

Universidad de Los Andes  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Mérida-Venezuela



**DISEÑO DE UNA ESTACIÓN PARA REALIZAR PRUEBAS DE PRESIÓN  
EN VÁLVULAS NEUMÁTICAS**

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Informe de Pasantía Especial de Grado  
presentado ante la ilustre Universidad de Los Andes  
como requisito parcial para optar al  
Título de Ingeniero Mecánico

**Autor:**

Suárez Puente Gerson Alfonso C.I. V-22.929.617

**Tutor Académico:**

Ing. Rodríguez Molina Rolando José C.I. V- 3.939.134

**Tutor Industrial:**

Ing. González Montoya Juan Pablo C.I. V-19.145.834

Mérida, mayo de 2020

Universidad de Los Andes  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Mérida-Venezuela



**DISEÑO DE UNA ESTACIÓN PARA REALIZAR PRUEBAS DE PRESIÓN  
EN VÁLVULAS NEUMÁTICAS**

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Informe de Pasantía Especial de Grado  
presentado ante la ilustre Universidad de Los Andes  
como requisito parcial para optar al  
Título de Ingeniero Mecánico

Mérida, mayo de 2020

# INDICE GENERAL

|   |      |
|---|------|
| <b>INDICE GENERAL</b> .....                             | iii  |
| INDICE DE TABLAS .....                                  | vii  |
| INDICE DE FIGURAS.....                                  | ix   |
| DEDICATORIA .....                                       | xi   |
| AGRADECIMIENTOS .....                                   | xii  |
| <b>RESUMEN</b> .....                                    | xiii |
| INTRODUCCIÓN.....                                       | 1    |
| CAPÍTULO I .....  | 3    |
| LA EMPRESA.....   | 3    |
| 1.1 - Naturaleza Legal.....                             | 3    |
| 1.2 - Actividad .....                                   | 3    |
| 1.3 - Localización e Infraestructura .....              | 5    |
| 1.4 - Reseña Histórica .....                            | 5    |
| 1.5 - Misión.....                                       | 7    |
| 1.6 - Visión.....                                       | 7    |
| 1.7 - Principios y Valores.....                         | 7    |
| 1.8 - Políticas de la Empresa .....                     | 8    |
| 1.8.1 - Política de calidad.....                        | 8    |
| 1.8.2 - Política de seguridad y salud ocupacional ..... | 8    |
| 1.9 - Estructura Organizativa .....                     | 8    |
| CAPITULO II .....                                       | 10   |
| EL PROBLEMA.....  | 10   |
| 2.1 - Planteamiento del Problema .....                  | 10   |
| 2.2 - Objetivo General.....                             | 10   |
| 2.3 - Objetivos Específicos .....                       | 10   |
| 2.4 - Justificación .....                               | 11   |
| 2.5 - Alcance .....                                     | 11   |
| 2.6 - Limitaciones .....                                | 12   |
| CAPITULO III.....                                       | 13   |

|   |     |
|---|-----|
| MARCO DE REFERENCIA .....   | 13  |
| 3.1 - Antecedentes de la Investigación.....                           | 13  |
| 3.2 - Bases Teóricas .....  | 18  |
| 3.2.1 - Valvulería .....  | 18  |
| 3.2.2 - Clasificación General de las Válvulas .....                   | 18  |
| 3.2.3 - Características Fundamentales de las Válvulas .....           | 19  |
| 3.2.4 - Válvulas de Retención .....                                   | 27  |
| 3.2.5 - Válvulas de Alivio de Presión .....                           | 31  |
| 3.3 - Normativa .....   | 45  |
| CAPITULO IV.....  | 46  |
| MARCO METODOLÓGICO.....   | 46  |
| CAPITULO V .....  | 49  |
| DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VALVULAS NEUMÁTICAS ..... | 49  |
| 5.1 - Válvula de Retención.....                                       | 50  |
| 5.1.1 - Inspección y Pruebas .....                                    | 51  |
| 5.2 - Válvula de Seguridad.....                                       | 51  |
| 5.2.1 - Inspección y Pruebas .....                                    | 52  |
| 5.3 - Banco de Pruebas de Presión.....                                | 52  |
| 5.3.1 - Banco de Pruebas Free Ways C.A. ....                          | 54  |
| 5.4 - Sistema de Anclaje .....  | 56  |
| 5.4.1 - Sujetador.....  | 57  |
| 5.4.2 - Tornillería .....   | 63  |
| 5.4.3 - Riel de Anclaje .....   | 70  |
| 5.4.4 - Plato de Sello.....   | 76  |
| 5.5 - Sistema Neumático .....   | 80  |
| 5.5.1 - Circuito Neumático.....                                       | 80  |
| 5.5.2 - Unidad de Compresión .....                                    | 84  |
| 5.5.3 - Tanque Acumulador de Presión.....                             | 87  |
| 5.5.4 - Dispositivo de Seguridad.....                                 | 90  |
| 5.5.5 - Sistema de Tuberías.....                                      | 93  |
| 5.5.6 - Unidad de Tratamiento de Aire .....                           | 100 |

|   |     |
|---|-----|
| 5.5.7 - Válvulas .....  | 102 |
| 5.5.8 - Elementos de Medición .....   | 106 |
| 5.6 - Costos de Materia Prima Directa .....   | 108 |
| 5.7. Ubicación en planta.....   | 110 |
| CAPÍTULO VI.....  | 111 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....   | 111 |
| 6.1 - Conclusiones.....   | 111 |
| 6.2 - Recomendaciones .....   | 112 |
| REFERENCIAS.....  | 113 |
| APENDICES.....  | 117 |
| APENDICE A. PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VÁLVULA DE RETENCIÓN .....  | 117 |
| APENDICE A-1. Pruebas Requeridas Según Tipo de Válvula Por Normativa.....                                   | 117 |
| APENDICE A-2. Prueba Neumática de Cuerpo de Alta Presión .....  | 117 |
| APENDICE A-3. Prueba Neumática de Cierre.....   | 118 |
| APENDICE A-4. Fluido de Prueba .....  | 118 |
| APENDICE A-5. Duración de Prueba de Presión .....   | 118 |
| APENDICE A-6. Tasa de Fuga Máxima Permitida.....  | 119 |
| APENDICE A-7. Procedimientos de Prueba .....  | 120 |
| APENDICE A-8. Reporte De Prueba Propuesto Para Válvula De Retención.....                                    | 122 |
| APENDICE B. INSPECCIÓN Y PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VÁLVULA DE<br>SEGURIDAD .....                              | 123 |
| APENDICE B-1. Ajuste de Presión de Disparo .....  | 124 |
| APENDICE B-2. Procedimiento Para Prueba De Ajuste De Presión De Disparo .....                               | 125 |
| APENDICE B-3. Hermeticidad del Asiento.....   | 126 |
| APENDICE B-4. Procedimiento de Prueba de Hermeticidad del Asiento .....                                     | 127 |
| APENDICE B-5. Presión de Alivio.....  | 127 |
| APENDICE B-6. Capacidad de Descarga .....   | 127 |
| APENDICE B-7. Reporte De Prueba Propuesto Para Válvula De Seguridad.....                                    | 135 |
| APENDICE C. CONDICIONES DE SEGURIDAD.....   | 137 |
| APENDICE D. ESTIMACIÓN DE LA VELOCIDAD REQUERIDA PARA APERTURA<br>COMPLETA DE LA VÁLVULA DE RETENCIÓN ..... | 138 |
| APENDICE E. PRESENTACIÓN PLANIMÉTRICA DEL BANCO DE PRUEBAS ....   | 143 |

|   |     |
|---|-----|
| APENDICE F. MODELO 3D.....  | 145 |
| ANEXOS .....  | 147 |
| ANEXO 1. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES USADOS .....           | 147 |
| ACERO ASTM A-36.....  | 147 |
| ACERO AISI A-53 .....   | 149 |
| ALUMINIO 6061 .....   | 151 |
| ACERO AISI 1045 590 QT .....  | 151 |
| ANEXO 2. CATÁLOGOS DE BANCOS DE PRUEBAS USADOS EN<br>BENCHMARKING ..... | 152 |
| Metrus Valve Test Bench 20/200.....                                     | 152 |
| Catálogo MIESA, Montajes Industriales EOS©.....                         | 154 |
| VYC Industrial Test Bench Safety Valves Model VC-40-VYC.....            | 155 |

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## INDICE DE TABLAS

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1. Línea de producción Industrias Free Ways C.A .....                                       | 4  |
| Tabla 2. Pruebas y normativa de referencia .....  | 45 |
| Tabla 3. Características generales .....  | 50 |
| Tabla 4. Condiciones de pruebas de presión para válvula de retención.....                         | 51 |
| Tabla 5. Características generales .....  | 51 |
| Tabla 6. Condiciones de pruebas de presión para válvula de seguridad.....                         | 52 |
| Tabla 7. Matriz de selección de alternativas .....  | 54 |
| Tabla 8. Magnitud de la fuerza generada por la presión como función del tamaño de<br>válvula..... | 56 |
| Tabla 9. Datos de entrada para simulación del sujetador-primera iteración .....                   | 60 |
| Tabla 10. Resultados preliminares sujetador - primera iteración.....                              | 61 |
| Tabla 11. Datos de entrada para simulación del sujetador-segunda iteración .....                  | 61 |
| Tabla 12. Resultados preliminares sujetador - segunda iteración.....                              | 63 |
| Tabla 13. Especificación de tornillería del sistema de sujeción.....                              | 64 |
| Tabla 14. Características de las roscas métricas de paso fino y de paso basto .....               | 64 |
| Tabla 15. Características de las roscas métricas de paso fino y de paso basto .....               | 65 |
| Tabla 16. Parámetros de rigidez A y b para diferentes materiales.....                             | 65 |
| Tabla 17. Resumen de resultados obtenidos en el análisis de elementos roscados.....               | 67 |
| Tabla 18. Especificación de tornillería de sujeción riel-bancada.....                             | 68 |
| Tabla 19. Resumen de resultados de elementos roscados de sujeción riel-bancada...                 | 68 |
| Tabla 20. Datos de entrada para simulación del riel-primera iteración .....                       | 71 |
| Tabla 21. Resultados preliminares riel - primera iteración .....                                  | 73 |
| Tabla 22. Datos de entrada para simulación del riel-segunda iteración.....                        | 74 |
| Tabla 23. Resultados preliminares riel- segunda iteración .....                                   | 76 |
| Tabla 24. Dimensiones características del alojamiento .....                                       | 78 |
| Tabla 25. Selección de junta tórica .....   | 79 |
| Tabla 26. Consideraciones de selección del compresor.....   | 85 |
| Tabla 27. Relación del factor de compresión y el número de etapas del compresor ..                | 86 |
| Tabla 28. Resumen de características técnicas - Compresor GALI.....                               | 87 |
| Tabla 29. Parámetros de diseño del tanque acumulador .....  | 88 |
| Tabla 30. Selección de espesores para tanque acumulador de presión .....                          | 89 |
| Tabla 31. Cálculo del área efectiva del orificio .....  | 92 |
| Tabla 32. Área efectiva de orificios normalizados (API STD 526).....                              | 92 |
| Tabla 33. Data técnica de válvula de seguridad.....   | 93 |
| Tabla 34. Parámetros de diseño de tuberías .....  | 94 |
| Tabla 35. Espesores de distintos tubos según normativa ANSI [mm].....                             | 94 |
| Tabla 36. Diámetros interiores de distintos tubos según normativa ANSI [mm] .....                 | 95 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 37. Resultados de espesor requerido para tubería de varios tamaños ..... | 96  |
| Tabla 38. Velocidades generadas en tubería de diferente tamaño .....           | 98  |
| Tabla 39. Valores de rugosidad para conductos comerciales .....                | 99  |
| Tabla 40. Coeficientes de pérdida K para diferentes elementos .....            | 99  |
| Tabla 41. Parámetros y cálculo de pérdida de carga en línea principal .....    | 100 |
| Tabla 42. Calidad del aire recomendada según aplicación .....                  | 101 |
| Tabla 43. Data técnica de unidad de tratamiento del aire .....                 | 102 |
| Tabla 44. Data técnica válvulas de control de flujo .....                      | 104 |
| Tabla 45. Data técnica válvula de retención .....                              | 105 |
| Tabla 46. Data técnica válvula de bola .....                                   | 105 |
| Tabla 47. Data técnica de medidores de presión.....                            | 107 |
| Tabla 48. Data técnica de medidor de temperatura.....                          | 108 |
| Tabla 49. Costos de materia prima directa estimados.....                       | 109 |

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## INDICE DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1. Logotipo de la empresa.....  | 3  |
| Figura 2. Vista aérea de Industrias Free Ways C.A, Mérida-Venezuela. ....                                  | 5  |
| Figura 3. Organigrama funcional Industrias Free Ways C.A.....  | 9  |
| Figura 4. Clasificación general de las válvulas.....   | 19 |
| Figura 5. Diseños de válvulas de retención de elevación.....   | 29 |
| Figura 6. Válvula de retención oscilante.....  | 30 |
| Figura 7. Válvula de retención de disco basculante.....  | 30 |
| Figura 8. Áreas características de válvulas de alivio de presión.....                                      | 35 |
| Figura 9. Presiones características. ....  | 37 |
| Figura 10. Características físicas de la válvula de carga directa.....                                     | 39 |
| Figura 11. Esquema interno de la válvula de seguridad.....   | 39 |
| Figura 12. Válvulas convencionales y balanceadas. ....   | 42 |
| Figura 13. Consideraciones de apertura completa. ....  | 44 |
| Figura 14. Esquema de la función de diseño.....  | 47 |
| Figura 15. Tanque para transporte de polvos a granel, tipo cementero. ....                                 | 49 |
| Figura 16. Esquema de accesorios del tanque.....   | 50 |
| Figura 17. Válvula de retención. (Industrias Free Ways C.A).....   | 50 |
| Figura 18. Válvula de seguridad. (Industrias Free Ways C.A.) ....  | 51 |
| Figura 19. Modelos comerciales de banco de prueba de presión.....  | 53 |
| Figura 20. Banco de pruebas de presión con válvula de retención.....                                       | 55 |
| Figura 21. Banco de pruebas de presión con válvula de seguridad.....                                       | 55 |
| Figura 22. Diagrama de cuerpo libre del sistema de anclaje.....  | 56 |
| Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del sistema de anclaje.....  | 57 |
| Figura 24. Posiciones del sujetador en el sistema de anclaje.....  | 58 |
| Figura 25. Diagrama de cuerpo libre.....   | 58 |
| Figura 26. Cálculo de reacciones en los apoyos para tres posiciones del sujetador ...                      | 59 |
| Figura 27. Esfuerzo equivalente de Von Mises para tres posiciones del sujetador-<br>primera iteración..... | 60 |
| Figura 28. Desplazamiento máximo para tres posiciones del sujetador-primera<br>iteración.....              | 60 |
| Figura 29. Factor de seguridad para las tres posiciones del sujetador-primera<br>iteración.....            | 60 |
| Figura 30. Esfuerzo equivalente de Von Mises para tres posiciones del sujetador-<br>segunda iteración..... | 62 |
| Figura 31. Desplazamiento máximo para las tres posiciones del sujetador-segunda<br>iteración.....          | 62 |
| Figura 32. Factor de seguridad para las tres posiciones del sujetador-segunda<br>iteración.....            | 62 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 33. Pernos de sujeción riel-bancada.....                                     | 68  |
| Figura 34. Unión Soldada .....  | 69  |
| Figura 35. Esfuerzos generados en la soldadura de filete por carga axial. ....      | 70  |
| Figura 36. Fuerzas transmitidas al riel .....                                       | 71  |
| Figura 37. Magnitud máxima de las cargas en los apoyos transmitidas al riel.....    | 71  |
| Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von-Mises para el riel – primera iteración.....  | 72  |
| Figura 39. Desplazamiento máximo generado en el riel – primera iteración .....      | 72  |
| Figura 40. Factor de seguridad mínimo generado en el riel – primera iteración ..... | 73  |
| Figura 41. Vista inferior del riel con ubicación del refuerzo .....                 | 74  |
| Figura 42. Corte transversal del riel con ubicación del refuerzo .....              | 74  |
| Figura 43. Esfuerzo equivalente de Von-Mises para el riel – segunda iteración ..... | 75  |
| Figura 44. Desplazamiento máximo generado en el riel – segunda iteración.....       | 75  |
| Figura 45. Factor de seguridad mínimo generado en el riel – tercera iteración.....  | 76  |
| Figura 46. Junta tórica.....  | 77  |
| Figura 47. Dimensiones características del alojamiento.....                         | 77  |
| Figura 48. Fenómeno de extrusión.....   | 78  |
| Figura 49. Grafico para predicción de fenómeno de extrusión.....                    | 79  |
| Figura 50. Diseño del plato de sello.....   | 80  |
| Figura 51. Diagrama de funcionamiento recomendado por API STD 576.....              | 80  |
| Figura 52. Circuito neumático de funcionamiento propuesto.....                      | 82  |
| Figura 53. Unidad de compresión marca Gali tipo CGB-30bar. ....                     | 87  |
| Figura 54. Tanque acumulador .....  | 87  |
| Figura 55. Cabezal Toriesférico.....  | 89  |
| Figura 56. Válvula de Seguridad.....  | 93  |
| Figura 57. Unidad de Tratamiento del Aire. ....                                     | 102 |
| Figura 58. Válvulas de Control. ....  | 104 |
| Figura 59. Válvula de retención Parker.....   | 105 |
| Figura 60. Válvula de bola Parker.....  | 105 |
| Figura 61. Manómetros .....   | 107 |
| Figura 62. Termómetro. ....   | 108 |
| Figura 63. Precio de venta banco de prueba comercial.....                           | 109 |

## DEDICATORIA

**A Mi Padre**, quien me mostró el camino...

“...Me presentó a constancia  
Su autoestima y disciplina me enseñaron - no abandones -  
Tendrás un sitio en la cima con los mejores”.

**A Mi Madre**, quien caminó conmigo hasta el final...

“... Me presentó a fe y a esperanza  
Me enseñó el significado de entrega y sacrificio  
De darlo todo por aquello que quieres”.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

“Porque bueno es ir a la lucha con determinación, abrazar la vida y vivir con pasión,  
perder con clase y vencer con osadía porque el mundo pertenece a quien se atreve y la  
vida es mucho más para ser insignificante.”

## AGRADECIMIENTOS

A esas personas que me abrieron las puertas de su hogar sin condición alguna y fueron paz en momentos de incertidumbre.

A mis amigos, pues gracias a ellos la vida siempre se tornó un tanto más fácil, más alegre, más segura, más rica y más grata.

A esas personas que enseñan con humildad y deseo de ayudar. Gracias por su paciencia y esfuerzo.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## **DISEÑO DE UNA ESTACIÓN PARA REALIZAR PRUEBAS DE PRESIÓN EN VÁLVULAS NEUMÁTICAS**

**AUTOR:**

Suárez P. Gerson A.

**Tutor Académico:**

Ing. Rodríguez M Rolando J.

**Tutor Industrial:**

Ing. Montoya G. Juan P.

**Año: 2020**

### **RESUMEN**

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

El presente proyecto metodológico, fue realizado en el marco de la pasantía especial de grado llevada a cabo en Industrias Free Ways C.A., como requisito para optar por el título de Ingeniero Mecánico, tuvo como objetivo diseñar una estación para realizar pruebas de presión en válvulas neumáticas. Se hizo uso de diferentes procesos metodológicos basados en la investigación del tipo documental, además de una directriz de diseño para manufactura como herramienta de gestión de diseño, para condensar posteriormente el modelo a través de software CAD, análisis y validación por elementos finitos junto con cálculos manuales. El banco de pruebas propuesto está conformado por una bancada con sistema de anclaje, sistema neumático e instrumentación y tiene la capacidad de verificar la hermeticidad, características funcionales e integridad mecánica de las válvulas de retención y seguridad fabricadas por Industrias Free Ways C.A. Fueron seleccionados todos los componentes del banco de pruebas para cumplir con características de funcionabilidad y seguridad, se generó toda la información técnico-productiva requerida para la construcción, ensamble y uso, terminando con una estimación del costo de materia prima directa del banco de pruebas.

**Palabras Clave:** válvulas; banco de pruebas; ensayos de presión; diseño; manufactura

## INTRODUCCIÓN

Históricamente, el desarrollo de equipos de prueba, diagnóstico y verificación de válvulas industriales ha sido fundamental para el desarrollo del campo de control de procesos, lo que a su vez repercutió directamente en la calidad, seguridad y aumento de la eficiencia de muchos sectores productivos. Así pues, los bancos de prueba pueden ser usados para estudiar el comportamiento estático y dinámico de sistemas y componentes, facilitan la simulación real del elemento de prueba y la medición de diferentes variables físicas que pueden ser analizadas para obtener un pronóstico del desempeño del sistema o componente.

En un ambiente industrial caracterizado por cambios rápidos y complejos, donde la productividad, eficiencia y competitividad son factores claves para el crecimiento de una empresa, se hace indispensable la incorporación y el desarrollo de nuevas tecnologías ajustadas a necesidades específicas de un modo creativo e innovador. Este concepto se compagina con la filosofía de trabajo de Industrias Free Ways C.A. que ha decidido desarrollar un dispositivo capaz de realizar pruebas de presión en válvulas neumáticas. El desarrollo del presente proyecto metodológico, pretende satisfacer esta necesidad de la empresa, que implica el diseño de una estación de pruebas de presión.

De este modo, el proyecto se encuentra estructurado en seis capítulos, a saber: en el Capítulo I se presenta la empresa en la que se desarrolla el trabajo realizado, el Capítulo II muestra una visión general del problema, los objetivos, la justificación, las limitaciones, y alcances de la investigación; el Capítulo III comprende los antecedentes, las bases teóricas y las bases legales, seguido del Capítulo IV donde se detalla el marco metodológico, que ofrece una descripción de cómo se abordó la solución del problema; a continuación el Capítulo V incluye el desarrollo del modelo

con los resultados obtenidos; por último, el capítulo VI muestra las conclusiones y recomendaciones del proyecto. De igual manera, se exponen apéndices y anexos propios que suministran información de las características de las pruebas a realizar y los procedimientos de prueba a seguir. Finalmente las referencias bibliográficas y electrónicas que sustentan la investigación.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## CAPÍTULO I

### LA EMPRESA

#### **Industrias Free Ways C.A.**

##### 1.1 - Naturaleza Legal

Razón Social: Industrias Free Ways C.A



*Figura 1. Logotipo de la empresa*  
Fuente: Industrias Free Ways C.A (2016)

##### 1.2 - Actividad

Empresa del sector metalmecánico dedicada al diseño, fabricación y comercialización de vehículos industriales para el transporte de carga pesada. Comprometida con la calidad y la innovación, se dedica en forma permanente a la investigación en el campo de la tecnología aplicada al transporte de carga con el propósito de ofrecer productos confiables, con altos estándares de seguridad y una óptima relación precio-valor.

Dentro de la amplia gama de productos fabricados por la compañía, se encuentran equipos instalados sobre chasis como plataformas, cisternas, tanques de vacío, de fragmentación y otros tanques de uso común en la industria petrolera o minera. Por otro lado, se encuentran los vehículos para el transporte de carga extra-pesada, cargas delicadas o susceptibles, remolques especiales y cualquier otro tipo de vehículo industrial o dispositivo para el manejo o contención de materiales sólidos, líquidos o gaseosos.

*Tabla 1. Línea de producción Industrias Free Ways C.A*

| Producto   | Variaciones                                     |
|--|---|
| Furgón de Aluminio.                              | <i>Semirremolque Furgón de Aluminio.</i>        |
|  | <i>Sobre Chasis Furgón de Aluminio.</i>         |
| <i>Brazo Hidráulico.</i>                         |   |
| Cisternas.                                       | <i>Semirremolque Tanque Vacuum.</i>             |
|  | <i>Cisterna semirremolque.</i>                  |
|  | <i>Súper Vacuum.</i>                            |
| <i>Semirremolque Tanque de Fragmentación.</i>    |   |
| <i>Semirremolque Tanque de Asfalto.</i>          |   |
| <i>Semirremolque Tanque para Combustible.</i>    |   |
| <i>Semirremolque Tanque para Amoníaco.</i>       |   |
| <i>Semirremolque Tanque Granelero.</i>           |   |
| <i>Semirremolque Tanque de Acero Inoxidable.</i> |   |
| <i>Semirremolque Tanque para Líquidos.</i>       |   |
| Equipos sobre Chasis.                            | <i>Sobre Chasis Tanque para Amoníaco.</i>       |
|  | <i>Sobre Chasis Tanque Vacuum.</i>              |
|  | <i>Sobre Chasis Tanque de Asfalto.</i>          |
|  | <i>Sobre Chasis Tanque para Combustible.</i>    |
|  | <i>Sobre Chasis Tanque de Acero Inoxidable.</i> |
| <i>Sobre Chasis Tanque para Líquidos.</i>        |   |
| Semirremolque volteo.                            | <i>Semirremolque Volteo Bilateral.</i>          |
|  | <i>Semirremolque Volteo Posterior.</i>          |
|  | <i>Semirremolque Volteo Trilateral.</i>         |
| Volteo Sobre chasis                              | <i>Sobre Chasis Volteo Posterior.</i>           |
|  | <i>Sobre Chasis Volteo Trilateral.</i>          |
| Plataforma                                       | <i>Semirremolque Plataforma Plana.</i>          |
|  | <i>Semirremolque Plataforma Multifurgón.</i>    |
| <i>Sobre Chasis Plataforma Plana.</i>            |   |
| Low Boy:   | <i>Sobre Chasis Plataforma Multifurgón.</i>     |
|  | <i>Semirremolque Low Boy Cama Plana</i>         |
|  | <i>Semirremolque Low Boy Cama Baja</i>          |

### 1.3 - Localización e Infraestructura

Industrias Free Ways, C.A. se encuentra ubicada en los andes venezolanos, específicamente en la Zona Industrial La Variante, Lagunillas-Estado Mérida, ocupando ocho hectáreas de terreno. Cuenta con 20.000 m<sup>2</sup> de superficie techada, con puentes grúas en todas sus naves y sistema centralizado de suministro de gases de corte y soldadura. Posee además variedad de maquinaria especializada en procesos metalmecánicos requeridos en su sistema de producción, tales como: cizalla, cortador de plasma, roladora o calandra, dobladora, rebordeadora, máquinas de soldadura y corte, entre otros. De igual manera, cuenta dentro de sus instalaciones con 350 m<sup>2</sup> destinados a oficinas administrativas.



Figura 2. Vista aérea de Industrias Free Ways C.A, Mérida-Venezuela.  
Fuente: Google Mapas (<https://www.google.com/maps>)

### 1.4 - Reseña Histórica

Fundada en el año 1989 bajo el nombre de Remolques Suroandes C.A. fue adquirida por sus actuales dueños en el año 1997 y renombrada como Industrias Free Ways C.A, comenzando un proceso de integración tecnológica con la colaboración de algunas empresas europeas, dándole una forma clara y precisa a una serie de

innovaciones para ser adaptadas al mercado venezolano, fabricando de esta manera los equipos de transporte de carga con el mayor “*know how*” técnico del país. Prueba de ello es la gran aceptación y reconocimiento que ha tenido la empresa en el sector de transporte en el ámbito nacional e internacional.

Entre los años 1998 y 2003 se juntan esfuerzos de la directiva, un grupo de ingenieros y personal técnico, con la intención de fabricar vehículos con diseños de alta tecnología, para hacer de esta una empresa de metalmecánica que produzca los mejores vehículos industriales del país, implementándose la estrategia “primero lo primero”. Durante ese periodo Industrias Free Ways C.A. ingresa a la Zona Libre Cultural Científica y Tecnológica del Estado Mérida (ZOLCCYT) convirtiéndose en la principal organización del régimen especial de exportación, importación, internación y transformación de materias primas dentro de la zona libre.

La innovación tecnológica y empoderamiento del trabajador como una estrategia para mejorar la calidad, permite que entre los años 2004 y 2009 se logre producir el primer tanque de alto vacío fabricado en Latinoamérica, denominado *SuperVac*. Además, se fabrica todo el sistema de transporte para el “Complejo Azucarero Ezequiel Zamora” mediante la asociación con la empresa brasileña FACCHINI. Tratados comerciales con compañías italianas y turcas permiten el inicio de la fabricación de tres modelos distintos de compactadores de basura denominados ECOPAC con capacidad de cinco, ocho y veinte yardas cúbicas de almacenamiento, para ser operados bajo un sistema manual o electrónico. Por primera vez en el desarrollo del LOW BOY de 100 toneladas totalmente hidráulico se utilizan herramientas CAD y CAE para su modelado y simulación tridimensional.

