
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	10207,63	23553,29	41509,83	65709,34	95482,38
<b>11 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	1,07	1,40	1,67	1,96	2,04
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	10453,82	24324,75	43260,83	68252,87	99661,36
<b>13 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	1,08	1,41	1,67	2,10	2,08
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	10558,22	24371,25	43698,08	66912,52	100021,20
<b>15 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	1,09	1,44	1,73	2,01	2,01
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	10635,19	24265,77	43698,13	68760,51	68760,51

Finalmente se presentan los cuadros 18, 19 y 20, donde se indica el error del modelo respectivo para cada caso evaluado.

**Cuadro 18: Error de modelo asumiendo una rugosidad de 0 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso**

<b>CAUDAL DE INGRESO (L/min)</b>		<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>
<b>Agua</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	11,5	13,0	13,5	13,0	14,0
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	12,0	13,0	14,0	14,5	15,0

«continuación»

<b>11 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	16,5	17,4	18,2	18,5	20,0
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	17,5	18,0	18,0	18,7	20,0
<b>13 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	17,0	17,7	18,4	19,0	20,0
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	18,0	18,5	19,8	20,5	21,0
<b>15 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	17,2	18,2	18,5	19,2	20,0
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	18,5	19,8	20,5	21,3	22,0

**Cuadro 19: Error de modelo asumiendo una rugosidad de 0,3 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso**

<b>CAUDAL DE INGRESO (L/min)</b>		<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>
<b>Agua</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	1,5	3,1	3,6	3,1	4,2
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	2,0	3,1	4,2	4,7	5,3
<b>11 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	7,0	8,0	8,9	9,3	11,1
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	8,1	8,7	8,7	9,5	11,1
<b>13 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	7,5	8,3	9,2	9,9	11,1
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	8,7	9,3	10,9	11,7	12,4
<b>15 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	7,8	8,9	9,3	10,1	11,1
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	9,3	10,9	11,7	12,7	13,6

**Cuadro 20: Error de modelo asumiendo una rugosidad de 1 mm en la simulación del tubo Venturi a diferentes caudales de ingreso**

<b>CAUDAL DE INGRESO (L/min)</b>		<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>
<b>Agua</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	35,5	36,1	36,3	36,1	36,5
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	35,7	36,1	36,5	36,6	36,8
<b>11 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	37,4	37,8	38,1	38,3	38,9
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	37,8	38,0	38,0	38,3	38,9
<b>13 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	37,6	37,9	38,2	38,5	38,9
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	38,0	38,3	38,8	39,1	39,3
<b>15 °Brix</b>	<b>Caudal de succión (L/min)</b>	37,7	38,1	38,3	38,5	38,9
	<b>P1-P3 (Pa)</b>	38,3	38,8	39,1	39,5	39,8

Usando la ecuación 39 se encontró que, a una rugosidad equivalente de 0,3 mm, el error presente en el estudio se reduce; en el caso del agua está en un rango de 1,5 a 3% mientras que cuando se estudia los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix, los rangos del error son 7 a 11,1%; 7,5 a 12,4% y 7,8 a 13,6%.

Para esta investigación es importante la evaluación de la rugosidad pues como lo mencionan Cengel y Cimbala (2012) la rugosidad de la tubería es directamente proporcional con el factor de fricción ( $f$ ) y éste a su vez con la pérdida de carga ( $h_L$ ). En el cuadro 1, Mott (2013) detalla el valor de la rugosidad en tuberías de distintos materiales; esto con el fin de visualizar su posición en el diagrama de Moody (figura 13); Crane Corporation (1992) menciona que la rugosidad relativa de los materiales es muy diferenciada y esto se puede visualizar en la figura 86.

Mott (2013) menciona que, la pérdida de carga ( $h_L$ ) en una tubería es la pérdida de energía dinámica del fluido debida a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contiene.

Manzano (2008) menciona que, el inyector tipo Venturi genera una pérdida de carga en la contracción del tubo y en algunos casos la pérdida de carga se da dentro del tubo de expansión. Según Vargas *et al.* (2007), la pérdida de energía influye directamente en el rendimiento de los prototipos; esta pérdida de energía está relacionada directamente con la pérdida por fricción.

Por lo tanto, el efecto de la rugosidad sobre la caída de presión es importante pues lo que se busca es que la caída de presión se genere por la geometría del Venturi y no por la pérdida de carga generada a raíz de la rugosidad; además, al no conocer la rugosidad del prototipo es necesario asignarle un valor en base a pruebas. Es necesario mencionar que el prototipo al ser impreso en material PLA obtiene una rugosidad propia del proceso de impresión.

Este fenómeno, adicionalmente, se puede explicar debido a que en la experimentación haciendo uso del módulo hidráulico es inevitable la gasificación del agua sin azúcar y del agua a 11, 13 y 15 °Brix lo que perturba el experimento y se observa que esta perturbación aumenta mientras se incrementan los °Brix y el caudal de ingreso; sin embargo, es en este

valor de rugosidad que se obtiene menor error. Este procedimiento va acorde con lo mencionado por Manzano (2008), quien menciona que las técnicas CFD exigen un buen ajuste del modelo para dar un resultado aceptable.

### 4.3 REDUCCIÓN DE LAS VARIABLES DE ESTUDIO

Siguiendo con la investigación se procedió a aplicar el método de Taguchi para lo cual se definieron como variables de estudio (Factores de Control) para el análisis del Venturi: el ángulo de convergencia de la tobera, el ángulo de divergencia del difusor, diámetro de la sección “2”, longitud de la garganta, longitud total del conducto de aspiración, diámetro de la sección “5”; estas partes se pueden visualizar en la figura 10. A continuación, en el cuadro 21, se presenta los factores de interés con sus respectivos niveles de estudio.

**Cuadro 21: Factores de Control para el análisis Taguchi con sus respectivos niveles**

FACTORES DE CONTROL	NIVEL	VALOR	FUENTE
1. Ángulo de Convergencia = $\alpha$ (grados)	1	15	Vargas <i>et al.</i> (2007)
	2	21	Creus (2011)
2. Ángulo de Divergencia = $\beta$ (grados)	1	7	Creus (2011)
	2	15	Creus (2011)
3. Diámetro de la Garganta (sección 2) = $d'$ (mm)	1	6,35	Yanqi y Wenquan (2012)
	2	7,62	Yanqi y Wenquan (2012)
4. Longitud de la garganta = $e$ (mm)	1	6,35	Yanqi y Wenquan (2012)
	2	9,53	Yanqi y Wenquan (2012)
5. Diámetro del Capilar (sección 5) = $D_{cap}$ (mm)	1	4	Vargas <i>et al.</i> (2007)
	2	6	Manzano (2008)
6. Longitud total del conducto de aspiración = $H$ (mm)	1	101,6	Mazzei (s.f)
	2	600	Manzano (2008)

Para el método Taguchi se analizó no solo el efecto de los 6 factores anteriormente mencionados en el rendimiento sino la interacción de  $\alpha$  y  $\beta$  y la interacción de  $d'$  y  $e$ . Para ello se usó un diseño experimental ( $p < 0,05$ ) basado en un arreglo ortogonal  $L_{12}(2^{11})$  y el



criterio “mayor es mejor”.

Con este arreglo ortogonal se procedió a realizar las pruebas usando la dinámica de fluidos computacional (CFD) y considerando las variables antes descritas; este análisis puede visualizarse en el anexo 2. En el cuadro 22 se puede visualizar los 12 prototipos generados a partir del modelo ortogonal.

**Cuadro 22: Prototipos generados a partir del modelo ortogonal**

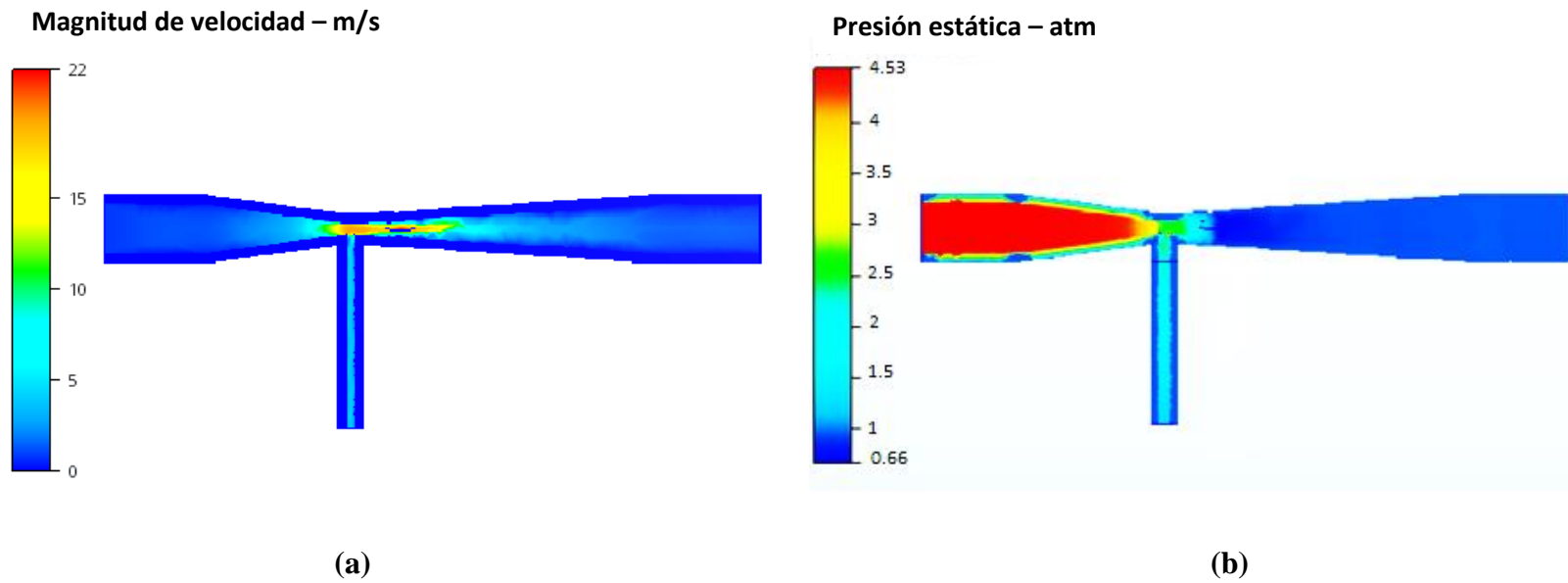
PROTOTIPO	FACTORES DE INTERÉS					
	$\alpha$	$\beta$	e	d'	H	D_CAP
1	15	7	6,35	6,35	101,6	4
2	15	7	6,35	6,35	600	6
3	15	7	9,53	7,62	101,6	4
4	15	15	9,53	7,62	101,6	6
5	15	15	6,35	7,62	600	4
6	15	15	9,53	6,35	600	6
7	21	7	9,53	6,35	101,6	6
8	21	7	6,35	7,62	600	6
9	21	7	9,53	7,62	600	4
10	21	15	6,35	6,35	101,6	4
11	21	15	9,53	6,35	600	4
12	21	15	6,35	7,62	101,6	6

Después de analizar los 12 prototipos generados por la prueba Taguchi se obtuvo los rendimientos usando la ecuación 19 los cuales se visualizan en el cuadro 23.

**Cuadro 23: Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo con niveles iniciales**

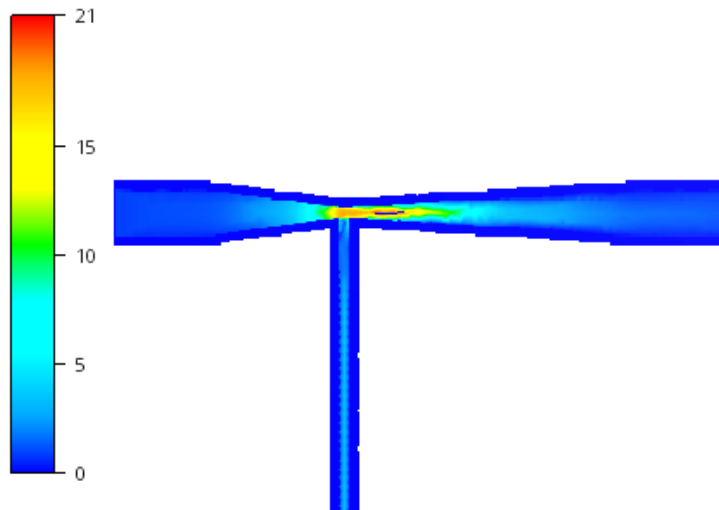
PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)								
	11 °Brix			13 °Brix			15 °Brix		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
<b>1</b>	0,50	0,50	0,52	0,58	0,58	0,60	0,57	0,56	0,58
<b>2</b>	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96	0,97	1,13	1,14	1,15
<b>3</b>	0,29	0,34	0,29	0,29	0,34	0,29	0,27	0,31	0,27
<b>4</b>	1,85	1,92	1,86	1,95	2,01	1,96	2,07	2,14	2,09
<b>5</b>	0,77	0,82	0,82	0,78	0,83	0,83	0,81	0,85	0,85
<b>6</b>	0,90	0,93	0,92	0,90	0,93	0,92	0,82	0,86	0,85
<b>7</b>	2,94	2,95	2,96	3,15	3,16	3,18	2,92	2,94	2,95
<b>8</b>	0,58	0,58	0,58	0,56	0,56	0,56	0,52	0,52	0,52
<b>9</b>	0,97	0,96	0,95	0,84	0,83	0,82	1,00	0,99	0,98
<b>10</b>	0,37	0,36	0,38	0,29	0,28	0,29	0,32	0,31	0,32
<b>11</b>	0,69	0,69	0,73	0,70	0,70	0,74	0,67	0,67	0,71
<b>12</b>	0,42	0,41	0,42	0,39	0,39	0,40	0,56	0,57	0,57

Al visualizar el transporte del fluido realizado por el *software* (animación del movimiento en base al cálculo realizado) se pudo observar que los prototipos 1, 2, 3, 7, 8 y 9 no presentaron una succión en el capilar, sino todo lo contrario, presentaron una eyección. Los prototipos 4, 5, 6, 10, 11 y 12 presentaron succión. A continuación, se presentan los patrones de velocidad y presión de los 12 dispositivos en los cuales se puede identificar el efecto de la geometría del tubo Venturi sobre la succión.



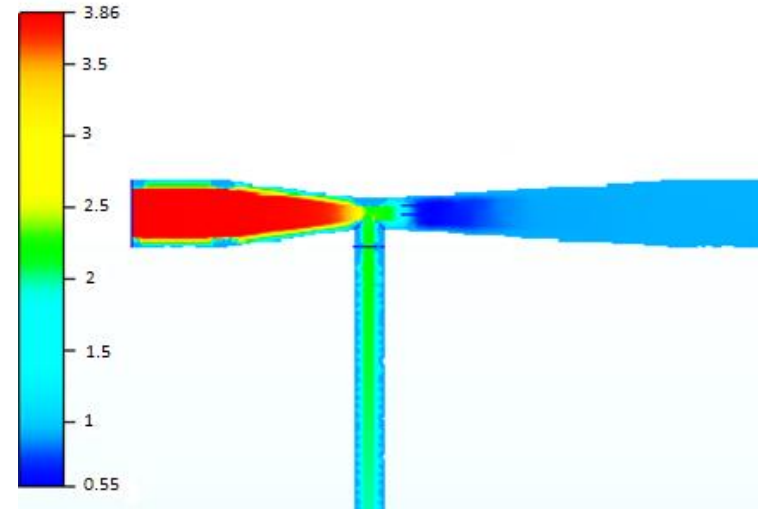
**Figura 61: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 1.**

Magnitud de velocidad – m/s



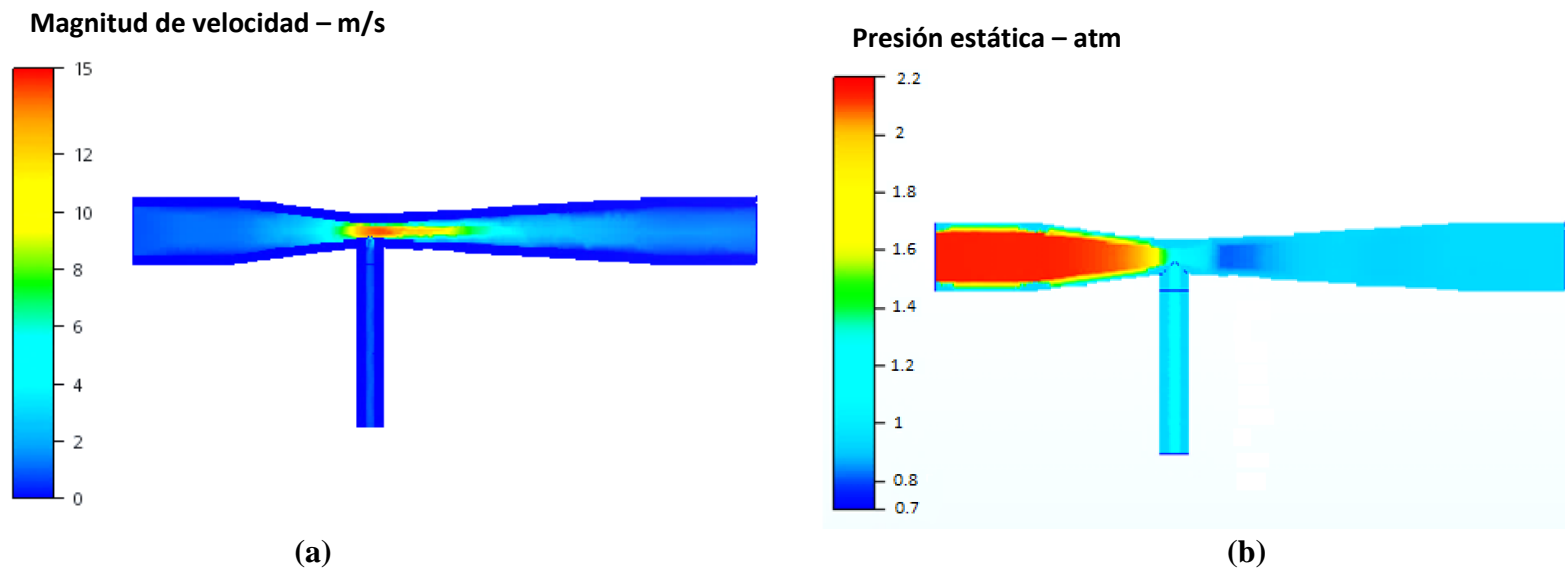
(a)

Presión estática – atm

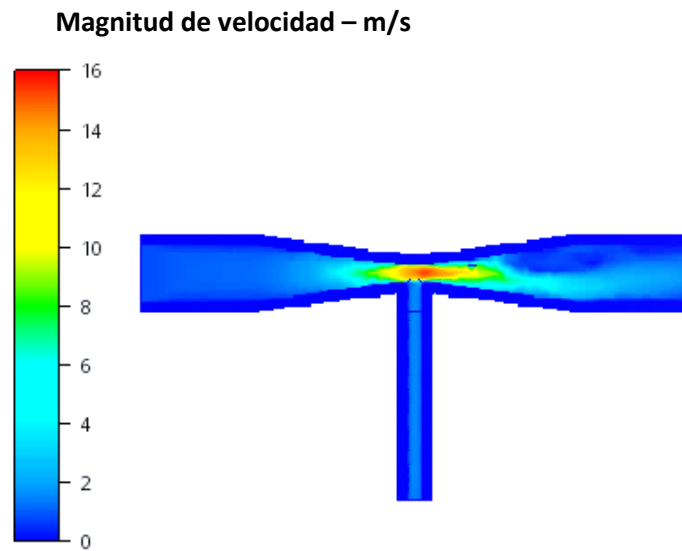


(b)

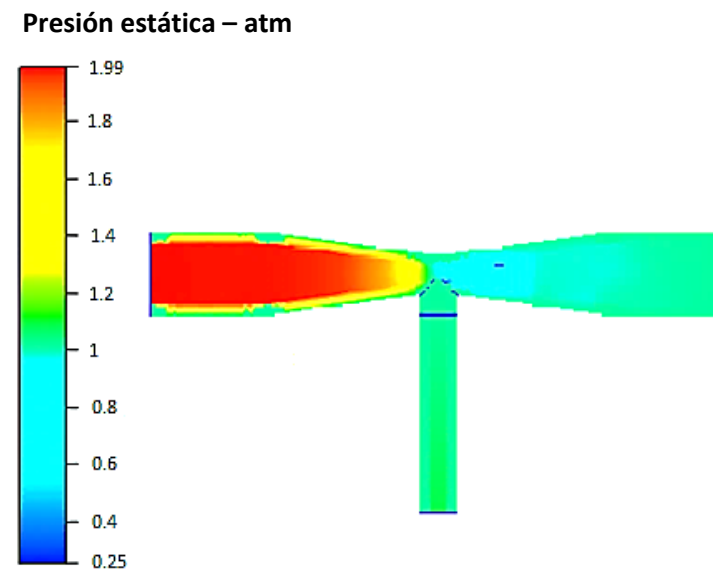
Figura 62: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 2.