En 2011 la empresa obtiene la certificación de la Organización Internacional para la Estandarización ISO 9001:2008 convirtiéndose en la primera empresa de metalmecánica de Venezuela en obtener dicho reconocimiento, refrendándose la misma en el año 2015 bajo la versión vigente de la norma. Desde el año 2014 Industrias Free Ways C.A. se convierte en uno de los principales proveedores de equipos de

saneamiento ambiental del país, con diseños de vehículos propios incorporando la menor cantidad de elementos importados.

Actualmente, es una empresa cuya estructura está basada en un modelo empresarial, enfocado en la responsabilidad, el desarrollo social, la excelencia, alta productividad y sustentabilidad, donde cada trabajador tiene la facultad de expresar libremente sus ideas y planteamientos cuando lo considere conveniente. Es una organización totalmente plana sin jerarquías innecesarias y es la compañía líder en la producción de vehículos industriales del país.

### 1.5 - Misión

“Fabricar, mantener y reparar los mejores vehículos industriales garantizando calidad y seguridad a nuestros clientes y usuarios”.

### 1.6 - Visión

“Mantenernos como líderes en el segmento de vehículos industriales en Venezuela, consolidarnos como corporación y expandirnos internacionalmente”.

### 1.7 - Principios y Valores

La responsabilidad social es una parte fundamental de Industrias Free Ways C.A, por lo que contribuye con el desarrollo integral de sus trabajadores y las comunidades donde operan, siendo este un objetivo aún más importante que la búsqueda de rentabilidad o simple desempeño económico. Industrias Free Ways C.A está comprometida con el crecimiento de su gente, sus clientes y su país. Los valores que definen el comportamiento organizacional de Industrias Free Ways C.A pueden reseñarse como sigue:

- Somos respetuosos y responsables.
- Poseemos visión sistemática y somos abiertos al aprendizaje.
- Valoramos la excelencia y el liderazgo.
- Valoramos la fidelidad, constancia y honestidad en nuestros trabajadores, clientes y proveedores.

- Somos innovadores
- Somos mujeres y hombres interdependientes.
- El interés de la organización (colectivo) y del individuo es inseparable.

## 1.8 - Políticas de la Empresa

### 1.8.1 - Política de calidad

“Estamos comprometidos con fabricar mantener y reparar vehículos de carga que cumplen o exceden las expectativas de nuestros clientes, basados en la innovación tecnológica, el mejoramiento continuo y el trabajo en equipo”.

### 1.8.2 - Política de seguridad y salud ocupacional

“En Industrias Free Ways C.A. fabricamos vehículos de carga, mejorando continuamente la gestión y desempeño del sistema de seguridad y salud ocupacional, cumpliendo leyes, normas y procedimientos para prevenir lesiones y enfermedades en nuestros trabajadores, gestionando los peligros y riesgos existentes al realizar nuestras actividades”.

## 1.9 - Estructura Organizativa

La estructura organizativa de la empresa está basada en un modelo empresarial de estructura vertical, lineal y funcional, que facilita el trabajo en equipo y la coordinación de esfuerzos para cumplir con las diversas actividades que la empresa ejecuta.

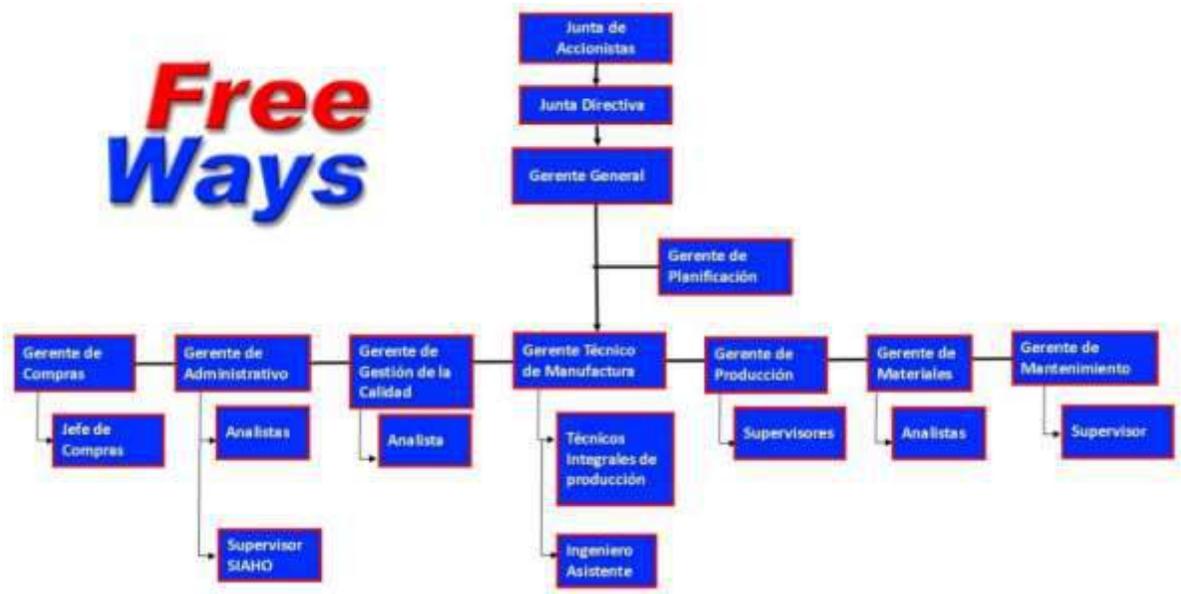


Figura 3. Organigrama funcional Industrias Free Ways C.A  
Fuente: Gerencia de Producción (2018)

www.bdigital.ula.ve

## CAPITULO II

### EL PROBLEMA

#### 2.1 - Planteamiento del Problema

En la actualidad la organización se propone iniciar el desarrollo de nuevos productos, específicamente válvulas neumáticas de retención y de seguridad usadas en sus vehículos industriales, con miras a su producción en grandes volúmenes. Se requiere probar que estas válvulas cumplen con las especificaciones de diseño y operación para que puedan ser calibradas, precintadas y garantizar que cumplen con estándares de calidad y seguridad, elevando así la competitividad de los productos de la empresa. A la fecha, no se dispone de una estación de pruebas adecuada que permita el cumplimiento de los objetivos organizacionales, por lo que se hace necesario el diseño de una estación que además pueda ser manufacturada con materia prima local y en función de los recursos e infraestructura de la empresa.

#### 2.2 - Objetivo General

- Diseñar y validar una estación para realizar pruebas de presión en válvulas neumáticas

#### 2.3 - Objetivos Específicos

- Conocer los procesos productivos de la empresa
- Conocer válvulas vinculadas a la estación de prueba
- Conocer y entender las características del producto
- Determinar el rango de valores de presión para las pruebas requeridas
- Diseñar la estación, en lo posible de acuerdo a procesos de fabricación local

- Evaluar la ubicación dentro de la empresa y la inversión requerida
- Establecer requisitos de entrada
- Plantear proceso de fabricación de acuerdo a tecnología local disponible
- Realizar los cálculos requeridos vinculados al diseño de la estación
- Desarrollar la información técnico-productiva requerida (Modelado 3D, planos, lista de partes).

#### 2.4 - Justificación

El banco de pruebas se presenta como el elemento final de medición y control dentro del esquema global de producción de válvulas neumáticas de la empresa, pues las pruebas de funcionamiento figuran entre los requisitos de calidad fundamentales de este proceso; la aplicación correcta y confiable de estas deriva en información con la capacidad de mejorar los procesos de trabajo, que a su vez genera como resultado una menor cantidad de errores, de productos defectuosos y de reproceso, acortando de tal forma el tiempo total del ciclo y reduciendo el consumo de recursos, costos de operaciones y aumentando la confiabilidad del producto final.

#### 2.5 - Alcance

Para la empresa resulta necesario ofrecer productos de mayor valor añadido, es prácticamente imprescindible desarrollar y aplicar eficazmente tecnologías de apoyo a la función de diseño e ingeniería, como es el caso de mecanismos de prueba que garanticen el correcto funcionamiento de los productos que son planificados. Es por ello, que mediante la implementación de un banco de pruebas de válvulas neumáticas, la organización logrará consolidar su proceso productivo basado en sus políticas de calidad, reduciendo además sus costos operativos por la tercerización de productos y servicios, abriendo también todo un nicho de mercado que se presenta como una potencial oportunidad en el contexto venezolano.

## 2.6 - Limitaciones

La principal limitación del proyecto a desarrollarse es de carácter económico, por lo que la propuesta de diseño del banco de prueba deberá simplificarse para permitir su funcionamiento con sistemas e infraestructura asequibles y/o de posible construcción dentro de la empresa, que además aseguren conformidad con estándares de seguridad y normativa de referencia en inspección de válvulas.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## CAPITULO III

### MARCO DE REFERENCIA

#### 3.1 - Antecedentes de la Investigación

Controlar un proceso requiere un conocimiento exhaustivo del mismo, para optimizarlo es necesario el ingenio, pero para poder controlar y optimizar es indispensable medir. Esta idea es bien representada por el proyecto metodológico titulado “**Determinación Experimental del Coeficiente de Capacidad de Flujo Para Válvulas de Control de Procesos**” presentado en el año 2009 ante la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco-México por el equipo formado por Aragón-Camarasa G., Aragón-González G., Canales-Palma A. y León-Galicia A., en el Programa de Desarrollo Profesional en Automatización.

En este proyecto se concibió un banco de pruebas para determinar experimentalmente el coeficiente de flujo (CV) para válvulas de control de procesos que funcionan con fluidos compresibles, de acuerdo a los criterios establecidos por las normas ANSI / ISA-75.02-1996 y ANSI / ISA- 75.01.01-2002. Aragón, et al. (2009) realizan una elegante deducción de una ecuación para el cálculo del CV para fluidos compresibles a través de análisis dimensional y semejanza, haciendo uso de los números de Euler entre el prototipo y el modelo. También describe la instrumentación para medir el flujo, la temperatura y la diferencia de presión, el diseño y el desarrollo de circuitos electrónicos que controlan la instrumentación, y los algoritmos para la operación y adquisición de datos.

Este banco de pruebas es utilizado para verificar la calibración de válvulas con apertura continuamente variable después de haber sido reparadas, además de establecer el CV para varios porcentajes de apertura a partir de las mediciones realizadas en el equipo, permitiendo caracterizarlas y detectar fallas o mal funcionamiento. Finalmente el banco de pruebas se fija sobre una estructura ligera de perfiles de aluminio y puede ser transportada para ejecutar pruebas en campo.

Así pues, el proyecto llevado por Aragón, et al. (2009) pone en perspectiva el alcance mismo del trabajo en desarrollo, permitiendo conocer y entender de manera accesible el significado físico del coeficiente de flujo de una válvula, además de las características funcionales y constructivas del banco de pruebas, la instrumentación requerida para su correcto funcionamiento y como este se apoya en normativa internacional que puede fungir como directriz en todos los aspectos técnicos requeridos en el desarrollo de la presente investigación.

De igual forma, también fue consultado el trabajo especial de grado presentado por Vega Uribe A., ante la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga en el año 2009 como requisito para la obtención del título de ingeniero mecánico, cuyo objetivo general reza **“Diseñar y construir un banco de pruebas que permita prestar servicio de diagnóstico en campo a diferentes tipos de válvulas industriales (de globo, compuerta y tapón) entre 2 y 12 pulgadas de diámetro, para la empresa REYMOM LTDA ubicada en Barrancabermeja”**.

En este proyecto, se diseñó un banco de pruebas para válvulas industriales para realizar pruebas hidrostáticas en campo, tomando como referencia el estándar internacional de la norma API 598, que hace referencia a los requerimientos para la inspección y prueba de válvulas de compuerta, globo, bola, de retención y mariposa. El diseño de la estación de pruebas está regido por criterios como la movilidad, versatilidad, bajo costo, sencillez de operación y efectividad. El autor realiza además la propuesta del circuito hidráulico requerido para el funcionamiento adecuado de la prueba a realizar.

Esta investigación orienta al presente proyecto con la especificación de la normativa utilizada internacionalmente concerniente a estándares de inspección y prueba de válvulas. Es también clara la similitud con respecto a la situación empresarial en la que se busca optimizar los recursos, ofreciendo una solución que se equipare con los métodos de manufactura disponibles y brinde una solución que se incorpore al esquema comercial de la empresa; dentro de los criterios de diseño resalta la movilidad del banco de pruebas, lo cual le confiere un atributo deseable y puede considerarse en el desarrollo del modelo propio del proyecto en curso.

Así pues, es evidente que la valvulería en general es un rubro que se encuentra altamente regulado y estudiado debido a su vital importancia en industrias de alto impacto económico en la sociedad. Extenso e intensivo ha sido el desarrollo de contenido en este tópico, pudiendo citarse de esta forma el trabajo titulado **“Tecnología Neumática, Teoría, Diseño y Simulación de Componentes y Circuitos Para La Docencia Interactiva Vía Web”** realizado por Buenache Vega J., en el año 2010 y presentado ante la Universidad Carlos III de Madrid.

En este trabajo el autor tiene como objetivo dar a conocer en profundidad la tecnología neumática, por medio de un método de aprendizaje interactivo y visual que facilita en gran medida la comprensión de todos sus aspectos, estableciendo así, a través de la modalidad de investigación documental y de campo una sólida base en la que se desarrollan aspectos que van desde el diseño y características de componentes, hasta el dimensionado de éstos, creación de mandos de control, sistemas automáticos y máquinas accionadas neumáticamente, además de ejemplos de aplicaciones y cálculos característicos.

El proyecto de Buenache (2010) se alinea de manera adecuada con varios de los objetivos específicos más importantes del presente proyecto, a saber: conocer válvulas vinculadas a la estación de prueba, conocer y entender las características del producto y realizar los cálculos requeridos vinculados al diseño de la estación, donde además se

genera un gran aporte en materia de circuitos neumáticos, sus componentes más importantes y la forma adecuada de seleccionarlos.

Del mismo modo, es importante entender que la medición y el control de procesos son fundamentales para generar, en definitiva, los mejores resultados posibles en lo que concierne a la utilización de recursos, máquinas, desempeño, rentabilidad, protección medioambiental y seguridad en una unidad productiva, es por ello que se hacen grandes esfuerzos para garantizar que elementos de control tan importantes como la valvulería en cualquiera de sus expresiones sean cada vez más eficientes. Para ejemplificar lo anterior puede tomarse como referencia el trabajo titulado **“Diseño Mejorado para Válvula Hidráulica y Equipo de Prueba de Válvula Hidráulica”** realizado por Markonda R. y Vasava P. en el año 2015 y presentado en el Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Halmstad, Suecia.

La intención de los autores es optimizar las pérdidas de energía y trabajar en el rediseño de una válvula hidráulica. Para ello se desarrolla una estación de pruebas universal que permita analizar el flujo y presión de un líquido a través de la válvula, proporcionando fundamentos para mejorar su rendimiento. En el proyecto se ejecuta además un modelo de simulación para verificar y contrastar con los resultados obtenidos experimentalmente. Este trabajo establece a través del Despliegue de la Función de la Calidad (QFD), una metodología de diseño bien definida que conduce al proyecto a un proceso en el que son usadas herramientas efectivas para definir los requerimientos de entrada de un cliente y convertirlos en especificaciones ingenieriles detalladas para producir una válvula y un medio de prueba que permita cumplir con dichos requerimientos.

En este sentido, el trabajo de Markonda, et al. (2015) constituye un precedente adecuado pues su planteamiento y experiencia sobre el uso, análisis, obtención de datos y organización de la información en el proceso de diseño, orienta al proyecto en curso en la indagación y análisis de metodologías que se adapten correctamente a su

naturaleza, a las condiciones que lo definen y que permitan cumplir satisfactoriamente con todos los objetivos planteados.

En esta misma labor de investigación y consulta se encontró el trabajo realizado por Zambrano-Miranda C., González J.A., Campo-Escudero L., Araújo-Segura R. y Roldán-Mckinley J., titulado **“Diseño de un Banco para la Determinación Práctica del Coeficiente de Válvulas, Norma vdi/vde 2173”** publicado en la Revista Ingeniería, Investigación y Desarrollo, Vol. 18 [1], pp. 5-15, 2018.

En el artículo se presenta el diseño de un banco de pruebas para la determinación práctica del coeficiente de flujo ( $K_v$ ) de válvulas de control de hasta media pulgada, bajo estándares internacionales establecidos por la norma “vdi/vde 2173” para la elaboración de este tipo de ensayos. La fase de diseño considera principalmente tres factores: distribución y dimensionamiento de la red de tuberías, ergonomía y la seguridad estructural del equipo, con el propósito de crear un producto que sea de uso cómodo y confiable. Los elementos estructurales del equipo son definidos mediante la comparación de cálculos de teoría de falla y análisis de elementos finitos en software CAD.

En ese sentido, el trabajo de C. Zambrano-Miranda, et al (2018) se relaciona con esta investigación pues propone un material instructivo que facilita la definición de variables importantes a tomar en cuenta en el diseño y montaje del banco de pruebas para la medición del coeficiente de flujo de la válvula. Además aporta con la estructura de trabajo utilizada que aborda, paso a paso, las actividades necesarias a realizar para la manufactura y puesta en marcha de la estación de pruebas.

## 3.2 - Bases Teóricas

### 3.2.1 - Valvulería

Las válvulas son dispositivos mecánicos que controlan o regulan el flujo y la presión dentro de un sistema o proceso. Su propósito puede implicar detener e iniciar el flujo, reducir o aumentar el caudal, desviar el flujo, evitar el flujo de retorno, controlar o aliviar la presión; normalmente estas tareas se realizan ajustando la posición del miembro de cierre en la válvula, lo cual puede hacerse de forma automática o manual, esta última pudiendo llegar a incluir la manipulación de la válvula por medio de un operador de potencia neumático o hidráulico. Así pues, las válvulas son componentes esenciales de todo sistema de tuberías que transporte líquidos, gases, vapores o lodos (Zappe, 2004).

### 3.2.2 - Clasificación General de las Válvulas

Existen muchos tipos y diseños de válvulas (Figura N°4) con una amplia gama de aplicaciones industriales que pueden satisfacer una o más funciones de las identificadas anteriormente; dentro de este gran conjunto pueden nombrarse las válvulas de compuerta, globo, bola, mariposa, retención, diafragma, alivio de presión, de control, de distribución, entre otras. Cada una de estas presenta a su vez una gran variedad de modelos constructivos, con diferentes características y capacidades funcionales. Teniendo esto en cuenta, una clasificación general de las válvulas se define respecto a la función que estas cumplen dentro de un determinado sistema, a saber:

- **Detener o iniciar un flujo:** su misión es interrumpir el flujo de la línea de forma total y cuando sea preciso, también llamadas válvulas de cierre, de interrupción, de bloqueo o de corte.
- **Regulación:** su misión es modificar el flujo en cuanto a cantidad, dirección, mezclado o accionado de forma automática.
- **Retención:** evitar retorno de fluido.
- **Seguridad:** utilizadas para proteger equipos y personal contra la sobre presión.

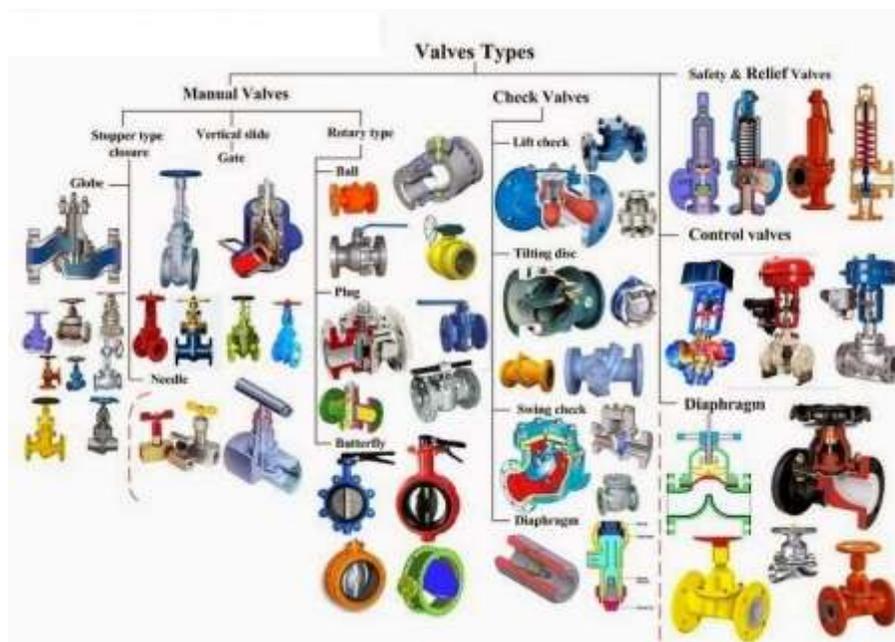


Figura 4. Clasificación general de las válvulas (Fuente: <http://centralpipping.cl>)

Las válvulas son elementos costosos y es importante que se especifique la válvula correcta para una aplicación requerida. De esta forma, la selección de una válvula está basada en su función, la capacidad del material constructivo de interactuar adecuadamente con el fluido de proceso y el ambiente en el que se encuentra, las condiciones extremas de presión-temperatura, las conexiones finales, operación, peso, disponibilidad, mantenimiento y costo. Por consiguiente, el conocimiento exhaustivo de las características más importantes de las mismas es esencial para su selección, para la economía y para la operación de procesos.

### 3.2.3 - Características Fundamentales de las Válvulas

Independientemente del tipo de válvula, existen características fundamentales que deben ser consideradas para procurar la mayor eficiencia del proceso a controlar, tales como el rendimiento del sellado y las características de flujo. La discusión sobre el sellado de válvulas comienza con el entendimiento del concepto de estanqueidad a los fluidos, seguida de la descripción del mecanismo de sellado y el diseño de los sellos del asiento. Por otro lado, las características de flujo a través de las válvulas cubren la

pérdida de presión, la cavitación, el golpe de ariete, la atenuación del ruido de la válvula y capacidad de alivio en caso de válvulas de seguridad.

### 3.2.3.1 - Estanqueidad de Válvulas

Una de las tareas de la mayoría de las válvulas es proporcionar un sello entre el asiento y el miembro de cierre, si el miembro de cierre es movido por un vástago que penetra en el sistema de presión desde el exterior, se debe proporcionar adicionalmente otro sello alrededor del vástago. Si no es tolerable el escape de fluido a la atmósfera, los sellos del vástago pueden asumir una mayor importancia que el sello del asiento. Por lo tanto, la construcción de los sellos de una válvula puede influir mucho en la calidad de la misma.

#### a) Criterio de fuga

Un sello es considerado hermético si no se nota la fuga o si la cantidad de fuga observada es permisible, así la fuga máxima permitida para una aplicación específica se conoce como criterio de fuga. La estanqueidad del fluido puede expresarse como el tiempo que le toma a una masa o volumen de fluido dado pasar a través de los capilares de fuga o como el tiempo que toma que se produzca un cambio de presión predeterminado en el sistema. Se pueden distinguir cuatro clases amplias de estanqueidad para válvulas: clase de fuga nominal, clase de fuga baja, clase de vapor y clase atómica (Smith, et al. 2004).

La clase de fuga baja y nominal aplica únicamente a los asientos de válvulas que no requieren de cierre ajustado, como comúnmente es el caso para el control de tasa de flujo. El sello de clase de vapor es relevante para el asiento, vástago, sellos del cuerpo de válvulas que son usadas para vapor y la mayoría de aplicaciones industriales. La clase de sello atómica aplica a situaciones en la que un nivel de cierre extremadamente alto es requerido, como en el caso de la industria aeroespacial y en plantas nucleares (Smith, et al. 2004).

## b) Prueba de Estanqueidad a los Fluidos

La mayoría de las válvulas están destinadas a tareas para las cuales la estanqueidad a los fluidos de clase de vapor es satisfactoria. Las pruebas para evaluar este grado de estanqueidad a los fluidos se llevan a cabo normalmente con agua, aire o gas inerte y se aplican al cuerpo de la válvula y al asiento. Cuando se prueba con agua, la tasa de fuga se mide en términos de volumen por unidad de tiempo o gotas de líquido por unidad de tiempo. La fuga de gas puede medirse conduciendo el escape a través de agua o de un agente detector de fugas formador de burbujas, y luego contando las burbujas producidas por unidad de tiempo (Smith, et al. 2004).

### 3.2.3.2 - Características de Flujo en Válvulas

En sistemas de potencia de fluidos neumáticos, la energía es transmitida y controlada a través de un gas bajo presión dentro de un circuito; los elementos que componen dicho circuito son inherentemente resistivos al flujo del gas y es necesario, por lo tanto, definir y determinar las características de flujo que describen el desempeño de estos. En otras palabras, cuando el flujo pasa a través de una válvula u otro dispositivo restrictivo pierde energía, la pregunta es ¿qué tanta? La medición y expresión de esa restricción de flujo se sintetiza en una característica fundamental conocida como capacidad de flujo y no siempre es tan sencilla de obtener.

En la industria neumática existen variedad de estándares que expresan la capacidad de flujo como una medida de la eficiencia con la que un componente permite que un fluido fluya a través de él, algunos de los más comunes incluyen al coeficiente de caudal ( $C_v$ ), la conductancia sónica ( $C$ ), flujo normalizado por unidad de tiempo y caudal real a diferenciales de presión específicos. Estos términos no son intercambiables e incluso tienen significados, interpretaciones y fórmulas ligeramente diferentes de un fabricante a otro.

#### a) Coeficiente de Caudal ( $C_v$ )

La necesidad de normalizar el cálculo de las dimensiones de una válvula, no sólo en cuanto a su tamaño sino también en cuanto a su capacidad de permitir el paso de un

fluido, ha llevado a los fabricantes y a los usuarios a adoptar un valor conocido como coeficiente de caudal o coeficiente de flujo ( $C_v$ ). Este es un multiplicador o factor de diseño utilizado para cuantificar el rendimiento del flujo de la válvula y relaciona la diferencia de altura o presión entre la entrada y salida de la válvula con el caudal; se utiliza cuando la ruta de flujo es más compleja que un orificio simple, proporcionando una cantidad única que tiene en cuenta el área de flujo del orificio junto con todas las restricciones a través de la válvula, el coeficiente de contracción y el coeficiente de pérdida de carga, todo en uno (Baumann, 2008).

Cada válvula tiene su propio coeficiente de caudal y depende de cómo ha sido diseñada para dejar pasar el flujo a través de ella, por consiguiente, las mayores diferencias entre coeficientes distintos provienen del tipo de válvula y naturalmente de la posición de apertura de la misma. Puede ser importante conocer el coeficiente de caudal para poder hacer la selección adecuada para una aplicación específica, si esta se encuentra la mayor parte del tiempo abierta, posiblemente interesará elegir una válvula con poca pérdida de carga para poder ahorrar energía, o si se trata de un mecanismo de control, el rango de coeficientes en las diferentes posiciones de apertura tendrá que permitir cumplir con las necesidades de regulación de la aplicación (Clippar, 2018).

Los diseñadores pueden usar el valor  $C_v$  para predecir caídas de presión o caudales cuando una válvula se instala en un sistema neumático. El  $C_v$  define de alguna manera, la capacidad máxima de la válvula y suele verificarse de manera que con el menor diferencial de presión que pueda existir pueda circular el caudal máximo a esperarse para esas condiciones.

Este coeficiente fue introducido en 1944 por una empresa de fabricación de válvulas llamada Masoneilan, originalmente para flujos líquidos (Masoneilan, 2000). En poco tiempo fue adoptado universalmente por fabricantes como un valor estándar y como una forma práctica de expresar la capacidad de flujo de sus componentes. Se determina a través de procesos experimentales regidos por normas internacionales para cada tipo de válvula, tamaño y distintas aperturas, de forma de definir cuánto flujo puede pasar por una válvula, cuando se aplica una diferencia de presión bien definida.