**Figura 63: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 3.**



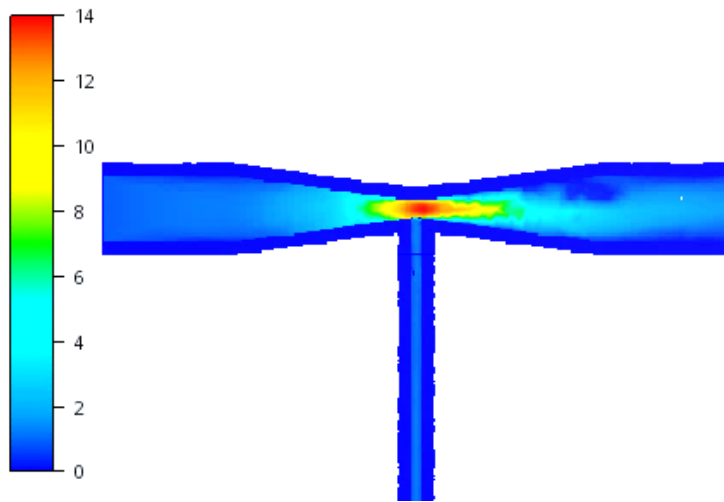
**(a)**



**(b)**

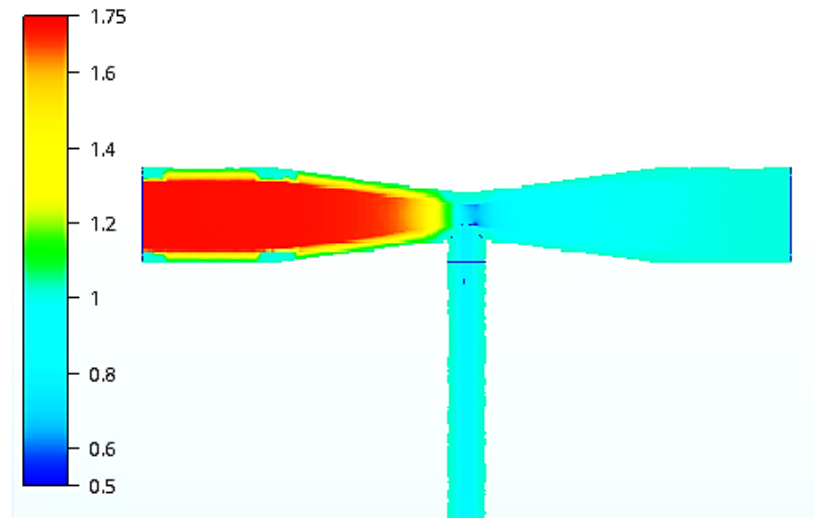
**Figura 64: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 4.**

Magnitud de velocidad – m/s



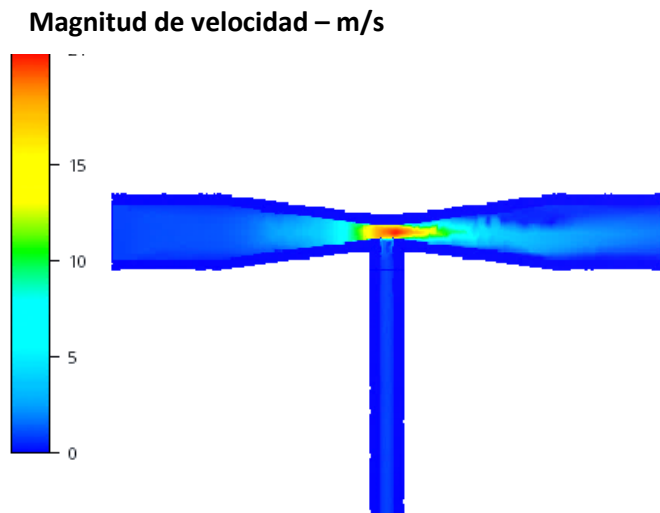
(a)

Presión estática – atm

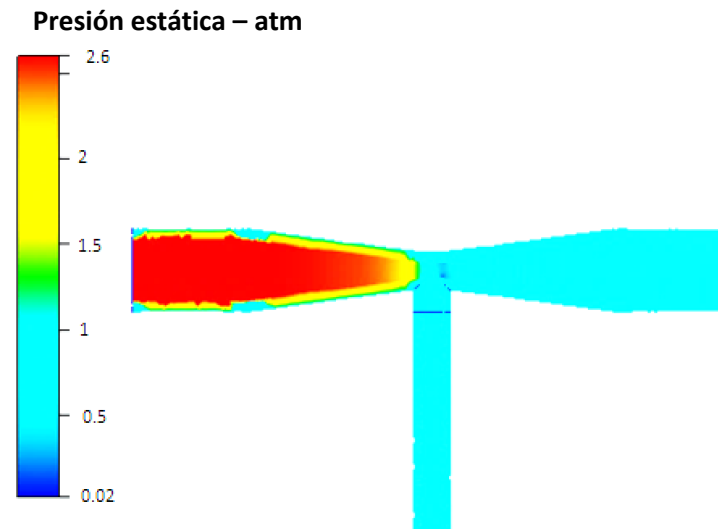


(b)

Figura 65: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 5.



(a)

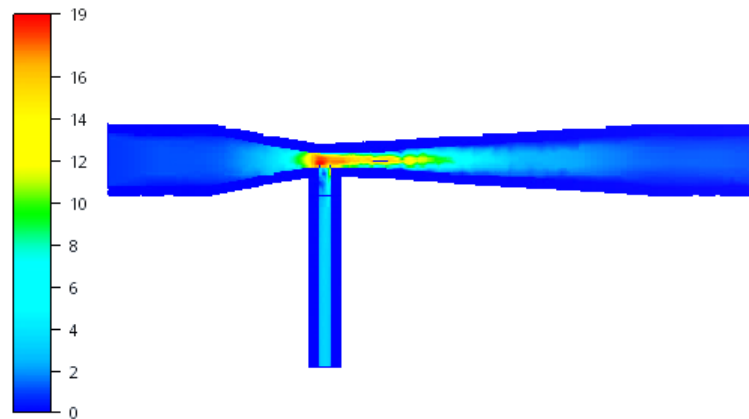


(b)

Figura 66: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 6.

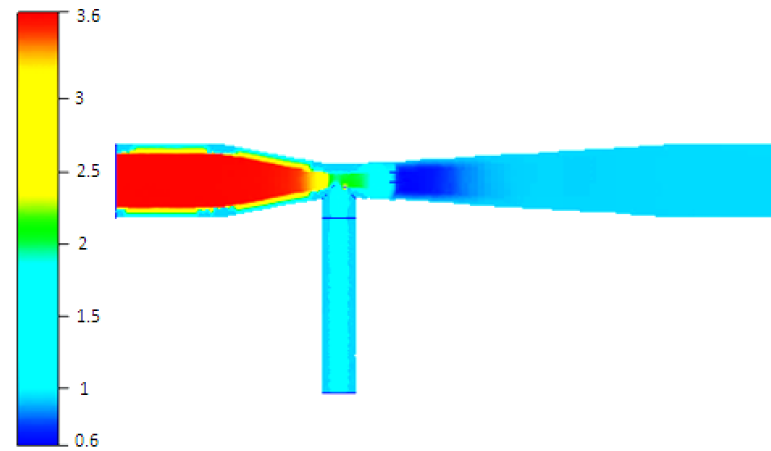


Magnitud de velocidad – m/s



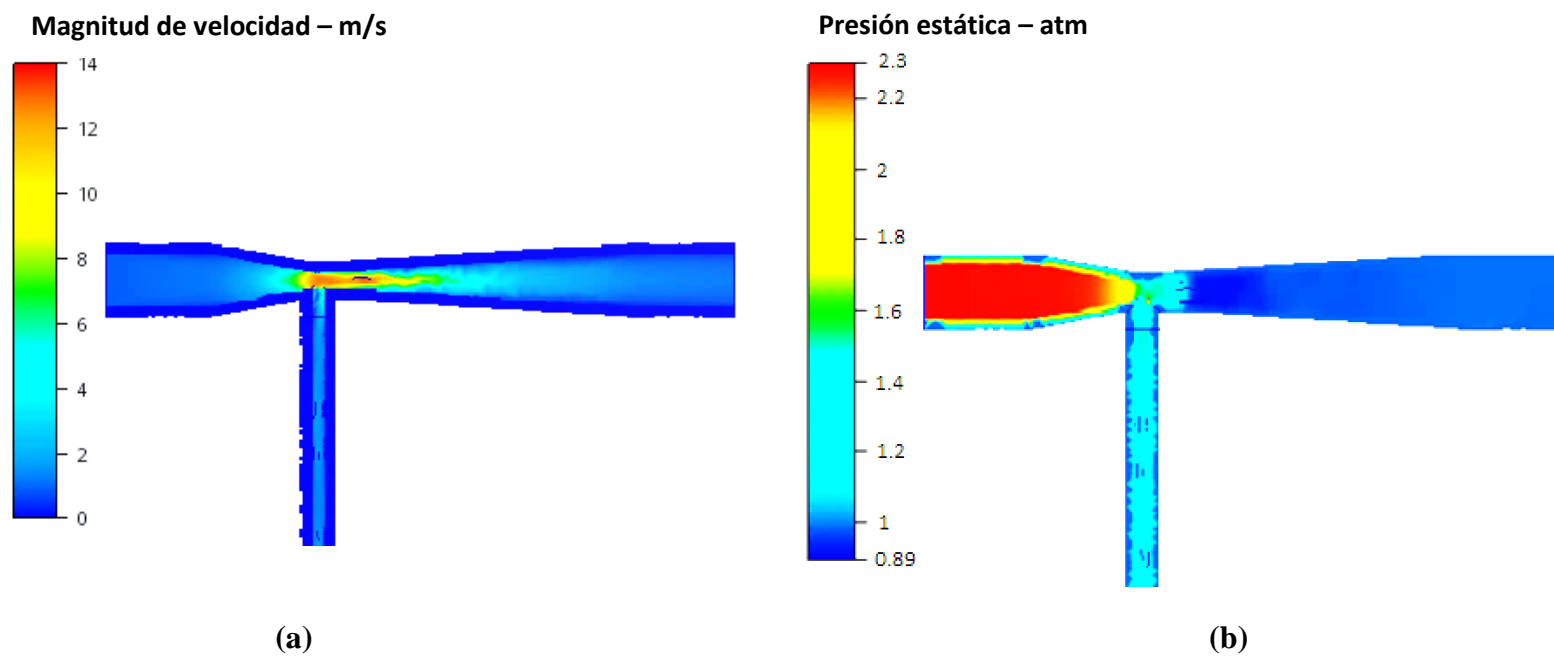
(a)

Presión estática – atm

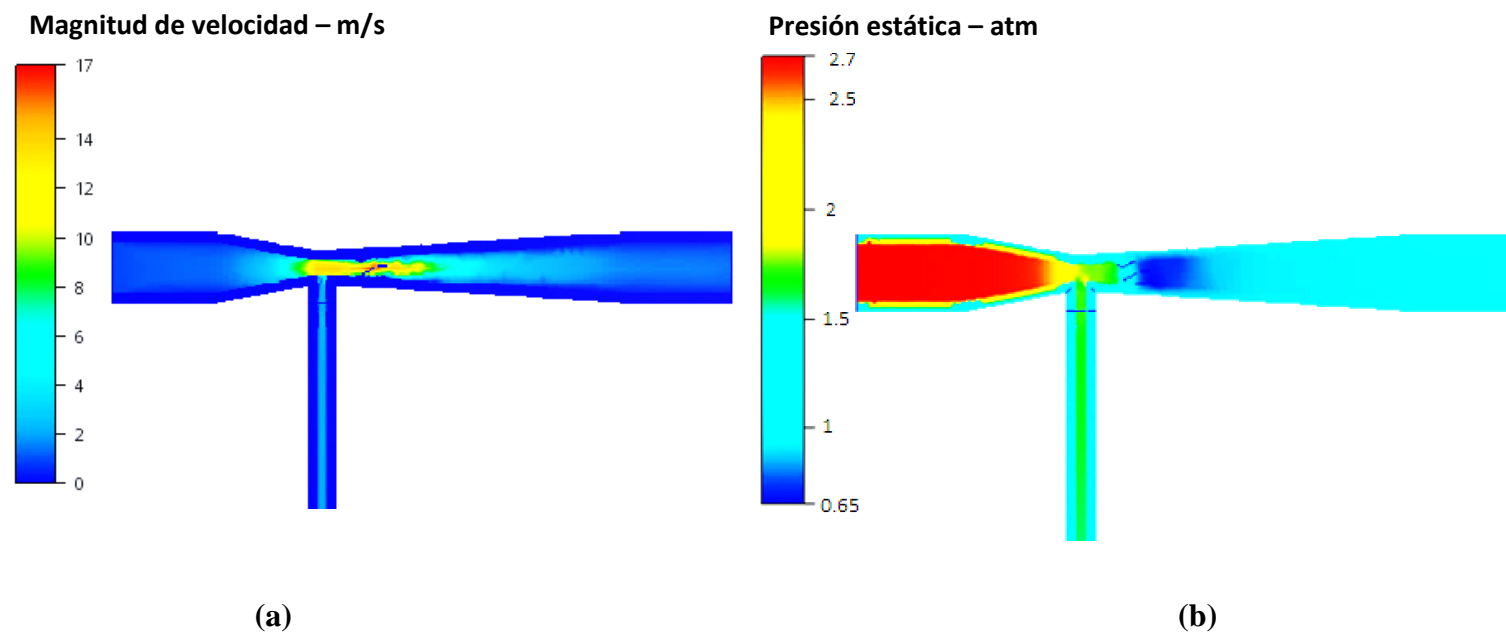


(b)

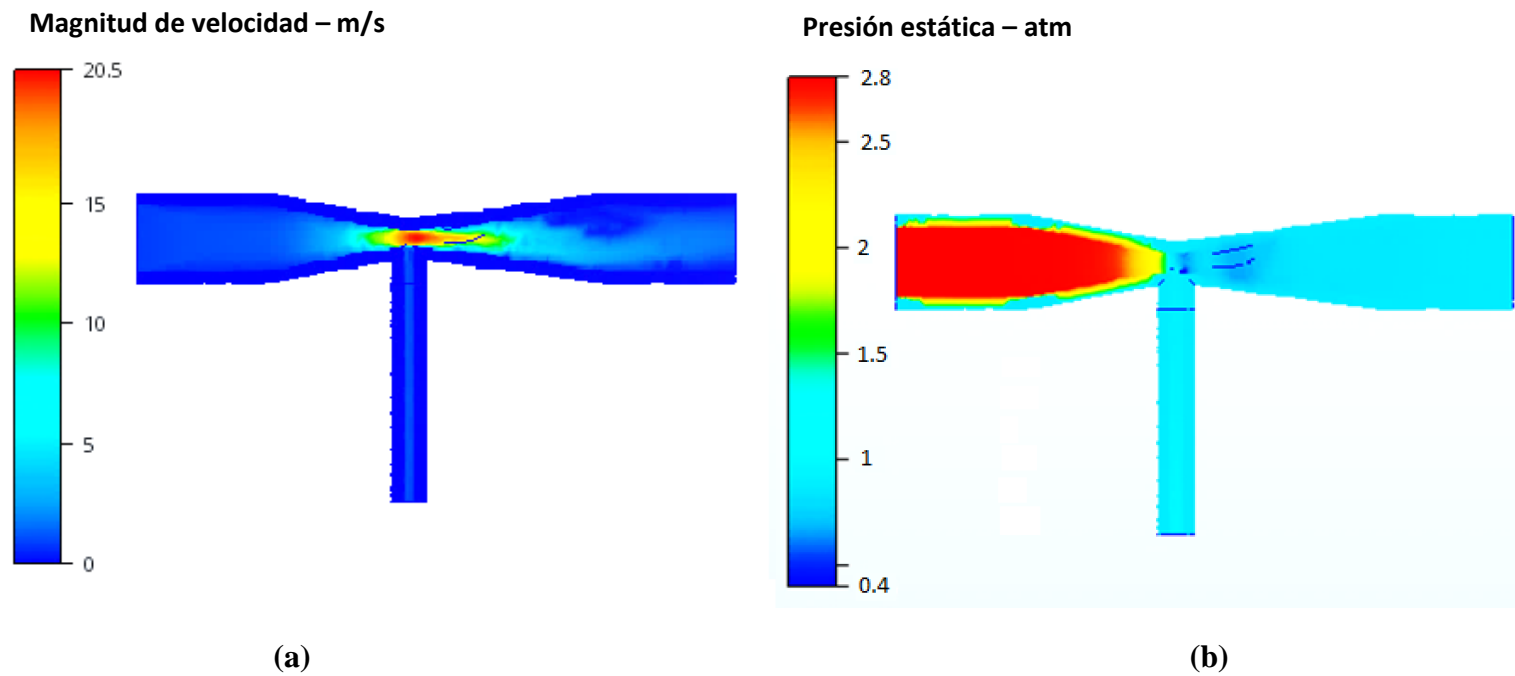
Figura 67: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 7.



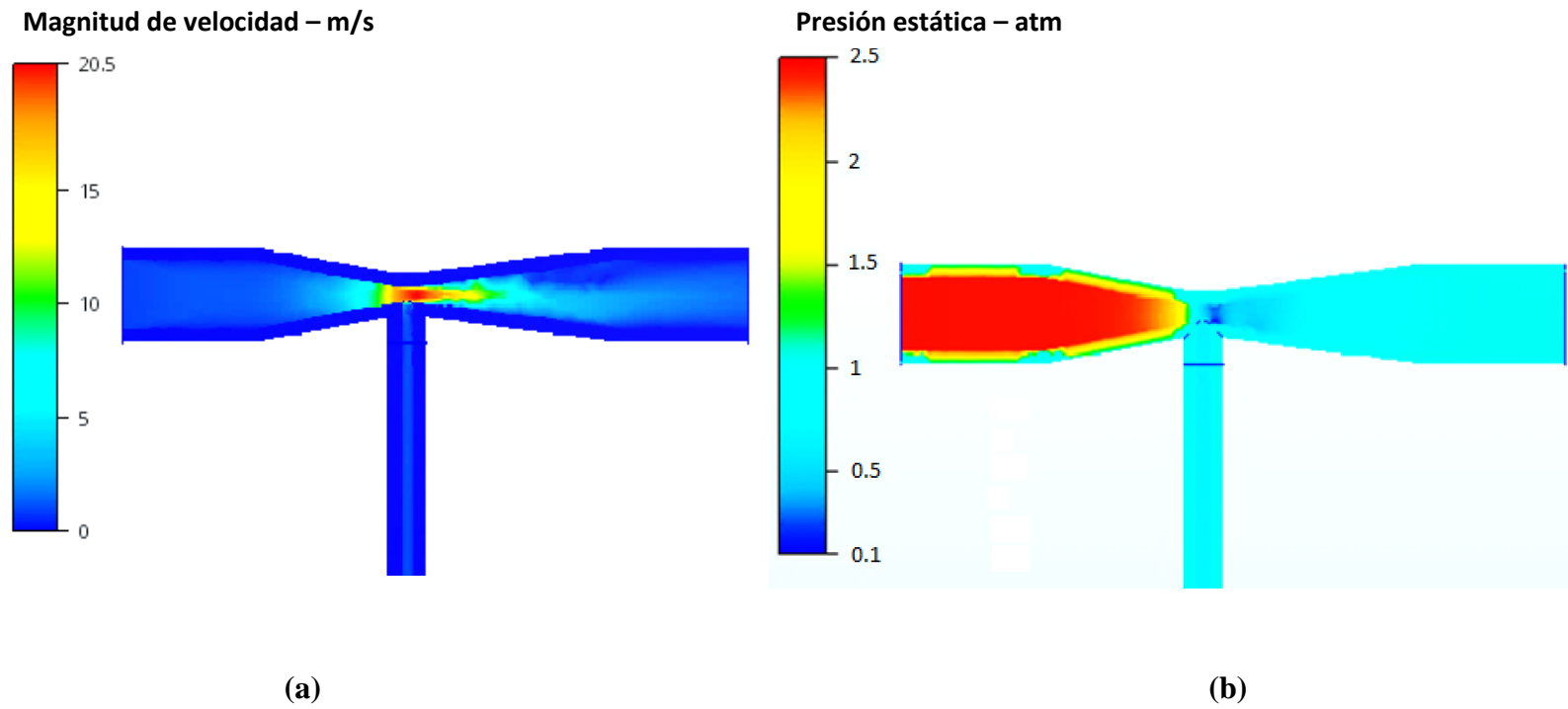
**Figura 68: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 8.**



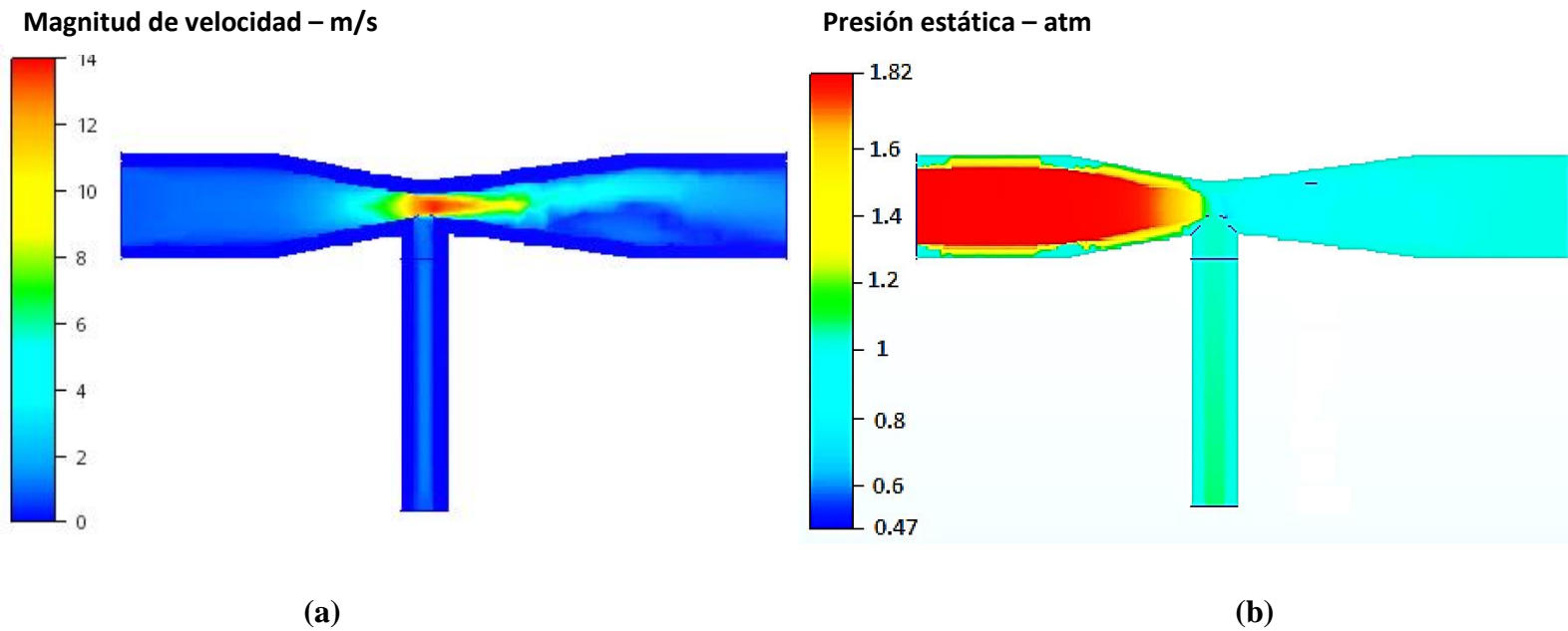
**Figura 69: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 9.**



**Figura 70: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 10.**



**Figura 71: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 11.**



**Figura 72: Patrón de velocidad (a) y de presión (b) del dispositivo 12.**

Desde la figura 61 a la 72 se puede observar el espectro de la velocidad en donde se identifica que el estrangulamiento ejercido por la geometría del tubo Venturi genera un incremento de la velocidad del fluido en dicho estrangulamiento.

También se puede observar que en las figuras 60, 61, 62, 66, 67 y 68 el espectro de la presión estática nos indica que la caída de presión se da en la tobera de expansión cercana a la salida del tubo Venturi; es por esta razón que estos dispositivos no generan succión. Por otro lado, los dispositivos 63, 64, 65, 69, 70 y 71 se puede observar que el espectro de la presión estática nos indica que la caída de presión se da en el estrangulamiento o cercano a él; por lo que estos dispositivos si generan succión.

Por lo tanto, estos valores no pudieron ser procesados por lo que se realizó una modificación en los niveles para obtener succión en los dispositivos. En el cuadro 22 y las figuras desde la 60 a la 71 se puede observar que los prototipos que poseen el ángulo de divergencia ( $\beta$ ) con el valor de siete no generan succión, es por ello que se incrementó en una unidad al valor del ángulo de expansión hasta conseguir la generación de mayores estrangulamientos y así visualizar la succión en el Venturi. Vargas *et al.* (2007) mencionan que los rendimientos nulos o negativos son consecuencia de la pérdida de energía; la insuficiente energía para realizar succión es conocida como “sensibilidad de succión de inyectores Tipo Venturi debido a la pérdida de energía según la geometría”.

Durante el proceso de incremento del ángulo de divergencia no se obtuvo succión cuando este ángulo tomó valores entre 7 y 14°, es por esta razón que se decidió mantener al ángulo de divergencia constante en el valor de 15° considerando al ángulo de divergencia tan importante que si este no es 15 entonces no existe la succión. Entonces fue necesario realizar un nuevo modelo donde se estudien los 5 factores restantes y la interacción de la longitud de la garganta con el diámetro de la garganta, es por esto que se usó el arreglo ortogonal  $L_8(2^7)$ ; a continuación, en el cuadro 24 se muestra el modelo ortogonal generado.

**Cuadro 24: Prototipos generados a partir del modelo ortogonal de Taguchi**

PROTOTIPO	FACTORES DE INTERÉS				
	e	d'	$\alpha$	H	D_CAP
1	9,5	7,6	21	101,6	4
2	9,5	7,6	15	600	6
3	9,5	6,4	21	101,6	6
4	9,5	6,4	15	600	4
5	6,4	7,6	21	600	4
6	6,4	7,6	15	101,6	6
7	6,4	6,4	21	600	6
8	6,4	6,4	15	101,6	4

Después de analizar los ocho prototipos generados por la prueba Taguchi se obtuvo los rendimientos usando la ecuación 19 los cuales se visualizan en el cuadro 25.

**Cuadro 25: Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo con el nivel  $\beta$  modificado**

PROTOTIPOS	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)								
	11 °Brix			13 °Brix			15 °Brix		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	1,07	1,11	1,10	1,14	1,18	1,17	1,35	1,40	1,38
2	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,14	0,14	0,14
3	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,48	0,47	0,48
4	0,34	0,37	0,35	0,35	0,38	0,36	0,36	0,39	0,37
5	0,42	0,40	0,71	0,43	0,41	0,72	0,45	0,42	0,74
6	3,08	2,93	2,89	3,12	2,96	2,92	3,01	2,86	2,82
7	1,78	1,75	1,83	1,73	1,72	1,78	1,78	1,79	1,84
8	0,67	0,69	0,74	0,75	0,77	0,81	0,91	0,93	0,94

Al visualizar nuevamente el transporte del fluido realizado por el *software* (animación del movimiento en base al cálculo realizado) se pudo observar que todos los prototipos



bajos, es por esta razón que se evaluó la fórmula de rendimiento de succión de los tubos Venturi.

La fórmula de rendimiento de succión consta de dos partes, la relación de caudales y el factor de corrección, este se encuentra definido por las presiones en tres puntos en específico, siendo los puntos de entrada, garganta y salida del tubo Venturi, siendo los puntos 1, 2 y 3 en la fórmula, respectivamente. Como se visualizó que los tubos Venturi generaron una succión se pudo inferir que la relación de caudales es positiva; sin embargo, el valor del factor de corrección fue muy pequeño. En el cuadro 26 se presenta la relación de caudales y el factor de corrección en cada uno de los prototipos.

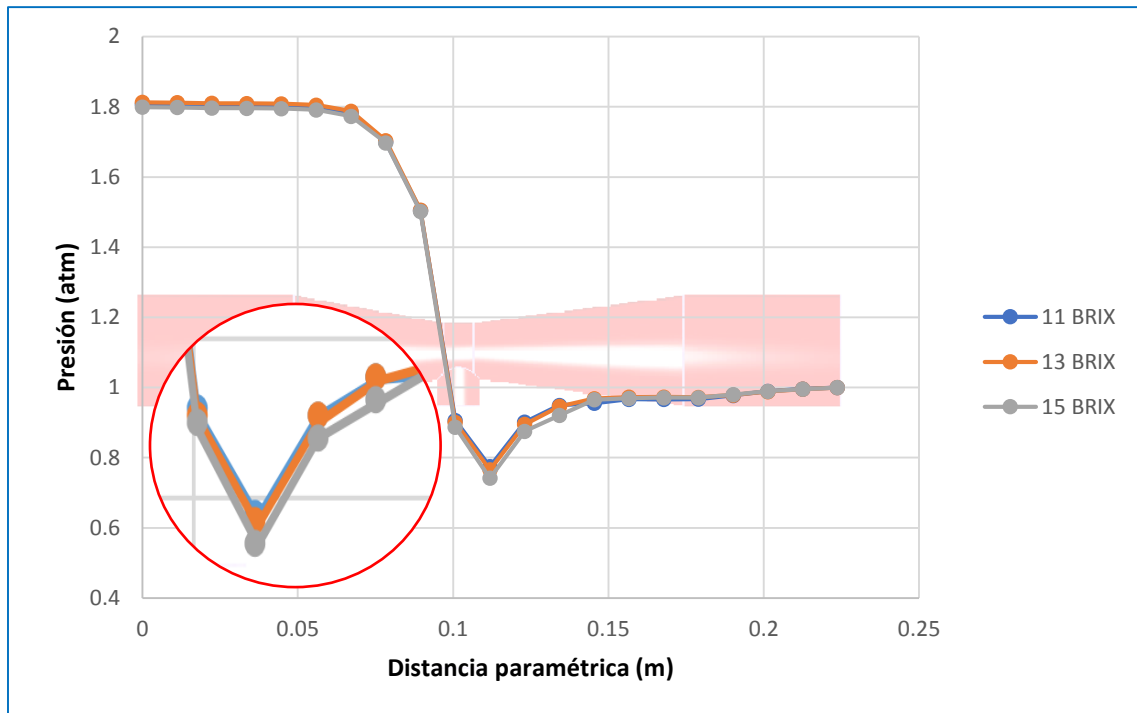
Como se puede visualizar tanto la relación de caudales y el factor de corrección en función a la presión tiene valores muy bajos. De la figura 73 a la 80, se observa la variación de la presión a lo largo del tubo Venturi en los ocho dispositivos. Adicionalmente, como se puede observar, la caída de presión del punto inicial del Venturi a la salida del mismo es mucho mayor que la caída de presión entre la salida del tubo Venturi y la garganta; esto hace que la relación de presiones sea muy baja para ser un factor de corrección.

**Cuadro 26: Relación de caudales y factor de corrección obtenidos en los 8 dispositivos modificados**

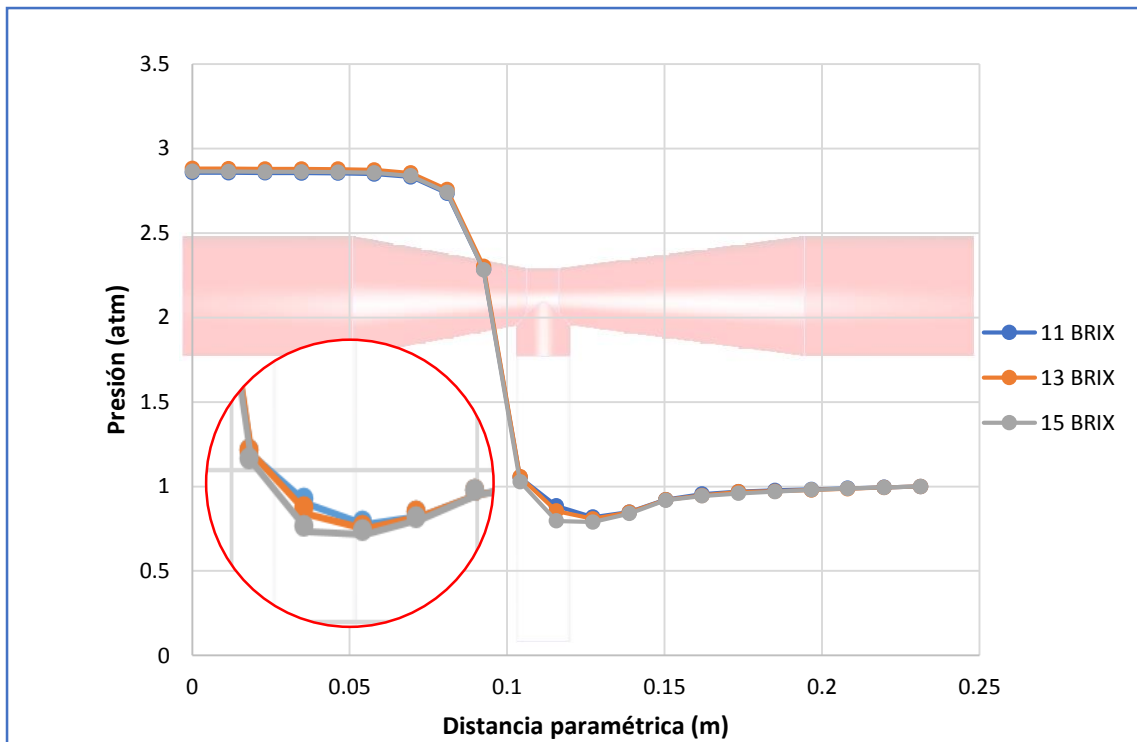
FLUIDO	PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)					
		REPETICIÓN 1		REPETICIÓN 2		REPETICIÓN 3	
		(q/Q)	$(P3-P2)/(P1-P3)$	(q/Q)	$(P3-P2)/(P1-P3)$	(q/Q)	$(P3-P2)/(P1-P3)$
11 °Brix	1	0,04	0,28	0,04	0,29	0,04	0,29
	2	0,02	0,06	0,02	0,06	0,02	0,06
	3	0,01	0,10	0,01	0,10	0,01	0,10
	4	0,02	0,19	0,02	0,21	0,02	0,20
	5	0,02	0,22	0,02	0,21	0,02	0,37
	6	0,10	0,32	0,10	0,30	0,10	0,30

«continuación»

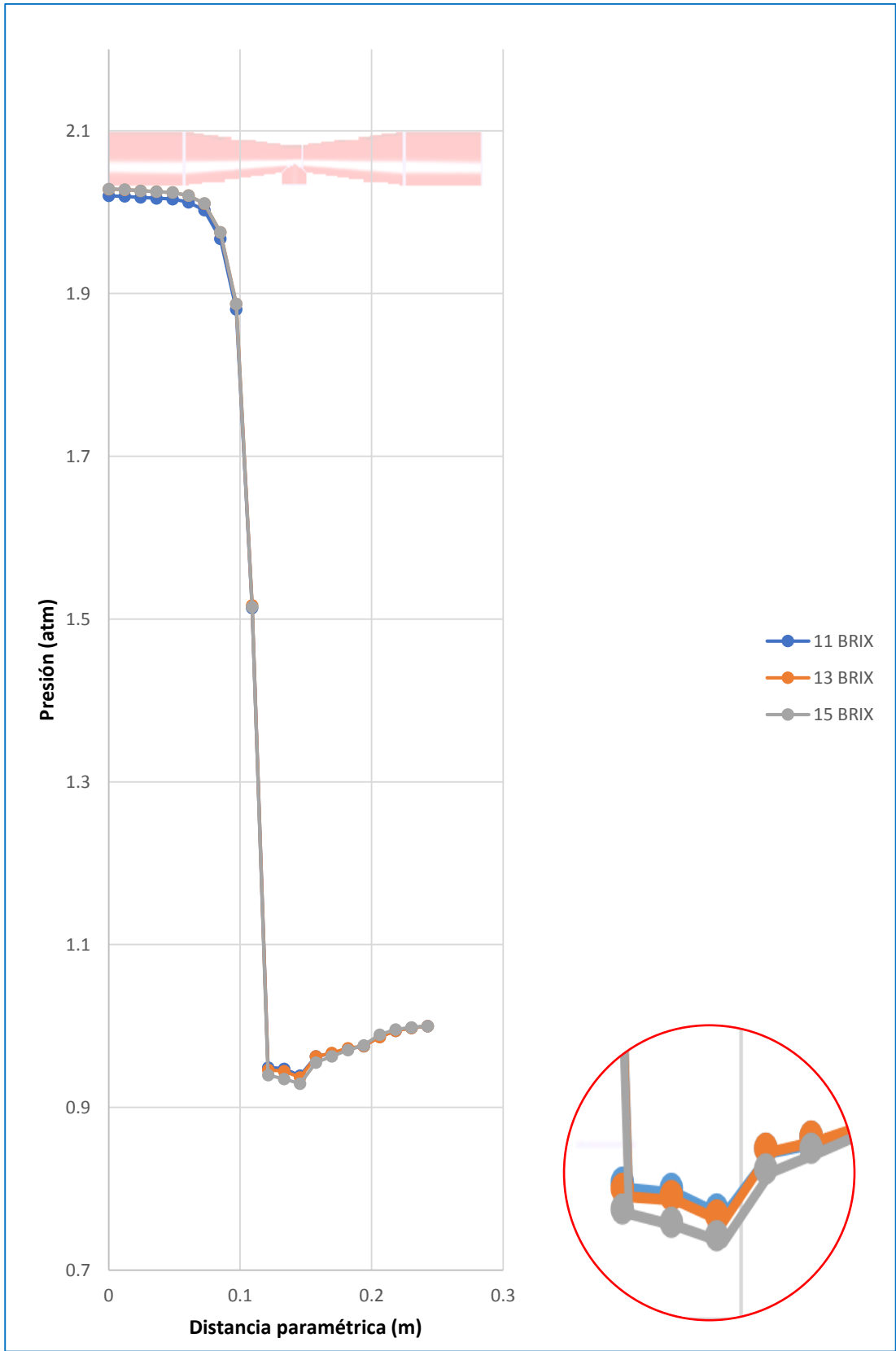
	<b>7</b>	0,07	0,25	0,07	0,24	0,07	0,25
	<b>8</b>	0,04	0,15	0,04	0,16	0,04	0,17
<b>13 °Brix</b>	<b>1</b>	0,04	0,29	0,04	0,30	0,04	0,30
	<b>2</b>	0,02	0,06	0,02	0,06	0,02	0,06
	<b>3</b>	0,01	0,10	0,01	0,09	0,01	0,09
	<b>4</b>	0,02	0,20	0,02	0,21	0,02	0,20
	<b>5</b>	0,02	0,22	0,02	0,22	0,02	0,37
	<b>6</b>	0,10	0,32	0,10	0,30	0,10	0,30
	<b>7</b>	0,07	0,24	0,07	0,24	0,07	0,25
	<b>8</b>	0,04	0,17	0,05	0,17	0,05	0,18
<b>15 °Brix</b>	<b>1</b>	0,04	0,32	0,04	0,33	0,04	0,33
	<b>2</b>	0,02	0,07	0,02	0,07	0,02	0,07
	<b>3</b>	0,04	0,11	0,04	0,11	0,04	0,11
	<b>4</b>	0,02	0,20	0,02	0,22	0,02	0,20
	<b>5</b>	0,02	0,23	0,02	0,23	0,02	0,38
	<b>6</b>	0,10	0,31	0,10	0,29	0,10	0,29
	<b>7</b>	0,07	0,25	0,07	0,25	0,07	0,26
	<b>8</b>	0,05	0,20	0,05	0,20	0,05	0,20



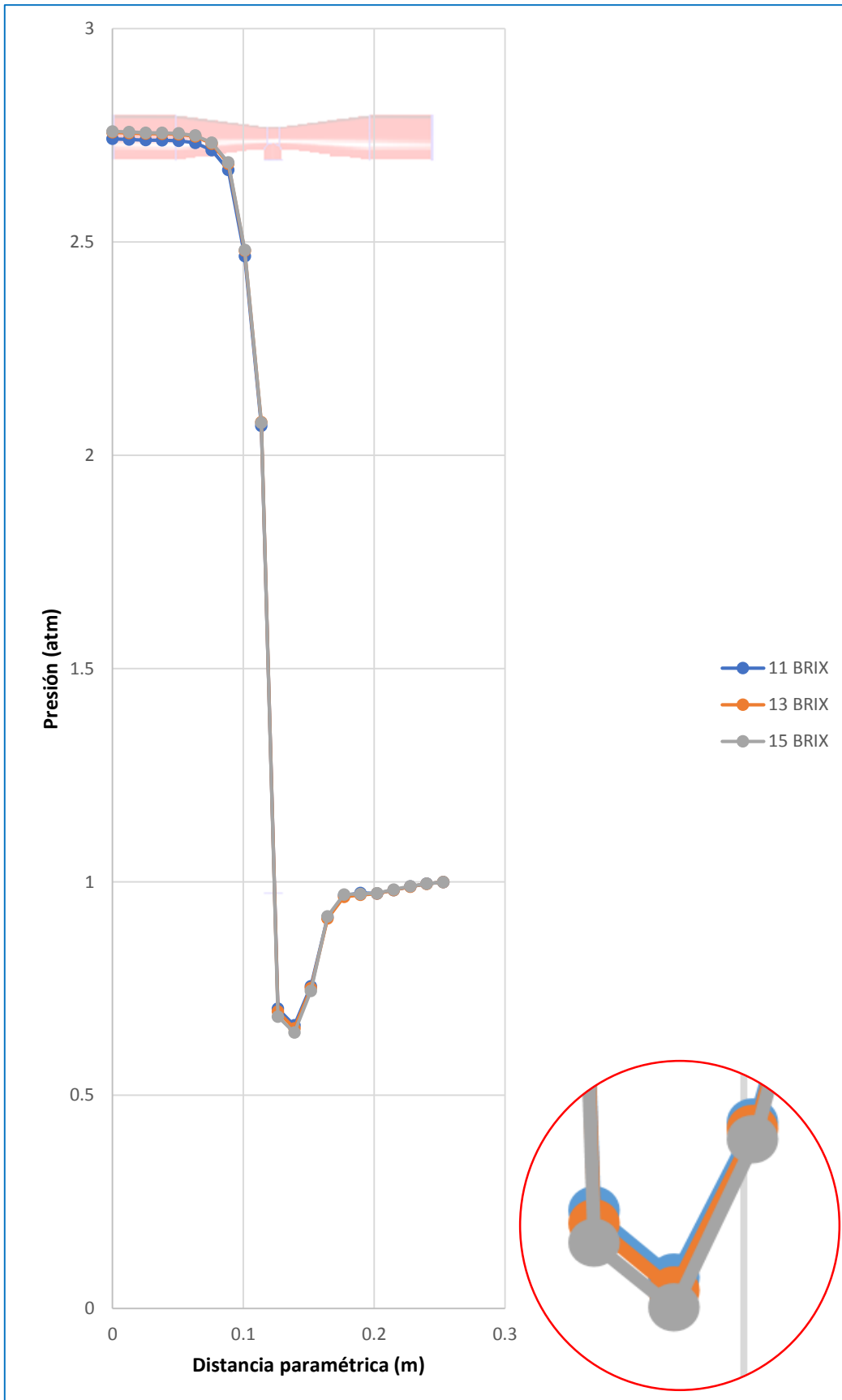
**Figura 73: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 1.**



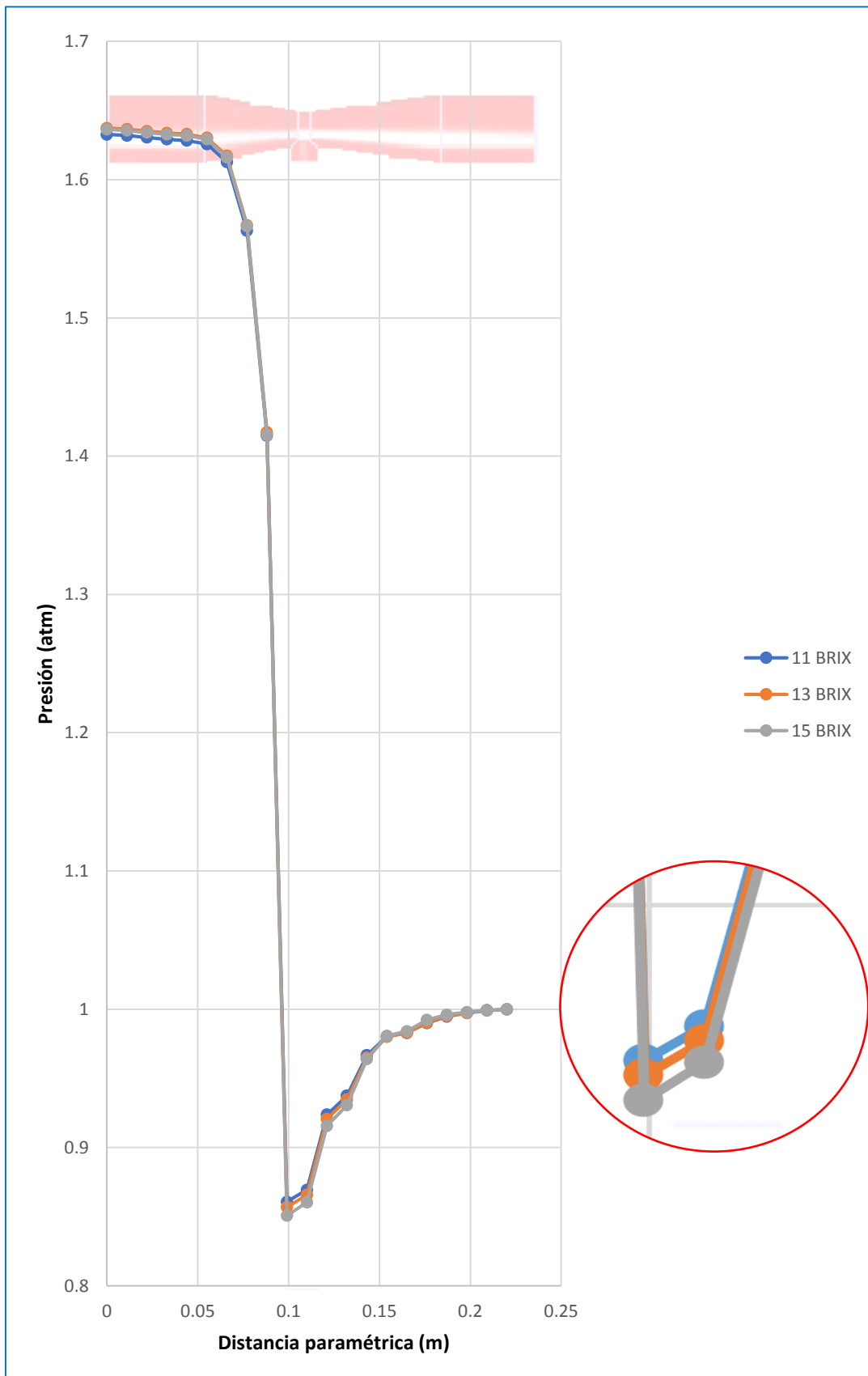
**Figura 74: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 3.**



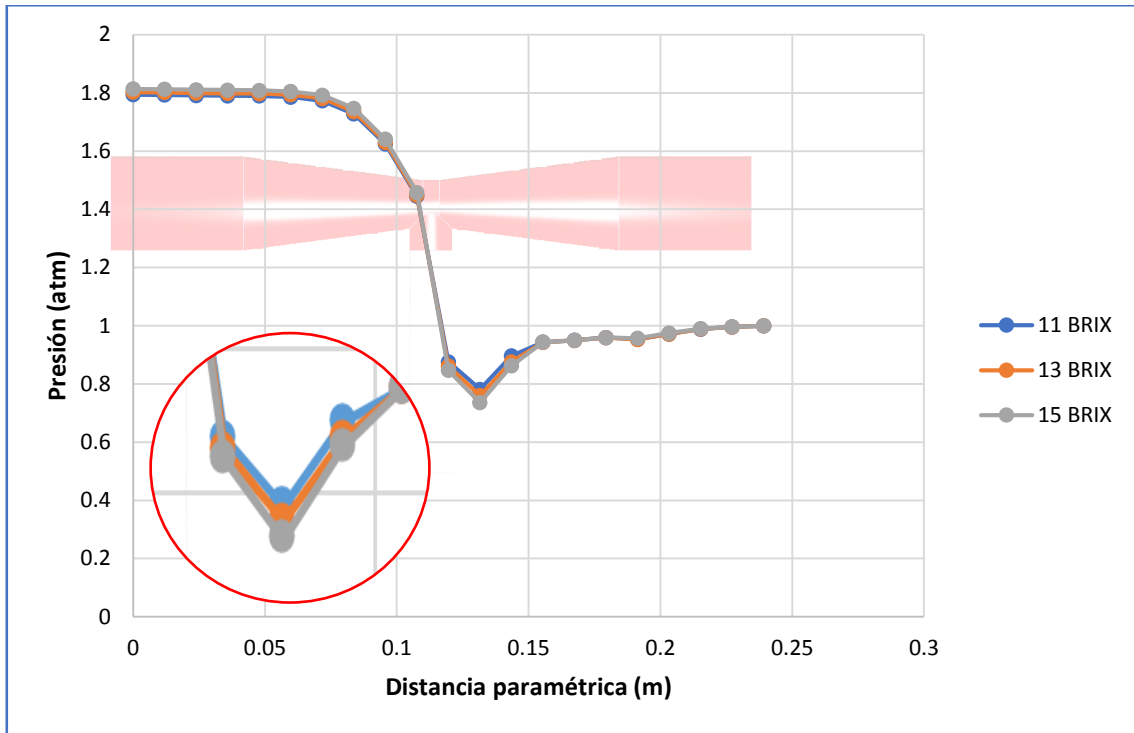
**Figura 75: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 2.**