La prueba usada para determinar el  $C_v$  mide tradicionalmente el número de galones (U.S.) de agua a 60°F (15.6 °C) que fluirán a través de una válvula en un minuto cuando la caída de presión a través de esta es de 1 psi. Adicionalmente, existe un equivalente en unidades métricas, llamado “ $K_v$ ” que se define como el caudal de agua medido en metros cúbicos por hora [ $m^3/h$ ], entre 5°C y 40°C que pasa a través de la válvula a una apertura dada, y genera una pérdida de carga de 1 bar. Con esta data puede calcularse el coeficiente de flujo haciendo uso de la siguiente expresión genérica:

$$C_v = Q * \sqrt{\frac{S_g}{\Delta P}}$$

Donde:

Q = caudal

$\Delta P$  = caída de presión

$S_g$  = gravedad específica del agua

Numéricamente la relación existente entre estos dos parámetros puede expresarse como:

$$C_v = 1.15 * K_v$$

Un procedimiento generalmente usado para determinar el valor  $C_v$  es utilizar agua y asumir la equivalencia en el servicio de gas, sin embargo, un coeficiente de flujo determinado con agua puede diferir sustancialmente de un coeficiente determinado por gas y esta discrepancia usualmente no es publicada por fabricantes. Así pues, una buena práctica de ingeniería es determinar el  $C_v$  utilizando un procedimiento de prueba basado en gas para los componentes utilizados en servicio de gas. Para válvulas que transportan un fluido compresible, el coeficiente de flujo se determina a través de la medición del caudal de aire, expresado en condiciones estándar en SCFM o  $Nm^3/s$ , que atraviesa la válvula cuando existe una caída de presión de 1 psi o 1 bar.

La ecuación básica usada para el cálculo del  $C_v$  mostrada anteriormente, puede aplicarse a gases y vapor, la diferencia es que la densidad del gas cambia con  $\Delta P$  y dado que este es un proceso gradual, la relación con el flujo ya no es lineal sino curva. Para predecir la forma exacta de esta curva se hace uso de un elemento conocido como factor de expansión ( $Y$ ), además se introduce el coeficiente de compresibilidad para lidiar con el comportamiento de gases reales. Las ecuaciones utilizadas entonces para el cálculo del  $C_v$  para gases quedan de la siguiente manera:

$$Y = 1 - \frac{X}{3 * F_k * X_t}$$

$Y$  = coeficiente de expansión, relación entre el coeficiente de flujo de un gas y el de un líquido con el mismo número de Reynolds, sin dimensiones.

$X$  = radio de caída de presión  $\Delta P/P_1$  ( $P_1$  y  $P_2$  siempre es presión absoluta, es decir, manométrica más presión atmosférica del lugar).

$F_k$  = la relación del calor específico  $k$  de un gas (aire = 1.4).  $F_k = k \text{ de gas} / 1.4$

$X_T$  = radio de caída de presión terminal. Este es el valor máximo de  $X$  que corresponde al momento en el que se estrangula completamente el flujo y se caracteriza por un fenómeno en el que una disminución de la presión aguas abajo no genera un aumento del caudal. En este momento la tasa de flujo solo puede aumentar si se aumenta la presión de entrada de la válvula.

$$C_v = \frac{Q}{N_7 * P_1 * \gamma} \sqrt{\frac{T_1 * S_g * Z}{X}}$$

Donde:

$Q$  = caudal medido.

$S_g$  = gravedad específica del gas (aire = 1).

$T_1$  = temperatura absoluta aguas arriba.

$Z$  = factor de compresibilidad (ignore si la presión nunca excede los 2000 psia).

$N_7$  = constante que depende de las unidades utilizadas en el cálculo.

Si bien el método  $C_v$  es el estándar más popular, su precisión depende de que los fabricantes se adhieran a los mismos procedimientos de prueba. Algunos fabricantes prueban y publican  $C_v$  sin ninguna explicación de cómo lo producen, mientras que otros publican explicaciones, pero no siguen estándares internacionales. Las ecuaciones mostradas anteriormente para la determinación del  $C_v$  para flujos compresibles están basadas en la norma ANSI/ISA S75.02-1996.

#### b) Conductancia Sónica

En lugar de  $C_v$ , algunos fabricantes optan por publicar la conductancia sónica ( $C$ ) de un componente neumático. Este parámetro está definido por la norma ISO 6358 y se desarrolló para determinar las características de caudal de las válvulas neumáticas, en base a un modelo de boquillas convergentes. El método incluye la determinación de dos parámetros característicos: conductancia sónica ( $C$ ), y la relación de presión crítica ( $b$ ), utilizada en una aproximación matemática propuesta del comportamiento del flujo. El resultado describe el rendimiento del flujo de una válvula neumática desde el flujo estrangulado al flujo subsónico, basado en la presión de estancamiento para tener en cuenta la influencia de la velocidad del flujo en la medición de presiones.

La condición de flujo sónico de una válvula se da cuando se ha alcanzado el flujo máximo posible. Para una presión aguas arriba dada, la cantidad de flujo máximo se define como la velocidad de flujo a la cual una disminución en la presión aguas abajo no dará como resultado un aumento en la velocidad de flujo, en otras palabras, dicha disminución de la presión una vez se ha alcanzado el flujo sónico ya no aumenta el caudal. Esta condición también se conoce como flujo ahogado, cuya velocidad es igual a la velocidad local del sonido en al menos una sección del componente, lo que significa que el número de Mach es igual a 1. La relación de presión crítica es la relación entre la presión aguas abajo y la presión aguas arriba cuando el componente ha alcanzado la condición de flujo máximo.

Muchos fabricantes sostienen que en el flujo subsónico los datos (C) son más confiables que los  $C_v$  porque son basados en el flujo máximo que puede pasar a través de una válvula, no obstante, algunos confunden el valor de C con  $C_v$ , lo que puede generar errores y componentes de tamaño incorrecto. Es importante mencionar que la determinación del valor de C está ligada directamente a la medición del caudal alcanzado cuando se establece el flujo estrangulado, lo cual implica mayor complejidad de la infraestructura, equipos e instrumentación requeridos y por ende un mayor costo (Clippard, 2018).

### c) Caudal Normalizado Por Unidad de Tiempo

Es común para componentes neumáticos que se publique un caudal en litros normales por minuto (NL/min) o en pies cúbicos estándar por minuto (SCFM). Este es un índice de flujo medido con una caída de presión específica de 1 atm o 1 Psi entre la presión aguas arriba y la presión aguas abajo del componente. El flujo medido se convierte a “condiciones normales”, cuya especificación puede variar de un lugar a otro. Algunas condiciones “normales” comúnmente utilizadas incluyen:

- Temperatura a 0 ° C, presión a 1 atm, 0% de humedad relativa
- Temperatura a 20 ° C, presión a 1 atm, 0% de humedad relativa
- Temperatura a 21 ° C, presión a 1 atm, 0% de humedad relativa
- Temperatura a 0 ° C, presión a 1 bar, 0% de humedad relativa

Este método puede ser confuso, ya que toma la tasa de flujo real con un diferencial de presión y la convierte en una tasa de flujo en “condiciones normales”, si bien las variaciones generadas por el uso de un criterio de “condiciones normales” a otro pueden ser mínimas, la ausencia de consenso para la “condición normal” crea dificultades para su aplicación correcta y estandarización.

Un ejemplo claro de lo errático que puede ser la medición de la capacidad de flujo de una válvula bajo este método es que aunque los fabricantes pueden tener diferentes “condiciones estándar”, la mayoría publicada en NL/min lo hace generando un diferencial de presión de 1 atm a través de la válvula, este diferencial debe ser

establecido con 6 atm en la entrada y 5 atm en la salida, esto es importante porque ese diferencial no generara el mismo caudal que 1 atm en la entrada de la válvula y el escape a la atmósfera. Los caudales medidos NL/min y L/min a la atmósfera pueden ser muy diferentes (Clippard, 2018).

#### d) Flujo Real Vs Diferencial de Presión

Algunos fabricantes simplemente proporcionan un gráfico de flujo en el que se muestra el caudal real que la válvula alcanza a medida que cambia el diferencial de presión a lo largo de todo el rango de operación del componente. Esto facilita que los ingenieros determinen la velocidad de flujo a una caída de presión específica y reduce en gran medida la posibilidad de confusión en los datos. Sin embargo, no existe un estándar de la industria para probar el caudal real de los componentes neumáticos. (Clippard, 2018)

Es claro que existen muchos métodos en los que se puede representar la capacidad de flujo de un componente. La variedad de métodos que se usan para expresar el flujo puede variar de un fabricante a otro, así como de un país a otro, lo que puede complicar un poco cuando de seleccionar el método correcto. Sin embargo, con una comprensión básica de los métodos más populares, los ingenieros pueden aplicarlos adecuadamente en sistemas neumáticos para garantizar componentes de tamaño adecuado.

#### 3.2.4 - Válvulas de Retención

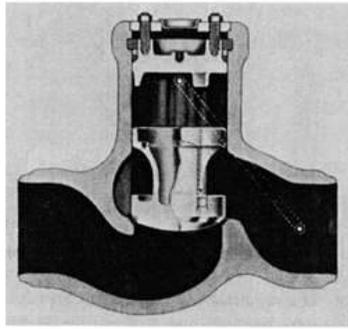
La función principal de una válvula de retención, también conocida como válvula anti retorno, válvula de una vía o simplemente válvula check, es proteger equipos mecánicos en un sistema de tuberías evitando la inversión del flujo, en otras palabras, el diseño básico de una válvula de retención inhibe el flujo de retorno en una línea. Esto es particularmente importante en el caso de bombas y compresores, donde el flujo de retorno puede causar daños significativos de las partes internas del equipo y causar paradas innecesarias, con todas las consecuencias que esto implica.

Debido a su diseño simple, las válvulas de retención generalmente operan sin interacción humana, por esta razón son consideradas válvulas automáticas que deben abrir con flujo directo (basando su función de apertura principalmente en la presión y velocidad del fluido) y deben cerrar cuando se produzca una inversión de flujo (utilizando el retorno del fluido, la fuerza de gravedad y en ocasiones un resorte para optimizar la función de cierre). El modo de regulación de flujo brindado por estas válvulas es necesario para mantener el cebado después de que una bomba se haya detenido, permitir que funcionen bombas y compresores alternativos, evitar que bombas y compresores rotativos conduzcan las unidades de reserva en reversa. También pueden ser necesarias en líneas que alimentan un sistema secundario en el que la presión puede elevarse por encima de la presión del sistema primario (Turesson, 2001).

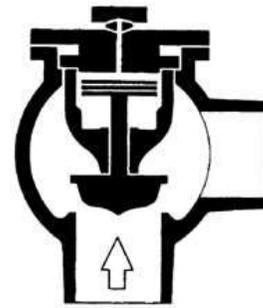
#### *3.2.4.1 - Clasificación De Válvulas de Retención*

Las válvulas de retención se pueden agrupar de acuerdo con la forma en que el miembro de cierre se mueve sobre el asiento. Se distinguen entonces ciertos grupos bien definidos como se muestra a continuación:

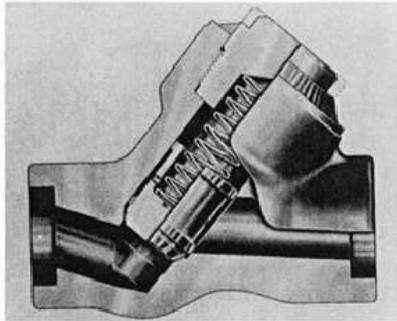
- **Válvulas de retención de elevación:** El miembro de cierre viaja en la dirección normal al plano del asiento, como en las válvulas mostradas en la Figura N° 5. El disco en las válvulas de retención de elevación se encuentra normalmente en una configuración de tipo pistón y se mueve dentro de una superficie guía. Este mecanismo de guía puede verse afectado por la entrada de suciedad o verse ralentizado por fluidos con alta viscosidad. Una gran ventaja comparada con muchos otros diseños es que la distancia que recorre el obturador desde el punto de apertura mínima al punto de apertura completa es pequeña, lo que le confiere una característica potencial de cierre rápido (Zappe, 2004).



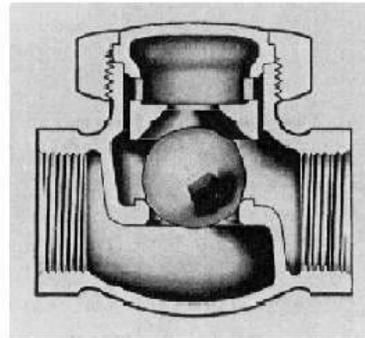
Lift Check Valve with Piston-Type Disc, Standard Pattern. (Courtesy of Edward Valves Inc.)



Lift Check Valve, Angle Pattern, with Built-in Dashpot, Which Comes Into Play During the Final Closing Movement. (Courtesy of Sempell A.G.)



Lift Check Valve with Piston-Type Disc, Oblique Pattern. (Courtesy of Edward Valves Inc.)

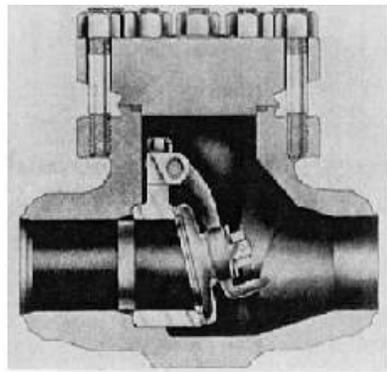


Lift Check Valve with Ball-Type Disc, Standard Pattern. (Courtesy of

Grease Co.)

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)  
 Figura 5. Diseños de válvulas de retención de elevación. (Smith, 2004)

- Válvulas de retención oscilantes:** el miembro de cierre gira alrededor de una bisagra, que está montada fuera del asiento, como en las válvulas que se muestran de la Figura N°6. Es un modelo de uso común en la industria principalmente por su diseño simple, la baja caída de presión que genera, economía, confiabilidad de sellado y disponibilidad en un rango amplio de tamaños. La principal desventaja de este diseño es que la función de cierre es la más lenta entre todos los modelos constructivos, debido a la mayor distancia que debe recorrer el obturador desde la posición completamente cerrada hasta la posición completamente abierta (McElhaney, 2000).



Swing Check Valve. (Courtesy of Velan Engineering, Limited.)



Double-Disc Swing Check Valve. (Courtesy of Mission Manufacturing Co.)

Figura 6. Válvula de retención oscilante. (Smith, 2004)

- Válvulas de retención de disco basculante:** el miembro de cierre pivota alrededor de una bisagra, que está montada encima pero cercana al centro del asiento, como en la válvula que se muestra en la Figura N° 7. Su diseño le confiere un cierre mucho más rápido debido a que el recorrido del disco es mucho menor, sin embargo, pueden existir algunos problemas de sellado con este modelo. Otra desventaja que puede presentar con respecto a la válvula oscilante es que es más costosa y presenta una mayor dificultad de reparación (Zappe, 2004).

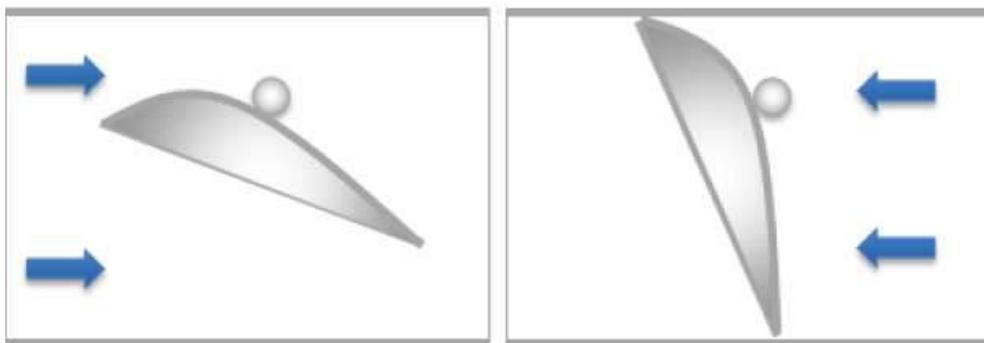


Figura 7. Válvula de retención de disco basculante. (Turesson, 2011)

#### 3.2.4.2 - Consideraciones en Válvulas de Retención

Es importante mencionar que las válvulas de retención deben funcionar de una manera que eviten la formación de una sobrepresión excesivamente alta como resultado del cierre de la válvula. Si una bomba se detiene y el flujo hacia adelante se invierte en la línea hacia la bomba antes de que la válvula de retención se haya cerrado completamente, el flujo forzará el obturador de la válvula contra su asiento, este escenario puede casi instantáneamente detener el flujo de reversa y resultar en un efecto de golpe de ariete. La consecuente onda de presión generada por este fenómeno puede ocasionar daños considerables al sistema, incluyendo fractura de la tubería, cavitación e implosión debido a las presiones de vacío que se forman. Es importante notar que estas fallas pueden no formarse debido a un único y gran evento de esta naturaleza, sino también a la acumulación de los efectos de estos a una menor escala, generando una falla por fatiga (Morris-AVK inc.).

De igual forma, las válvulas anti retorno deben evitar movimientos fluctuantes rápidos del miembro de cierre, con el propósito de impedir el desgaste prematuro y excesivo de los elementos móviles, operación ruidosa y vibración. Para optimizar la eficiencia del sistema es importante que la válvula esté en la posición completamente abierta en condiciones normales de operación, ya que esto minimizará la pérdida de carga a través de esta y también asegura que el desgaste en los elementos internos sea minimizado, y que la válvula trabaje en condiciones de estabilidad. Así pues, cada tamaño de válvula tiene una velocidad mínima requerida para mantener el disco en posición completamente abierta, esta depende de varios parámetros como el medio de flujo (gas o líquido), la densidad, temperatura, peso del disco y el brazo del momento generado (Ravindran, 2019).

#### 3.2.5 - Válvulas de Alivio de Presión

Los términos “válvula de alivio” y “válvula de seguridad” son términos comúnmente utilizados para identificar dispositivos que evitan daños en equipos, personal y medio ambiente al aliviar la sobre presurización accidental de los sistemas de fluidos. Con frecuencia, estos términos se usan indistintamente y puede depender

por completo de un proyecto particular o de los estándares usados por el fabricante para identificar los dispositivos de alivio de presión como “válvulas de seguridad”, “válvulas de alivio” o incluso como “válvulas de seguridad-alivio”. Aunque se usan libremente de manera intercambiable debido a su gran similitud, estos términos difieren en el siguiente aspecto:

- Válvula de alivio: término utilizado para describir el dispositivo de alivio de presión diseñado principalmente para servicio con líquido y cuya apertura es proporcional al aumento de presión del sistema, es decir, la apertura de la válvula no es repentina, sino que se abre gradualmente a medida que la presión de entrada aumenta por encima del punto de ajuste. Se cierra automáticamente después de que la presión del sistema ha disminuido a valores normales de operación.
- Válvula de seguridad: es el término utilizado para describir el dispositivo de alivio destinado principalmente a aplicaciones de gas o vapor, para el cual la apertura es repentina (acción “pop-opening”). Este tipo de válvula se abre rápida y completamente cuando se alcanza el punto ajuste y permanecerá completamente abierta hasta que la presión caiga por debajo de una presión de reinicio. Permite el reasentamiento una vez que se ha normalizado la presión del sistema.

Se describirán en lo sucesivo un conjunto de características comunes entre estos dos tipos de válvulas que permitirán entender su funcionamiento sin incurrir en una diferenciación mayor entre ambas, a menos que sea estrictamente necesario hacer referencia a ella.

Una válvula de alivio de presión es un dispositivo de seguridad diseñado para proteger un recipiente o sistema presurizado durante un evento de sobrepresión, esto se refiere a cualquier condición que pueda causar que la presión en el sistema aumente más allá de la presión de diseño especificada o la presión de trabajo máxima permitida (MAWP). Una vez que se alcanza un estado en que la presión aumenta a un nivel peligroso, este tipo de válvula puede ser el único dispositivo restante para evitar una

falla catastrófica. Dado que la confiabilidad está directamente relacionada con la complejidad del dispositivo, es importante que su diseño sea lo más simple posible (Crosby, 1997).

Muchos complejos electrónicos, neumáticos e hidráulicos existen para controlar variables de un sistema de fluidos, tales como presión, temperatura y caudal, y cada uno de estos requiere una fuente de energía como electricidad o aire comprimido para poder funcionar. Una válvula de alivio de presión debe ser capaz de funcionar en todo momento, especialmente durante un período de falla de energía cuando los controles del sistema no trabajan. Es por ello que, en su nivel más básico, estas válvulas deben garantizar acción automática y funcionar con el fluido del proceso como única fuente de energía, haciendo uso exclusivamente del desbalance entre la fuerza ejercida por el fluido y el resorte de la válvula (Smith, et al. 2004).

Estas válvulas deben abrirse a una presión de ajuste predeterminada, descargar o permitir el flujo de su capacidad nominal a una sobrepresión específica y cerrarse cuando la presión del sistema haya regresado a un nivel seguro. La capacidad de alivio de estos dispositivos se atribuye básicamente a su disposición de expulsar del sistema masa que contiene energía, es esta remoción de energía la que permite la reducción de la presión del proceso.

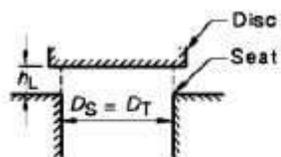
Los materiales de construcción de este tipo de válvulas deben elegirse con la resistencia suficiente para soportar la presión y la temperatura del fluido del sistema, adicionalmente deben presentar compatibilidad con el fluido de trabajo, resistiendo el ataque químico de este y del entorno local para garantizar que la función de la válvula no se vea afectada durante largos períodos de exposición. Se requiere además la capacidad de lograr un acabado fino en las superficies de asiento del disco y la boquilla para un cierre hermético. Las tasas de expansión causadas por la temperatura de las piezas de acoplamiento es otro factor a considerar en el diseño de este tipo de elementos.

### 3.2.5.1 - Terminología y Definiciones

#### a) Características Dimensionales

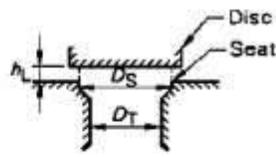
- **Área de asiento:** área determinada por el diámetro del asiento
- **Diámetro de asiento:** diámetro más pequeño de contacto entre las porciones fijas y móviles de los elementos contenedores de presión de una válvula.
- **Angulo de asiento:** ángulo entre el eje de la válvula y la superficie de asiento.
- **Área de garganta:** mínima sección transversal de flujo de la boquilla.
- **Diámetro de garganta:** mínimo diámetro de la boquilla.
- **Área de cortina:** área de la apertura de descarga cilindra o cónica que se forma por la elevación del disco sobre el asiento.
- **Elevación:** desplazamiento real del disco medido desde la posición de cierre.
- **Elevación nominal:** desplazamiento real del disco medido desde de la posición de cierre a la posición en la que se establece la capacidad de alivio nominal.
- **Área de descarga real:** área neta mínima medida que determina el flujo a través de una válvula.
- **Área de descarga efectiva:** área de descarga nominal o calculada de una válvula de alivio de presión utilizada en fórmulas reconocidas para determinar la capacidad de la válvula. El área de descarga efectiva es menor que el área de descarga real.
- **Tamaño de entrada:** tamaño de tubería nominal en la entrada de la válvula de alivio.

Las características dimensionales mencionadas anteriormente se ilustran de mejor manera en la figura N° 8.



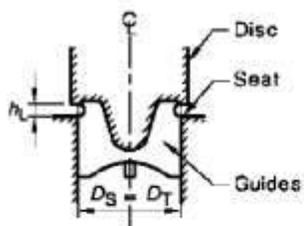
Seat and throat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$   
 Curtain area =  $\pi D_S h_L$

(a) Flat seat valve



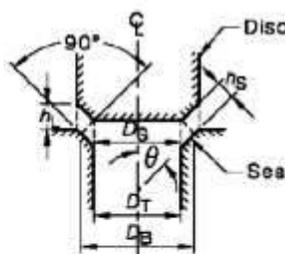
Seat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$   
 Throat area =  $\frac{\pi}{4} D_T^2$   
 Curtain area =  $\pi D_S h_L$

(b) Flat seat valve (restricted throat)



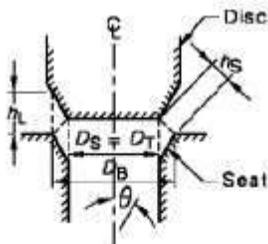
Seat and throat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$  - area obstructed by guides  
 Curtain area =  $\pi D_S h_L$

(c) Flat seat valves (restricting guides)



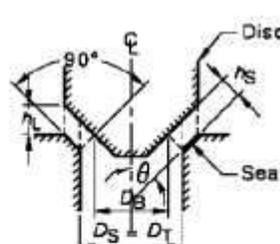
Seat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$   
 Throat area =  $\frac{\pi}{4} D_T^2$   
 Curtain area =  $\frac{\pi}{2} (D_S + D_B) h_S$

(d) Bevel seat valve ( $D_T < D_S < D_B$ )



Seat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$   
 Curtain area =  $\frac{\pi}{2} (D_S + D_B) h_S$

(e) Bevel seat valve ( $D = D_T < D_B$ )



Seat area =  $\frac{\pi}{4} D_S^2$   
 Curtain area =  $\frac{\pi}{2} (D_S + D_B) h_S$

(f) Bevel seat valve ( $D_B < D_S = D_T$ )

LEGEND:

- $h_L$  = lift
- $D_S$  = seat diameter, which is the smallest diameter of the disc which touches the seat
- $D_T$  = throat diameter
- $D_B$  = other diameter for determining curtain area
- $h_S$  = slant height for determining curtain area
- $\theta$  = bevel seat angle

Figura 8. Áreas características de válvulas de alivio de presión. (ASME PTC-25,1994)

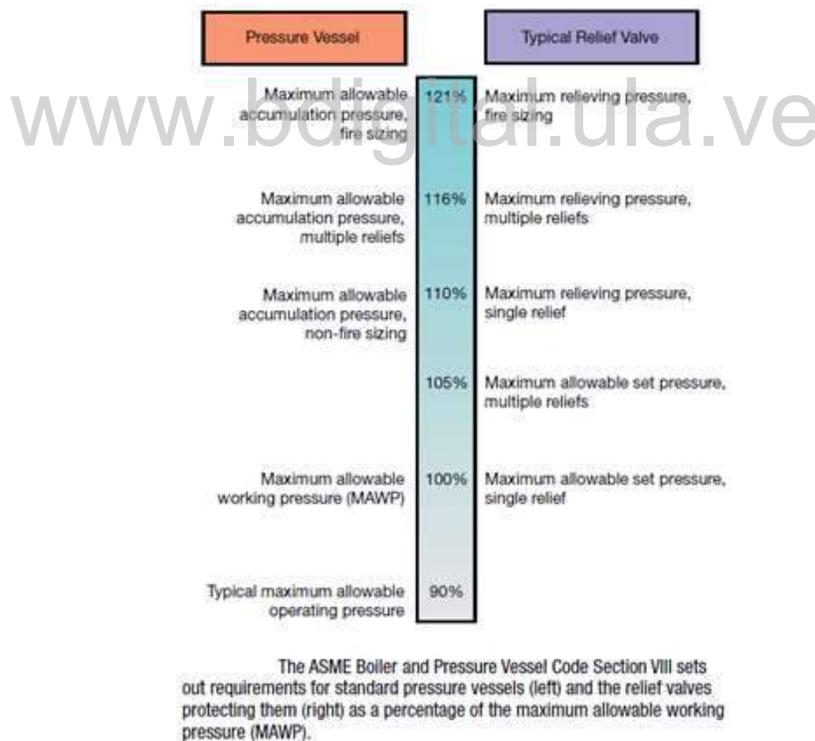
## b) Características Operacionales

- **Presión de apertura:** valor de presión estática en la entrada de la válvula en la que existe una elevación medible del disco o en la que una descarga de flujo se vuelve continua, según observaciones visuales o auditivas.
- **Presión de ajuste:** también conocido como presión de disparo, se refiere al valor de presión inscrita en la placa al que la válvula debe abrir en condiciones de servicio predeterminadas
- **Presión de reasentamiento:** valor de la presión estática en la entrada de la válvula en la que el disco reestablece contacto con el asiento o en la que la elevación se vuelve cero (observación visual/audible).
- **Contrapresión:** presión estática existente en la salida de un dispositivo de alivio debido a la presión en el sistema de descarga.
- **Sobrepresión:** aumento de presión permitida sobre la presión de ajuste de una válvula de alivio para descargar la capacidad nominal, usualmente expresada como un porcentaje de la presión de disparo.
- **Blowdown (purga):** diferencia entre la presión de disparo de una válvula de alivio y la presión de reasentamiento expresada como un porcentaje de la presión de ajuste o en unidades de presión.
- **Chatter (castañeteo):** movimiento recíprocante rápido y anormal de los elementos móviles de una válvula de alivio en el que el disco tiene contacto con el asiento.
- **Flutter (aleteo):** movimiento recíprocante rápido y anormal de los elementos móviles de una válvula de alivio en el que disco no tiene contacto con el asiento.
- **Simmer:** también conocido como flujo sin alza, se refiere al escape o flujo audible o visible que se presenta antes del alza total o disparo. Aplica para válvulas de seguridad y alivio en servicio con fluidos compresibles.
- **Capacidad de alivio teórica:** capacidad calculada expresada en unidades gravimétricas o volumétricas de una boquilla teórica perfecta que tiene una

sección transversal de flujo mínima igual al área real de descarga de una válvula de alivio de presión.