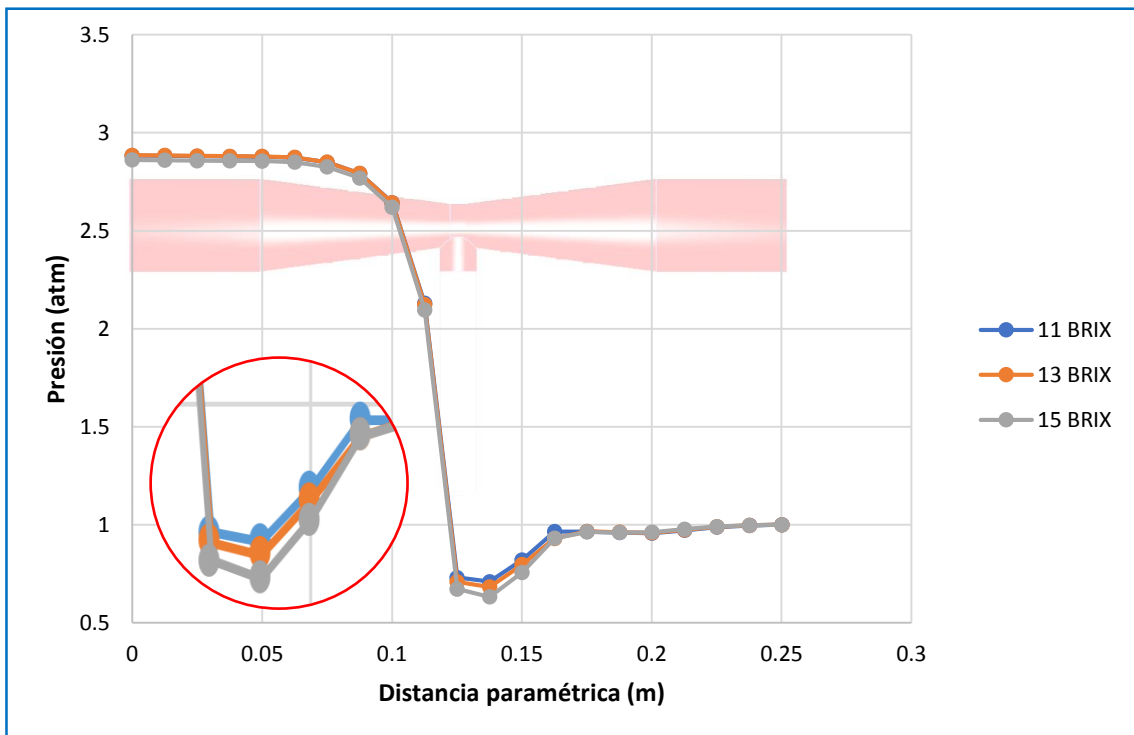
**Figura 76: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 4.**



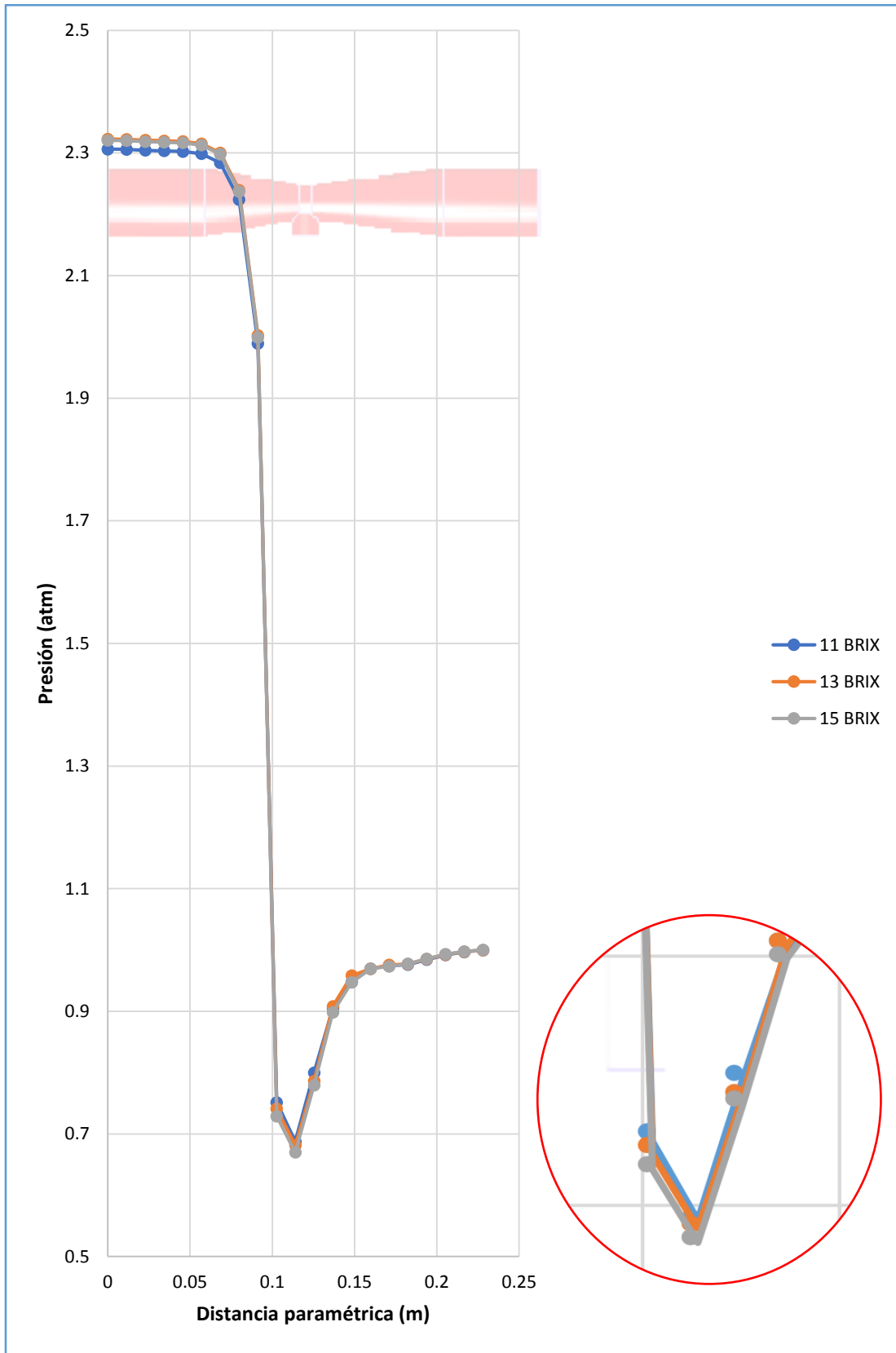
**Figura 77: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 5.**



**Figura 78: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 6.**



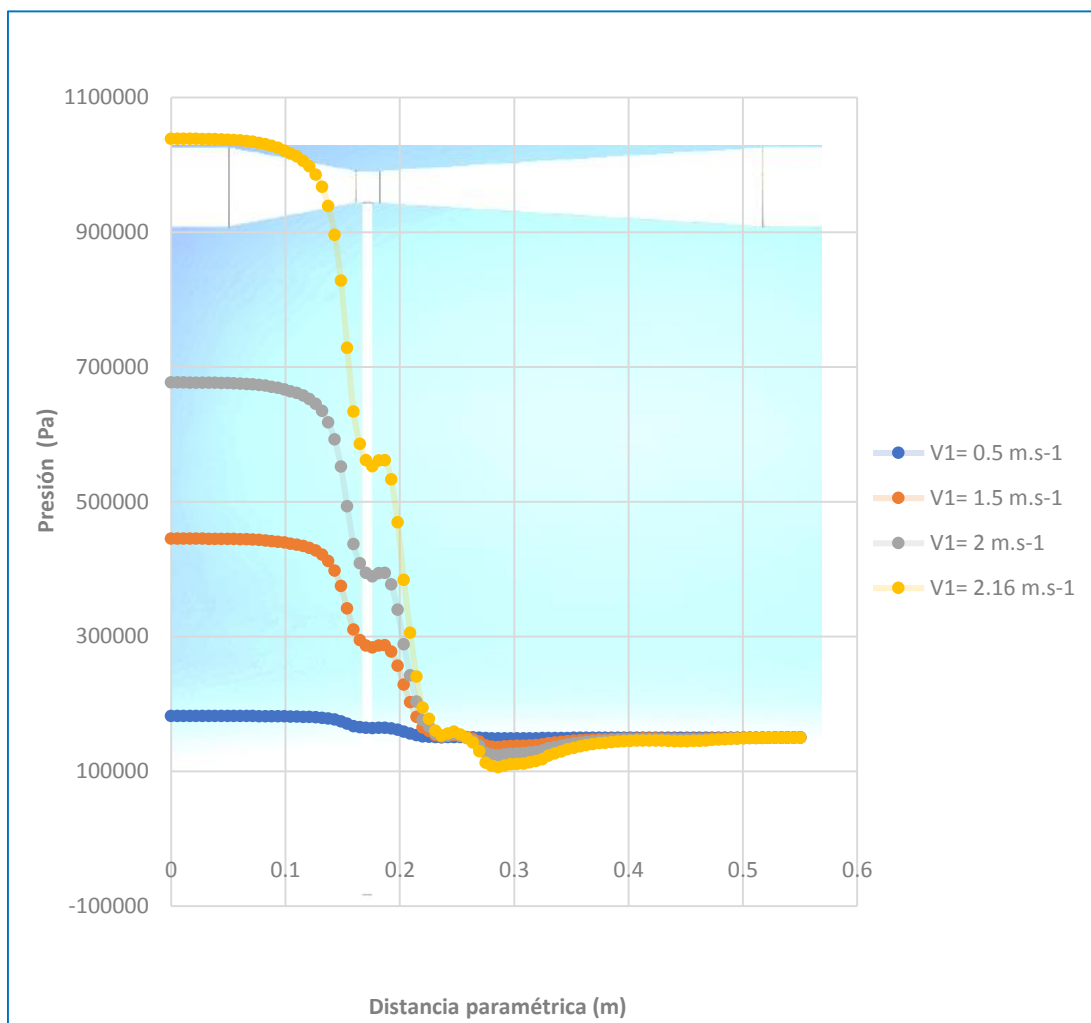
**Figura 79: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 8.**



**Figura 80: Distribución de la presión en la longitud del prototipo 7.**



Como se puede observar en las figuras anteriores la relación entre las diferencias de las presiones  $P3-P2$  y  $P1-P3$  es positiva y mayor que 1; esto hace que el factor de corrección incremente el valor del rendimiento de succión. Manzano (2008), explica que en las simulaciones que realiza usa como fluido una mezcla del agua en estado líquido y gaseoso pues su interés era realizar un análisis de cavitación. A continuación, se analizó el prototipo V1-63-0.3-6 usando las mismas condiciones de contorno detalladas en la investigación desarrollada por el Doctor Juan Manzano pero usando el *software* Autodesk Simulation CFD pero usando como fluido el agua en estado líquido.



**Figura 81: Distribución de la presión en la longitud del prototipo V1-63-0.3-6.**

Si se compara las figuras 37 y 81 se observa diferencias en la caída de presión, la relación  $(P3-P2) / (P1-P3)$  es mayor en las evaluaciones que realiza Manzano (2008) que las obtenidas cuando se realiza una prueba sin evaluar una mezcla de agua líquida y gaseosa. Las condiciones de trabajo en la investigación de Manzano (2008) ameritan evaluar dicha mezcla pues a los caudales de ingreso con los que trabaja (120 a 360 L/min) es inevitable

la cavitación; sin embargo, el presente estudio tiene como caudal de ingreso máximo 30 L/min. En el cuadro 26 se observa que, en los ocho prototipos analizados para la prueba Taguchi, el factor de corrección  $(P3-P2)/(P1-P3)$  es menor al valor de la unidad e incluso llega a valores de 0,06. Debido a esta razón y por lo explicado anteriormente, a partir de este punto no se tomó en cuenta el factor de corrección en la obtención del rendimiento de succión y nuestra nueva fórmula para obtener el rendimiento de succión será:

$$\eta = \frac{q}{Q_1} \times 100\% \quad (36)$$

Finalmente, en el cuadro 27 se presentan los nuevos valores de rendimientos de succión con los que se procedió al desarrollo de la metodología de Taguchi.

**Cuadro 27: Rendimiento de succión en los ocho dispositivos**

FLUIDO	PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)		
		REPETICIÓN 1	REPETICIÓN 2	REPETICIÓN 3
		$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$
11 °Brix	1	3,83	3,94	4,06
	2	1,76	1,79	1,91
	3	1,34	1,36	1,48
	4	1,75	1,77	1,89
	5	1,93	1,93	2,05
	6	9,68	9,70	9,82
	7	7,20	7,17	7,29
	8	4,36	4,48	4,60
13 °Brix	1	3,84	3,95	4,07
	2	1,76	1,79	1,91
	3	1,35	1,36	1,48
	4	1,78	1,80	1,92
	5	1,89	1,89	2,01
	6	9,71	9,73	9,85
	7	7,25	7,22	7,34
	8	4,38	4,50	4,62
15 °Brix	1	3,84	3,95	4,07
	2	1,77	1,80	1,92
	3	1,35	1,36	1,48
	4	1,78	1,80	1,92

«continuación»

	<b>5</b>	1,94	1,95	2,07
	<b>6</b>	9,74	9,76	9,88
	<b>7</b>	7,27	7,24	7,36
	<b>8</b>	4,38	4,51	4,63

Con estos resultados se evaluó el ETA promedio; en las figuras 82, 83 y 84 se presentan los valores de Señal / Ruido (ETA) del diseño  $L_8(2^7)$  de Taguchi, correspondientes a cada nivel de los factores en estudio, que se analizaron para los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix, respectivamente.

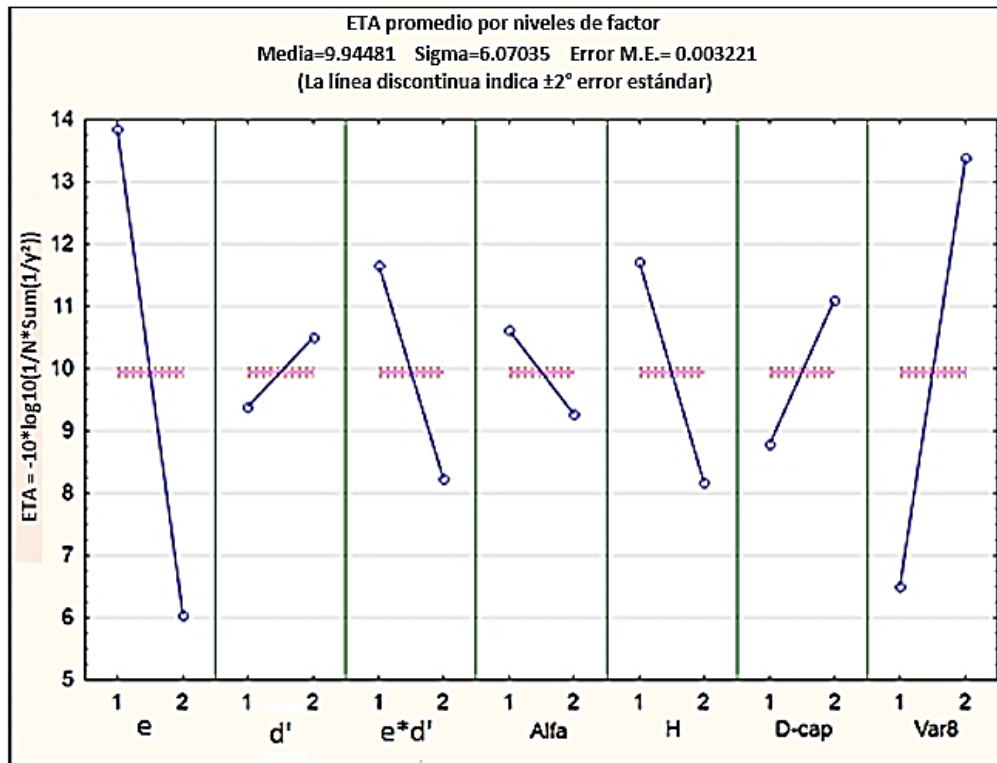
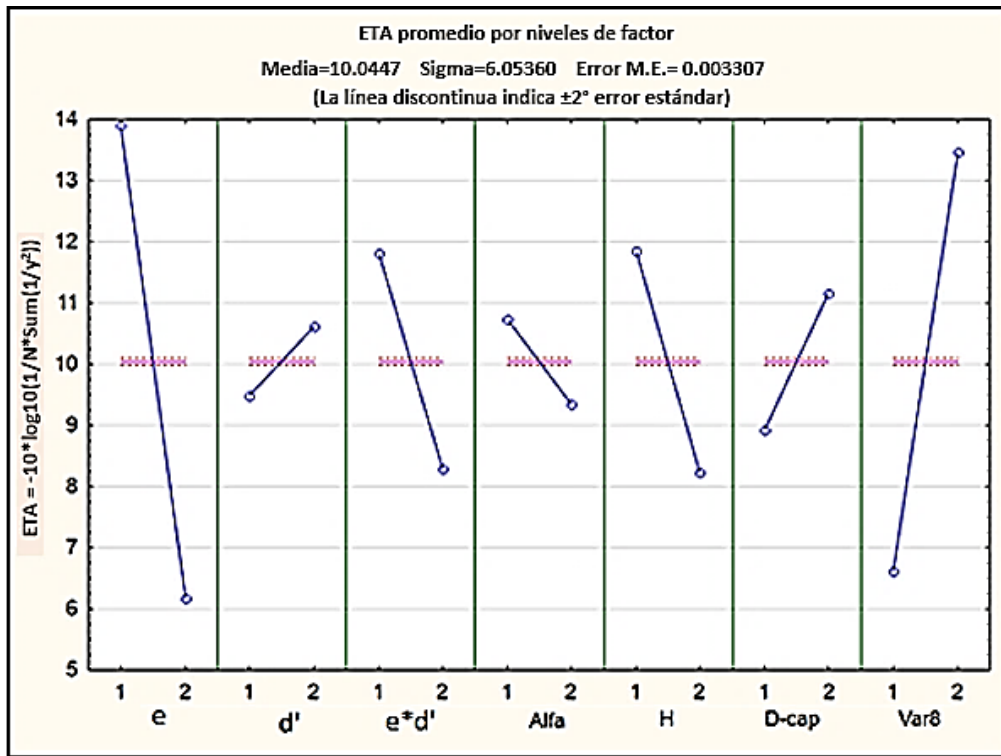
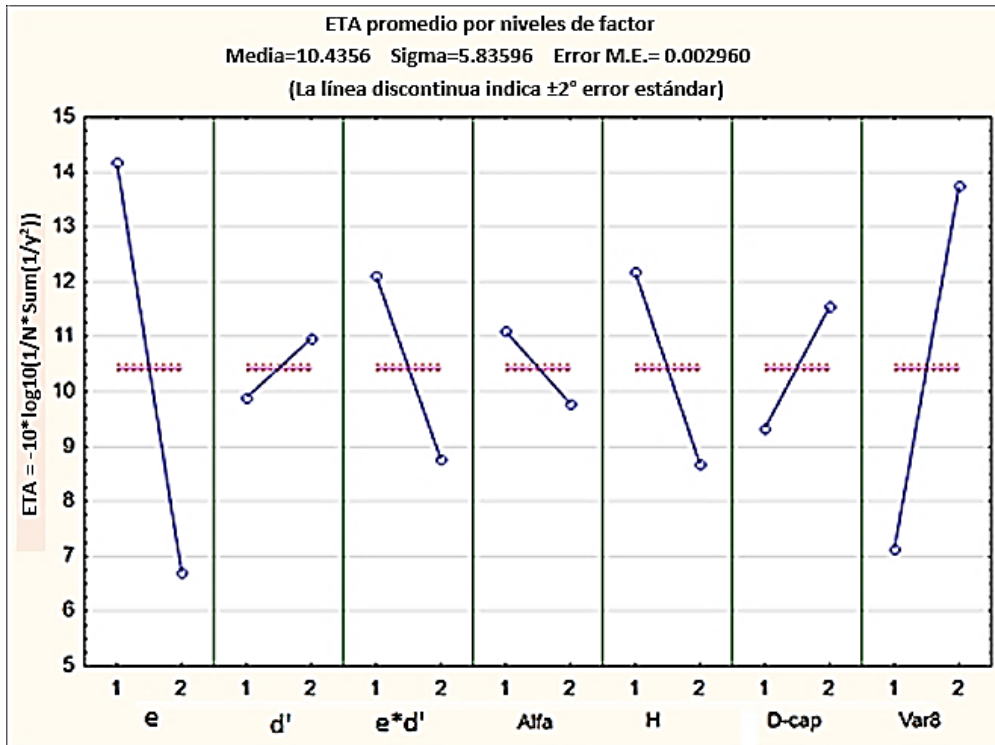


Figura 82: Valores Señal/Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi  $L_8(2^7)$  para una solución a 11 °Brix.



**Figura 83:** Valores Señal/Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi L8 (27) para una solución a 13 °Brix.



**Figura 84:** Valores Señal / Ruido (ETA) de cada factor aplicando el método de Taguchi L8(27) para una solución a 15 °Brix.

En las figuras 82, 83 y 84 se puede observar que los tres factores más significativos son: longitud de la garganta (e), el diámetro del capilar (D\_cap) y la longitud total del conducto de aspiración (H), por lo tanto, estos factores fueron tomados en cuenta para la etapa de optimización usando el método de Superficie de Respuesta.

El ángulo de convergencia ( $\alpha$ ), el diámetro de la garganta (d') también son factores significativos; sin embargo, son menos significativo que los 3 mencionados anteriormente por esta razón se tomó para las posteriores pruebas alfa como valor constante en 15° y al diámetro de la garganta (d') en 7,62 mm, puesto que en las gráficas de valores Señal / Ruido se observa que a ese nivel se genera un mejor efecto sobre el rendimiento de succión.

Con los resultados obtenidos se verifica lo obtenido por Xingfa *et al.* (2008) pues mencionan que la capacidad de succión de un dispositivo Venturi aumenta con la disminución de la longitud de la garganta (e) y en las gráficas de valores Señal / Ruido obtenidas se puede observar que en un rango de 6,35 a 9,53 mm el valor que genera un efecto positivo sobre el rendimiento de succión es el menor.

#### 4.4 OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Para la etapa de la optimización del rendimiento de succión generado por el dispositivo se usaron (para la metodología de Superficie de Respuesta) los niveles usados anteriormente para los factores de análisis en los cuales se aseguraba rendimientos positivos.

**Cuadro 28: Factores de Control para el análisis de Superficie de Respuesta con sus respectivos niveles**

FACTORES DE CONTROL	NIVEL	VALOR
e: Longitud de la Garganta (mm)	1	6,35
	2	7,62
H: Longitud total del conducto de aspiración (mm)	1	6,35
	2	9,53
D_cap: Diámetro de capilar (mm)	1	4
	2	6

Con estos niveles se generó un arreglo ortogonal el cual consta de 15 prototipos en donde se realizó las pruebas CFD; este análisis puede visualizarse en el anexo 2. Las medidas de estos 15 prototipos se pueden visualizar en el cuadro 29.

**Cuadro 29: Prototipos generados a partir del modelo ortogonal de Superficie Respuesta**

PROTOTIPO	FACTORES DE INTERÉS		
	e	H	D_cap
1	14	7,94	7
2	13	6,35	7
3	15	6,35	7
4	13	9,53	7
5	15	9,53	7
6	14	7,94	6,4
7	14	7,94	7,6
8	14	7,94	6,4
9	14	7,94	7,6
10	13	7,94	7
11	15	7,94	7
12	13	7,94	7
13	15	7,94	7
14	14	7,94	7
15	14	6,35	6,4

Después de analizar los 15 prototipos con tres repeticiones cada uno se obtuvieron los rendimientos que se visualizan en los cuadros 30, 31 y 32.

**Cuadro 30: Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 11 °Brix**

PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)		
	REPETICIÓN 1	REPETICIÓN 2	REPETICIÓN 3
	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$
1	1,54	1,55	1,55
2	7,69	7,6	7,67
3	3,16	3,21	3,22
4	3,46	3,51	3,49
5	2,58	2,64	2,63
6	2,16	2,16	2,22
7	1,89	1,8	1,89
8	1,54	1,55	1,55
9	3,12	3,14	3,18
10	2,86	2,84	2,85
11	3,39	3,4	3,43
12	2,57	2,55	2,54
13	8,33	8,37	8,41
14	5,7	5,73	5,74
15	1,54	1,55	1,55

**Cuadro 31: Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 13 °Brix**

PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)		
	REPETICIÓN 1	REPETICIÓN 2	REPETICIÓN 3
	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$
1	1,53	1,55	1,55
2	7,69	7,59	7,67
3	2,4	2,44	2,44
4	3,42	3,47	3,45

«continuación»

5	2,48	2,53	2,52
6	2,17	2,16	2,22
7	1,94	1,85	1,95
8	1,53	1,55	1,55
9	3,16	3,18	3,21
10	2,91	2,89	2,91
11	3,41	3,43	3,46
12	2,6	2,57	2,55
13	8,33	8,37	8,42
14	5,68	5,71	5,72
15	1,53	1,55	1,55

**Cuadro 32: Rendimientos de succión obtenidos de cada prototipo para 15 °Brix**

PROTOTIPO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)		
	REPETICIÓN 1	REPETICIÓN 2	REPETICIÓN 3
	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$	$\eta = (q/Q) * 100\%$
1	1,66	1,68	1,68
2	7,64	7,54	7,62
3	3,93	3,99	4
4	3,38	3,43	3,42
5	2,77	2,82	2,82
6	2,29	2,29	2,35
7	2	1,9	2,01
8	1,66	1,68	1,68
9	3,28	3,3	3,34
10	2,96	2,94	2,95
11	3,46	3,47	3,5



«continuación»

<b>12</b>	2,56	2,53	2,52
<b>13</b>	8,57	8,62	8,66
<b>14</b>	5,66	5,69	5,7
<b>15</b>	1,66	1,68	1,68

Para el análisis se creó un diseño del tipo Box-Behnken ya que como lo menciona Montgomery (2002) este diseño es un tipo de superficie de respuesta que no tiene un diseño factorial o factorial fraccionado incrustado; la característica más importante es que este modelo usa puntos de diseño los cuales se sitúan en combinaciones de los niveles altos y bajos de los factores y sus puntos medios; para nuestro caso esta creación de modelos nos ayuda a no generar un prototipo con medidas que no se pueden crear físicamente. Es decir, existen otros modelos que te permiten analizar los puntos de diseño saliéndose de los niveles altos y bajos; si quisiéramos hacer un prototipo podríamos obtener, por ejemplo, un prototipo donde el diámetro de capilar de succión ( $D_{cap}$ ) sea mayor que el espacio de longitud de la garganta ( $e$ ) y esto físicamente no se puede realizar.

Por lo mencionado anteriormente, se usó el diseño del tipo Box-Behnken y se analizó la función de respuesta para saber a qué tipo de polinomio se ajusta. Primero se analizó la función respuesta para los fluidos de 11, 13 y 15 °Brix ajustándolo el modelo a un polinomio de primer grado. Los resultados de este análisis se presentan a continuación.

Si se ajusta la función respuesta del análisis del fluido de 11 °Brix a un polinomio de primer grado se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento (\%)} = 2,31 - 0,47*(e) - 0,0041*(H) + 1,26*(D_{cap}) \quad \dots (32)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 6,42 por ciento para un  $R^2$  igual al 40,02 por ciento.

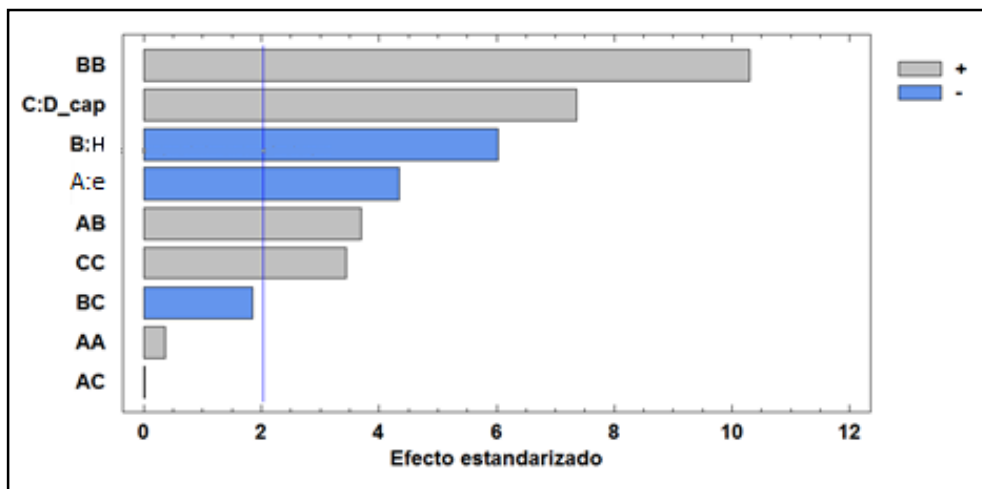
Si la función respuesta del análisis del fluido de 11 °Brix se ajusta a un polinomio de segundo grado se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento (\%)} = 32,9 - 1,87*(e) - 0,04*(H) - 6,82*(D\_cap) + 0,037*(e)^2 + 0,002*(e*H) + 0,0037*(e*D\_cap) + 0,00004*(H)^2 - 0,0018*(H*D\_cap) + 0,87*(D\_cap)^2 \dots\dots\dots(33)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 9,39 por ciento para un R<sup>2</sup> igual al 87,9 por ciento. Es por esta razón que se escoge la función respuesta del polinomio de segundo grado ya que permite obtener un rendimiento de succión mayor con una mayor precisión. En el siguiente cuadro se presenta los valores óptimos de los factores de análisis del fluido a 11 °Brix. La razón por la cual el estadístico R<sup>2</sup> es del 87,9 por ciento puede explicarse por retirar el diámetro de la garganta (d') y el ángulo de convergencia (α) en la prueba anterior. A continuación, en el cuadro 33 se presentan los valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 11 °Brix.

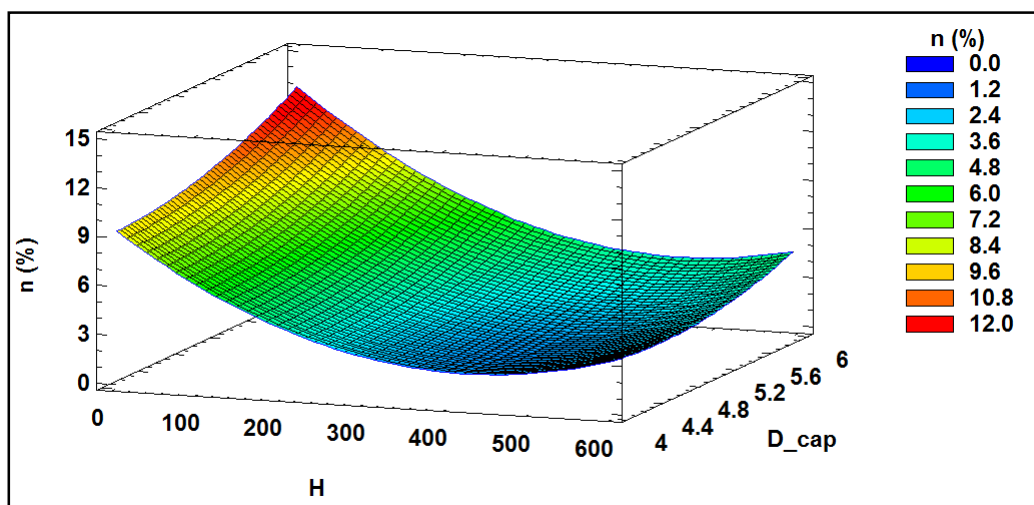
**Cuadro 33: Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 11 °Brix**

<b>VALOR ÓPTIMO DE RENDIMIENTO = 9,39%</b>				
<b>11 °Brix</b>	Factor	Nivel bajo	Nivel alto	Medida óptima
	e	6,35	9,53	6,35
	H	101,6	600	101,6
	D_cap	4	6	5,99



**Figura 85: Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix.**

En la figura 85 se puede observar el diagrama de Pareto Estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix, en donde se verifica que la longitud total del conducto de aspiración (H) genera el mayor efecto positivo sobre el rendimiento de succión; además, el diámetro de capilar (D\_cap) es el segundo en tener efecto positivo sobre el rendimiento de succión, es por ello que la superficie de respuesta estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix se expresa con estos dos factores como ejes, mientras que la longitud de garganta se mantiene constante en su medida óptima. En la figura 86 se presenta la Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix.



**Figura 86: Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 11 °Brix.**

Este mismo análisis se realizó para el fluido de 13 °Brix donde se obtuvo que si se ajusta la función respuesta a un polinomio de primer grado se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento (\%)} = 1,86 - 0,39*(e) - 0,0046*(H) + 1,28*(D\_cap) \dots \dots \dots (34)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 6,60 por ciento para un R<sup>2</sup> igual al 42,35 por ciento.

Si la función respuesta del análisis del fluido de 13 °Brix se ajusta a un polinomio de segundo grado se obtiene la siguiente ecuación:

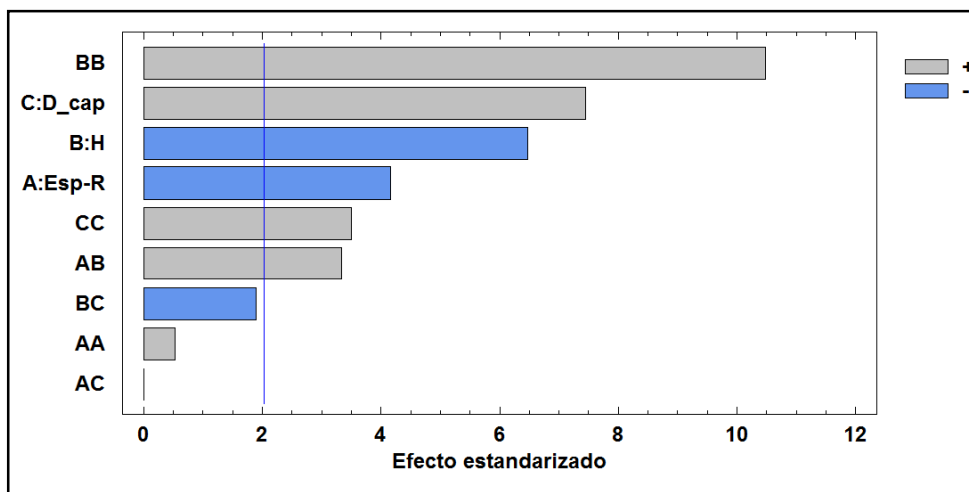
$$\text{Rendimiento (\%)} = 30,86 - 2,08*(e) - 0,04*(H) - 5,96*(D\_cap) + 0,065*(e)^2 + 0,002*(e*H) - 0,0026*(e*D\_cap) + 0,00004*(H)^2 - 0,0019*(H*D\_cap) + 0,79*(D\_cap)^2 \dots\dots\dots(35)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 9,47 por ciento para un R<sup>2</sup> igual al 88,2 por ciento.

Usando el criterio anterior se decidió escoger la función respuesta del polinomio del segundo grado. Como se mencionó anteriormente, la razón por la cual el estadístico R<sup>2</sup> es del 88,2 por ciento puede explicarse por retirar el diámetro de la garganta (d') y el ángulo de convergencia (α) en la prueba anterior. A continuación, en el cuadro 34, se presentan los valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 13 °Brix.

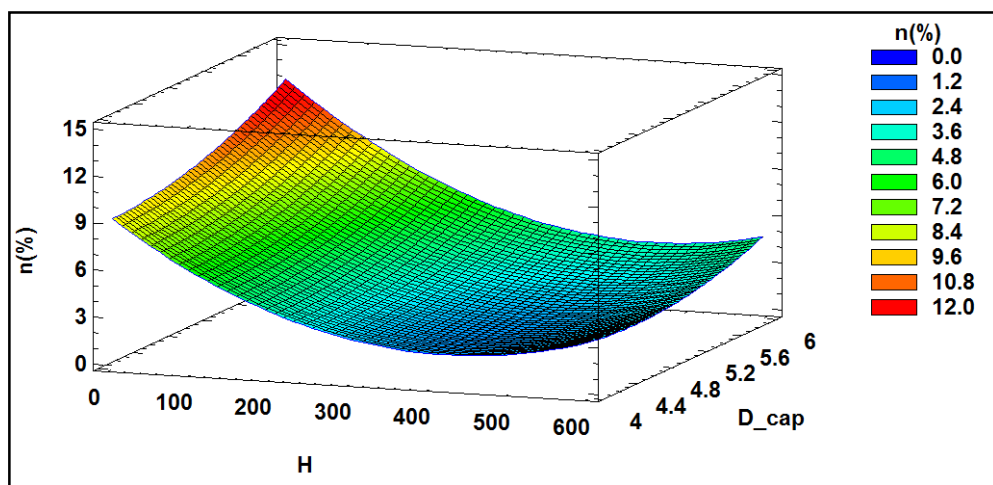
**Cuadro 34: Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 13 °Brix**

<b>VALOR ÓPTIMO DE RENDIMIENTO = 9,37%</b>				
13 °Brix	Factor	Factor	Factor	Factor
	e	6,35	9,53	6,35
	H	101,6	600	101,6
	D_cap	4	6	5,97



**Figura 87: Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 13 °Brix.**

En la figura 87 se puede observar (al igual que en el caso anterior) que el diagrama de Pareto Estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 13 °Brix verifica que la longitud total del conducto de aspiración (H) genera el mayor efecto positivo sobre el rendimiento de succión; además, el diámetro de capilar (D\_cap) es el segundo en tener efecto positivo sobre el rendimiento de succión, es por ello que la superficie de respuesta estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 13 °Brix se expresa con estos dos factores como ejes, mientras que la longitud de garganta se mantiene constante en su medida óptima. Finalmente se presenta en la figura 88 la superficie de respuesta estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 13 °Brix.



**Figura 88: Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento analizando un fluido de 13 °Brix.**

Para finalizar se realizó el mismo análisis para el fluido de 15 °Brix donde se obtuvo que si se ajusta la función respuesta a un polinomio de primer grado se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento (\%)} = 2,23 - 0,44*(e) - 0,0044*(H) + 1,26*(D\_cap) \dots \dots \dots (36)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 6,96 por ciento para un R<sup>2</sup> igual al 42,4 por ciento.

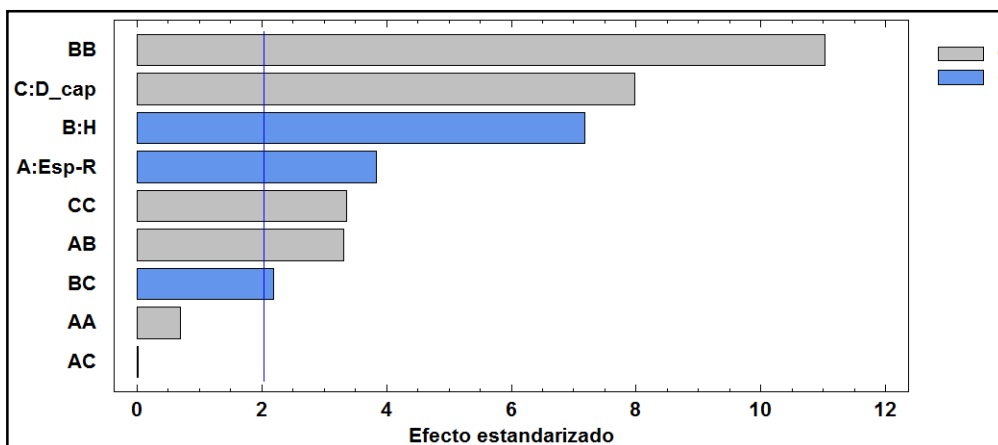
Si la función respuesta del análisis del fluido de 15 °Brix se ajusta a un polinomio de segundo grado se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{Rendimiento (\%)} = 30,86 - 2,08*(e) - 0,039*(H) - 5,96*(D\_cap) + 0,065*(e)^2 + 0,002*(e*H) - 0,0026*(e*D\_cap) + 0,00004*(H)^2 - 0,002*(H*D\_cap) + 0,79*(D\_cap)^2 \dots\dots\dots(37)$$

De la cual se obtiene un rendimiento máximo de succión del 8,51 por ciento para un R<sup>2</sup> igual al 89,2 por ciento. Usando el criterio anterior se decidió escoger la función respuesta del polinomio del segundo grado. Como se mencionó anteriormente, la razón por la cual el estadístico R<sup>2</sup> es del 89,2 por ciento puede explicarse por retirar el diámetro de la garganta (d') y el ángulo de convergencia (α) en la prueba anterior. A continuación, en el cuadro 35, se presentan los valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 15 °Brix.

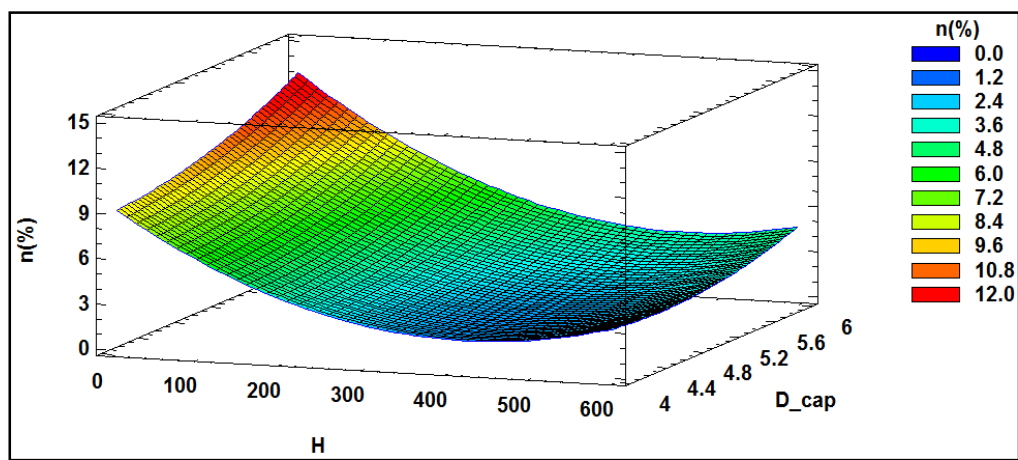
**Cuadro 35: Valores óptimos para los factores de análisis del fluido a 15 °Brix**

<b>VALOR ÓPTIMO DE RENDIMIENTO =</b>				
<b>9,47%</b>				
<b>15 °Brix</b>	Factor	Factor	Factor	Factor
	e	6,35	9,53	6,35
	H	101,6	600	101,6
	D_cap	4	6	6



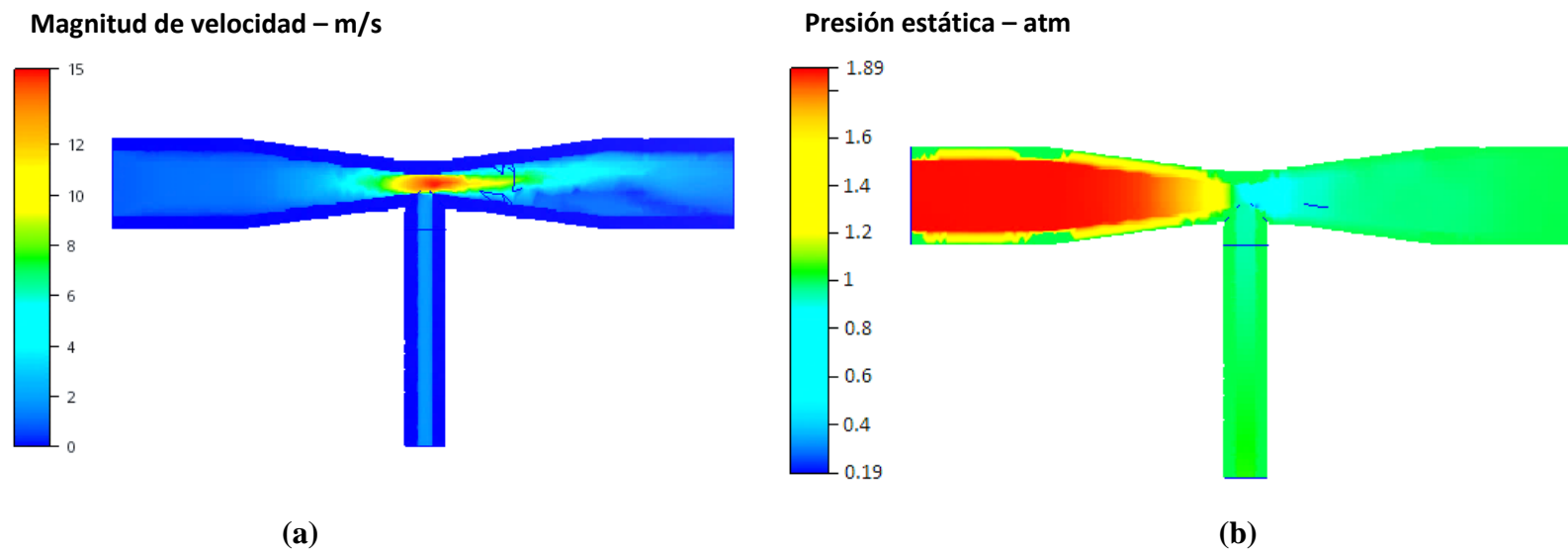
**Figura 89: Diagrama de Pareto Estimada para el Rendimiento de succión analizado en un fluido de 15 °Brix.**

En la figura 89 se puede observar que el diagrama de Pareto Estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 15 °Brix muestra que la longitud total del conducto de aspiración (H) genera el mayor efecto positivo sobre el rendimiento de succión; además, el diámetro de capilar (D\_cap) es el segundo en tener efecto positivo sobre el rendimiento de succión, es por ello que la superficie de respuesta estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 15 °Brix se expresa con estos dos factores como ejes mientras que la longitud de garganta se mantiene constante en su medida óptima. Finalmente se presenta en a figura 90 la superficie de respuesta estimada para el rendimiento de succión analizado en un fluido de 15 °Brix



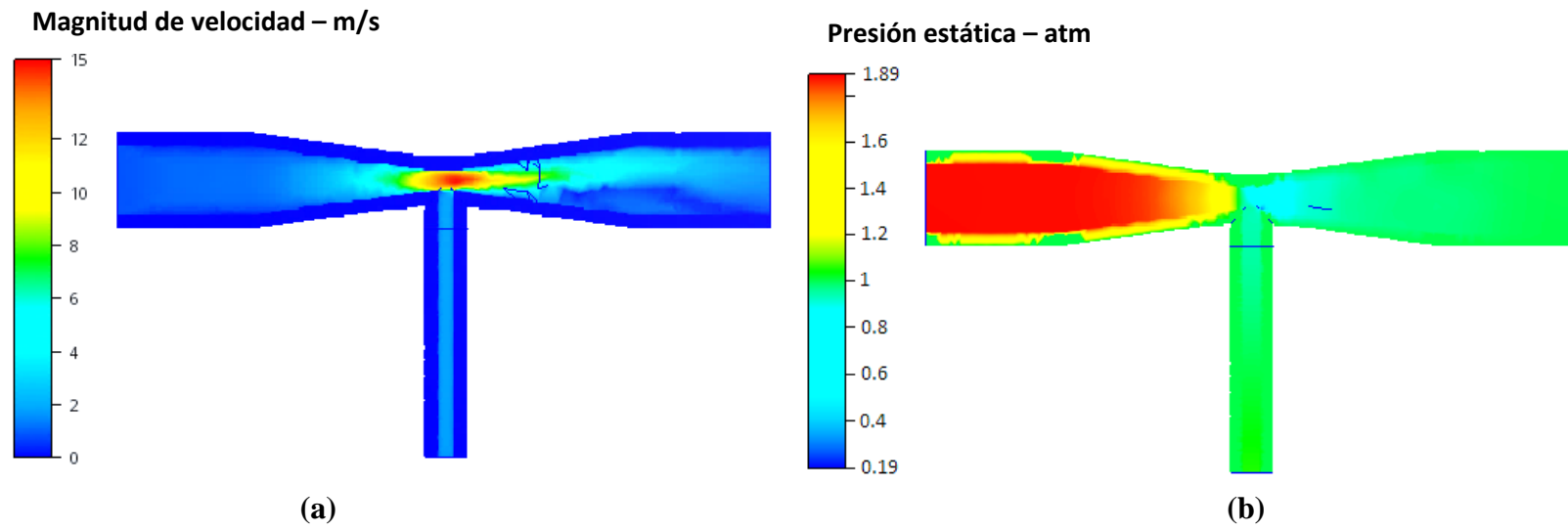
**Figura 90: Superficie de Respuesta Estimada para el Rendimiento analizando un fluido de 15 °Brix.**

En vista de que los modelos geométricos óptimos, resultado de la prueba de superficie de respuesta (MSR), para cada evaluación de fluido (11, 13 y 15 °Brix) fueron iguales se creó un prototipo final el cual se sometió a simulación del paso de los tres fluidos y se verificó el rendimiento de succión. A continuación, en las figuras 91, 92 y 93 se visualiza el patrón de velocidades y presión en la evaluación simulada de los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix los cuales serán comparados con los resultados estimados de la superficie respuesta.