- **Capacidad de alivio medida:** capacidad de alivio de un dispositivo medido al establecerse el flujo nominal de presión, medido en unidades volumétricas o gravimétricas.
- **Flujo nominal de presión:** presión de estancamiento en la entrada del dispositivo en la que se mide la capacidad de alivio de una válvula.
- **Coefficiente de descarga:** radio entre la capacidad de alivio medida y la capacidad de alivio teórica.
- **Presión de alivio:** presión de apertura más sobrepresión.

Algunas de las características operacionales y su magnitud relativa pueden observarse en la figura N° 9



Copyright © 2013 American Institute of Chemical Engineers (AIChE)

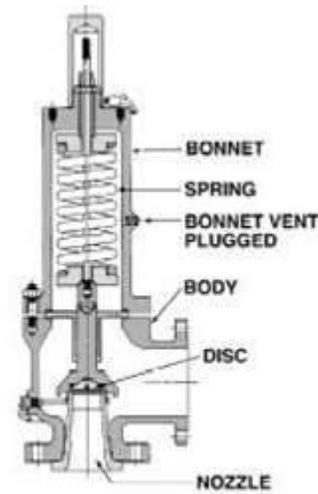
Figura 9. Presiones características. (AIChE, 2013)

### c) Características del Sistema

- **Presión de diseño:** esta presión junto con la temperatura de diseño, se utilizan para determinar el espesor de pared de un recipiente. El usuario generalmente elige este valor para que este lo suficientemente alejado de la “máxima presión de operación permisible (MAWP)”.
- **Máxima presión de operación permisible (MAWP):** la máxima presión de operación a una temperatura distinta de la de diseño refleja las condiciones específicas de un proceso. La MAWP puede ser mayor que la presión de diseño y se utiliza para la selección de las válvulas de seguridad y alivio.
- **Acumulación:** aumento de presión en el sistema de presión sobre la presión de trabajo máxima permitida, expresada en unidades de presión o porcentaje de la presión de trabajo máxima permitida.
- **Presión de operación máxima:** presión máxima esperada durante operación normal

#### 3.2.5.2 - Válvulas de Carga Directa

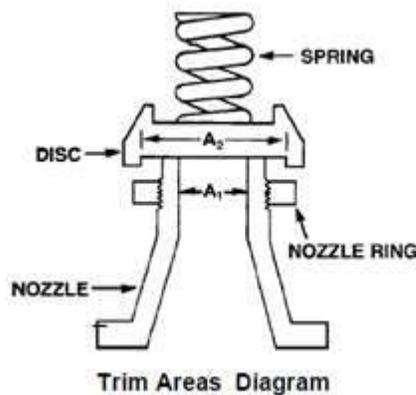
El tipo de válvula de seguridad-alivio más comúnmente empleada es de carga directa, en la que la presión del fluido que actúa sobre el disco de la válvula en la dirección de apertura es enfrentada por un dispositivo de carga mecánica, como un peso o un resorte. Se ha desarrollado para satisfacer la necesidad de un dispositivo simple, confiable y accionado por el sistema, para proporcionar protección contra sobrepresión. La Figura N°10 muestra la construcción de una válvula de este tipo con resorte, consta de una entrada o boquilla montada en el sistema presurizado, un disco sostenido contra la boquilla para evitar el flujo en condiciones normales de funcionamiento del sistema, un resorte para mantener el disco cerrado y un cuerpo para contener los elementos operativos. La carga del resorte es ajustable para variar la presión a la que debe abrir la válvula (Crosby, 1997).



**Pressure Relief Valve**

Figura 10. Características físicas de la válvula de carga directa. (Crosby, 1997)

La Figura N° 11 es un boceto simple que muestra el disco mantenido en la posición cerrada por el resorte. Cuando la presión del sistema alcanza la presión de apertura deseada, la fuerza de presión que actúa sobre el área  $A_1$  es igual a la fuerza del resorte, el disco se elevará y permitirá que el fluido fluya a través de la válvula. Cuando la presión en el sistema vuelve a un nivel seguro, la válvula volverá a la posición cerrada.



**Trim Areas Diagram**

Figura 11. Esquema interno de la válvula de seguridad. (Crosby, 1997)

Cuando estas válvulas comienzan a elevarse, la fuerza del resorte aumenta, por lo tanto la presión del sistema debe aumentar si la elevación ha de continuar. Por esta razón, a estos dispositivos se les permite un margen de sobrepresión para alcanzar la

elevación total. Esta sobrepresión permitida es generalmente del 10% para válvulas en sistemas sin riesgo de deflagración. Este margen es relativamente pequeño y se deben proporcionar algunos medios para ayudar en el esfuerzo de elevación.

Así pues, la mayoría de las válvulas de alivio de presión tienen una cámara de control secundaria o cámara de reunión para mejorar la elevación. Cuando el disco comienza a elevarse, el fluido ingresa a la cámara de control exponiendo un área  $A_2$  más grande del disco (Figura N° 11) a la presión del sistema. Esto causa un cambio incremental en la fuerza que compensa en exceso el aumento de la fuerza del resorte y hace que la válvula se abra a una velocidad rápida. Al mismo tiempo, se invierte la dirección del flujo y el efecto de impulso resultante del cambio en la dirección de éste, mejora aún más la sustentación. Estos efectos se combinan para permitir que la válvula alcance la elevación máxima y el flujo máximo dentro de los límites de sobrepresión permitidos (Crosby, 1997).

Debido al área de disco más grande  $A_2$  expuesta a la presión del sistema después de que la válvula alcanza la elevación máxima, la válvula no se cerrará hasta que la presión del sistema se haya reducido a algún nivel por debajo de la presión de ajuste. El diseño de la cámara de control determina dónde ocurrirá el punto de cierre.

### *3.2.5.3 - Consideraciones de Contrapresión*

Las válvulas de alivio de presión en sistemas limpios, no tóxicos y no corrosivos pueden ventilarse directamente a la atmósfera, por el contrario, las válvulas en servicio con fluidos recuperables, corrosivos o tóxicos se ventilan en sistemas cerrados. Aquellos dispositivos que ventilan a la atmósfera, ya sea directamente o a través de ductos cortos, no están sujetos a condiciones de contrapresión elevada, mientras que las válvulas instaladas en sistemas cerrados, o cuando usan ductos de ventilación largos, tienen la posibilidad de desarrollar una alta contrapresión. Siempre se debe evaluar la contrapresión en una válvula de alivio y se debe considerar su efecto sobre el rendimiento de la misma y su capacidad de alivio.

Una revisión del equilibrio de fuerza en el disco (Figura N° 12) muestra que la fuerza ejercida por la presión del fluido que actúa en el lado de entrada del disco estará equilibrada por la fuerza del resorte más cualquier presión que exista en el disco del lado de salida de la válvula. Si la presión en la salida de la válvula varía mientras la válvula está cerrada, la presión de ajuste de la válvula cambiará y si dicha contrapresión varía mientras la válvula está abierta y fluyendo, la elevación de la válvula y el caudal a través de la válvula pueden verse afectados. Especial cuidado debe ser tomado en el diseño y aplicación de válvulas de alivio de presión que pueden compensar o no estas variaciones de contrapresión. Así pues, con base en este criterio se pueden distinguir dos modelos constructivos bien definidos, a saber: válvulas convencionales no balanceadas y válvulas balanceadas (National Safety Valves).

#### a) Válvulas Convencionales No Balanceadas

Cuando una válvula de seguridad convencional (sin fuelle), está instalada en un sistema donde la descarga del fluido se realiza a un espacio con una presión constante ( $P_2$ ) como puede observarse en la Figura N° 12 hay que tener en cuenta el valor de dicha contrapresión, ya que la misma actúa sobre la superficie superior e inferior del obturador, quedando equilibrada, a excepción del área inferior que ocupa el orificio de entrada de la válvula ( $S_a$ ) donde ésta no actúa, lo cual crea un desequilibrio que se traduce en una fuerza adicional que se sumará al esfuerzo del resorte. Para compensar esta contrapresión que es constante puede reducirse la fuerza del resorte, bajo esta condición, la fuerza del resorte más la contrapresión que actúa sobre el disco sería igual a la fuerza de la presión de ajuste de entrada que actúa para abrir el disco.

Es evidente que el correcto funcionamiento de este tipo de válvulas está basado en la premisa de que la contrapresión tenga un comportamiento constante, ya que de lo contrario se corre el riesgo de que la válvula se abra más tarde o más temprano de lo deseado. Es por ello que las válvulas con este tipo de característica son recomendadas únicamente cuando la variación de la contrapresión es menor al 10% de la presión de ajuste.

## b) Válvulas Balanceadas

Cuando la contrapresión superpuesta en una válvula de alivio tiene una variación mayor al 10% de la presión de ajuste se recomienda el uso de un diseño con fuelle equilibrado, ya que de lo contrario la presión de apertura variará conforme lo haga la contrapresión. La función del fuelle es eliminar los efectos producidos por la contrapresión, esto lo logra de la siguiente forma: al ser el área del diámetro medio del fuelle ( $S_f$ ) igual al área del orificio de entrada de la válvula ( $S_a$ ) como se muestra en la Figura N° 12, aísla la superficie superior del obturador de la acción de la contrapresión, quedando a presión atmosférica a través del orificio de venteo situado en la tapa de la válvula. Al quedar eliminada la descompensación de áreas que se produce en las válvulas convencionales, se eliminan los esfuerzos

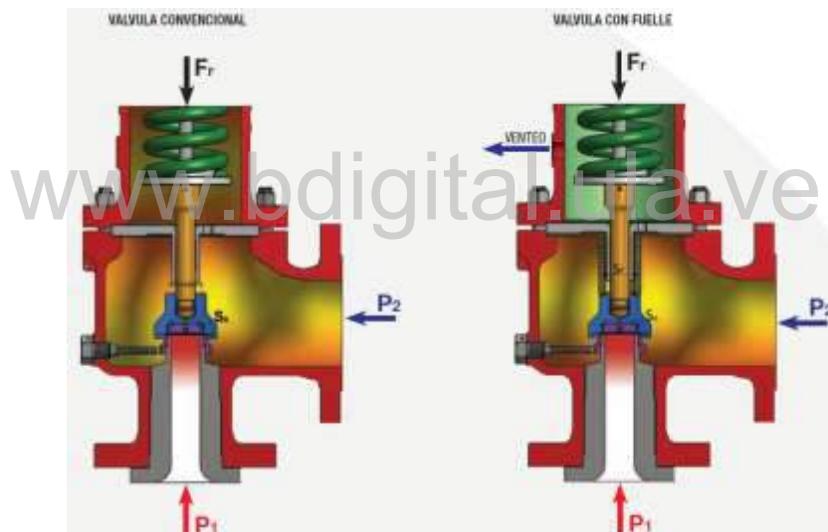


Figura 12. Válvulas convencionales y balanceadas. (Fuente: Nacional Safety Valves, <http://www.valvulasnacional.com>)

### 3.2.5.4 - Fuga del asiento

Otra consideración importante en el diseño de una válvula de alivio de presión es la capacidad de mantener un cierre hermético. Se requiere que las válvulas de alivio de presión permanezcan en los sistemas durante largos períodos de tiempo bajo condiciones muy variables de presión y temperatura. La fuga del asiento provocará una pérdida continua de fluido del sistema y puede causar daños progresivos en las

superficies de asiento de la válvula. Una fuga extrema podría provocar la apertura prematura de la válvula. Los límites de fuga de asiento permitidos para las válvulas de alivio de presión son muchos órdenes de magnitud más estrictos que los requeridos para otros tipos de válvulas.

Estos extremos de estanqueidad se logran mediante un control cercano de la alineación de las piezas, superficies de asiento ópticamente planas y una cuidadosa selección de materiales para cada aplicación. Se debe llevar a cabo un programa de mantenimiento diligente en el campo para mantener la integridad de la válvula a prueba de fugas, particularmente en un sistema donde la válvula de alivio de presión se cicla con frecuencia. Para una estanqueidad adicional, donde las condiciones del sistema lo permitan, se puede emplear un asiento blando o una construcción de asiento de elastómero. La mayoría de los fabricantes recomiendan que las presiones de operación del sistema no excedan el 90% de la presión establecida para lograr y mantener la integridad adecuada de la estanqueidad del asiento.

#### *3.2.5.5 - Consideraciones de Apertura Completa*

Debido a la responsabilidad tan importante que recae sobre las válvulas de alivio de presión, es imperante que su dimensionamiento, instalación, operación y mantenimiento se centren en la certeza de que estos dispositivos abran oportunamente, ya que la mayoría de las catástrofes ocasionadas por la falla de una válvula de seguridad ocurren porque estas no abrieron. Es por ello que cuando se alcanza la máxima sobrepresión permitida, la válvula debe alcanzar la altura máxima y desahogar su capacidad nominal. La consideración de apertura completa (Figura N°13) puede variar de un diseño a otro pero en general se establece que esta se ha alcanzado cuando existe una elevación del disco de al menos una cuarta parte ( $1/4$ ) del diámetro de la boquilla (Valvexport, 2013).



Figura 13. Consideraciones de apertura completa. (Valvexport, 2013)

www.bdigital.ula.ve

### 3.3 - Normativa

El presente proyecto metodológico abarca la inspección y prueba de un modelo de válvula de retención oscilante al igual que el de una válvula de seguridad. La normativa existente que gobierna las pruebas a realizar a esta clase dispositivos es basta y extensa, cada una de ellas en líneas generales muy relacionadas entre sí, incluso en ocasiones se hace referencia entre ellas. A continuación se presenta en la tabla N°2 las pruebas y parámetros a determinar con las respectivas normas utilizadas como referencia durante la investigación y que establecen las directrices a seguir y que de una manera u otra moldean y limitan las características de la estación a diseñar.

**Tabla 2. Pruebas y normativa de referencia**

| Válvula   | Prueba  | Norma Técnica/ Referencia   |
|-----------|---|---|
| Retención | Prueba neumática de cuerpo de alta presión                            | COVENIN 1629-80 Válvulas de Retención Tipo Clapeta<br>API STD 594 Check Valves: Wafer, Wafer-Lug and Double Flanged Type<br>API STD 598 Valve Inspection and Testing<br>ASME B16.34 Valves - Flanged, Threaded and Welding-End<br>ASME B31.3 Process Piping Guide |
| Retención | Prueba neumática de cierre de alta presión (hermeticidad de asiento). | API STD 594<br>API STD 598<br>ASME B16.34<br>ASME B31.3   |
| Retención | Estimación de la presión/velocidad mínima para apertura máxima        | N/A   |
| Seguridad | Prueba de cierre de baja presión (hermeticidad de asiento)            | API STD 526 Flanged Steel Pressure Relief Valves<br>API STD 527 Seat Tightness of Pressure Relief Valves<br>ASME PTC 25-2001 Pressure Relief Devices Performance Test Code  |
| Seguridad | Prueba de presión de Disparo  | API STD 526<br>ASME PTC 25-2001<br>ASME Boiler and Pressure Vessel Code   |
| Seguridad | Estimación de las características operacionales y de flujo            | AS 1271-1997 Safety valves, other valves, liquid level gauges and other fittings for boilers and unfired pressure vessels<br>ASME PTC 25-2001   |

## CAPITULO IV

### MARCO METODOLÓGICO

La investigación científica es un conjunto de procesos que a través de diferentes métodos procura obtener información relevante y fidedigna para entender, diseñar, verificar, corregir, aplicar y dar respuesta a un determinado fenómeno basándose en las diferentes ramas del conocimiento. Estos métodos son el conjunto de procedimientos que se siguen para la obtención de resultados y cumplimiento de los objetivos de una actividad específica, los cuales deben ser adecuados y oportunos para abordar la naturaleza del problema en cuestión, además de presentar una estructura lógica.

De esta forma, el presente proyecto metodológico incurre en las características de un proyecto factible de desarrollo tecnológico, pues permite la aplicación práctica de la experiencia y conocimiento básico generado por fuentes externas, además de tener un propósito definido y dirigirse a la solución de un problema existente. El proyecto consiste en el diseño y desarrollo de la propuesta de un modelo operativo viable para realizar pruebas de presión en válvulas neumáticas de retención y de seguridad, utilizadas específicamente en el sistema de presurización del tanque de un vehículo para transporte de cemento (“cementero”) fabricado por “Industrias Free Ways C.A”, empresa que propone la producción de estas válvulas, requiriendo un mecanismo de verificación de las características básicas de las mismas.

El proceso de diseño del banco de prueba está regido firmemente por una metodología de Diseño Para Manufactura (DFM por sus siglas en ingles), esta idea funge como directriz en la toma de decisiones y permite limitar el espectro de

posibilidades geométricas, mecánicas y funcionales del prototipo, pues este debe adaptarse a los recursos disponibles y estructura productiva existente en la empresa, basada en líneas generales en procesos de corte, conformado en frío, soldadura y ensamble, disminuyendo la cantidad de elementos y partes que deban adquirirse a través de proveedores. Adicionalmente, en su carácter de diseño el proyecto se sustenta en técnicas y herramientas características, como son: diseño asistido por computador (CAD), análisis por elementos finitos (FEA) y análisis de mercado (benchmarking). La figura N°14 describe los tres aspectos principales en los que se basa el diseño del banco de pruebas de presión, tres líneas de acción que se integran para garantizar la calidad y funcionabilidad, atendiendo además los criterios de manufactura.



*Figura 14. Esquema de la función de diseño*

El diseño funcional de la máquina trata específicamente de las características de las pruebas que deben ser efectuadas, busca responder a cuales son las pruebas que deben realizarse a los modelos de válvulas mencionadas, al igual que las condiciones en las que deben realizarse, que variables se deben medir y que criterios de aceptación

y rechazo de los elementos de prueba debe usarse. Este segmento se perfila como el más importante dentro del despliegue de la característica de diseño, pues establece los parámetros de funcionalidad del banco, al definir qué es lo que debe poder hacer el mismo. Para llevar esto a cabo se hace uso de una fundamentación teórica de la propuesta, basada en investigación de tipo documental de normativa internacional sobre inspección y prueba de válvulas, como se muestra en el Marco Normativo del Capítulo III.

El diseño estructural del banco de prueba por otro lado, se desprende directamente del diseño funcional, ya que al conocerse las características de las pruebas a realizar se definen las cargas y condiciones extremas que deberán ser soportadas por el cuerpo del banco. La estructura del banco de pruebas se basa en líneas generales en una bancada, un sistema de anclaje para válvulas y un panel de control en donde se encuentra la mayoría de la instrumentación. Esta parte del diseño se encuentra influenciada adicionalmente por el espacio disponible y el tamaño de las válvulas a probar. El análisis de mercado en este contexto permite indagar posibles modelos estructurales que pueden adaptarse a las necesidades y objetivos de la empresa; adicionalmente las herramientas de diseño CAD y de análisis FEA permiten la generación económica de información técnico-productiva y de validación.

Por otro lado, el diseño neumático del banco de prueba se basa en definir el circuito neumático requerido además del dimensionamiento y selección de los equipos e instrumentación necesaria para llevar a cabo las pruebas requeridas en las válvulas descritas. Para ello se hace uso de procedimientos analíticos basados en la mecánica de materiales, mecánica de fluidos e instrumentación.

Finalmente, se realiza una estimación de los recursos necesarios para la ejecución del proyecto, estableciendo una referencia de la viabilidad económica del mismo. De esta forma el análisis del problema aborda de manera objetiva e integral todo el proceso de desarrollo del producto, tomando en cuenta todos los aspectos del diseño y producción de un banco de pruebas de presión para válvulas neumáticas.

## CAPITULO V

### DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VALVULAS NEUMÁTICAS

Las válvulas neumáticas, objetivo de las pruebas a realizar, son utilizadas específicamente en vehículos semi-remolque con tanque para transporte de polvos a granel tipo cementero (Figura N°15), equipo elaborado para almacenamiento, transporte y descarga de material para construcción como cemento, arena, bentonita, cal viva, polvos químicos, plásticos granulados o productos alimenticios como harinas. Estos equipos cuentan con un sistema de descarga por presurización interna del tanque para un rápido y eficiente vaciado de la carga, que requiere de estas válvulas para su correcto funcionamiento (Figura N°16). Seguidamente se exponen las características específicas de las válvulas objeto de estudio.



Figura 15. Tanque para transporte de polvos a granel, tipo cementero. (Industrias Free Ways C.A.)



Figura 16. Esquema de accesorios del tanque (Fuente: <https://www.bulktransporter.com>)

### 5.1 - Válvula de Retención

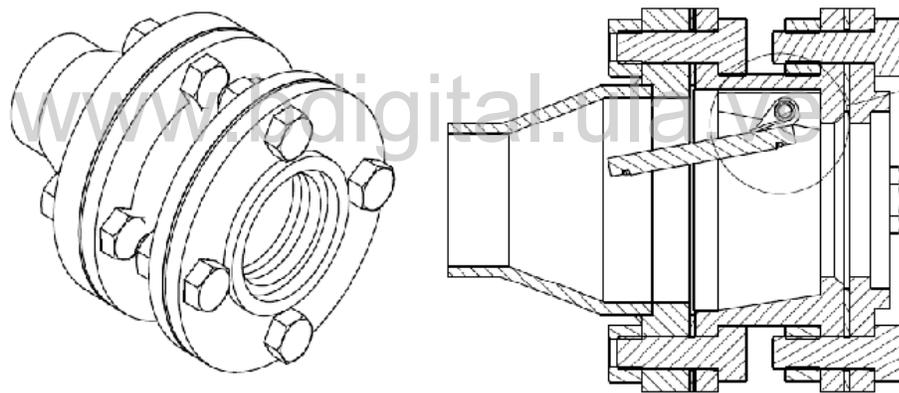


Figura 17. Válvula de retención. (Industrias Free Ways C.A)

**Tabla 3. Características generales**

|                                    |                                |
|------------------------------------|--------------------------------|
| Tipo                               | Válvula de retención oscilante |
| Tamaño                             | NPS 3 (DN 80)                  |
| Conexión                           | Bridada-Soldable               |
| Materiales                         | Aluminio 6061                  |
| Designación de Presión-Temperatura | Clase 150                      |

### 5.1.1 - Inspección y Pruebas

La tabla N° 4 muestra un resumen de las pruebas a realizar en la válvula de retención, esta información condensada busca fungir como una base de entrada en el diseño del banco de prueba. Mayor detalle con respecto a la inspección y a los procedimientos de las pruebas de esta válvula se muestra en el Apéndice A.

**Tabla 4. Condiciones de pruebas de presión para válvula de retención**

|                               | Prueba Neumática de Cuerpo de Alta Presión | Prueba Neumática de Cierre de baja/alta presión |
|-------------------------------|--|---|
| Fluido de Prueba              | Aire                                       | Aire  |
| Presión de Prueba             | 305 Psi                                    | Mín = 80Psi<br>Máx = 305 Psi                    |
| Tiempo de Prueba              | 60 segundos                                | 60 segundos                                     |
| Tasa de Fuga Máxima Permitida | Fuga no permitida                          | Fuga no permitida                               |

### 5.2 - Válvula de Seguridad

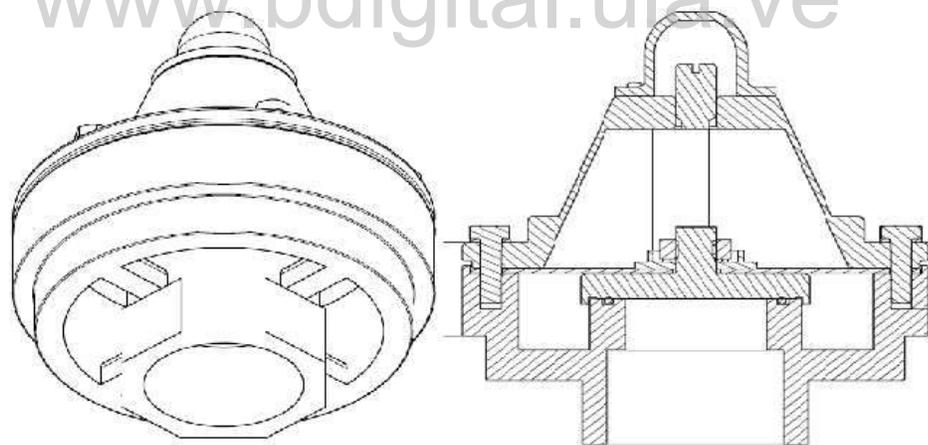


Figura 18. Válvula de seguridad. (Industrias Free Ways C.A.)

**Tabla 5. Características generales**

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| Tipo                               | Válvula de Seguridad Convencional de Carga Directa (No Balanceada) |
| Tamaño                             | NPS 2 (DN 50)  |
| Conexión                           | Roscada  |
| Materiales                         | Aluminio 6061  |
| Designación de Presión-Temperatura | -  |

### 5.2.1 - Inspección y Pruebas

La tabla N° 6 muestra un resumen de las pruebas a realizar en la válvula de seguridad, esta información condensada busca fungir como una base de entrada en el diseño del banco de prueba. Mayor detalle con respecto a la inspección y a los procedimientos de las pruebas de esta válvula se muestra en el Apéndice B.

**Tabla 6. Condiciones de pruebas de presión para válvula de seguridad**

|                               | Prueba de Ajuste de Presión de Disparo | Prueba de Hermeticidad de Asiento |
|-------------------------------|--|-----------------------------------|
| Fluido de Prueba              | Aire                                   | Aire                              |
| Presión de Prueba             | 24 Psi                                 | 19 Psi                            |
| Tiempo de Prueba              | N/A                                    | 60 segundos                       |
| Tasa de Fuga Máxima Permitida | N/A                                    | Fuga no permitida                 |

### 5.3 - Banco de Pruebas de Presión

El banco de ensayos neumáticos de presión es un concepto que permite realizar pruebas de funcionamiento y estanqueidad en elementos neumáticos, específicamente diseñado para uso en válvulas. Con un mercado diverso de presentaciones y posibilidades, desde sistemas estacionarios y portables, con anclajes horizontales o verticales unilaterales o bilaterales, hasta accionamientos manuales o asistidos, cada banco consiste en líneas generales en dos secciones básicas, un sistema de anclaje con bancada y un panel de control con los equipos de medición y control.

El análisis de mercado permitió conocer variedad de modelos comerciales y evaluar sus características funcionales con el propósito de definir la maquina más adecuada a desarrollar, considerando diferentes aspectos como: factibilidad de fabricación para la empresa, costo relativo, compatibilidad con las características geométricas y funcionales de las válvulas de prueba y espacio disponible. Algunas de las alternativas estudiadas pueden observarse en la Figura N° 19, en donde además puede apreciarse que la principal diferencia existente entre estos modelos es la forma en que el elemento de prueba es sujetado, teniendo sistemas basados en mecanismos

de tornillo de potencia-resorte para el modelo A, sistema de sujeción roscado para el modelo B y anclaje pivotante hidráulico para el modelo C.