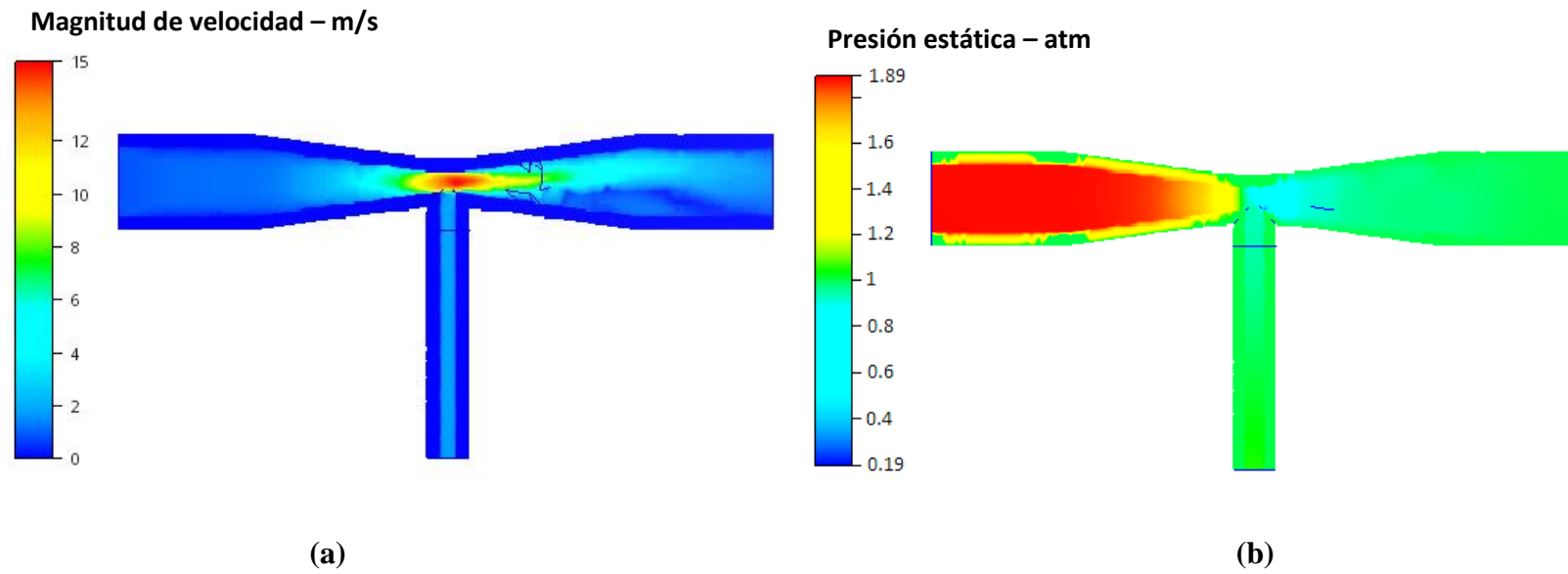


**Figura 91: Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 11 °Brix.**



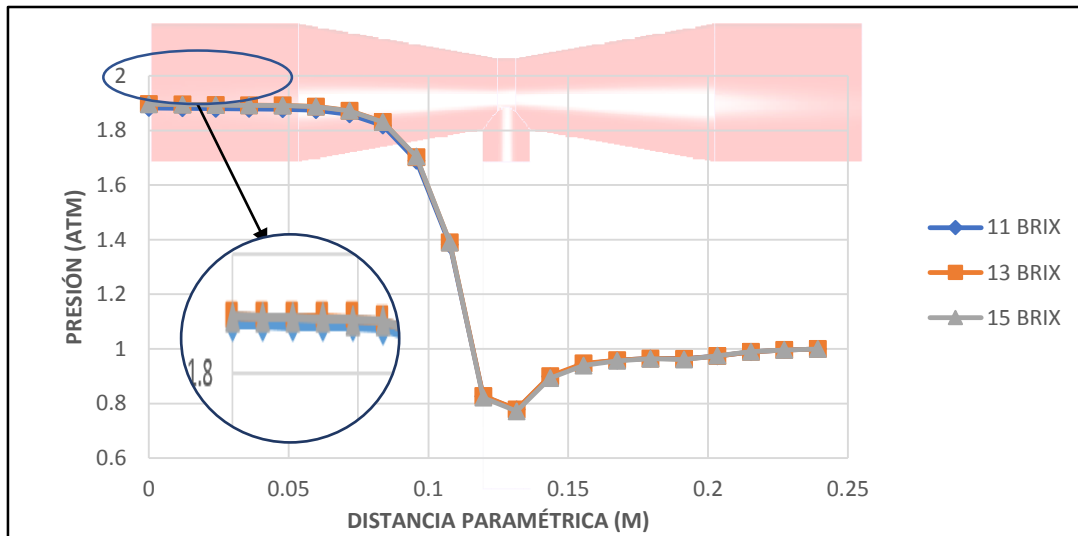


**Figura 92: Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 13 °Brix.**



**Figura 93: Patrón de velocidad (a) y presión (b) en la evaluación del fluido a 15 °Brix.**

A continuación, se presenta en la figura 94 la distribución de la presión en la longitud del tubo Venturi final.



**Figura 94: Distribución de la presión en la longitud del tubo Venturi final.**

Como se puede observar en la figura 92 la caída de presión que se da por efecto del tubo Venturi es similar en los tres fluidos ya que la densidad y viscosidad dentro de estos fluidos no varía considerablemente como se puede observar en los cuadros 9 y 12.

#### 4.5 VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL DISEÑO ÓPTIMO

La comparación de los rendimientos de succión, a un caudal de ingreso de 30 L/min, entre los pronosticado por la superficie respuesta y la simulación se puede verificar en el cuadro 36.

**Cuadro 36: Comparación del rendimiento de succión obtenido del MSR frente al rendimiento de la simulación**

FLUIDO	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)	
	MÉTODO SUPERFICIE DE RESPUESTA	SIMULACIÓN
11 °Brix	9,39	10,56
13 °Brix	9,37	10,54
15 °Brix	9,47	10,56

En el cuadro anterior se puede observar que el dispositivo Venturi óptimo creado para los tres tipos de fluidos genera mayor rendimiento en los tres casos. Este fenómeno se explica por el  $R^2$  de las evaluaciones, ya que ninguna es cercana a 100% sino que son 87,9%; 84,3% y 85,7% para los casos de 11, 13 y 15 °Brix, respectivamente. Además, no se analizaron en la superficie de respuesta algunos factores importantes de la geometría del tubo Venturi demostradas con la metodología de Taguchi. Por lo tanto, al ser el resultado de la metodología de superficie respuesta similar en cada caso se procedió a su fabricación y su posterior validación.

Para la validación de la simulación se procedió a simular el paso de los fluidos de 11, 13 y 15 °Brix por el prototipo óptimo que fue el resultado del análisis anterior. El paso de los fluidos se realizó usando un caudal de ingreso en un rango de 10 a 30 L/min para obtener una relación de lo simulado con la realidad. A continuación, en el cuadro 37, se presenta la comparación de un entorno simulado y real para el fluido a 11, 13 y 15 °Brix y en el cuadro 38 el error de la comparación.

**Cuadro 37: Comparación de un entorno simulado y real para el fluido a 11, 13 y 15 °Brix**

FLUIDO	CAUDAL PRINCIPAL (L/min)	$\Delta P$ (Pa)		RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)	
		Simulación	Realidad	Simulación	Realidad
11 °Brix	10	10342,4	9639,1	12,13	11,58
	15	22590,9	20806,2	11,40	9,81
	20	39892,6	36382,1	10,96	9,18
	25	62302,1	56196,5	10,71	7,79
	30	89439,1	80137,4	10,56	7,33
13 °Brix	10	10445,5	9683,0	12,15	11,56
	15	22815,5	20853,4	11,42	9,78
	20	40348,6	36555,8	10,97	9,30
	25	62967,2	56481,6	10,70	7,75
	30	90838,9	80937,4	10,54	7,30

«continuación»

15 °Brix	10	10543,7	9710,8	12,23	11,64
	15	22989,4	21012,3	11,43	9,81
	20	40537,9	36443,6	10,97	9,27
	25	63098,1	55968,0	10,71	7,75
	30	90806,3	79364,7	10,56	7,29

**Cuadro 38: Error de los resultados de un entorno simulado y real para el fluido a 11, 13 y 15 °Brix**

FLUIDO	CAUDAL PRINCIPAL (L/min)	$\Delta P$ (Pa)	RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)
11 °Brix	10	7,3	4,8
	15	8,6	16,3
	20	9,6	19,4
	25	10,9	37,5
	30	11,6	44,1
13 °Brix	10	7,9	5,1
	15	9,4	16,7
	20	10,4	18,0
	25	11,5	38,0
	30	12,2	44,4
15 °Brix	10	8,6	5,1
	15	9,4	16,5
	20	11,2	18,3
	25	12,7	38,2
	30	14,4	44,9

Como se puede observar en el cuadro 18 el rango del error de la variación de presiones va de un 8,1% a 13,6% mientras que en el cuadro 38 el error de la variación de presiones va de un 7,3% a 14,4%; esto nos indica que las consideraciones iniciales al realizar la simula\_

ción fueron correctas. Este margen de error, como se consideró anteriormente, se debe a la gasificación de la muestra durante la experimentación, perturbando así el cálculo.

Al volver a comparar estos cuadros se observa que el caudal de succión que en el cuadro 18 nos muestra un margen de error de 7% a 11,1% contrasta mucho con el valor obtenido en el cuadro 37 un rango de error que va de 4,8% a 44,9%; este error se incrementa conforme aumenta el caudal principal.

Es necesario explicar que durante la experimentación apareció un sonido proveniente del tubo Venturi final que el tubo Venturi inicial que se usó para la validación no presentaba. Con respecto a este fenómeno Manzano (2008) menciona que dicho sonido es proveniente de la cavitación; este fenómeno coincide con una disminución de la succión y de las presiones en garganta. Como lo menciona Creus (2011) el estrangulamiento del fluido hace que las presiones que sufre el mismo sean mínimas, por consiguiente, las propiedades del fluido varían haciendo que el fluido pase de estado líquido a estado gaseoso por instantes. Este fenómeno, como lo mencionan Cengel y Cimbala (2012), genera vibraciones y ruido molestos los cuales afectan el rendimiento de cualquier dispositivo. Este fenómeno de cavitación explica porque la simulación presenta un nivel bajo de error en la diferencia de presiones, mientras que dicho error se amplía cuando evaluamos la succión que debería generar el dispositivo.

Franc y Michel (2004) mencionan que si existen vacíos durante el flujo del fluido es posible que se presente la cavitación; como ya se mencionó anteriormente durante el uso del módulo hidráulico es inevitable la gasificación del fluido principal ya que la recirculación del fluido genera este efecto.

Franc y Michel (2004) adicionalmente mencionan que no es necesario que el fluido aumente su temperatura para que suceda la cavitación ya que este fenómeno puede darse de manera isotérmica; esto se pudo constatar durante las pruebas pues la variación de la temperatura al inicio y al final fueron de aproximadamente 5 °C. Cabe resaltar que el intervalo de tiempo entre las pruebas haciendo uso de modulo hidráulico debe de ser 10 minutos pues la bomba centrifuga se calienta y esto puede afectar el resultado de las pruebas.

A continuación, se presenta el cálculo del paso del agua a través del tubo Venturi por el prototipo final para evaluar el error que genera el prototipo. En los cuadros 39 y 40 se presenta la comparación de un entorno simulado y real para el agua y el error de estos resultados.

**Cuadro 39: Comparación de un entorno simulado y real para el agua**

<b>CAUDAL PRINCIPAL (L/min)</b>	<b><math>\Delta P</math> (Pa)</b>		<b>RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)</b>	
	Simulación	Realidad	Simulación	Realidad
10	9926,82	9981,30	12,12	12,58
15	21694,70	19962,60	11,31	12,63
20	38379,02	35932,68	10,97	9,28
25	59684,23	57226,12	10,76	6,83
30	85861,03	81181,24	10,69	6,09

**Cuadro 40: Error de los resultados de un entorno simulado y real para el agua**

<b>CAUDAL PRINCIPAL (L/min)</b>	<b><math>\Delta P</math> (Pa)</b>	<b>RENDIMIENTO DE SUCCIÓN (%)</b>
10	0,55	3,62
15	8,68	10,42
20	6,81	18,19
25	4,30	57,52
30	5,76	75,62

Como se puede observar, presenta la misma tendencia que la anterior prueba; la succión se perturba por la cavitación mientras que la diferencial de presión presenta un margen pequeño del error.

Para poder explicar mejor este fenómeno se procedió a calcular el número de cavitación; para esto se usó el cuadro de propiedades del agua saturada mencionada en el anexo 3.

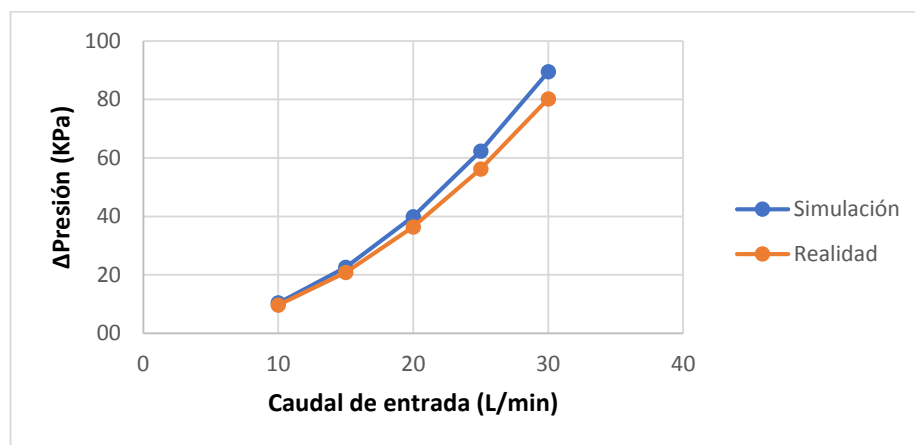
Para este cálculo se consideró que el agua circuló por el tubo Venturi a 24 °C.

**Cuadro 41: Cálculo del número de cavitación**

Q (L/min)	PRESIÓN ESTÁTICA (Pa)	VELOCIDAD (m/s)	$\sigma$
10	97276,31	4,36	10,25
15	92048,84	6,53	4,31
20	84951,53	8,71	2,24
25	75691,34	10,88	1,28
30	64847,56	13,05	0,76

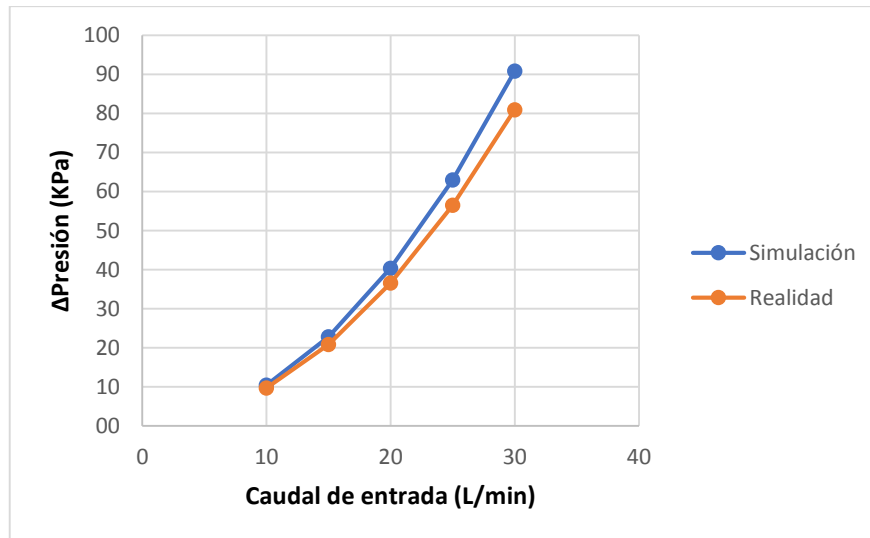
Como se puede observar, a caudales de ingreso de 20, 25 y 30 L/min los números de cavitación obtenidos son bajos; por ende, nos encontramos frente al fenómeno de cavitación; aunque Manzano (2008) menciona que el número de cavitación debe oscilar entre 1 y 1,5 nosotros encontramos distorsión a un numero de 2,24, esto puede explicarse por las burbujas generadas por el efecto de recirculación en el módulo hidráulico.

En la figura 95, 96 y 97 se visualiza la relación de la caída de presión generado por el caudal principal para un fluido de 11 °Brix para los resultados de las pruebas de simulación y la experimentación.

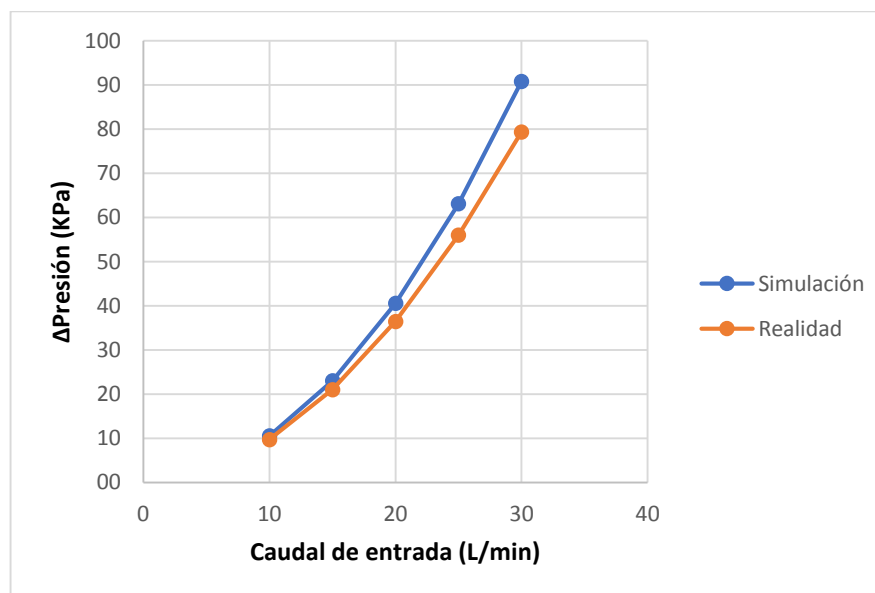


**Figura 95: Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 11 °Brix.**





**Figura 96: Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 13 °Brix.**



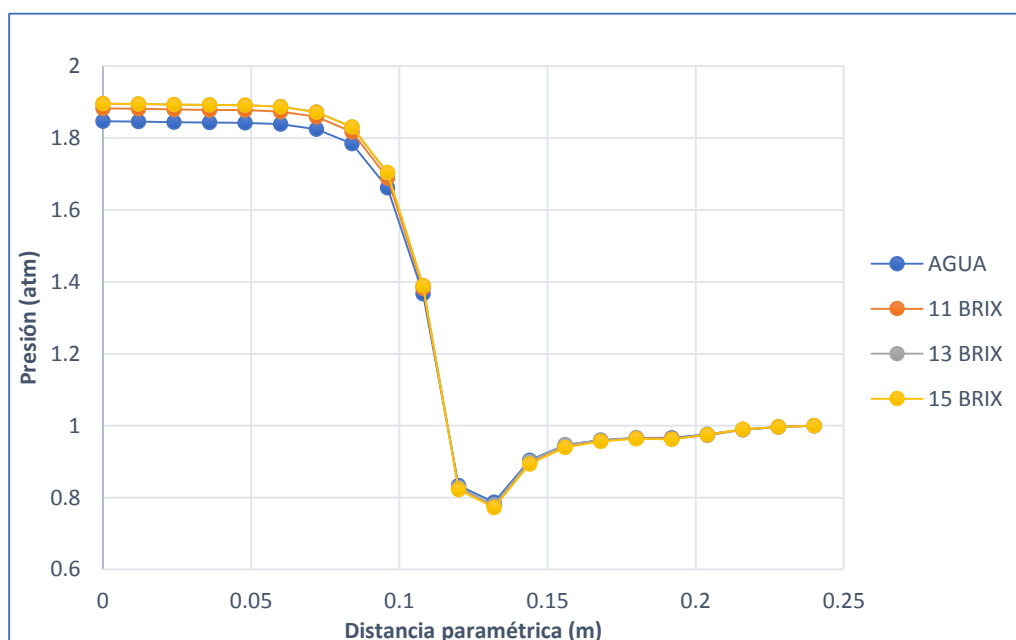
**Figura 97: Relación de la caída de presión (KPa) y el caudal de entrada (L/min) para el fluido a 15 °Brix.**

Manzano (2008) menciona que a mayor caudal ingresado mayores son las caídas de presiones generadas, esto se refleja en los resultados que se pueden visualizar en las figuras 95, 96 y 97. En estas figuras se observa que la caída de presión aumenta conforme se eleva el caudal de ingreso del fluido al tubo Venturi.

Vargas *et al.* (2007) encontraron rendimientos de succión en un rango de 0,5 a 9,18 por ciento para caídas de presión de 34,32 a 328,51 kPa evaluado en agua; siendo el prototipo “4” donde se encontró una mayor succión.

En este trabajo se encontró que con caídas de presiones menores generadas por el dispositivo óptimo y detallado en los cuadros 38 y 39 se obtuvo similares rendimientos de los que mencionan Manzano (2008) y Vargas *et al.* (2007) siendo el máximo rendimiento de succión evaluado 11,58; 11,56 y 11,64 por ciento para los fluidos a 11, 13 y 15 °Brix.

En la figura 98 se presenta la caída de presión generada por el tubo Venturi evaluando el paso de agua y soluciones de 11, 13 y 15 °Brix.



**Figura 98: Caída de presión generada por el dispositivo Venturi en agua y soluciones de 11, 13 y 15 °Brix.**

Como se puede observar la caída de presión generada por las soluciones de 11, 13 y 15 °Brix son muy cercanas al generado por el agua, adicionalmente se puede visualizar que a mayor viscosidad la caída de presión generada es mayor.

Se hicieron las pruebas para dosificar un aditivo en una matriz alimentaria; para ello se usó muestras de 200 mL de soluciones a 11, 13 y 15 °Brix, a estas muestras se le agrego ácido cítrico para llevarlas de su pH inicial a un pH cercano a 2; por esta razón se le agregaron

1,7 g de ácido cítrico por cada 100 ml. Los resultados de la prueba se muestran a continuación en los cuadros 42, 43 y 44.

**Cuadro 42: Prueba de dosificación para un fluido de 11 °Brix**

SOLUCIÓN INICIAL		SOLUCIÓN CONCENTRADA		SOLUCIÓN FINAL	
pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)
6,40	2050	1,96	200	4,94	2250
6,60	2100	1,96	200	5,00	2300
6,60	2120	1,96	200	5,10	2320
6,59	2150	1,96	200	4,90	2350

**Cuadro 43: Prueba de dosificación para un fluido de 13 °Brix**

SOLUCIÓN INICIAL		SOLUCIÓN CONCENTRADA		SOLUCIÓN FINAL	
pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)
6,45	2120	1,96	200	5,15	2320
6,55	2150	1,96	200	5,05	2350
6,60	2130	1,96	200	4,95	2330
6,57	2110	1,96	200	5,08	2310

**Cuadro 44: Prueba de dosificación para un fluido de 15 °Brix**

SOLUCIÓN INICIAL		SOLUCIÓN CONCENTRADA		SOLUCIÓN FINAL	
pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)	pH	Volumen (mL)
6,49	2130	1,96	200	4,97	2330
6,52	2170	1,96	200	5,12	2370
6,65	2135	1,96	200	5,31	2335
6,60	2145	1,96	200	4,95	2345

Como se observa en los cuadros 41, 42 y 43 es posible dosificar aditivos alimentarios como el ácido cítrico (agente regulador de pH) haciendo uso del dispositivo Venturi cuando por éste circulan fluidos a 11, 13 y 15 °Brix. Como se puede observar las cantidades de succión y la regulación del pH son similares.

## V. CONCLUSIONES

- La combinación de la metodología CFD y las metodologías estadísticas permiten evaluar de manera más eficazmente el experimento.
- Se demostró que el ángulo de divergencia es muy importante, ya que cuando toma los valores de 7 a 14 grados no generaba succión; solo con el valor de 15 grados se generó succión, por esta razón se tomó a este valor como el ángulo de divergencia.
- La metodología de Taguchi arroja que las cinco variables analizadas (ángulo de convergencia, longitud de la garganta, diámetro de la garganta, altura y el diámetro del capilar) tuvieron efecto significativo ( $p < 0,05$ ) sobre el rendimiento de succión para las tres concentraciones de soluciones ensayadas (11, 13 y 15 °Brix), de las cuales se tomaron para la optimización con superficie respuesta las tres que presentaron mayores Valores Señal / Ruido (ETA): la longitud total del conducto de aspiración, diámetro del capilar y longitud de la garganta.
- Mediante el método de Superficie de Respuesta se determinaron las dimensiones de la longitud total del conducto de aspiración, diámetro del capilar y longitud de la garganta, que maximizan el rendimiento de succión del Venturi (10,56; 10,54 y 10,56 por ciento, correspondiente a la solución de 11, 13 y 15 °Brix respectivamente), las cuales fueron: 101,6; 6 y 6,35 mm; respectivamente.
- Mediante pruebas simuladas con el prototipo virtual construido con las dimensiones obtenidas a partir de la optimización con el método de Superficie de Respuesta, se obtuvieron los rendimientos de succión máximo de 9,39; 9,37 y 9,47 por ciento, correspondiente a las soluciones de 11, 13 y 15 °Brix respectivamente cuando se usa un caudal principal de 30 L/min.

- Mediante pruebas realizadas en el prototipo real construido con las dimensiones obtenidas a partir de la optimización con el método de Superficie de Respuesta, se obtuvo los rendimientos de succión máximos de 11,58; 11,56 y 11,64 por ciento para 11, 13 y 15 °Brix, respectivamente.
- La cavitación es un proceso que perturba el funcionamiento del tubo Venturi haciendo que la succión disminuya.
- Se ha comprobado que la relación entre la pérdida de carga y la rugosidad generada por la construcción del equipo en el conducto genera distorsión en los resultados reales de rendimiento, es por ello que es importante hacer una validación inicial para conseguir una buena relación entre la simulación y la realidad.
- Es posible dosificar ácido cítrico disuelto en solución dentro de soluciones de sacarosa a 11, 13 y 15 °Brix para regular la acidez del fluido.

## VI. RECOMENDACIONES

- Cuando se genere el dispositivo virtual en cualquier *software* de modelamiento se recomienda guardar el archivo en formato “STL” para no tener problemas de lectura en el *software* Autodesk Simulation CFD®.
- Es importante hacer una validación previa de la simulación y la realidad para no obtener errores en las posteriores etapas del estudio.
- Cuando se realice la simulación es preferible no usar otro programa “pesado” al mismo tiempo ya que puede generarse problemas en el funcionamiento del programa.
- Para realizar la impresión 3D exportar el sólido en formato “STL” para que el *software* de la impresora 3D lo pueda leer.
- Al momento de realizar la impresión 3D preparar adecuadamente la base de la impresora pues el tubo Venturi al ser grande puede desprenderse de la base y de esta manera se pierde la impresión; considerar que este proceso dura alrededor de ocho horas, es por esta razón que no se puede vigilar a cada instante el proceso de impresión.
- Cuando se realicen las pruebas en el módulo hidráulico dejar un tiempo de cinco minutos de recirculación para estabilizar la presión dentro del sistema.
- Para la evaluación de los fluidos realizar primero las pruebas de menor a mayor concentración; entre las pruebas de diferentes concentraciones recircular agua dentro sistema.
- Al realizar el análisis con simulación se debe contar con un *software* como el FLUENT que permite trabajar casos de cavitación y así evitarlo.

## VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Atarés, L. 2015. Manual: determinación de la densidad de un líquido con el método del picnómetro (en línea). Valencia, España, Universidad Politécnica de Valencia. Consultado 18 nov. 2017. Disponible en <https://goo.gl/VsMM44>.
- Campos, O. 2008. Informe técnico programa de cómputo para dimensionar medidores de flujo por presión diferencial en líquidos. Tesis Ing. México, Instituto Politécnico Nacional. 101 p.
- Cengel, Y; Cimbala, J. 2012. Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. México, Mc Graw Hill.
- Chen, W; Du, X; Jin, R. 2003. The use of metamodeling techniques for optimization under uncertainty. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 25(2):99-116.
- Contreras, C. 2001. Apuntes de física. Viña del Mar, Chile, Universidad Técnica Federico Santa María.
- Crane Corporation, Estados Unidos. 1992. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México, McGraw Hill. 198 p.
- Creus, A. 2011. Instrumentación industrial. 8 ed. Ciudad de México, México, Alfaomega. 792 p.
- Da-Wen, S; Bin, X. 2002. Applications of Computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review. *Computers and electronics in agriculture* 34:5–24.
- Dario, H. 2008. Fundamentos de mecánica de fluidos. Buenos Aires, Argentina, Universidad Tecnológica Nacional.

- Encina, CR. 2005. Determinación de la máxima retención de ácido ascórbico de la conserva de Aguaymanto (*Physalis peruviana*) en almíbar aplicando los métodos Taguchi y Superficie de Respuesta. Tesis Ing. Lima, Perú, Universidad Nacional Agraria Las Molina.
- Espinosa, J. 2010. Manual: medidas de viscosidad. Viscosímetro. Ley de Stokes (en línea, sitio web). Alicante, España, Universidad de Alicante. Consultado 18 nov. 2017. Disponible en <https://goo.gl/wNMZVM>.
- Figueroa, G. 2003. Optimización de una superficie de respuesta utilizando JMP IN (en línea). Nivel Superior 11:17-23. Consultado 18 nov. 2017. Disponible en <http://semana.mat.uson.mx/MemoriasXVII/XIII/gudelia.pdf>.
- Franc, JP; Michel, JM. 2004. Fundamentals of cavitation (en línea). Francia, Grenoble Science. Consultado 22 dic. 2017. Disponible en <https://goo.gl/RshA1h>.
- Frank, M. 2008. Mecánica de fluidos. 6 ed. México, Mc Graw Hill. 896 p.
- González, J; Castellano, G. 2014. Fundamentos de mecánica de fluidos. Alicante, España, Editorial Club Universitario.
- Jayapragasan, C; Manojkumar, A; Janardhan, R. 2015. Design optimization and parametric study on the alternative blower of travelling cleaner. International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology 2(4):76-84.
- Kestin, J; Mordechai, S; Wakeham, A. 1978. Viscosity of liquid water in the range -8 °C to 150 °C. Nueva York, Estados Unidos, American Chemical Society and the American Institute of Physics for the National Bureau of Standards.
- Kuehl, R. 2001. Diseño de experimentos. 2 ed. México, Thomson. 666 p.



- Long, X; Zhang, J; Wang, J; Xu, M; Lyu, Q; Ji, B. 2017. Investigación experimental del comportamiento dinámico de la cavitación global en un tubo Venturi con especial énfasis en la variación de la longitud de la cavidad. Wuhan, China, Universidad de Wuhan.
- Manzano, J. 2008. Análisis del Inyector Venturi y mejora de su instalación en los sistemas de riego localizado. Tesis Doctorado. Valencia, España, Universidad Politécnica de Valencia.
- Martin, A. 2011. Apuntes de mecánica de fluidos. Madrid, España, Universidad Politécnica de Madrid.
- Martínez, E; Estrems, M; Miguel, V; Garrido, A; Guillen, J. 2009. Aplicación de la metodología de superficie respuesta para la optimización de parámetros de soldadura en función de la distribución térmica resultante. Congreso Internacional de Ingeniería de Proyectos (8, 2009, España). Cartagena, España, Universidad Politécnica de Cartagena. Cartagena. 14 p.
- Mazzei, Estados Unidos. s.f. Inyectores tipo Venturi (en línea, sitio web). Consultado 15 feb. 2016. Disponible en [http://mazzei.net/es/venturi\\_injectors/](http://mazzei.net/es/venturi_injectors/).
- Moll, F; Manuele, D; Coussirat, M; Guardo, A; Fontanals, A. 2011. Caracterización del tipo de cavitación mediante dinámica computacional de fluidos para posteriores aplicaciones al estudio experimental del daño por cavitación (en línea). *Mecánica Computacional* 30:435-450. Consultado 22 dic. 2017. Disponible en <https://goo.gl/GEHqU9>.
- Montgomery, C. 2002. Diseño y análisis de experimentos. 2 ed. Ciudad de México, México, Limusa.
- Mott, L. 2013. Mecánica de fluidos. 6 ed. México, Pearson Prentice-Hall. 644 p.
- Pérez, A; Garre, C. 2015. Dinámica de fluidos computacional para gráficos (en línea, sitio web). Consultado 18 ago. 2016. Disponible en <http://www.gmr.v.es/~cgarre/>.

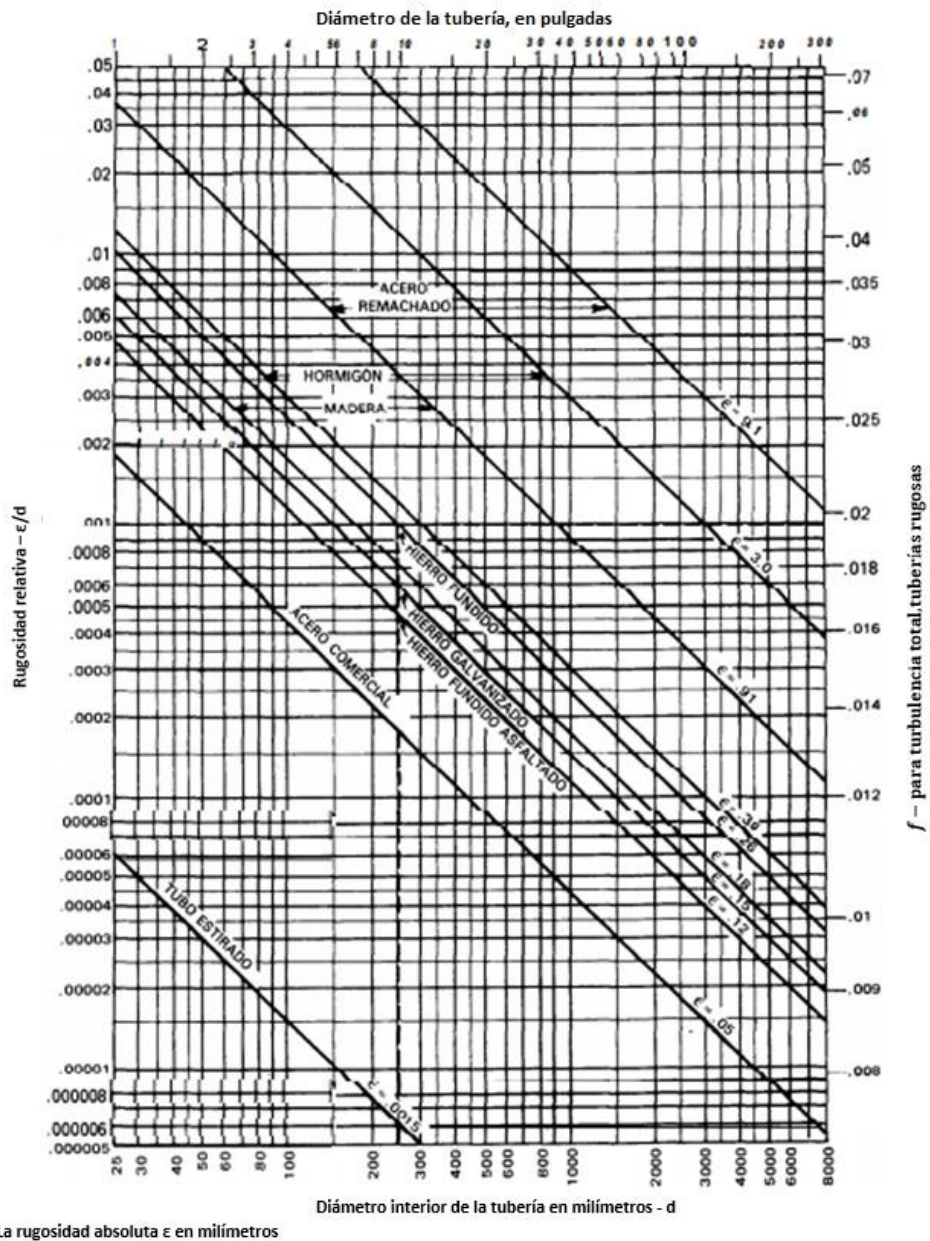
- Ramu, M; Raja, V. 2013. Metamodel based analysis and its applications: a review. *Bulletin of Engineering* 6(2):25-34.
- Rojas, S; Delgado, VA; Martínez, LP. s.f. Efecto de la temperatura y concentración de sólidos solubles en la viscosidad de soluciones de sacarosa. Ciudad de México, México, Universidad Nacional Autónoma de México.
- Sayma, A. 2009. *Computational fluid dynamics* (en línea). s.l., Bookboon. Consultado 18 ago. 2016. Disponible en <http://bookboon.com/es/computational-fluid-dynamics-ebook>.
- Singhal, A; Parveen, M. 2013. Air flow optimization via a Venturi type air restrictor. *World Congress on Engineering* (3, 2013, Londres, Reino Unido). Londres, WCE.
- Sugartech, Sudafrica (s.f.). Propiedades físicas de solución de sacarosa (en línea, sitio web). Consultado 14 set. 2016. Disponible en <http://www.sugartech.com/matlprop/index.php>.
- Vargas, M; Rene, C; Huayta, C. 2007. Inyector de fertilizante tipo Venturi: construcción y evaluación (en línea). La Paz, Bolivia, Universidad Mayor de San Andrés. Consultado 14 set. 2016. Disponible en <http://docplayer.es/5820766-Inyector-de-fertilizante-tipo-venturi-construccion-y-evaluacion.html>.
- Vázquez, L. 2004. La ecuación de Navier-Stokes: un reto físico-matemático para el siglo XXI. *Monografías de la Real Academia de Ciencias de Zaragoza* 26:31-56.
- Wang, G; Shan, S. 2006. Review of metamodeling techniques in support of engineering design optimization. *Journal of Mechanical Design* 129(4):370-380.
- Wu, Y; Wu, A. 1997. *Diseño robusto utilizando los Métodos de Taguchi* (en línea). 3 ed. Madrid, España, Díaz de Santos. 293 p. Consultado 18 nov. 2017. Disponible en <https://goo.gl/NR9a2D>.
- Xingfa, H; Guangyoung, L; Miao, W. 2008. CFD Simulation to the flow field of Venturi injector. *Computer and Computing Technologies in Agriculture II* 2:805-815.

Yacuzzi, E; Martín, F; Quiñónez, H; Popovsky, M. 2005. El diseño experimental y los Métodos de Taguchi: conceptos y aplicaciones en la industria farmacéutica. Buenos Aires, Argentina, Universidad del CEMA.

Yanqi, S; Wenquan, N. 2012. Simulating the effects of structural parameters on the hydraulic performances of Venturi Tube (en línea, sitio web). *Modelling and Simulation in Engineering* (2012). 7 p. Consultado 18 nov. 2017. Disponible en <https://www.hindawi.com/journals/mse/2012/458368/>.

## VIII. ANEXOS

### ANEXO 1: RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERÍAS FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN RÉGIMEN DE TURBULENCIA TOTAL



FUENTE: Tomado de Crane Corporation 1992

**ANEXO 2: TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA**

SISTEMA INTERNACIONAL		VOLUMEN DEL LÍQUIDO	VOLUMEN DEL VAPOR	ENERGÍA INTERNA DEL LÍQUIDO	ENERGÍA INTERNA DEL VAPOR	ENTALPIA DEL LIQUIDO	ENTALPIA DE EVAPORIZACIÓN	ENTALPIA DEL VAPOR	ENTROPÍA DEL LÍQUIDO	ENTROPÍA DE EVAPORIZACIÓN	ENTROPÍA DEL VAPOR
T (°C)	PSAT (KPa)	Vf (m3/kg)	Vg (m3/kg)	Uf (KJ/Kg)	Ug (KJ/Kg)	hf (KJ/Kg)	hfg (KJ/Kg)	hg (KJ/Kg)	Sf (KJ/Kg K)	Sfg (KJ/Kg K)	Sg (KJ/Kg K)
0,01	0,6113	0,001000	206,14	0	2375,3	0,01	2501,39	2501,4	0	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,12	20,97	2382,3	20,98	2489,62	2510,6	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,38	42,00	2389,2	42,01	2477,79	2519,8	0,1510	8,7498	8,9008
15	1,7051	0,001001	77,93	62,999	2396,1	62,99	2465,91	2528,9	0,2245	8,5569	8,7814
20	2,339	0,001002	57,79	83,95	2402,9	83,96	2454,14	2538,1	0,2966	8,3706	8,6672
25	3,169	0,001003	43,36	104,88	2409,8	104,89	2442,31	2547,2	0,3674	8,1906	8,5580
30	4,246	0,001004	32,89	125,78	2416,6	125,79	2430,51	2556,3	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,22	146,67	2423,4	146,68	2418,62	2565,3	0,5053	7,8478	8,3531
40	7,384	0,001008	19,52	167,56	2430,1	167,57	2406,73	2574,3	0,5725	7,6845	8,2570
45	9,593	0,001010	15,26	188,44	2436,8	188,45	2394,75	2583,2	0,6387	7,5261	8,1648
50	12,349	0,001012	12,03	209,32	2443,5	209,33	2382,77	2592,1	0,7038	7,3725	8,0763
55	15,758	0,001015	9,568	230,21	2450,1	230,23	2370,7	2600,9	0,7679	7,2234	7,9913
60	19,94	0,001017	7,671	251,11	2456,6	251,13	2358,47	2609,6	0,8312	7,0784	7,9096
65	25,03	0,001020	6,197	272,02	2463,1	272,06	2346,2	2618,3	0,8935	6,9375	7,8310

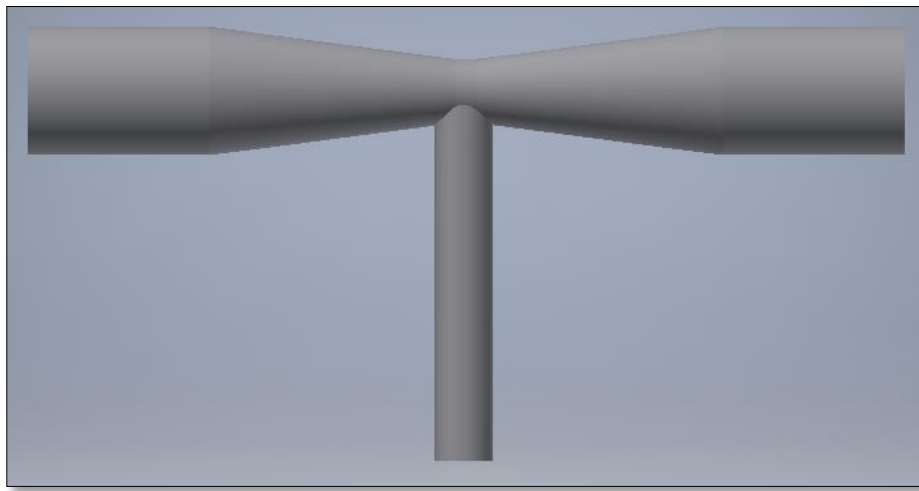
FUENTE: Tomado de Cengel y Cimbala 2012

### **ANEXO 3: PROCESO DE SIMULACIÓN**

- **Diseño CAD**

El proceso de diseño se realiza mediante el programa Autodesk Inventor. Es independiente de *Autodesk Simulation CFD* y permite la importación y emanación de archivos de geometría de otros paquetes comerciales.