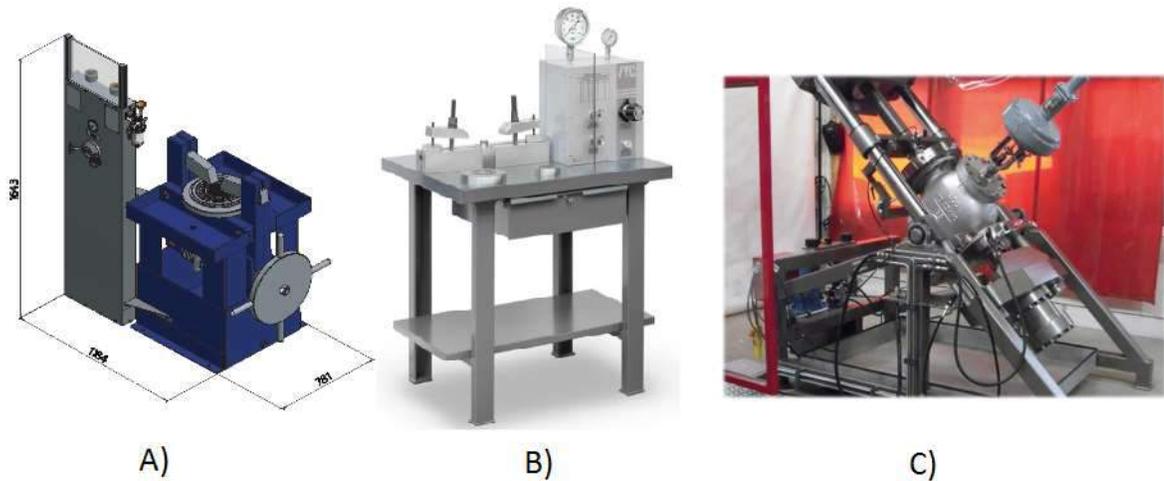


Figura 19. Modelos comerciales de banco de prueba de presión

- A) METRUS Valve Test Bench SMV 20/200 (Metrus, <http://www.metrus.de>, 2020)
- B) VYC Industrial Valve Test Bench VC-40-VYC (VYC Industrial, <http://www.vycindustrial.com>, 2019)
- C) MIESA Valve Test Bench TSHV-S (MIESA, Montajes Industriales, <http://www.miesa.com>, 2016)

Una vez contempladas las alternativas, tomando como base principal de diferenciación el sistema de anclaje característico, se hace uso de una matriz de selección de alternativas ponderadas, la cual facilita identificar la alternativa de mayor conveniencia a desarrollar para el proyecto. Para ello se hace uso de una escala fija para calificar cada alternativa con respecto a cada criterio propuesto, en este caso basada en tres valores como se muestra en la tabla N°7, a continuación:

- 3 = desempeño bajo
- 6 = desempeño moderado
- 9 = desempeño alto

*Tabla 7. Matriz de selección de alternativas*

| Criterio                       | Ponderación | Alternativa |          |             |
|--------------------------------|-------------|-------------|----------|-------------|
|                                |             | A           | B        | C           |
| Facilidad de Fabricación       | 0,5         | 6           | 9        | 3           |
| Costo Relativo                 | 0,3         | 6           | 9        | 3           |
| Adaptación a Válvulas Objetivo | 0,15        | 9           | 9        | 6           |
| Tamaño                         | 0,05        | 6           | 9        | 3           |
| <b>Total</b>                   | <b>1</b>    | <b>6,45</b> | <b>9</b> | <b>3,45</b> |

En base a los resultados obtenidos en la matriz de selección mostrados en la tabla, se concluye que la línea de diseño que mejor se adapta a las condiciones y necesidades de la empresa es el modelo B, un banco de pruebas de presión basado en un sistema de anclaje de sujetadores roscados. Esto permite fijar una referencia de diseño que pueda adaptarse a los procesos productivos de la empresa.

### 5.3.1 - Banco de Pruebas Free Ways C.A.

Esta unidad es concebida como un banco de pruebas de taller diseñado para asegurar la adecuada operación de las válvulas testeadas, específicamente su estanqueidad, integridad mecánica en términos de su capacidad de soportar presión interna, accionamiento y ajuste de la presión de disparo para productos con esta característica. El banco de prueba funciona de forma tal que permite presurizar controladamente un determinado elemento y a su vez medir esta magnitud de presión; para su operación, requiere de una fuente de aire a presión (pensado para trabajar idealmente con un compresor), cuenta con un tanque acumulador, sistema de sujeción roscado apto para válvulas bridadas y roscadas de dos a cuatro pulgadas, tuberías, manómetros, termómetro y válvulas para controlar las pruebas (Figuras N°20 y N°21).

Se presenta a continuación el banco de pruebas desarrollado para Industrias Free Ways C.A. para la realización de pruebas de presión en sus válvulas de retención y de seguridad junto con la especificación de sus componentes principales.

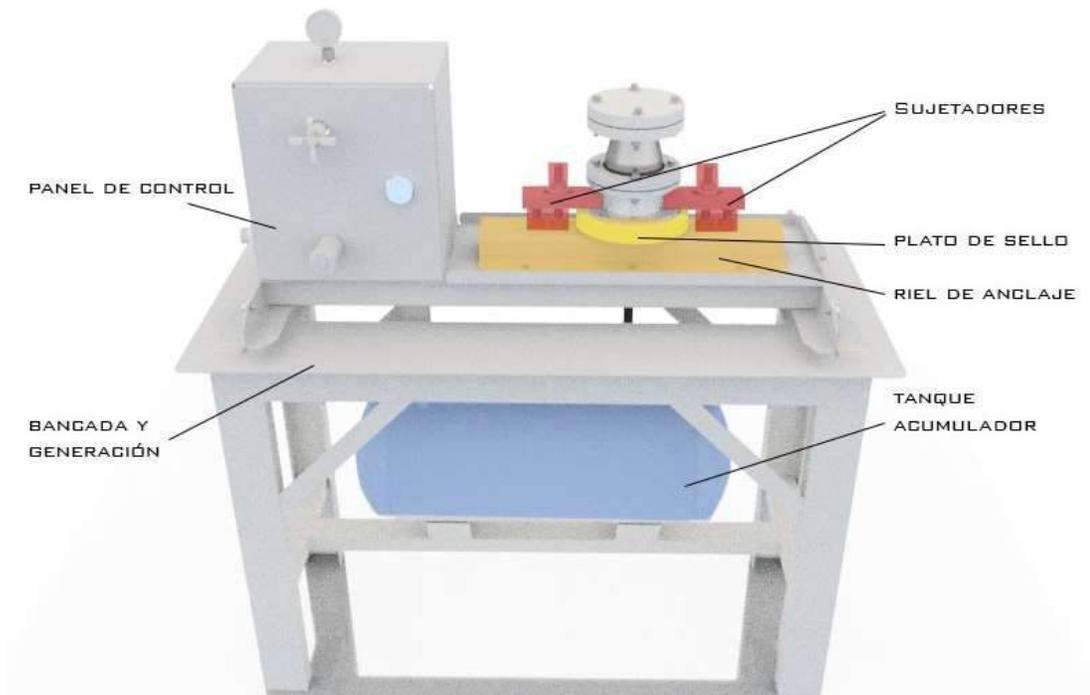


Figura 20. Banco de pruebas de presión con válvula de retención

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

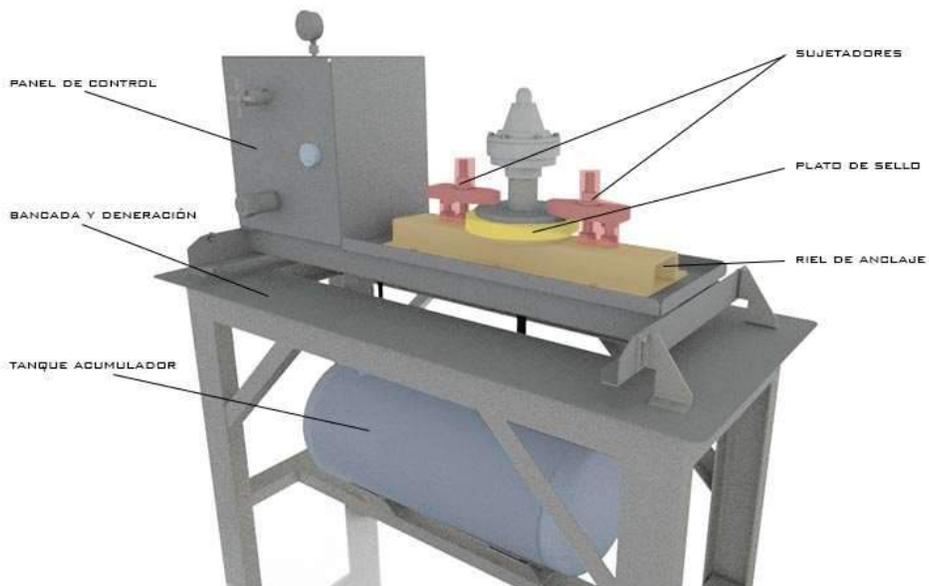


Figura 21. Banco de pruebas de presión con válvula de seguridad

## 5.4 - Sistema de Anclaje

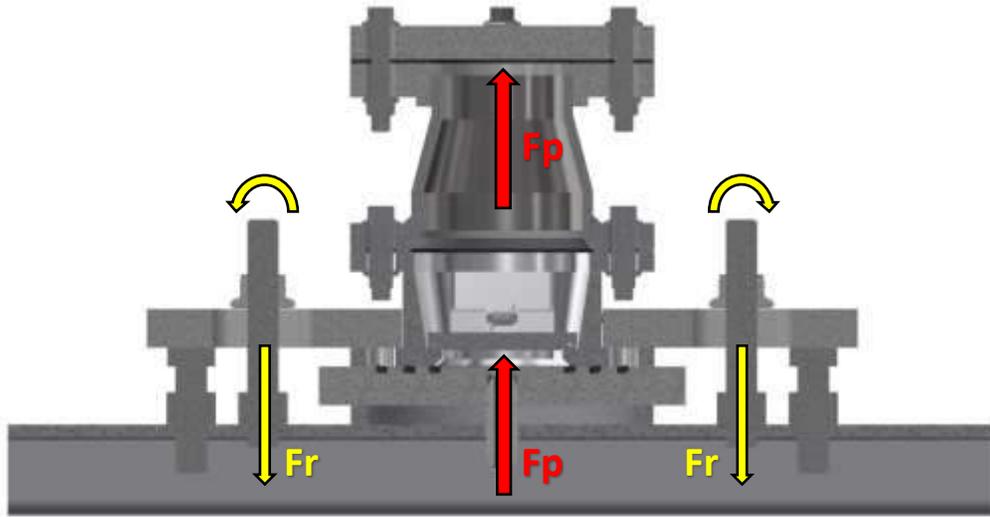


Figura 22. Diagrama de cuerpo libre del sistema de anclaje.

Considerando la presión máxima de trabajo que corresponde a aquella requerida en la prueba neumática de cuerpo de alta presión, se asume una presión de diseño de 310 Psi, esta produce una carga ascendente como se muestra en la figura N° 22 que debe ser equilibrada por el mecanismo de sujeción de manera oportuna para mantener la válvula en su posición y garantizar condiciones seguras durante la ejecución de pruebas. Así, una aplicación básica del concepto de presión permite determinar el valor de la fuerza generada por esta, como se muestra en la tabla N°8.

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

$$F_p = \frac{\pi}{4} * D^2 * P$$

Tabla 8. Magnitud de la fuerza generada por la presión como función del tamaño de válvula

| DN   | Diámetro de Acción (D) | F <sub>p</sub> |
|------|------------------------|----------------|
| 2 in | 87 mm                  | 12706,01 N     |
| 3 in | 110 mm                 | 20312,15 N     |
| 4 in | 134 mm                 | 30142,56 N     |

Al tratarse de un modelo simétrico, la fuerza se distribuye equitativamente entre los dos elementos de sujeción, un análisis más profundo permite determinar cómo esta genera condiciones de carga específicas en los diferentes elementos que conforman el sistema de anclaje del banco de prueba, lo cual a su vez permite el diseño adecuado y simplificado de estos. En la figura N° 23 puede observarse la forma en que la carga interactúa con el sistema de sujeción.

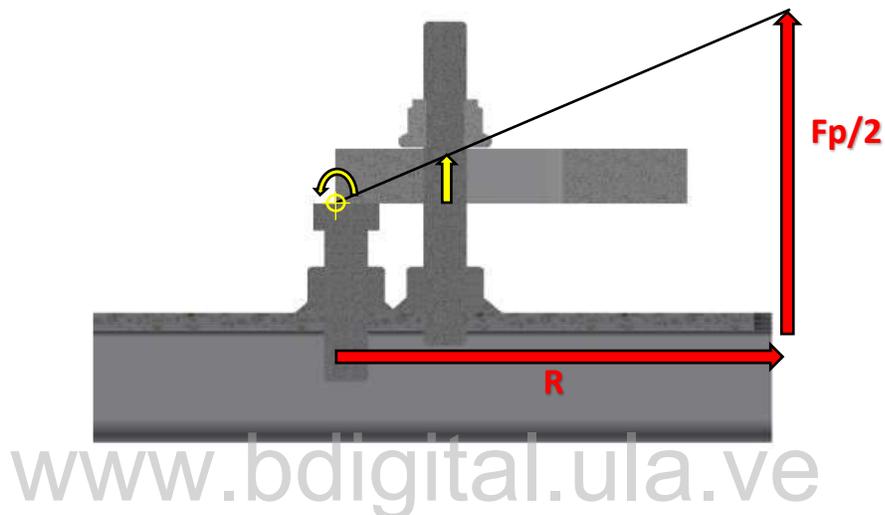


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del sistema de anclaje.

Tomando como base lo anteriormente expuesto, es posible conocer cuál es la carga generada tanto en la tornillería como en el sujetador del banco, lo que permite incurrir en un proceso de análisis en el que se evalúa la seguridad que estos poseen y en un proceso de síntesis en el que se realiza la selección de elementos normalizados que cumplan con los requerimientos funcionales impuestos sin fallar.

#### 5.4.1 - Sujetador

El sujetador permite el deslizamiento para poder adaptarse a diferentes tamaños de válvulas, lo cual genera diferentes condiciones de carga debido a la magnitud de la fuerza que varía con el tamaño de la válvula a probar y al mayor o menor brazo existente en la traslación de esta fuerza, como puede observarse en la figura N°24. El sujetador se modela para efectos de análisis como una viga con un apoyo fijo y un apoyo simple, trasladando la fuerza generada por la presión de prueba al centroide de

área de la superficie de contacto del sujetador con el elemento de prueba como puede observarse en las figura N° 25 y N°26. Por otro lado, la disponibilidad de material limita la selección, al igual que el espesor de plancha mínimo requerido para la fabricación de este elemento. Así pues, dada la magnitud de las cargas generadas se asume inicialmente un espesor de una pulgada (1in) en el sujetador en acero ASTM A36 para proceder a una selección más fina.

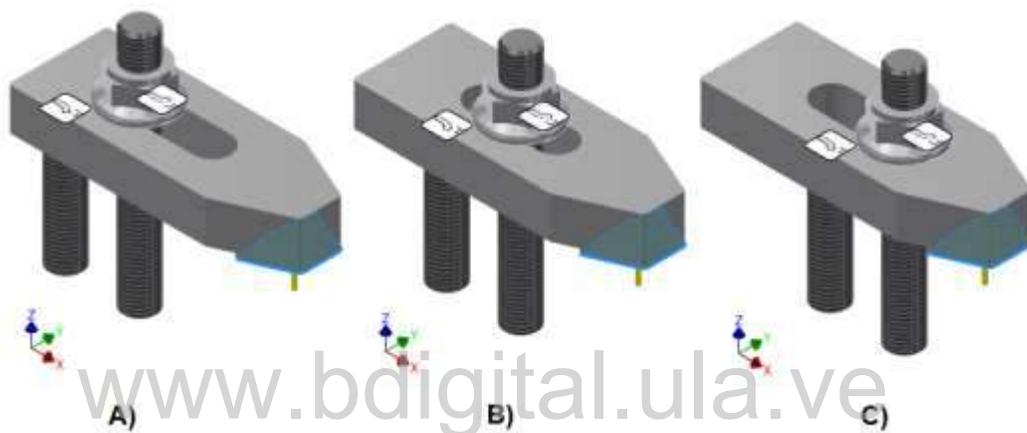


Figura 24. Posiciones del sujetador en el sistema de anclaje

A) Carrera máxima B) Carrea media C) Carrera mínima

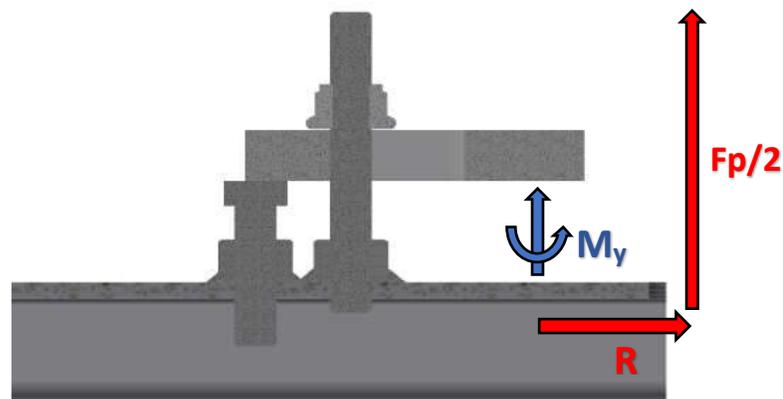


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre

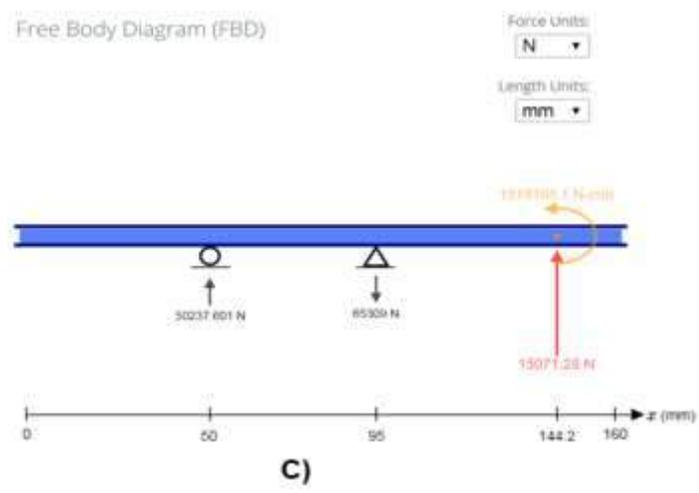
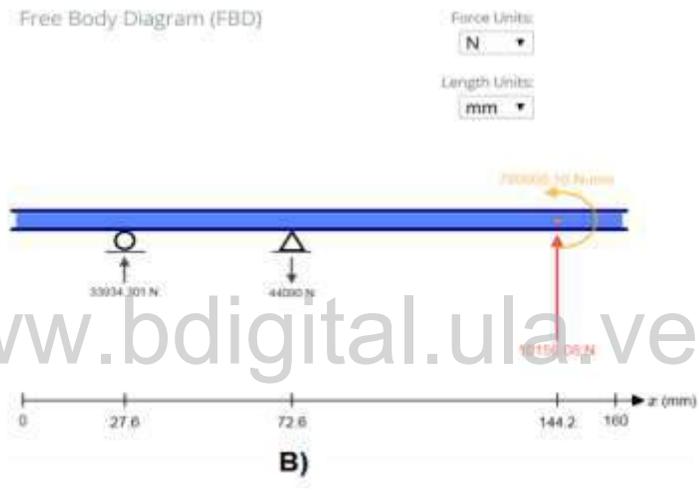
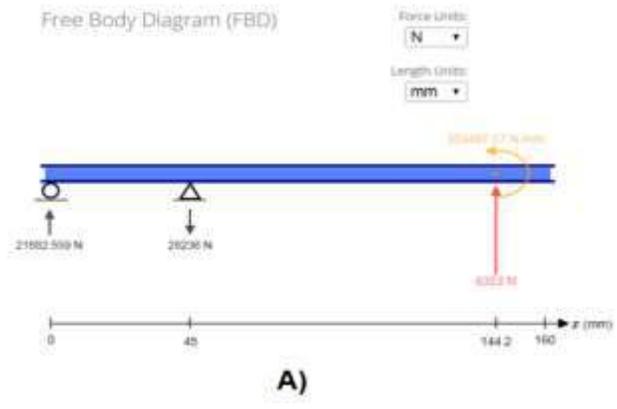


Figura 26. Cálculo de reacciones en los apoyos para tres posiciones del sujetador  
 Generado con SkyCiv (2020). <http://skyciv.com>

Posteriormente se realiza una simulación con software de elementos finitos (AutoCAD Inventor, 2019) para la validación del sujetador, con los datos que se muestran en la tabla N°9 a continuación y cuyos resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad pueden verse en las figuras N° 27, N°28 y N°29.

**Tabla 9. Datos de entrada para simulación del sujetador-primera iteración**

| Condiciones de Simulación del Sujetador |                    |                                    |
|---|--------------------|------------------------------------|
| Material del Sujetador: Acero ASTM A36  |                    | Resistencia a la Fluencia: 250 MPa |
| Posición                                | Fuerza ( $F_p/2$ ) | Momento ( $M_y$ )                  |
| A) Carrera máxima                       | 6353,00 N          | 354497,57 N*mm                     |
| B) Carrera media                        | 10156,08 N         | 799868,16 N*mm                     |
| C) Carrera mínima                       | 15071,28 N         | 1519185,10 N*mm                    |

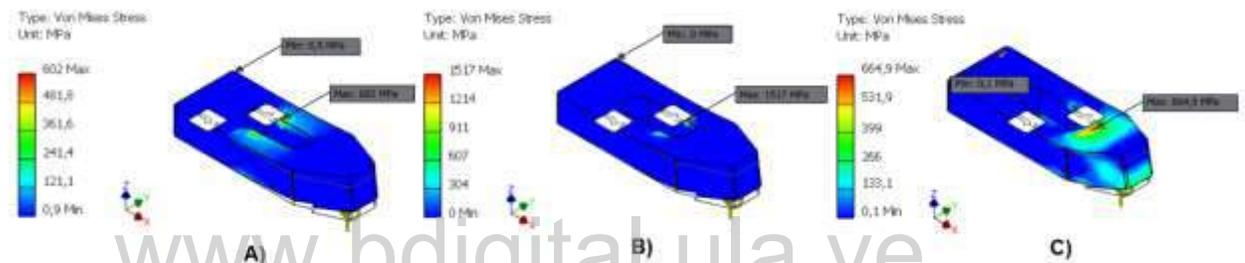


Figura 27. Esfuerzo equivalente de Von Mises para tres posiciones del sujetador-primera iteración

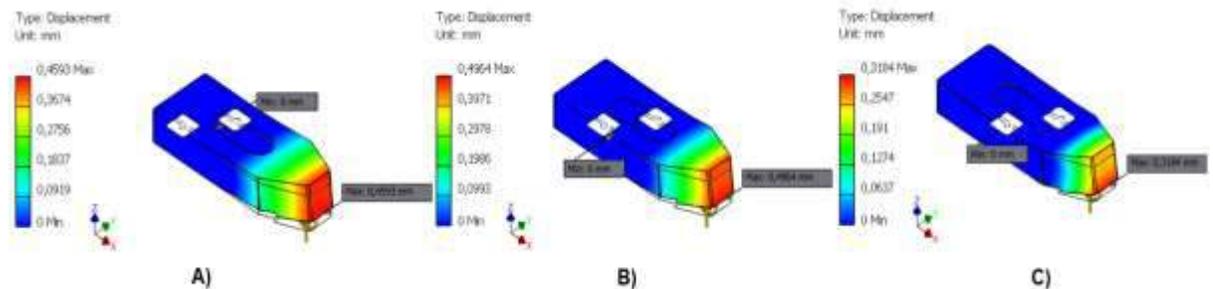


Figura 28. Desplazamiento máximo para tres posiciones del sujetador-primera iteración

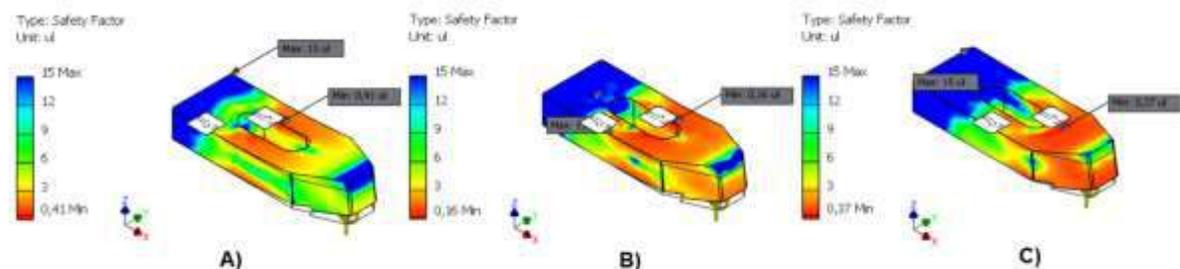


Figura 29. Factor de seguridad para las tres posiciones del sujetador-primera iteración

En la tabla N°10 puede observarse que bajo las condiciones propuestas el sujetador falla, pues presenta un factor de seguridad menor a la unidad:

**Tabla 10. Resultados preliminares sujetador - primera iteración**

| Resultados        |                      |                |                     |
|-------------------|----------------------|----------------|---------------------|
| Posición          | Esfuerzo Equivalente | Desplazamiento | Factor de Seguridad |
| A) Carrera Máxima | 602 MPa              | 0,4593 mm      | 0,41                |
| B) Carrera Media  | 1517 MPa             | 0,4964 mm      | 0,16                |
| C) Carrera Mínima | 665 MPa              | 0,3184 mm      | 0,37                |

La simulación permite conocer adicionalmente la magnitud de los esfuerzos generados debido a las condiciones de carga y a la geometría establecida. Por inferencia puede establecerse que es necesario aumentar considerablemente el espesor del sujetador manteniendo el material inicial, o cambiar el material de fabricación a uno con mayores prestaciones. La disponibilidad de mercado y acceso de la empresa a materiales, decantan la selección por un cambio del material de fabricación del sujetador por acero AISI 1045 595 QT (templado y revenido). La tabla N°11 detalla los datos de entrada de la segunda iteración y en las figuras N° 30, N° 31 y N° 32 puede observarse el comportamiento del sujetador en cuanto a esfuerzos equivalentes, desplazamientos y factor de seguridad para posiciones características del mismo.

**Tabla 11. Datos de entrada para simulación del sujetador-segunda iteración**

| Condiciones de Simulación del Sujetador        |                    |                                     |
|--|--------------------|-------------------------------------|
| Material del Sujetador: Acero AISI 1045 595 QT |                    | Resistencia a la Fluencia: 1860 MPa |
| Posición                                       | Fuerza ( $F_p/2$ ) | Momento ( $M_y$ )                   |
| A) Carrera máxima                              | 6353,00 N          | 354497,57 N*mm                      |
| B) Carrera media                               | 10156,08 N         | 799868,16 N*mm                      |
| C) Carrera mínima                              | 15071,28 N         | 1519185,10 N*mm                     |

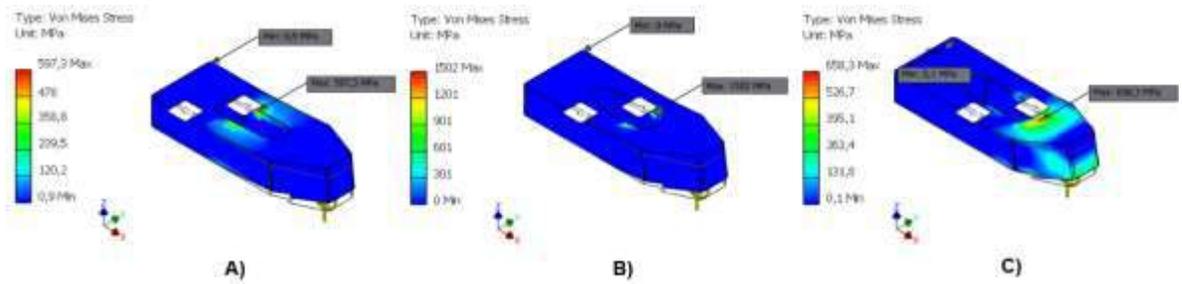


Figura 30. Esfuerzo equivalente de Von Mises para tres posiciones del sujetador-segunda iteración

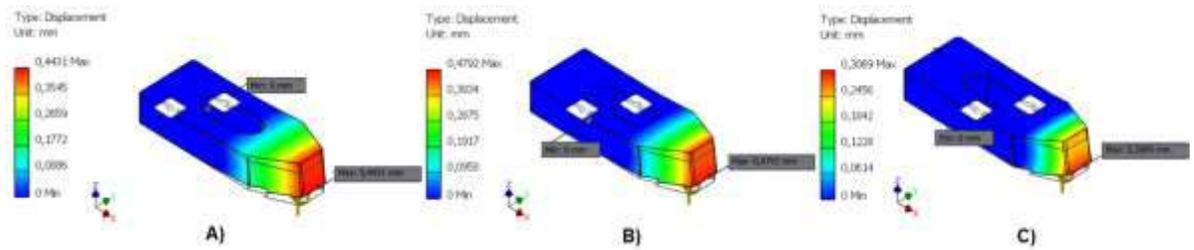


Figura 31. Desplazamiento máximo para las tres posiciones del sujetador-segunda iteración

www.bdigital.ula.ve

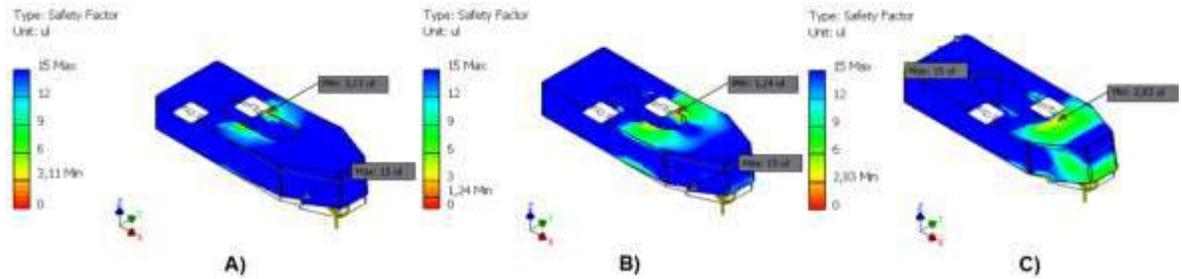


Figura 32. Factor de seguridad para las tres posiciones del sujetador-segunda iteración

Finalmente, la configuración seleccionada permite obtener un factor de seguridad mayor a la unidad, observable en la tabla N°12, con lo que puede asegurarse que el sujetador será capaz de soportar las condiciones de carga extremas a las que es sometido

*Tabla 12. Resultados preliminares sujetador - segunda iteración*

| Resultados        |                      |                |                     |
|-------------------|----------------------|----------------|---------------------|
| Posición          | Esfuerzo Equivalente | Desplazamiento | Factor de Seguridad |
| A) Carrera Máxima | 597 MPa              | 0,4431 mm      | 3,11                |
| B) Carrera Media  | 1502 MPa             | 0,4792 mm      | 1,24                |
| C) Carrera Mínima | 658 MPa              | 0,3069 mm      | 2,83                |

Es posible entonces proceder con el análisis de la tornillería utilizada en el sistema de sujeción que también se encuentra sometida a esfuerzos importantes debido a las fuerzas generadas por la presión de prueba.

#### 5.4.2 - Tornillería

Como puede observarse en las figura N° 26 la fuerza generada por la presión de prueba induce una condición de carga máxima en el esparrago utilizado en el sistema de anclaje, el cual debe ser analizado para determinar las características mecánicas del elemento de sujeción a utilizar. A continuación se muestra un procedimiento de cálculo simplificado que se aplica a los elementos de tornillería.

En líneas generales el proceso de análisis de la tornillería corresponde a la determinación de los esfuerzos normales de tracción, los esfuerzos cortantes generados en los filetes de la rosca, al igual que los esfuerzos normales de aplastamiento producidos en los mismos. Adicionalmente se diseña para que exista precarga en la unión, ya que esta jugará un papel fundamental en la sujeción y posicionamiento del elemento de prueba pues mejora el efecto de apretado bajo la acción de carga estática, disminuye el efecto de la carga axial externa de tracción, mejora la resistencia a la fatiga por la acción de cargas variables y evita el aflojamiento de los elementos roscados. Se asume entonces como criterio de diseño que la precarga máxima permitida corresponda a un 75% de la resistencia de prueba del material.

En el análisis se tienen los elementos roscados a ser utilizados que se derivan directamente del diseño propuesto de la máquina, por tanto, se conocen todas las características o especificaciones de los mismos, entre las que se encuentran diámetro

nominal, diámetro de raíz, área de trabajo, paso, altura de la tuerca y materiales, (información que puede verse en las tablas N°13 y N°14), con lo que se procede a determinar los factores de seguridad que se presentan bajo las cargas aplicadas. Se tiene entonces inicialmente una tornillería de las siguientes características:

**Tabla 13. Especificación de tornillería del sistema de sujeción**

| Tipo                           | Calidad | Sistema | Diámetro | Paso | Tipo | Longitud |
|--------------------------------|---------|---------|----------|------|------|----------|
| Esparrago                      | 8.8     | M       | 20       | 2,5  | MC   | 150      |
| Tornillo de Apoyo              | 8.8     | M       | 20       | 2,5  | MC   | 70       |
| Tuercas de Fijación            | 8.8     | M       | 20       | 2,5  | MC   | 21,3     |
| Tuerca de Apriete con Arandela | 8.8     | M       | 20       | 2,5  | MC   | 22,4     |

**Tabla 14. Características de las roscas métricas de paso fino y de paso basto**

| DIAMETRO NOMINAL<br>d<br>(mm) | SERIE DE PASO BASTO (MC) |   |   | SERIE DE PASO FINO (MF) |   |   | ALTURA DE LA TUERCA<br>H<br>(mm) |
|-------------------------------|--------------------------|---|---|-------------------------|---|---|----------------------------------|
|                               | PASO<br>P<br>(mm)        | AREA DE ESFUERZO DE TRACCION<br>A <sub>t</sub> (mm <sup>2</sup> ) | AREA DE RAIZ<br>A <sub>r</sub> (mm <sup>2</sup> ) | PASO<br>P<br>(mm)       | AREA DE ESFUERZO DE TRACCION<br>A <sub>t</sub> (mm <sup>2</sup> ) | AREA DE RAIZ<br>A <sub>r</sub> (mm <sup>2</sup> ) |                                  |
| 4                             | 0.70                     | 8.78  | 7.75  |                         |   |   | 3.0                              |
| 5                             | 0.80                     | 14.2  | 12.7  |                         |   |   | 4.0                              |
| 6                             | 1.00                     | 20.1  | 17.9  |                         |   |   | 5.0                              |
| 8                             | 1.25                     | 36.6  | 32.8  | 1.00                    | 39.2  | 36.0  | 6.5                              |
| 10                            | 1.50                     | 58.8  | 52.3  | 1.25                    | 61.2  | 56.3  | 8.0                              |
| 12                            | 1.75                     | 84.3  | 76.3  | 1.25                    | 92.1  | 86.0  | 10.0                             |
| 14                            | 2.00                     | 115.0   | 104.0   | 1.50                    | 125.0   | 116.0   | 11.0                             |
| 16                            | 2.00                     | 157.0   | 144.0   | 1.50                    | 167.0   | 157.0   | 13.0                             |
| 20                            | 2.50                     | 245.0   | 225.0   | 1.50                    | 272.0   | 259.0   | 16.0                             |
| 24                            | 3.00                     | 353.0   | 324.0   | 2.00                    | 384.0   | 365.0   | 19.0                             |

Fuente: Norton, 2011.

**Tabla 15. Características de las roscas métricas de paso fino y de paso basto**

| Número de Clase | Rango del diámetro [mm] | Resistencia de prueba mínima [MPa] | Resistencia elástica mínima [MPa] | Resistencia a la tracción mínima [MPa] | Material  | Marcado de la cabeza |
|-----------------|-------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|--|---|----------------------|
| 4.6             | M5-M36                  | 225                                | 240                               | 400                                    | Acero de mediano o bajo carbono                         |                      |
| 4.8             | M1.6-M16                | 310                                | 340                               | 420                                    | Acero de mediano o bajo carbono                         |                      |
| 5.8             | M5-M24                  | 380                                | 420                               | 520                                    | Acero de mediano o bajo carbono                         |                      |
| 8.8             | M16-M36                 | 600                                | 660                               | 830                                    | Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido    |                      |
| 9.8             | M1.6-M16                | 650                                | 720                               | 900                                    | Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido    |                      |
| 10.9            | M5-M36                  | 830                                | 940                               | 1040                                   | Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido |                      |
| 12.9            | M1.6-M36                | 970                                | 1100                              | 1220                                   | Acero de aleación, templado y revenido                  |                      |

Fuente: Norton, 2011.

**Tabla 16. Parámetros de rigidez A y b para diferentes materiales**

| Material       | E (Gpa) | E(Mpsi) | Ai      | bi       |
|----------------|---------|---------|---------|----------|
| Acero          | 200     | 30      | 0.78715 | 0.62873  |
| Aluminio       | 71      | 10.4    | 0.79670 | 0.63816  |
| Cobre          | 118     | 17.5    | 0.79568 | 0.63553  |
| Hierro fundido | 100     | 15      | 0.77871 | 0.616116 |

Fuente: Norton, 2011.

$$F_{Tp} = F_i + C * F_T$$

$$F_i = 0,75 * \sigma_{pr} * A_T$$

$$C = \frac{K_p}{K_p + K_e}$$

$$\frac{1}{K_p} = \frac{4}{\pi * E} * \left( \frac{Lvsr + 0.4d}{d^2} + \frac{L_T + 0.4 * d_r}{d_r^2} \right)$$

$$\frac{1}{K_e} = \sum \frac{1}{K_{e_i}}$$

$$K_{e_i} = d * E * A_i * e^{b_i * d / L}$$

$F_{Tp}$  = carga total sobre el perno

$F_T$  = carga axial de tracción

$F_i$  = precarga

$C$  = constante de unión

$K_p$  = constante de rigidez del perno

$K_e$  = constante de rigidez total de los elementos unidos

$L_{vsr}$  = longitud del vástago sin roscar

$L_T$  = longitud de la rosca antes de la tuerca

$E$  = módulo de elasticidad

$A$  = parámetro de rigidez

$A_T$  = área de trabajo

$b$  = parámetro de rigidez

$L$  = espesor del elemento a considerar

$d$  = diámetro nominal del tornillo

$H$  = altura de la tuerca o elemento que en una aplicación hace las veces de ella.

$d_r$  = diámetro raíz del tornillo.

$P$  = paso

$\sigma_x$  = esfuerzo normal

$\tau_{TOxy}$  = esfuerzo cortante sobre la rosca del tornillo

$\tau_{TUxy}$  = esfuerzo cortante sobre la rosca de la tuerca

$\sigma_{apst}$  = esfuerzo por contacto directo entre las roscas del tornillo y de tuerca o elemento que hace las veces de ella.

$$\sigma_x = \frac{F_{Tp}}{A_T}$$

$$\tau_{TOxy} = \frac{2 * F_{Tp}}{\pi * d_r * H}$$

$$\tau_{TUxy} = \frac{2 * F_{Tp}}{\pi * d * H}$$

$$\sigma_{apst} = \frac{4 * F_{Tp} * P}{\pi * (d^2 - d_r^2) * H}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{apst}^2 - \sigma_x * \sigma_{apst} + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$F_S = \frac{S_{ut}}{\sigma'}$$

La aplicación de las ecuaciones mostradas anteriormente permite determinar junto con las características dimensionales del modelo los esfuerzos generados en todos los elementos roscados del sistema de anclaje. A continuación se muestra, en la tabla N°17, un resumen de los resultados obtenidos a través de la utilización de este procedimiento:

**Tabla 17. Resumen de resultados obtenidos en el análisis de elementos roscados**

|                                | $\sigma_x$ (MPa) | $\tau_{xy}$ (MPa) | $\sigma_{apst}$ (MPa) | $\sigma'$ (MPa) | $F_S$ |
|--------------------------------|------------------|-------------------|-----------------------|-----------------|-------|
| Esparrago                      | 524,38           | 153,71            | 198,78                | 530,22          | 1,57  |
| Tuerca de Apriete              | 0                | 182,56            | 260,01                | 490,38          | 2,03  |
| Tuerca de Fijación             | 0                | 191,99            | 273,43                | 430,52          | 1,93  |
| Tuerca en el Tornillo de Apoyo | 0                | 75,06             | 106,92                | 168,35          | 4,93  |

Como era de esperarse el esparrago es el elemento más esforzado del sistema de anclaje, destinado a soportar la mayor parte de las cargas generadas, seguido de las

tuercas de apriete y sujeción, sin embargo, como puede observarse en la tabla anterior todos los elementos cuentan con factores de seguridad mayores a la unidad, esto permite asegurar que la tornillería utilizada soportará adecuadamente los esfuerzos producidos por la presión de prueba.

Dando continuidad al proceso de validación de los elementos roscados del sistema de anclaje, se procede a aplicar el mismo procedimiento anterior a los seis pernos que fijan el riel a la bancada que se muestran en la figura N°33, en este caso el cálculo es más sencillo al tratarse de una fuerza céntrica que se distribuye de forma equitativa entre todos los elementos de unión, por lo que los esfuerzos generados no son tan altos y no se requiere una calidad de la tornillería tan alta (tablas N°18 y N°19).



Figura 33. Pernos de sujeción riel-bancada

**Tabla 18. Especificación de tornillería de sujeción riel-bancada**

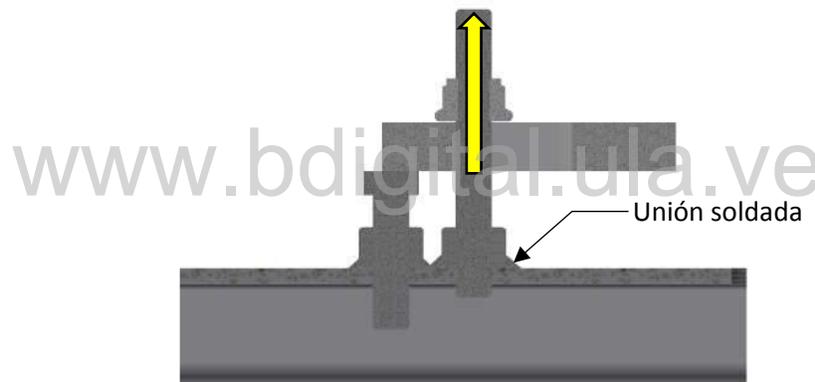
| Tipo     | Calidad | Sistema | Diámetro | Paso | Tipo | Longitud |
|----------|---------|---------|----------|------|------|----------|
| Tornillo | 4.6     | M       | 8        | 1,25 | MC   | 30       |
| Tuerca   | 4.6     | M       | 8        | 1,25 | MC   | 6,8      |

**Tabla 19. Resumen de resultados de elementos roscados de sujeción riel-bancada**

|          | $\sigma_x$ (MPa) | $\tau_{xy}$ (MPa) | $\sigma_{apst}$ (MPa) | $\sigma'$ (MPa) | Fs   |
|----------|------------------|-------------------|-----------------------|-----------------|------|
| Tornillo | 207,83           | 110,24            | 79,95                 | 263,49          | 1,52 |
| Tuerca   | 0                | 89,02             | 79,95                 | 173,68          | 2,30 |

Es posible asegurar con base en la información contenida en la tabla N° 19 que tanto los tornillos como tuercas utilizados en el modelo, específicamente en la unión del riel y la bancada, pueden soportar sin falla las cargas inducidas por las presiones extremas de trabajo, teniendo estos factores de seguridad mayores a la unidad.

Finalmente se procede a realizar un análisis de la unión soldada existente entre las tuercas de sujeción y el riel, basándose en la carga axial más alta generada específicamente en la sección del esparrago como se muestra en la figura N°34. Información suministrada por la empresa sostiene que la resistencia máxima de la soldadura utilizada es de 750 MPa, sin embargo, para efectos de cálculos se asumirá que la resistencia de la unión es como máximo igual al esfuerzo de fluencia del material del riel, es decir acero ASTM A36 ( $\sigma_y = 250\text{MPa}$ ).



*Figura 34. Unión Soldada*

En este caso se propone un filete de alto y ancho mínimo de 5mm y se asume una longitud igual a la del arco total de la tuerca. Así pues, para propósitos de desempeño, se acostumbra como practica de ingeniería, basar el análisis de resistencia en el esfuerzo de corte generado en la sección de la garganta efectiva y omitir el esfuerzo normal completamente. De esta forma, la ecuación generalmente utilizada en el análisis de soldaduras basada en el diagrama mostrado en la figura N° 35 se muestra a continuación:

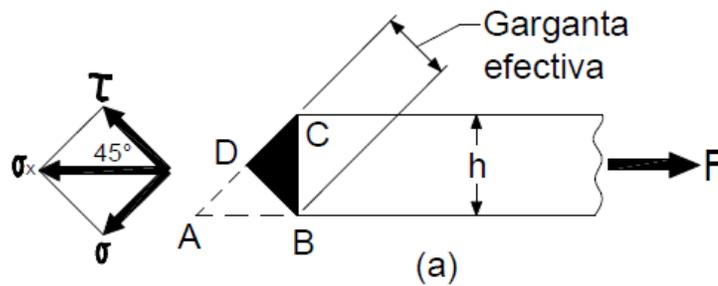


Figura 35. Esfuerzos generados en la soldadura de filete por carga axial. (Ospina et al. 2010)

$$\sigma' = \tau = \frac{F}{0,707 * h * L}$$

$$\sigma' = \tau = 95,16 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{0,85 * \sigma_Y}{\sigma'}$$

$$F_s = 2,24$$

Puede asegurarse entonces que la unión soldada de la tuerca de fijación y el riel soportara satisfactoriamente los esfuerzos máximos que se generan debido a las cargas de prueba. Adicionalmente, en función de toda la información anteriormente suministrada, se está en posición de afirmar que el sistema de anclaje del banco de prueba como un conjunto de elementos individuales, es apto para mantener de manera segura los elementos de prueba en posición estable durante la realización de las pruebas de presión, incluso en las condiciones extremas de estas.

#### 5.4.3 - Riel de Anclaje

En sí mismo, el riel base forma parte del conjunto de elementos del sistema de anclaje, y por ende existen fuerzas que recaen sobre esta pieza y es preciso asegurar un espesor de lámina que soporte las mismas sin fallar. Para determinar este valor, se incurre en un proceso de análisis iterativo, en el que se busca determinar el estado de esfuerzo y factor de seguridad del elemento dado unas condiciones iniciales. A partir de los resultados preliminares, se modifican los datos de entrada hasta encontrar la configuración geométrica y mecánica adecuada que permita que la pieza se comporte

de manera satisfactoria (sin fallar). De esta forma se utilizan las cargas máximas que se generan en la tornillería (apoyos) mostradas en la figura N°36 y N° 37, y que se transmiten al riel, adicionalmente se asume inicialmente un espesor de lámina para esta pieza de 10 mm en acero ASTM A36, como se observa en la tabla N°20.

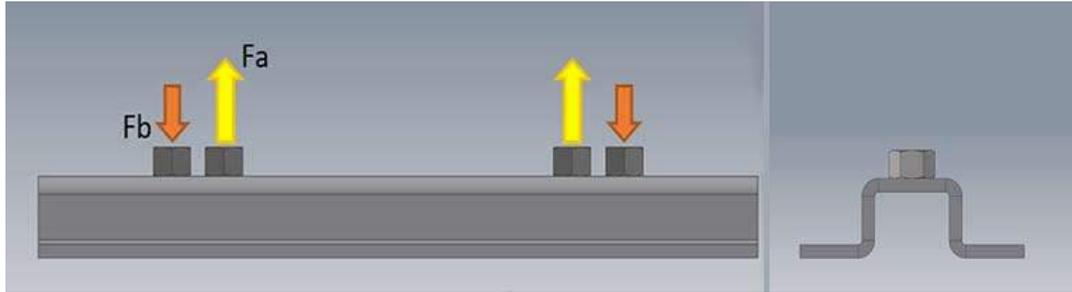


Figura 36. Fuerzas transmitidas al riel

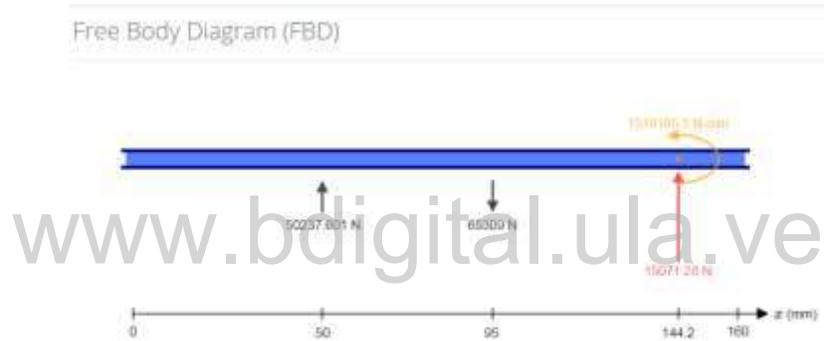


Figura 37. Magnitud máxima de las cargas en los apoyos transmitidas al riel

Generado con SkyCiv (2020). <http://skyciv.com>

**Tabla 20. Datos de entrada para simulación del riel-primera iteración**

| Condiciones de Simulación del Riel |                               |
|------------------------------------|-------------------------------|
| Material: Acero ASTM A36           | Esfuerzo de Fluencia: 250 MPa |
| Fuerza A (Fa)                      | 65309 N                       |
| Fuerza B (Fb)                      | 50237,601 N                   |
| Espesor de Lamina                  | 10 mm                         |

En las figuras N°38, N°39 y N°40 se muestra el comportamiento en términos mecánicos del riel de anclaje en la primera iteración en cuanto al esfuerzo equivalente de Von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad.

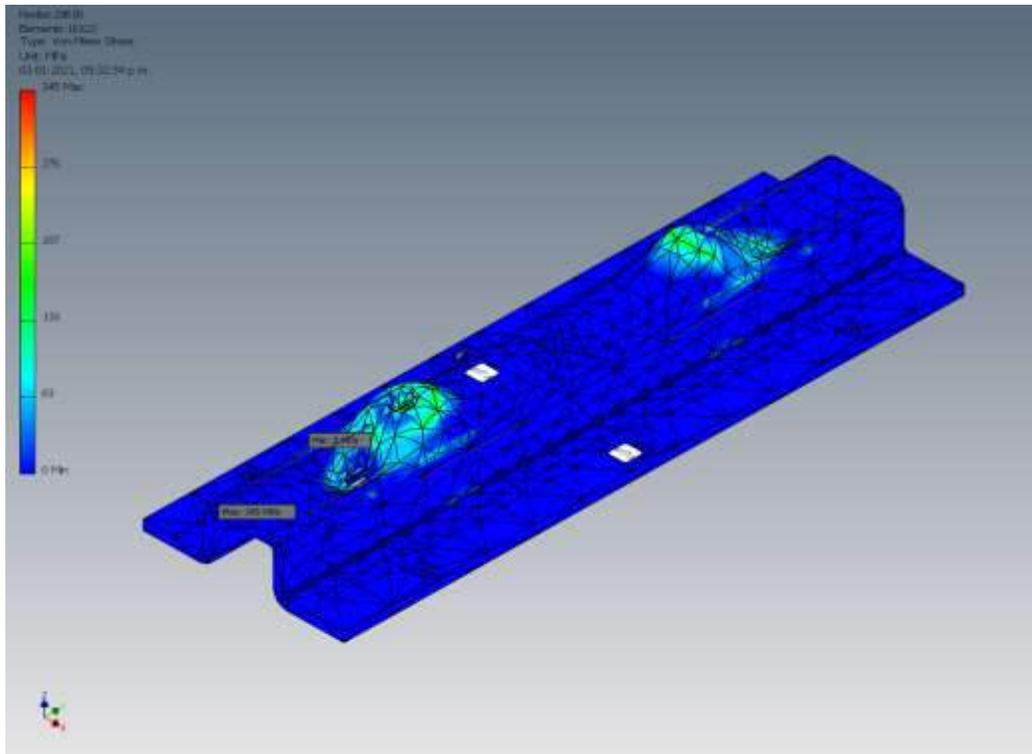


Figura 38. Esfuerzo equivalente de Von-Mises para el riel – primera iteración

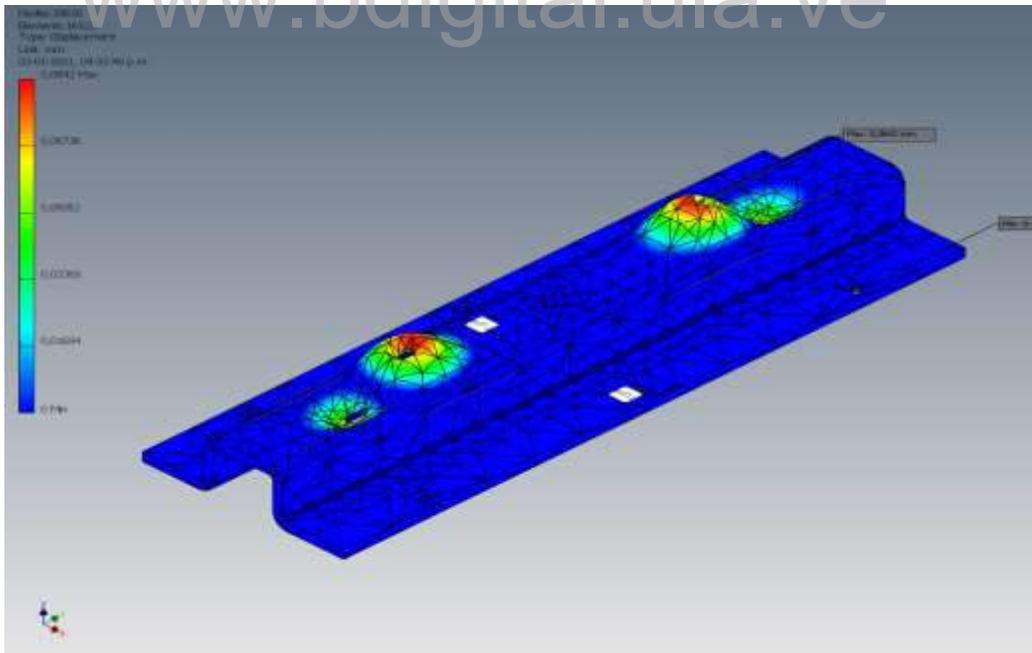


Figura 39. Desplazamiento máximo generado en el riel – primera iteración

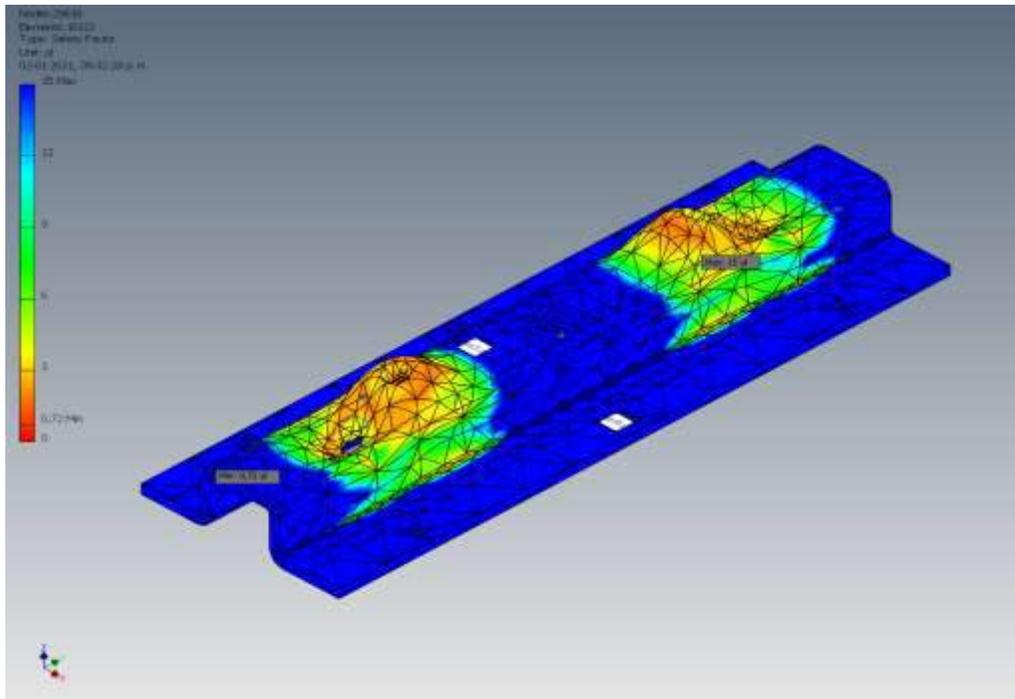


Figura 40. Factor de seguridad mínimo generado en el riel – primera iteración

www.bdigital.ula.ve

Como puede observarse en la tabla N°21, las condiciones iniciales planteadas para el riel, generan un factor de seguridad menor a la unidad, por lo que este elemento fallará bajo las cargas máximas producidas durante las pruebas a realizar.

**Tabla 21. Resultados preliminares riel - primera iteración**

| Resultados           |                       |                     |
|----------------------|-----------------------|---------------------|
| Esfuerzo Equivalente | Desplazamiento Máximo | Factor de Seguridad |
| 345 MPa              | 0,0842 mm             | 0,72                |

Para dar respuesta a este problema, una solución simple puede ser aumentar el espesor de la lámina a utilizar, sin embargo, como puede observarse en las figuras N°38, N°39 y N°40, los esfuerzos y deformaciones máximas se generan en secciones focalizadas de la pieza, por lo que se plantea reforzar solamente dichas secciones (como se muestra en la figura N°41 y N°42), esto permite mantener el peso del riel, además de un proceso de manufactura más sencillo, puesto que generar el doblez requerido en una pieza de mayor espesor es más complejo conforme este aumenta. De esta forma se

procede a ubicar el refuerzo y realizar el análisis, con las nuevas condiciones de simulación presentadas en la tabla N°22. De igual forma puede observarse el comportamiento mecánico del riel después de ubicados los refuerzos en las figuras N°43, N°44 y N°45.