Todas las geometrías se modelan en tres dimensiones, reproduciendo con la mayor exactitud posible las medidas interiores de los prototipos ensayados. La geometría de un tubo Venturi cualquiera se visualiza en la siguiente figura.



**Diseño 3D de un prototipo de tubo Venturi**

- **Simulación CFD**

El proceso de la simulación se realiza con el programa Autodesk CFD; este proceso consta de 3 pasos importantes.

- Importación del modelo 3D
- Se importa el diseño 3D previamente realizado en inventor al programa Autodesk CFD 2015.
- Definición del material
- En esta etapa se definirá el material del tubo Venturi; nuestro artefacto consta de dos partes, el conducto central que será de material ABS y el conducto de aspiración que será de PVC y el fluido a analizar que será una solución a 11, 13 y 15 °Brix cuyos datos de densidad y viscosidad son cargados previamente al programa.
- Definición de las condiciones del entorno

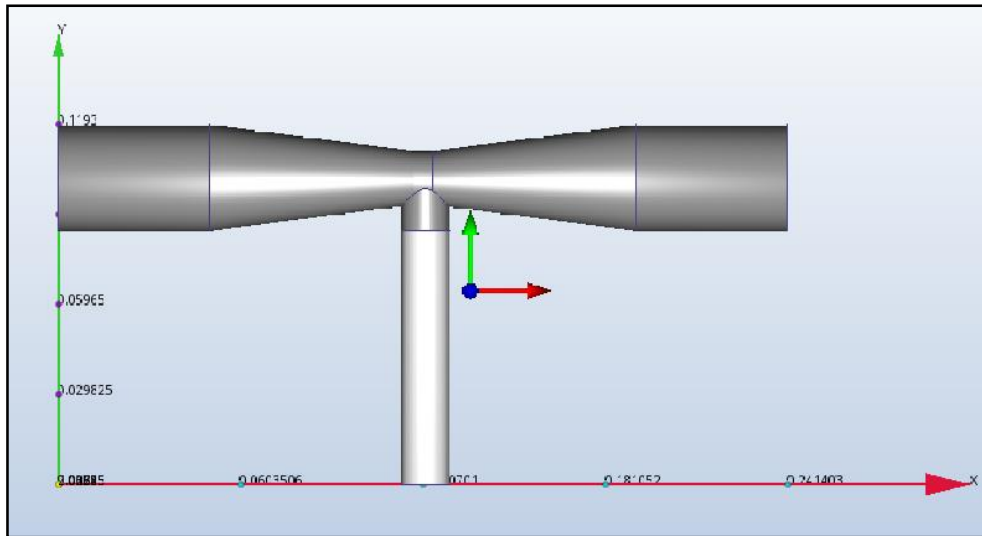
- En esta etapa se define el ingreso del fluido a un caudal de 30 L/min (debido a que el módulo hidráulico cuenta con una bomba centrífuga la cual tiene una capacidad máxima de 30 L/min), la salida del fluido a 1 atm a presión atmosférica y la entrada del capilar se define con un entorno con variables físicas desconocidas (estas variables son las que nos dará como resultado el *software*). Cada dispositivo tipo Venturi que se analizó presenta una caída de presión característica.
- Generar la malla.
- Antes de ejecutar el análisis, la geometría se divide en trozos pequeños llamados elementos. El vértice de cada elemento es un nodo. El cálculo se realiza en los nodos. Estos elementos y nodos constituyen la malla. En modelos tridimensionales, la mayoría de los elementos son tetraedros: una cara de cuatro elementos, de cara triangular. Esta etapa se realiza de manera automática con la ayuda del *software* en toda la estructura del tubo Venturi.
- Generar la resolución
- La generación de los resultados se realizó con la herramienta Solver; esta herramienta nos indica cuantas iteraciones se desean realizar para poder ejecutar el análisis. Para cada evaluación se realizan 100 iteraciones.

- Análisis de Resultados

Se calcula el rendimiento de cada prototipo del diseño ortogonal dispuesto inicialmente.

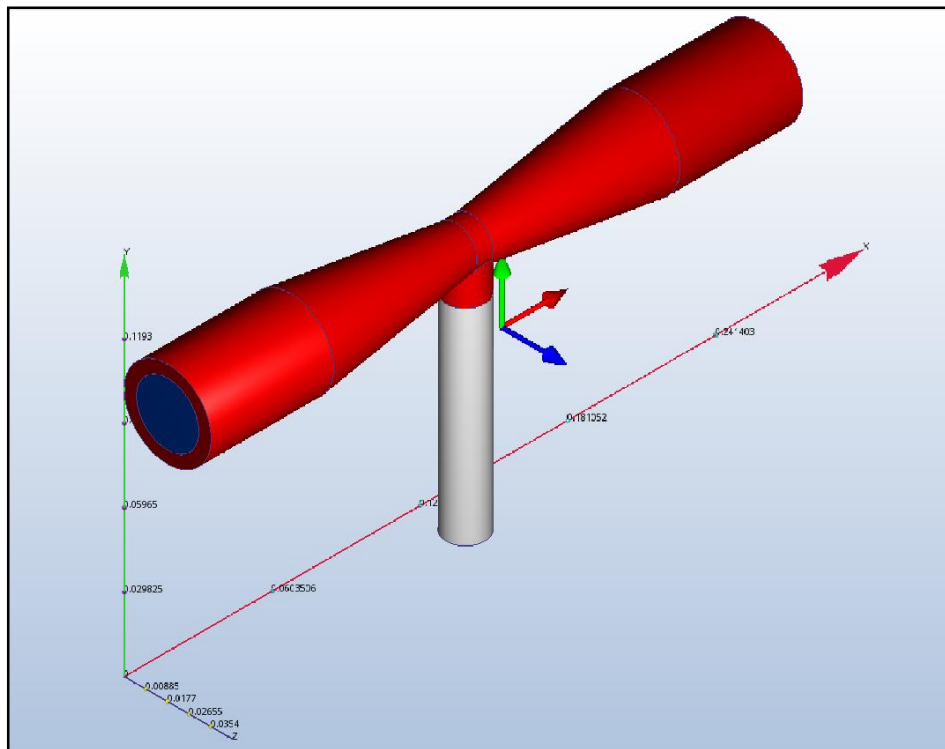
El proceso de simulación se realiza de la siguiente manera:

1. Cargar el sólido previamente fabricado en el programa Autodesk Inventor Profesional 2015 al programa Autodesk CFD 2015.



**Prototipo 3D.**

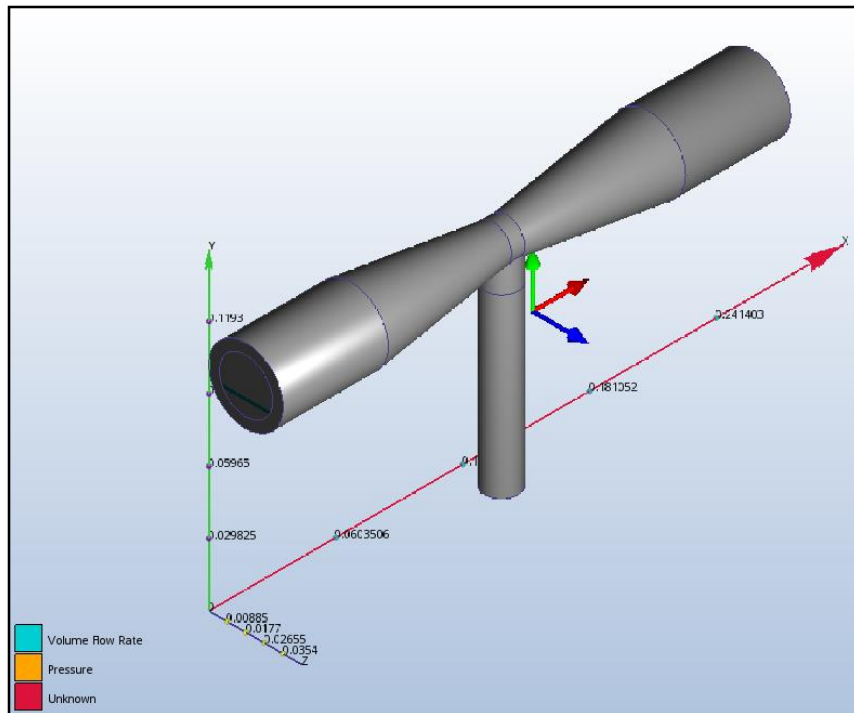
2. El siguiente paso es asignar materiales a los entornos; los materiales son ABS, PVC y el fluido con interés de analizar.



**Asignación del material de estudio al prototipo en 3D cargado al software Autodesk CFD 2015.**

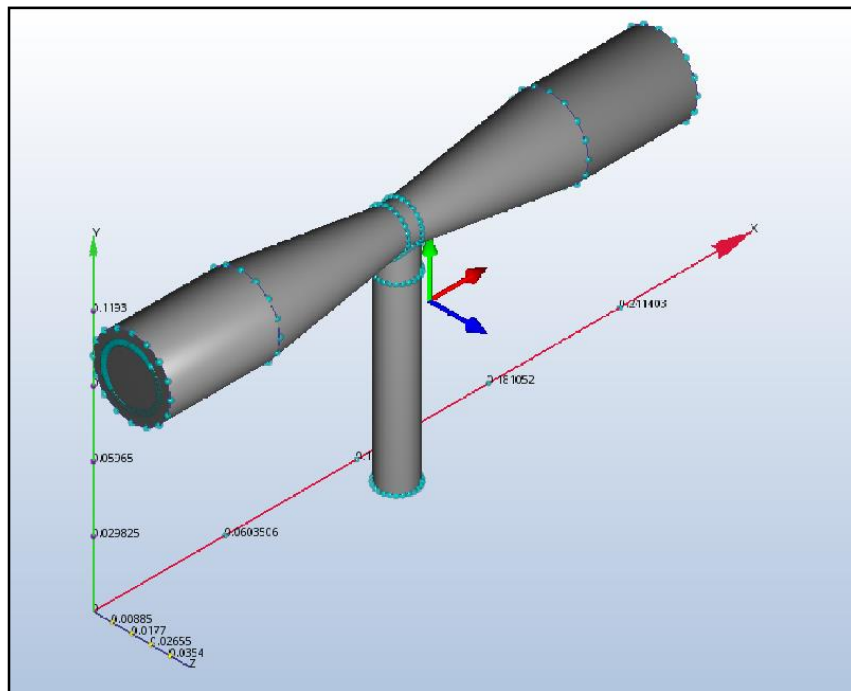


3. El siguiente paso es asignar las condiciones físicas bajo las cuales será analizado el prototipo.



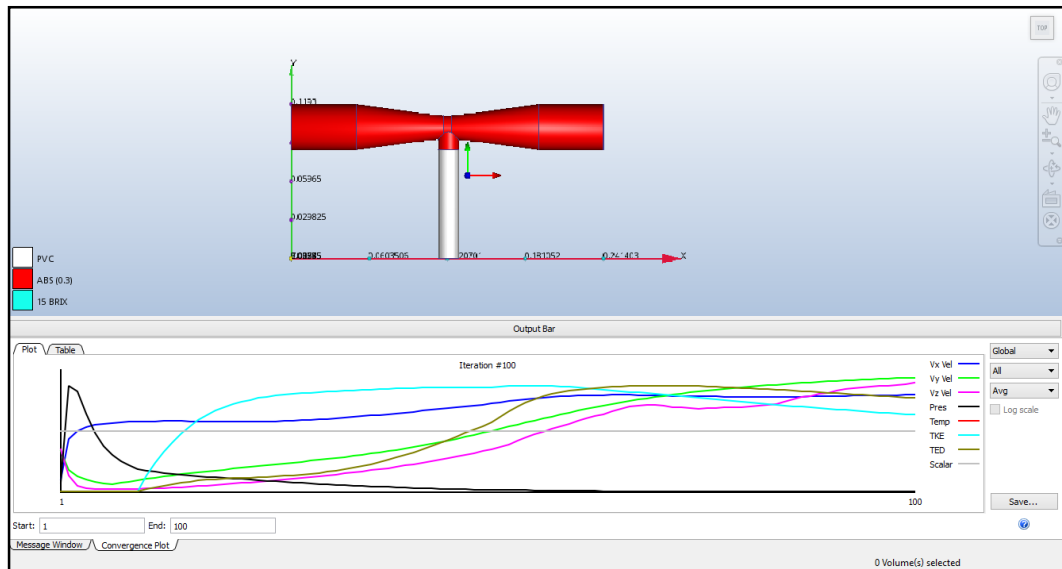
**Asignación de las condiciones físicas.**

4. El siguiente paso es generar la malla de la estructura



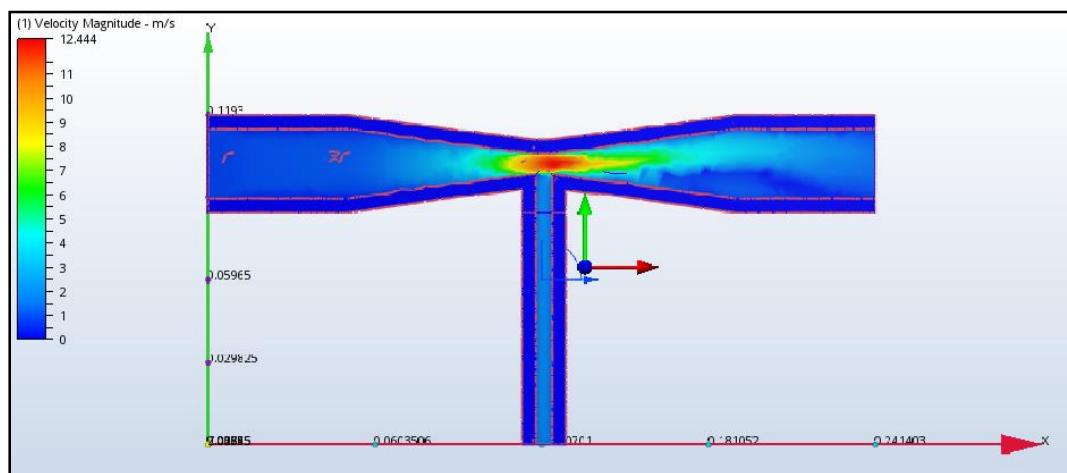
**Generación de la malla.**

5. Finalmente se genera la solución del proceso en la cual se hace el estudio de 100 iteraciones.

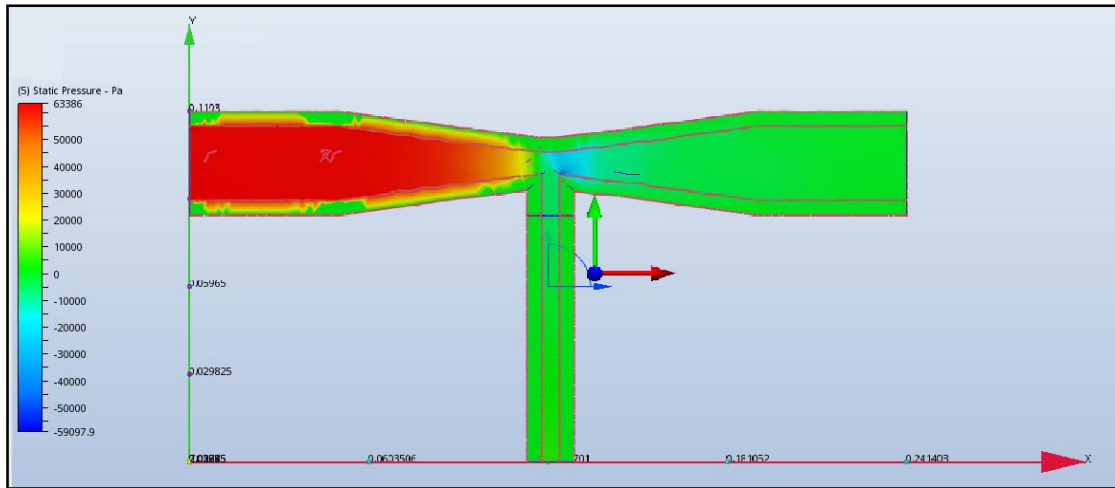


**Generación de la solución del entorno.**

6. Obtener los resultados de la prueba.



**Resultado en escala de colores de la velocidad en las pruebas de simulación.**



**Resultado en escala de colores de la presión en las pruebas simulación.**

## ANEXO 4: CUADROS ANVA DE LAS PRUEBAS ESTADÍSTICAS USADAS EN LA INVESTIGACIÓN

A continuación, se presenta los cuadros 1, 2 y 3 donde se visualizan el análisis ANVA de las pruebas de Taguchi para los estudios en los fluidos de 11, 13 y 15 °Brix respectivamente.

**Cuadro 1:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión usando la prueba de Taguchi para el fluido a 11 °Brix

EFECTO	ANÁLISIS DE VARIANZA (11 °Brix) Media=10,44 - Sigma=5,836				
	SS	df	MS	F	p
{1} e	333,89	1	333,89	112789,80	0,00
{2} d'	6,90	1	6,90	2332,34	0,00
{3}e*d'	66,57	1	66,57	22486,28	0,00
{4}Alfa	10,51	1	10,51	3550,99	0,00
{5}H	73,55	1	73,55	24847,19	0,00
{6}D_cap	29,89	1	29,89	10097,42	0,00
{7}-	261,98	1	261,98	88496,74	0,00
Residual	0,05	16	0,00		

**Cuadro 2:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión usando la prueba de Taguchi para el fluido a 13 °Brix

EFECTO	ANÁLISIS DE VARIANZA (13 °Brix) Media=10,44 - Sigma=5,836				
	SS	df	MS	F	p
{1} e	333,89	1	333,89	112789,80	0,00
{2} d'	6,90	1	6,90	2332,34	0,00
{3}e*d'	66,57	1	66,57	22486,28	0,00
{4}Alfa	10,51	1	10,51	3550,99	0,00
{5}H	73,55	1	73,55	24847,19	0,00
{6}D_cap	29,89	1	29,89	10097,42	0,00
{7}-	261,98	1	261,98	88496,74	0,00
Residual	0,05	16	0,00		

**Cuadro 3:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión usando la prueba de Taguchi para el fluido a 15 °Brix.

EFECTO	ANÁLISIS DE VARIANZA (15 Brix)				
	Media=10,44 - Sigma=5,836				
	SS	df	MS	F	p
{1} e	333,89	1	333,89	112789,80	0,00
{2} d'	6,90	1	6,90	2332,34	0,00
{3}e*d'	66,57	1	66,57	22486,28	0,00
{4}Alfa	10,51	1	10,51	3550,99	0,00
{5}H	73,55	1	73,55	24847,19	0,00
{6}D_cap	29,89	1	29,89	10097,42	0,00
{7}-	261,98	1	261,98	88496,74	0,00
Residual	0,05	16	0,00		

A continuación, se presenta los cuadros 4 y 5 donde se visualizan el análisis ANVA de las pruebas de Superficie Respuesta de primer y segundo grado respectivamente para el estudio de la solución a 11 °Brix.

**Cuadro 4:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 11 °Brix para un polinomio de primer grado

FUENTE	SUMA DE CUADRADOS	GL	CUADRADO MEDIO	RAZÓN-F	VALOR-P
A:Esp-R	13,2462	1	13,2462	4,48	0,0407
B:H	25,5028	1	25,5028	8,63	0,0055
C:D_cap	38,178	1	38,178	12,92	0,0009
Bloques	0,00589138	2	0,00294569	0	0,999
Error total	115,284	39	2,95601		
Total (corr.)	192,217	44			

**Cuadro 5:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 11 °Brix para un polinomio de segundo grado

FUENTE	SUMA DE CUADRADOS	GL	CUADRADO MEDIO	RAZÓN-F	VALOR-P
A:Esp-R	13,2462	1	13,2462	18,82	0,0001
B:H	25,5028	1	25,5028	36,23	0
C:D_cap	38,178	1	38,178	54,24	0

«continuación»

AA	0,0968948	1	0,0968948	0,14	0,713
AB	9,64813	1	9,64813	13,71	0,0008
AC	0,000408333	1	0,000408333	0	0,9809
BB	74,7473	1	74,7473	106,19	0
BC	2,41203	1	2,41203	3,43	0,0731
CC	8,35577	1	8,35577	11,87	0,0016
Bloques	0,00589138	2	0,00294569	0	0,9958
Error total	23,228	33	0,70388		
Total (corr.)	192,217	44			

A continuación, se presenta los cuadros 6 y 7 donde se visualizan el análisis ANVA de las pruebas de Superficie Respuesta de primer y segundo grado respectivamente para el estudio de la solución a 13 °Brix.

**Cuadro 6:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 13 °Brix para un polinomio de primer grado

FUENTE	SUMA DE CUADRADOS	GL	CUADRADO MEDIO	RAZÓN-F	VALOR-P
A:Esp-R	11,8301	1	11,8301	4,08	0,0503
B:H	28,6672	1	28,6672	9,88	0,0032
C:D_cap	37,9513	1	37,9513	13,08	0,0008
Bloques	0,00515111	2	0,00257556	0	0,9991
Error total	113,125	39	2,90065		
Total (corr.)	191,579	44			

**Cuadro 7:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 13 °Brix para un polinomio de segundo grado

FUENTE	SUMA DE CUADRADOS	GL	CUADRADO MEDIO	RAZÓN-F	VALOR-P
A:Esp-R	11,8301	1	11,8301	17,28	0,0002
B:H	28,6672	1	28,6672	41,87	0
C:D_cap	37,9514	1	37,9514	55,43	0
AA	0,192031	1	0,192031	0,28	0,6
AB	7,64803	1	7,64803	11,17	0,0021
AC	0,000075	1	0,000075	0	0,9917
BB	75,2645	1	75,2645	109,92	0
BC	2,45707	1	2,45707	3,59	0,067
CC	8,40019	1	8,40019	12,27	0,0013
Bloques	0,00515111	2	0,00257556	0	0,9962
Error total	22,5962	33	0,684732		
Total (corr.)	191,579	44			

A continuación, se presenta los cuadros 8 y 9 donde se visualizan el análisis ANVA de las pruebas de Superficie Respuesta de primer y segundo grado respectivamente para el estudio de la solución a 15 °Brix.

**Cuadro 8:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 15°Brix para un polinomio de primer grado

FUENTE	SUMA DE CUADRADOS	GL	CUADRADO MEDIO	RAZÓN-F	VALOR-P
A:Esp-R	9,11434	1	9,11434	3,24	0,0796
B:H	31,9704	1	31,9704	11,37	0,0017
C:D_cap	39,501	1	39,501	14,04	0,0006
Bloques	0,00768444	2	0,00384222	0	0,9986
Error total	109,701	39	2,81284		
Total (corr.)	190,294	44			

**Cuadro 9:** Análisis de Varianza para evaluar el rendimiento de succión en un fluido de 15°Brix para un polinomio de segundo grado

<b>FUENTE</b>	<b>SUMA DE CUADRADOS</b>	<b>GI</b>	<b>CUADRADO MEDIO</b>	<b>RAZÓN-F</b>	<b>VALOR-P</b>
A:Esp-R	9,11434	1	9,11434	14,69	0,0005
B:H	31,9704	1	31,9704	51,53	0
C:D_cap	39,501	1	39,501	63,67	0
AA	0,300048	1	0,300048	0,48	0,4917
AB	6,8403	1	6,8403	11,03	0,0022
AC	0,000208333	1	0,000208333	0	0,9855
BB	75,3848	1	75,3848	121,51	0
BC	2,98003	1	2,98003	4,8	0,0356
CC	7,02292	1	7,02292	11,32	0,002
Bloques	0,00768444	2	0,00384222	0,01	0,9938
Error total	20,4735	33	0,62041		
Total (corr.)	190,294	44			