**Tabla 22. Datos de entrada para simulación del riel-segunda iteración**

| Condiciones de Simulación del Riel |                               |
|------------------------------------|-------------------------------|
| Material: Acero ASTM A36           | Esfuerzo de Fluencia: 250 MPa |
| Fuerza A (Fa)                      | 65309 N                       |
| Fuerza B (Fb)                      | 50237,601 N                   |
| Espesor de Lamina                  | 10 mm                         |
| Espesor del Refuerzo               | 10 mm                         |



*Figura 41. Vista inferior del riel con ubicación del refuerzo*



*Figura 42. Corte transversal del riel con ubicación del refuerzo*

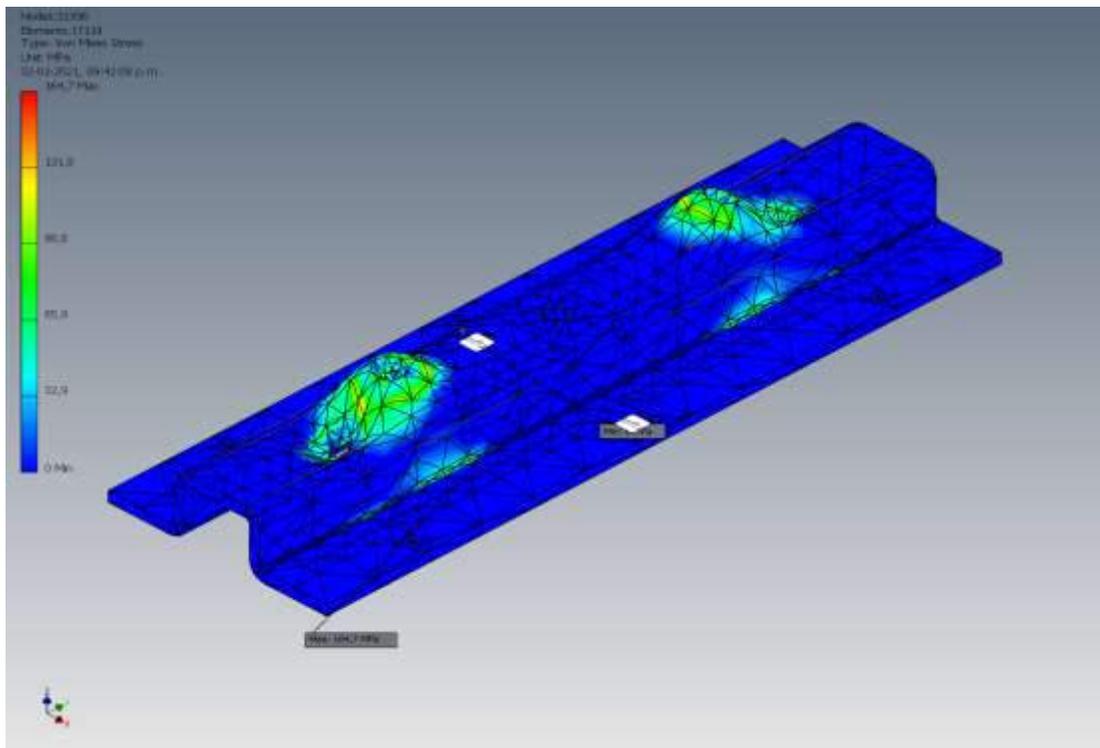


Figura 43. Esfuerzo equivalente de Von-Mises para el riel – segunda iteración

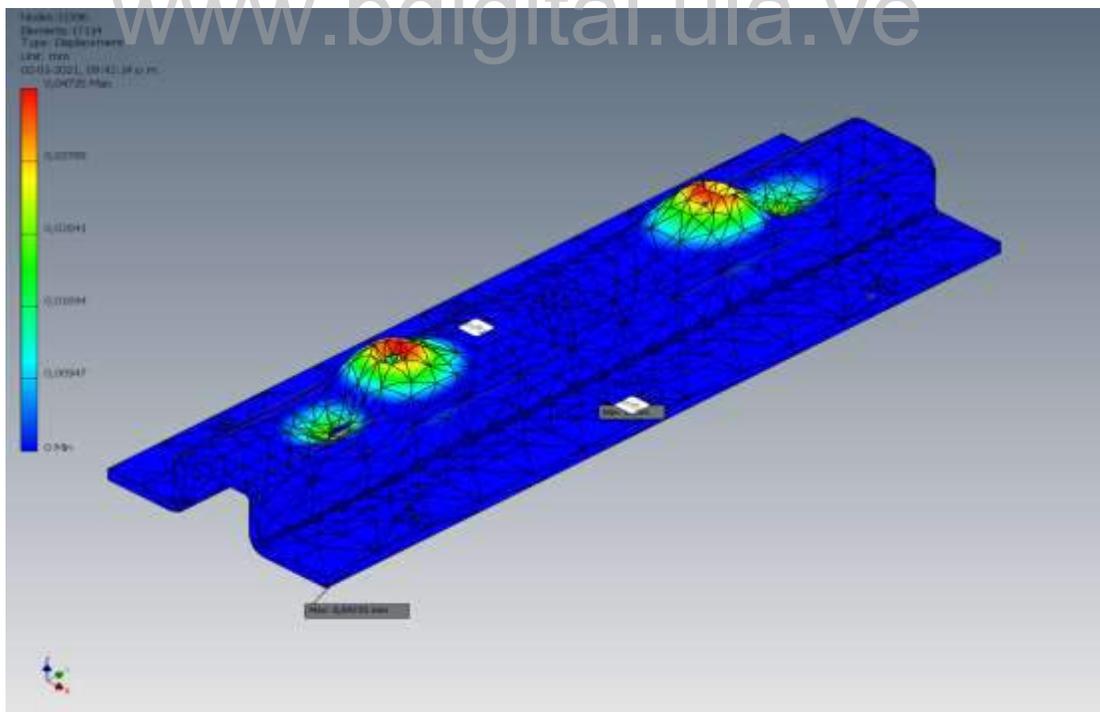


Figura 44. Desplazamiento máximo generado en el riel – segunda iteración

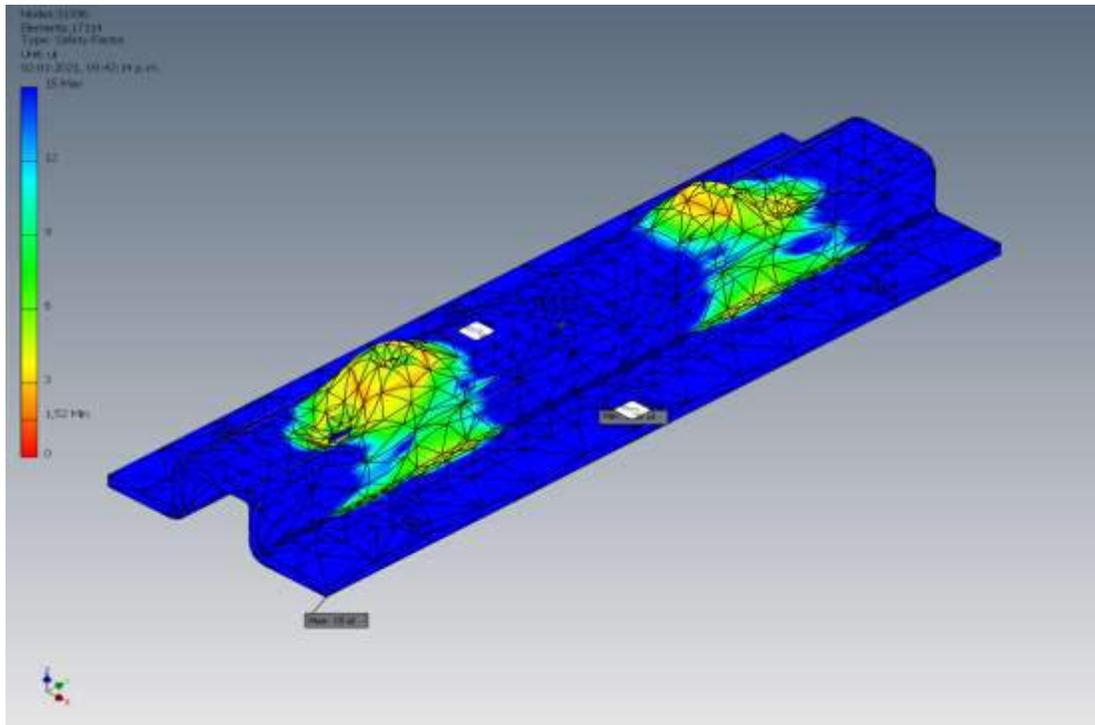


Figura 45. Factor de seguridad mínimo generado en el riel – tercera iteración

Como se puede observar en la tabla N° 23, la inserción del refuerzo permite disminuir considerablemente los esfuerzos generados en el riel, aumentando consecuentemente el factor de seguridad mínimo de la pieza a un valor de 1,52 por lo que puede asegurarse que este elemento no fallará durante las condiciones críticas de operación del banco de pruebas.

Tabla 23. Resultados preliminares riel- segunda iteración

| Resultados           |                |                     |
|----------------------|----------------|---------------------|
| Esfuerzo Equivalente | Desplazamiento | Factor de Seguridad |
| 164.7 MPa            | 0,04735 mm     | 1,52                |

#### 5.4.4 - Plato de Sello

La unidad de anclaje cuenta con un plato de sello cuyo propósito es mantener la presión de aire dentro del elemento de prueba estable y sin fugas una vez que este haya sido presurizado. Este sello es proporcionado por juntas elásticas de compresión, también conocidas como juntas tóricas u O-ring, que permiten generar hermeticidad de

forma fiable a través de la deformación de su sección transversal, la cual se obtiene presionando axial o radialmente dicha sección durante el montaje, adicionalmente, en estado de funcionamiento la presión del medio aumenta la deformación de la junta tórica aumentando así su efecto de sellado. Así pues, es necesario un correcto diseño del alojamiento del O-ring para garantizar que este pueda cumplir con su propósito, por lo se toman ciertas consideraciones propuestas por el fabricante Parker, como se muestra en la figura N° 47 y en la tabla N° 24.

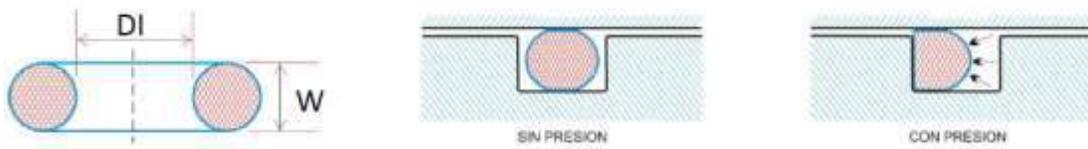


Figura 46. Junta tórica. (Fuente: IJASA, <http://www.ijasa.com>)

- Para uso estático, el aplastamiento o deformación de la sección debe variar del 12% al 25% de la magnitud de la sección W.
- En uso dinámico la deformación debe ser del 8% al 20%
- En ningún caso la deformación puede ser menor que 0,25 mm
- Para aplicaciones de presión interna el diámetro exterior del alojamiento debe coincidir con el diámetro exterior de la junta tórica
- Debe evitarse el fenómeno de extrusión en la junta

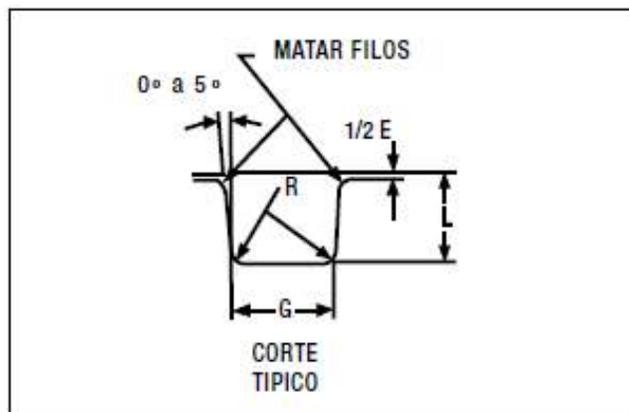


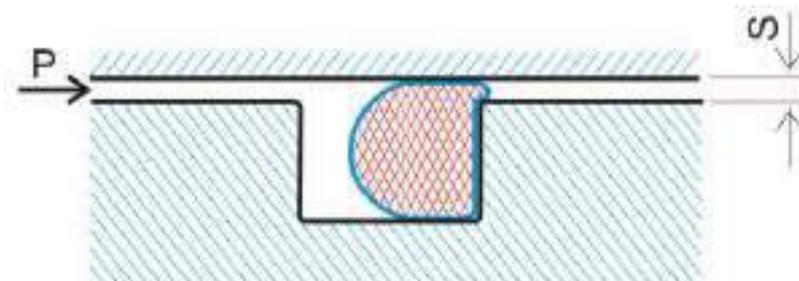
Figura 47. Dimensiones características del alojamiento. (Fuente: Catálogo Parker O-Ring, <http://www.parker.com.ar>)

*Tabla 24. Dimensiones características del alojamiento*

| TABLA DE DISEÑO |                            |              |                       |              |
|-----------------|----------------------------|--------------|-----------------------|--------------|
| Secc.<br>"W"    | Dimensiones de Alojamiento |              |                       |              |
|                 | Profundidad "L"            |              | Ancho<br>"G"<br>± 0.1 | Radio<br>"R" |
|                 | Estático                   | Dinámico     |                       |              |
| 1.78            | 1.25<br>1.35               | 1.40<br>1.45 | 2.5                   | 0.1<br>0.4   |
| 2.62            | 2.05<br>2.15               | 2.25<br>2.30 | 3.7                   | 0.1<br>0.4   |
| 3.53            | 2.80<br>2.95               | 3.05<br>3.10 | 4.9                   | 0.2<br>0.6   |
| 5.33            | 4.30<br>4.50               | 4.65<br>4.75 | 7.3                   | 0.5<br>1.0   |
| 6.99            | 5.75<br>5.95               | 6.00<br>6.10 | 9.7                   | 0.5<br>1.0   |

Fuente: Catálogo Parker O-Ring, <http://www.parker.com.ar>

La extrusión es la tendencia de los elastómeros a fluir entre la tolerancia de las dos superficies a sellar cuando son sometidos a presión como puede observarse en la figura N°48. Para que este fenómeno no ocurra debe dejarse una ranura de extrusión adecuada (lo más pequeña posible) a la presión máxima de trabajo y a la dureza de la junta según el diagrama mostrado en la figura N°49.



*Figura 48. Fenómeno de extrusión. (Fuente: IJASA, <http://www.ijasa.com>)*

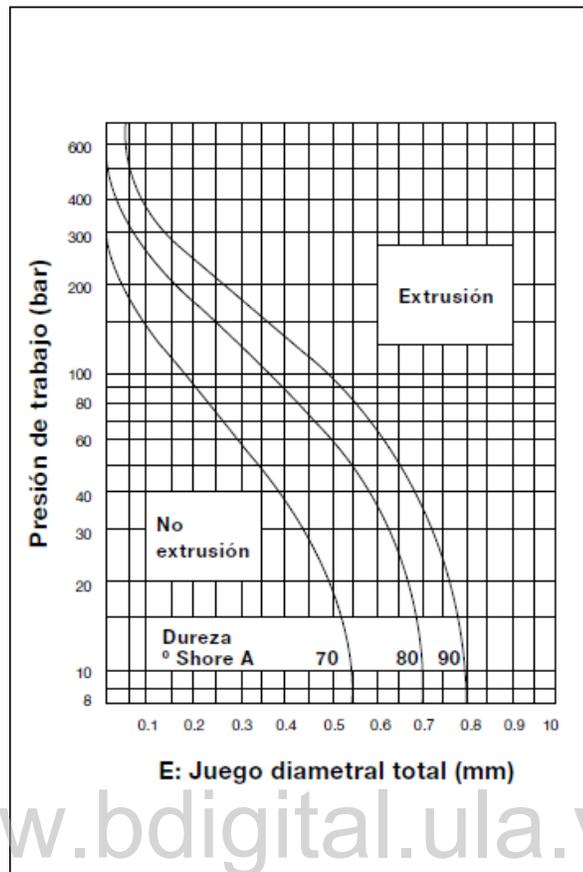


Figura 49. Gráfico para predicción de fenómeno de extrusión. (Fuente: Catálogo Parker O-Ring, <http://www.parker.com.ar>)

Es importante decir que para la aplicación de sellado en cuestión, tomando en consideración las temperaturas y presiones máximas, además del medio de prueba a emplear, es adecuada la utilización de juntas convencionales de nitrilo con una dureza de 70 Shore A. Así pues el plato de sello es diseñado para contener los alojamientos apropiados de las juntas tóricas con base en todos los aspectos mencionados anteriormente como puede observarse en la figura N°50. Se muestra en la tabla N° 25 las características geométricas de las juntas utilizadas.

**Tabla 25. Selección de junta tórica**

| O-ring Parker con Sección W = 5,33 +/- 0,13 mm |           |           |
|--|-----------|-----------|
| N° Parker                                      | DI        | DE        |
| 2-339  | 81,92 mm  | 92,58 mm  |
| 2-349  | 113,67 mm | 124,33 mm |
| 2-360  | 148,59 mm | 159,25 mm |

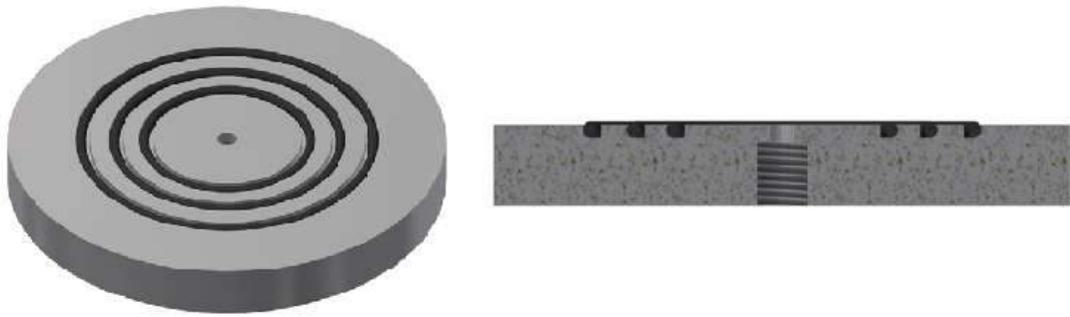


Figura 50. Diseño del plato de sello

## 5.5 - Sistema Neumático

### 5.5.1 - Circuito Neumático

El esquema de funcionamiento del banco de prueba es una adaptación del sistema recomendado por la norma API STD 576 mostrado en la figura N°51 referente a la inspección de dispositivos de alivio de presión, que sugiere la utilización de un tanque acumulador y válvulas de control para manipular de manera oportuna la forma en que se presuriza el elemento de prueba, como se muestra a continuación:

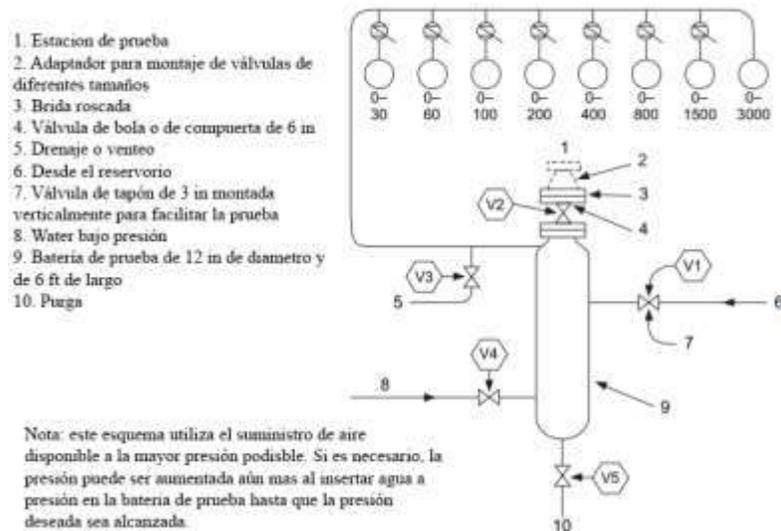


Figura 51. Diagrama de funcionamiento recomendado por API STD 576

La norma API STD 576 explica al respecto del esquema del banco de prueba lo siguiente:

Los diseños de bancos de prueba varían ampliamente y son incluso ofertados como conjuntos por algunos fabricantes. El esquema mostrado en la figura ilustra los elementos esenciales para un banco que utiliza aire como medio de prueba. Donde la presión de aire no está disponible, pueden ser usados sistemas hidráulicos para probar válvulas de alivio si esto es aceptable para la autoridad local o jurisdicción.

El sistema de aire del banco de prueba incluye un compresor u otra fuente de aire de alta presión, una batería de prueba o tanque de compensación suficientemente grande para acumular suficiente aire como para ocasionar que la válvula abra limpiamente a la presión de ajuste, además de tuberías, manómetros, válvulas y otra instrumentación necesaria para controlar las pruebas. Un sistema hidráulico para el banco de prueba usualmente incluye una bomba de desplazamiento positivo que con un razonable flujo estacionario desarrolla altas presiones, además de las tuberías, válvulas y otra instrumentación necesaria para controlar las pruebas. Algunos bancos de prueba utilizan una configuración que combina gas y agua en la que el gas provee la fuente de presión.

Ambos, el banco de prueba con sistema de aire y el banco de prueba con sistema de agua utilizan un distribuidor (manifold). El amplio rango de tamaños de brida en un distribuidor permite probar muchos tamaños de válvulas distintos. Para cubrir el amplio rango de presiones, usualmente requerido en válvulas de alivio de presión, varios manómetros de precisión calibrados son conectados al distribuidor. Estos manómetros deben ser rutinariamente calibrados y un registro progresivo de la calibración debe ser mantenida (API STD 576, 2009, Pág. 56).

A continuación se presenta el esquema de funcionamiento del banco de pruebas desarrollado para Industrias Free Ways C.A (Figura N°52):

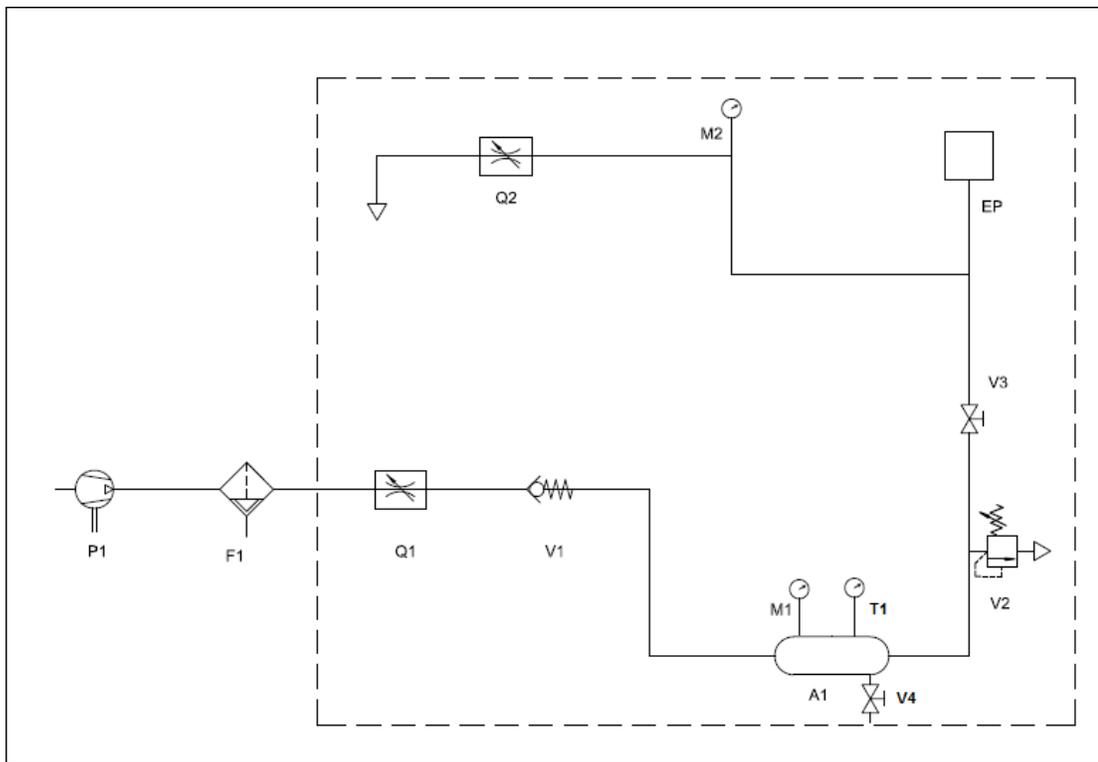


Figura 52. Circuito neumático de funcionamiento propuesto

- Unidad de Compresión (P1)
- Unidad de Tratamiento de Aire ( F1)
- Válvula de Control de Alta Capacidad ( Q1)
- Válvula de Retención (V1)
- Tanque Acumulador (A1)
- Válvula de Seguridad (V2)
- Válvula de Cierre (V3)
- Válvula de Purga (V4)
- Termómetro (T1)
- Elemento de Prueba (EP)
- Manómetro del Tanque (M1)
- Manómetro de Prueba (M2)
- Válvula de Control de Precisión (Q2)

#### 5.5.1.1 - Operación del Banco de Prueba

1. Cuando la estación de prueba no está en uso, la válvula Q1 debe estar cerrada. Las válvulas V3 y Q2 deben estar abiertas para prevenir una posible acumulación de presión en el tanque.
2. Antes de probar la primera válvula, el tanque acumulador debe ser ventilado para remover cualquier acumulación de polvo o sedimentos que puedan ser arrastrados al elemento de prueba y cause daños, por ejemplo, en el asiento de la válvula. Para ventilar el tanque, cierre la válvula Q2, abra la válvula V3 y libere aire al tanque al abrir y cerrar la válvula Q1.
3. Cierre la válvula Q1 y V3.
4. Asegure la válvula de prueba en el banco de ensayos neumáticos. De tratarse de una válvula bridada instálela directamente, de ser una válvula roscada utilice el accesorio bridado que permita su adecuada sujeción.
5. Permita una precarga suficiente en las tuercas de apriete del sistema de anclaje que asegure firmemente la válvula de prueba al banco y permita un sello adecuado.
6. Abra la válvula V3.
7. Este diseño utiliza el suministro de aire disponible a la presión más alta posible. Para presurizar el sistema de forma continua, lentamente incremente la presión a través de la válvula Q1 hasta que se alcance la presión objetivo. Entonces cierre la válvula Q1 y realice la inspección requerida.
8. La presión del sistema debe ser aumentada gradualmente de forma que se provea suficiente tiempo para permitir a los elementos mecánicos equilibrar los esfuerzos internos que se generan durante el test. Se recomienda que este proceso de presurización se realice entonces como mínimo a una tasa continua de 10 Psi por minuto y que el ritmo de aumento de presión no exceda los 2.0 psi/seg, bajo aprobación del supervisor de la prueba.
9. Después de una prueba satisfactoria, abra la válvula Q2 para ventilar el sistema y despresurizarlo.

10. Si es requerido realizar otra prueba en otra válvula, ventile el sistema a través de la válvula Q2 hasta aproximadamente el 75% de la presión de prueba de la siguiente válvula a ser probada, cierre entonces la válvula V3, permita la fuga del aire restante contenido en la tubería a través de Q2, desmonte la válvula de prueba e instale el nuevo elemento a testearse, cierre Q2 y repita desde numeral 4 al 9.
11. Si otra válvula no debe ser probada inmediatamente, deje la estación de prueba como se especifica en el numeral 1.

### 5.5.2 - Unidad de Compresión

La empresa cuenta con un compresor industrial de la marca Schulz adecuado para operaciones de taller, según especificación de placa puede suministrar un caudal nominal de 60 CFM a presión nominal de 175 Psi, este alimenta toda la maquinaria disponible a través de una red de tamaño considerable, sin embargo, la presión en la línea puede caer hasta valores sustancialmente menores que la presión nominal, alrededor de 100 Psi según información suministrada por el personal de planta. Es por ello que no es posible llevar a cabo la totalidad de las pruebas requeridas en las válvulas haciendo uso de este equipo, pues no se puede alcanzar con él las presiones máximas necesarias para realizar la prueba de cuerpo. Dada la naturaleza de las pruebas de presión, se sugiere el uso de un compresor de baja capacidad volumétrica y alta presión, por lo que a continuación se procede a poner en perspectiva las características de la unidad de compresión óptima para el propósito del proyecto.

Es requerido así un compresor con capacidad para realizar pruebas neumáticas de alta presión utilizando aire como medio de prueba y se asume una condición límite de operación continúa de aproximadamente 6 horas al día. Seleccionar la alternativa correcta depende casi exclusivamente de la presión de trabajo máxima requerida, pues el gasto de aire total del banco de pruebas, basado en los elementos que lo conforman no genera algún tipo de consumo, al tratarse de elementos neumáticos de paso o control.

Al respecto se puede utilizar como criterio de diseño la selección de un compresor con una capacidad volumétrica que no genere velocidades peligrosas en la línea principal del banco, que pueden producir ruido, vibraciones y un aumento de presión demasiado brusco en el tanque acumulador y tuberías; adicionalmente que cuente con la capacidad de generar un proceso de carga del tanque acumulador en un tiempo aceptable para realizar las pruebas de presión. Estas características se muestran en la tabla N°26:

**Tabla 26. Consideraciones de selección del compresor**

| Medio: Aire                    |                     |
|--------------------------------|---------------------|
| Peso Molecular (@ 0°C, 1 atm ) | 28.959 g/mol        |
| Radio de Calores Específicos   | 1,4                 |
| Presión Crítica                | 37.7 bar (547 Psia) |
| Temperatura Crítica            | -140.7 °C (240 R)   |
| Emplazamiento (No Azaroso)     |                     |
| Elevación                      | 1070 msnm ≈ 3510 Ft |
| Presión Atmosférica            | 89 KPa ≈ 13 psia    |
| Temperatura                    | 20°C-30°C           |
| Succión                        |                     |
| Presión (P <sub>s</sub> )      | 13 psia             |
| Temperatura (T <sub>s</sub> )  | 25°C                |
| Descarga                       |                     |
| Presión (P <sub>d</sub> )      | 325 Psi             |

Radio de Compresión (R)

$$R = P_d/P_s$$

$$R = 25$$

La selección adecuada del compresor pasa por la definición del radio de compresión máximo requerido para una operación específica (tabla N°27), que a su vez puede dar una idea del número adecuado de etapas de compresión según modelos comerciales, aunque la temperatura y ciclo de trabajo también puedan ser consideradas cuando es necesario determinar el número de etapas a usar. En líneas generales, es sabido que la mayoría de los compresores de una etapa tienen una máxima presión

nominal de 135 psig y la mayoría de los compresores de dos etapas tienen una máxima presión nominal de 175 psig, dejando presiones mayores solo al alcance de compresores de tres etapas.

**Tabla 27. Relación del factor de compresión y el número de etapas del compresor**

| Radio de Compresión (R) | N° de Etapas de Compresión                                  |
|-------------------------|---|
| 1-3                     | Una sola etapa  |
| 3-5                     | Normalmente una sola etapa, ocasionalmente dos etapas       |
| 5-7                     | Normalmente dos etapas, ocasionalmente etapa una sola etapa |
| 7-10                    | Dos etapas  |
| 10-15                   | Usualmente dos etapas, ocasionalmente tres etapas           |
| 15+                     | Tres etapas   |

Las condiciones nombradas anteriormente señalan a la selección de un compresor alternativo de tres etapas de compresión, que en líneas generales se caracterizan por la generación de caudales bajos con altas presiones, usados en aplicaciones intermitentes, una menor temperatura de descarga debido a los sistemas de enfriamiento intermedios entre etapas de compresión comunes en este tipo de máquinas, la capacidad de ajuste de la presión sin mayor riesgo o complicación y un costo inicial más alto relativo a sus semejantes de menores prestaciones. Tomando en consideración todo esto, se propone la utilización de un compresor como el que se muestra a continuación (figura N°53) y cuyas características se muestran en la tabla N°28:

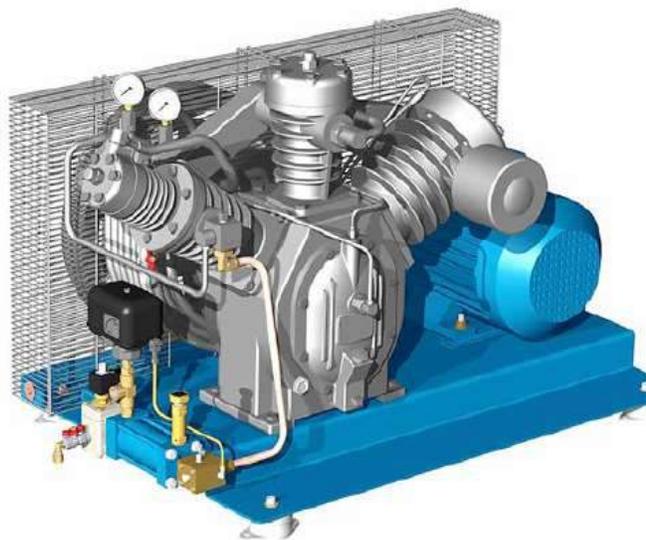


Figura 53. Unidad de compresión marca Gali tipo CGB-30bar. (Fuente: Gali,2020.  
<http://www.galigrup.com>)

**Tabla 28. Resumen de características técnicas - Compresor GALI**

| Set de Compresión Marca GALI Tipo CGB 260S |                    |              |
|--|--------------------|--------------|
| Máxima Presión de Trabajo                  | Bar                | 30           |
|  | Psi                | 435          |
| Máxima Capacidad de Succión                | Nm <sup>3</sup> /h | 20,5         |
|  | CFM                | 12           |
| Flujo Efectivo Promedio de 0 a 435 psi     | Nm <sup>3</sup> /h | 16,4         |
|  | CFM                | 9,6          |
| Velocidad de Rotación                      | RPM                | 830          |
| Potencia del Motor eléctrico               | KW                 | 4            |
|  | HP                 | 5,5          |
| Dimensiones Principales                    | mm                 | 1000*540*510 |

### 5.5.3 - Tanque Acumulador de Presión



Figura 54. Tanque acumulador

El tanque acumulador de aire (Figura N°54) es un equipo de almacenaje de energía potencial utilizado para ayudar a controlar la presión del sistema, aprovecha la naturaleza de amortiguación del gas comprimido para reducir comportamientos dinámicos no deseados. Utilizado en este caso especialmente para llevar el caudal de aire comprimido al elemento de prueba de forma controlada, contribuye con el enfriamiento del aire y disminuye la velocidad que puede generarse en la línea, permite además lidiar con las pulsaciones y variaciones de presión originadas por el compresor.

El diseño y dimensionamiento del tanque acumulador está basado en los procedimientos y cálculos establecidos por el Código ASME VIII Div. 1, referente a normas para la construcción de recipientes a presión. Como datos de entrada se tiene que el recipiente debe ser diseñado para ser capaz de almacenar aire comprimido y soportar las presiones máximas generadas durante las pruebas de presión a realizar; se asume entonces que este valor máximo de prueba representa el 90% de la presión de diseño del tanque, adicionalmente se asume una temperatura de diseño de 100°C.

Las dimensiones mínimas del tanque acumulador están limitadas por los medios de fabricación disponibles en la empresa, específicamente por el proceso de rolado de láminas que tiene un diámetro mínimo de trabajo. La empresa fabrica para sus vehículos industriales tanques de 50L, sin embargo se sabe que entre mayor sea el volumen de almacenaje mayor control puede tenerse sobre el proceso de presurización del elemento de prueba, por lo que se propone un tanque acumulador de 60L, que además se adecua de mejor manera a las dimensiones del banco de prueba.

A continuación se procede a realizar el cálculo de los espesores mínimos de pared del recipiente a presión a utilizar como acumulador, tanto de su cuerpo como del cabezal, tomando como base los parámetros mostrados en la tabla N° 29 y cuyos resultados se muestran en la tabla N° 30.

**Tabla 29. Parámetros de diseño del tanque acumulador**

|   |                |
|---|----------------|
| Presión de Diseño (P)                             | 350 Psi        |
| Material  | Acero ASTM A36 |
| Resistencia a la Tracción                         | 58.000 Psi     |
| Resistencia a la Fluencia                         | 36.000 Psi     |
| Máximo Esfuerzo Permisible (S@ -29°C < T < 345°C) | 16.600 Psi     |

### 5.5.3.1 - Cuerpo del Tanque

Dimensionamiento Según Esfuerzos Circunferenciales

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0,6 * P}$$

$$t = 5,49 \text{ mm}$$

t = espesor mínimo del cuerpo

P = presión de diseño

R = radio interno (R= 153mm = 6,02 in para este caso)

S = máximo esfuerzo permisible

E = eficiencia de la junta (0,6 para unión por soldadura a tope por un solo lado)

### 5.5.3.2 - Cabezal Toriesférico Bombeado y Rebordeado

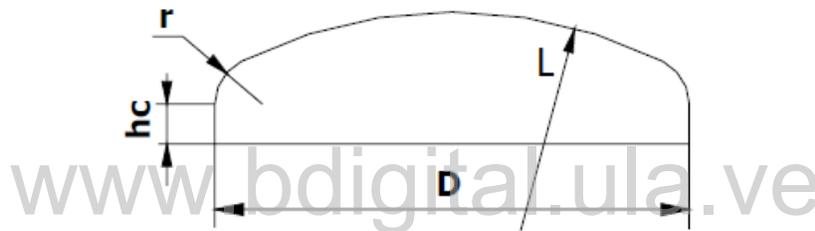


Figura 55. Cabezal Toriesférico

$$t = \frac{0,855 * P * L}{S * E - 0,1 * P}$$

$$t = 7,80 \text{ mm}$$

L = radio de corona (L = 250 mm = 9,84 in)

**Tabla 30. Selección de espesores para tanque acumulador de presión**

|                                | Cuerpo del Tanque | Cabezal Toriesférico |
|--------------------------------|-------------------|----------------------|
| Espesor Mínimo (t)             | 5,49 mm           | 7,80 mm              |
| Espesor Comercial Seleccionado | 6 mm              | 8 mm                 |

#### 5.5.4 - Dispositivo de Seguridad

El banco de prueba es un sistema de presión que debe contar con dispositivos de seguridad que permitan lidiar con fenómenos de sobrepresión que sometan a los elementos que lo conforman a presiones superiores a la de diseño, con el consiguiente riesgo de explosión, pudiendo causar graves daños tanto a personal como a las instalaciones cercanas. Para prevenir este riesgo y en cumplimiento de exigencias de normativa se instala en este equipo una válvula de seguridad, que permita por medio de la descarga del fluido contenido, aliviar el exceso de presión. En este caso el dispositivo crítico que ha de limitar la presión del sistema es el tanque acumulador, por lo que este se toma como referencia para la selección y dimensionamiento del dispositivo de alivio de presión.

Así pues, la selección aquí considerada se dirige a un sistema presurizado con riesgo de estallido por aumento de la presión pero sin riesgo de explosión por combustión (deflagración). Como principio general se considera que el dispositivo seleccionado debe tener una capacidad de alivio tal que la presión interior del acumulador nunca exceda el 10% de la máxima presión de trabajo permisible; se sabe adicionalmente que el fluido de trabajo puede ser descargado directamente a la atmosfera, que la contrapresión absoluta del sistema puede considerarse como constante y a presión atmosférica y que es deseable un dispositivo con la función de re-cierre. Esto indica que el dispositivo que mejor se adapta a las necesidades del diseño propuesto es una válvula de seguridad de acción directa convencional (no balanceada).

El procedimiento utilizado para el dimensionamiento del dispositivo de seguridad es aquel propuesto por la norma API 520 Parte I, con referencia a este tópico. Este método toma en consideración los aspectos de diseño antes mencionados y busca determinar el área de alivio mínima requerida del dispositivo, como función de variables como la presión de disparo, máxima sobrepresión permitida, contrapresión, capacidad requerida entre otros.

$$A = \frac{K_U * W * \sqrt{(T * Z)}}{C * K * P_1 * K_B * \sqrt{M}}$$

A = área del orificio requerido

M = peso molecular (M = 29 g/mol)

Z = factor de compresibilidad (Z = 1)

C = coeficiente determinado de una expresión del radio de calores específicos “k” del gas en condiciones estándar (C = 356)

K = coeficiente de descarga efectivo que depende del fabricante (K = 0,75)

K<sub>U</sub> = constante que depende del sistema de unidades usado (K<sub>U</sub> = 1,3164)

P<sub>b</sub> = contrapresión constante (P<sub>b</sub> = presión atmosférica = 13 Psi = 0,9 bar)

K<sub>b</sub> = factor de corrección de capacidad debido a contrapresión (K<sub>b</sub> = 1)

P = presión de disparo. Se fija en un incremento del 5% de la máxima presión de operación con el propósito de generar un diferencial de presión adecuado entre dicho valor y la presión de apertura de la válvula (P ≈ 325,5 Psi = 22,44 bar)

α = sobrepresión (α = 10% \* P = 32,5 Psi = 2,24 bar)

P<sub>1</sub> = presión de alivio = presión de disparo + sobrepresión + presión atmosférica (P<sub>1</sub> = 371,05 Psi = 25,58 bar)

W = capacidad de alivio requerida. Se fija de tal forma que la válvula sea capaz de desalojar el flujo total que entra al tanque más un incremento de este del 50%.

T = temperatura

Puede observarse en la tabla N° 31, que la magnitud del área efectiva del orificio requerido para generar la descarga planteada disminuye con el aumento de temperatura,

por lo que para generar una selección adecuada se toma como referencia el mayor valor obtenido.

**Tabla 31. Cálculo del área efectiva del orificio**

| T <sub>SET</sub> (°C) | P1 (Psi-bar) | ρ (Kg/m <sup>3</sup> ) | W (Kg/h) | A (cm <sup>2</sup> ) |
|-----------------------|--------------|------------------------|----------|----------------------|
| 25                    | 375 - 25,58  | 30,22                  | 874,86   | 0,54                 |
| 38                    | 375 - 25,58  | 28,96                  | 838,31   | 0,53                 |
| 65                    | 375 - 25,58  | 26,65                  | 771,37   | 0,51                 |
| 100                   | 375 - 25,58  | 24,15                  | 699,02   | 0,48                 |

Se procede de esta forma con la selección de una válvula de seguridad de carga directa con un agujero normalizado inmediatamente mayor al área máxima calculada, en este caso  $A = 0,54 \text{ cm}^2$ , que corresponde con la selección de un orificio con designación D según API STD 526 con un área efectiva de descarga de  $0,71 \text{ cm}^2$  como se muestra en la tabla N°32 a seguir:

**Tabla 32. Área efectiva de orificios normalizados (API STD 526)**

| Orifice                | D     | E     | F     | G     | H     | J     | K     | L     | M     | N     | P     | Q     | R     | T     | V     | W     |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Actual in <sup>2</sup> | 0.134 | 0.273 | 0.373 | 0.589 | 0.881 | 1.457 | 2.097 | 3.284 | 4.093 | 4.987 | 7.215 | 12.91 | 17.81 | 28.87 | 46.75 | 70.10 |
| API in <sup>2</sup>    | 0.11  | 0.196 | 0.307 | 0.503 | 0.785 | 1.287 | 1.838 | 2.853 | 3.6   | 4.34  | 6.38  | 11.05 | 16    | 26    | -     | -     |
| Actual cm <sup>2</sup> | 0.865 | 1.76  | 2.406 | 3.800 | 5.684 | 9.400 | 13.52 | 21.42 | 26.42 | 32.16 | 46.55 | 83.53 | 114.9 | 186.2 | 301.6 | 452.3 |
| API cm <sup>2</sup>    | 0.71  | 1.26  | 1.98  | 3.24  | 5.06  | 8.30  | 11.86 | 18.41 | 23.2  | 28.0  | 41.2  | 71.2  | 103.2 | 167.8 | -     | -     |

Conocido e identificado el orificio normalizado que puede cumplir con las condiciones de diseño puede seleccionarse una válvula comercial con estas características que además sea adecuada para la aplicación específica del banco de prueba, lo cual implica compatibilidad con el medio de prueba, presión de disparo propuesta y dimensiones. De esta forma, se sugiere la utilización de una válvula de seguridad (figura N°56) con características como las que se muestran en la tabla N°33; nótese que esta válvula posee un área efectiva de descarga ligeramente mayor al requerimiento básico planteado originalmente, sin embargo, esto solo implica una mayor capacidad, que en todo caso es beneficioso para el banco de prueba.

**Tabla 33. Data técnica de válvula de seguridad**

|                                 |                         |
|---------------------------------|-------------------------|
| Modelo                          | Leser 4384.2982 V61 1.1 |
| Orificio                        | 0,79 cm <sup>2</sup>    |
| Asiento                         | Blando (O-ring)         |
| Rango de Presión de Disparo     | 7 Psig – 986 Psig       |
| Conexión                        | NPT ½                   |
| Designación                     | Clase 150               |
| Máxima Temperatura de Operación | 180°C                   |



Figura 56. Válvula de Seguridad. (Fuente: Leser, 2005 <http://www.leserusa.com>)

### 5.5.5 - Sistema de Tuberías

Las tuberías deben ser especificadas para ser capaces de someterse a las condiciones extremas de presión-temperatura que puedan presentarse en la ejecución de las pruebas en válvulas, sin posibilidad de fallo. Para ello se hace uso de los procedimientos y recomendaciones establecidos en la norma ASME B31.1 referente al “piping” de procesos. Información suministrada por la empresa limita la selección a tuberías de acero AISI A53 (acero galvanizado o acero negro) que en general son las más comunes en los sistemas de aire comprimido, debido al buen precio y durabilidad,

sin embargo, este tipo de material es mucho más pesado y difícil de manejar que el acero inoxidable o el cobre, y presenta una mayor tendencia a la corrosión. Los parámetros de diseño establecidos para las tuberías se muestran en la tabla N° 34 seguida de las dimensiones características de tuberías de acero A53 según normativa ANSI mostradas en las tablas N° 35 y N°36.

**Tabla 34. Parámetros de diseño de tuberías**

|  |                |
|--|----------------|
| Presión de Diseño (P)  | 525 Psi        |
| Material   | Acero AISI A53 |
| Resistencia a la Tracción  | 48.000 Psi     |
| Resistencia a la Fluencia  | 30.000 Psi     |
| Máximo Esfuerzo Permisible ( $S_{@ -29^{\circ}\text{C} < T < 345^{\circ}\text{C}}$ ) | 11.700 Psi     |

**Tabla 35. Espesores de distintos tubos según normativa ANSI [mm]**

| DN    |      | DE    | ANSI    |
|-------|------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| (")   | (mm) | (mm)  | Sch 10  | Sch 20  | Sch 30  | Sch 40  | Sch 60  | Sch 80  | Sch 100 | Sch 120 | Sch 140 | Sch 160 |
|       |      |       | Espesor |
| 3/8   | 1 0  | 17,1  | -       | -       | -       | 2,31    | -       | 3,2     | -       | -       | -       | -       |
| 1/2   | 1 5  | 21,3  | -       | -       | -       | 2,77    | -       | 3,73    | -       | -       | -       | 4,78    |
| 3/4   | 2 0  | 26,7  | -       | -       | -       | 2,87    | -       | 3,91    | -       | -       | -       | 5,56    |
| 1     | 2 5  | 33,4  | 2,77    | -       | -       | 3,38    | -       | 4,55    | -       | -       | -       | 6,35    |
| 1 1/4 | 3 2  | 42,2  | 2,77    | -       | -       | 3,56    | -       | 4,85    | -       | -       | -       | 6,35    |
| 1 1/2 | 4 0  | 48,3  | 2,77    | -       | -       | 3,68    | -       | 5,08    | -       | -       | -       | 7,14    |
| 2     | 5 0  | 60,3  | 2,77    | -       | -       | 3,91    | -       | 5,54    | -       | -       | -       | 8,74    |
| 2 1/2 | 6 5  | 73,0  | 3,05    | -       | -       | 5,16    | -       | 7,01    | -       | -       | -       | 9,53    |
| 3     | 8 0  | 88,9  | 3,05    | -       | -       | 5,49    | -       | 7,62    | -       | -       | -       | 11,12   |
| 4     | 1 00 | 114,3 | 3,05    | -       | -       | 6,02    | -       | 8,56    | -       | 11,13   | -       | 13,49   |
| 5     | 1 25 | 141,3 | 3,4     | -       | -       | 6,55    | -       | 9,52    | -       | 12,7    | -       | 15,88   |
| 6     | 1 50 | 168,3 | 3,4     | -       | -       | 7,11    | -       | 10,97   | -       | 14,28   | -       | 18,26   |
| 8     | 2 00 | 219,1 | 4,78    | 6,35    | 7,04    | 8,18    | 10,31   | 12,7    | 15,09   | 18,26   | 20,62   | 23,01   |
| 10    | 2 50 | 273,0 | 4,19    | 6,35    | 7,8     | 9,27    | 12,7    | 15,09   | 18,26   | 21,44   | 25,4    | 28,58   |
| 12    | 3 00 | 323,8 | 4,57    | 6,35    | 8,38    | 10,31   | 14,27   | 17,48   | 21,44   | 25,4    | 28,58   | 33,33   |
| 14    | 3 50 | 355,6 | 6,35    | 7,92    | 9,52    | 11,13   | 15,09   | 19,05   | 23,83   | 27,79   | 31,75   | 35,71   |
| 16    | 4 00 | 406,4 | 6,35    | 7,92    | 9,52    | 12,7    | 16,66   | 21,44   | 26,19   | 30,96   | 36,53   | 40,49   |
| 20    | 5 00 | 508,0 | 6,35    | 9,52    | 12,7    | 15,09   | 20,62   | 26,19   | 32,54   | 38,1    | 44,45   | 50,01   |
| 24    | 6 00 | 609,6 | 6,35    | 9,52    | 14,27   | 17,47   | 24,61   | 30,96   | 38,89   | 46,03   | 52,37   | 59,54   |

**Tabla 36. Diámetros interiores de distintos tubos según normativa ANSI [mm]**

| DN    |      | DE    | ANSI   |        | ANSI   |        | ANSI   |        | ANSI    |         | ANSI    |         |
|-------|------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|
| ('')  | (mm) | (mm)  | Sch 10 | Sch 20 | Sch 30 | Sch 40 | Sch 60 | Sch 80 | Sch 100 | Sch 120 | Sch 140 | Sch 160 |
|       |      |       | D i    | D i    | D i    | D i    | D i    | D i    | D i     | D i     | D i     | D i     |
| 3/8   | 1 0  | 17,1  | -      | -      | -      | 12,6   | -      | 10,8   | -       | -       | -       | -       |
| 1/2   | 1 5  | 21,3  | -      | -      | -      | 15,8   | -      | 13,9   | -       | -       | -       | 11,8    |
| 3/4   | 2 0  | 26,7  | -      | -      | -      | 20,9   | -      | 18,8   | -       | -       | -       | 15,5    |
| 1     | 2 5  | 33,4  | 28,16  | -      | -      | 26,6   | -      | 24,3   | -       | -       | -       | 20,7    |
| 1 1/4 | 3 2  | 42,2  | 36,86  | -      | -      | 3 5    | -      | 32,5   | -       | -       | -       | 29,5    |
| 1 1/2 | 4 0  | 48,3  | 42,76  | -      | -      | 40,9   | -      | 38,1   | -       | -       | -       | 3 4     |
| 2     | 5 0  | 60,3  | 54,76  | -      | -      | 52,5   | -      | 49,3   | -       | -       | -       | 42,8    |
| 2 1/2 | 6 5  | 73,0  | 7 0    | -      | -      | 62,7   | -      | 5 9    | -       | -       | -       | 5 4     |
| 3     | 8 0  | 88,9  | 82,8   | -      | -      | 77,9   | -      | 73,7   | -       | -       | -       | 66,6    |
| 4     | 100  | 114,3 | 108,2  | -      | -      | 102,3  | -      | 97,2   | -       | 9 2     | -       | 87,3    |
| 5     | 125  | 141,3 | 132,9  | -      | -      | 128,2  | -      | 122,2  | -       | 115,9   | -       | 109,6   |
| 6     | 150  | 168,3 | 161,5  | -      | -      | 154,1  | -      | 146,3  | -       | 139,7   | -       | 131,7   |
| 8     | 200  | 219,1 | 209,54 | 206,4  | 205,02 | 202,7  | 198,48 | 193,7  | 188,92  | 182,5   | 177,86  | 173,1   |
| 1 0   | 250  | 273,0 | 264,62 | 260,3  | 257,4  | 254,5  | 247,6  | 242,9  | 236,48  | 230,2   | 222,2   | 215,9   |
| 1 2   | 300  | 323,8 | 314,76 | 311,2  | 307,14 | 303,2  | 295,36 | 288,9  | 281,02  | 2 7 3   | 266,74  | 257,2   |
| 1 4   | 350  | 355,6 | 342,9  | 339,76 | 336,56 | 333,3  | 325,42 | 317,5  | 307,94  | 3 0 0   | 292,1   | 284,2   |
| 1 6   | 400  | 406,4 | 393,7  | 390,56 | 387,36 | 3 8 1  | 373,08 | 363,5  | 354,02  | 344,5   | 333,34  | 325,4   |
| 2 0   | 500  | 508,0 | 495,3  | 488,96 | 482,6  | 477,8  | 466,76 | 455,6  | 442,92  | 431,8   | 419,1   | 4 0 8   |
| 2 4   | 600  | 609,6 | 596,9  | 590,56 | 581,06 | 574,6  | 560,38 | 547,7  | 531,82  | 517,6   | 504,86  | 490,5   |

**5.5.5.1 - Cálculo del espesor mínimo de tuberías**

$$t = 0,5 * \frac{P * D_o}{S * E + P * y}$$

$$t_{corregido} = t + a + b$$

P = presión de diseño

D<sub>o</sub> = diámetro externo de tubería

S = esfuerzo máximo permisible

E = factor de unión (E =1 para tubería sin costura)

y = coeficiente que depende del material y la temperatura de diseño (y = 0,4)

a = corrección por efecto de corrosión (a = 1,25 mm)

b = corrección por efecto de tolerancias de fabricación (b = 1 mm)

En la tabla N° 37 se presentan los espesores mínimos calculados y corregidos de tubería de acero AISI A53, junto con las cédulas o “Schedule” comerciales que cumplen con estos requerimientos para una variedad de tamaños nominales.

**Tabla 37. Resultados de espesor requerido para tubería de varios tamaños**

| DN  | Do (mm) | t (mm) | t corregido (mm) | Schedule Requerido | Di (mm) |
|-----|---------|--------|------------------|--------------------|---------|
| ¼   | 13,7    | 0,30   | 2,55             | 80                 | 9,2     |
| 3/8 | 17,1    | 0,38   | 2,63             | 80                 | 10,8    |
| ½   | 21,3    | 0,47   | 2,72             | 40                 | 15,8    |
| ¾   | 26,7    | 0,59   | 2,84             | 40                 | 20,9    |
| 1   | 33,4    | 0,74   | 2,99             | 40                 | 26,6    |
| 1 ½ | 48,3    | 1,06   | 3,31             | 40                 | 40,9    |
| 2   | 60,3    | 1,33   | 3,56             | 40                 | 52,5    |

Estos valores serán de utilidad al determinar los tamaños de tubería a utilizar como se procede a hacer a continuación.

#### 5.5.5.2 - Dimensionamiento de las Líneas de Trabajo

El objetivo de las tuberías de aire comprimido es la entrega de aire a los usos finales sin pérdida de presión y sin la introducción de contaminantes. Uno de los factores más relevantes en el diseño de un sistema de tuberías es la velocidad del aire comprimido, ya que la alta velocidad puede ser una causa significativa de contrapresión, señales inconsistentes del sistema de control, turbulencias, vibraciones y ruido. Es por ello que como parámetro general de diseño se debe tener en cuenta que un mayor diámetro de tubería reduce la velocidad de aire (y por ende las turbulencias) resultando en una pérdida de presión minimizada.

Gran parte de la literatura y diseñadores de sistemas de aire comprimido recomiendan usar una velocidad de alrededor de 7 m/seg (20 pies/segundo) cuando se proyectan sistemas de tuberías principales, sin exceder los 10 m/seg (30 pies/segundo). Por otro lado, para tuberías de servicio, se recomiendan usar una velocidad de 9

m/segundo (30 pies/segundo) y no exceder los 15 m/segundo (50 pies/segundo). Se recomienda también que la tubería de descarga del compresor (línea principal) siempre sea más grande que la conexión de descarga del compresor de aire.

La línea principal del banco de prueba es de especial interés pues debe garantizar un suministro de aire al tanque acumulador con una pérdida mínima de presión; debido a la configuración del sistema el tanque acumulador permite reducir la velocidad del flujo cuando este pasa a través de él, por lo que sí se dimensiona la línea principal para que se genere una velocidad adecuada que cumpla con los requisitos de diseño, se puede inferir que las líneas de servicio también cumplirán con estos. A continuación se procede a determinar el tamaño de tubería adecuado como una función del caudal suministrado.

$$Q = NQ * \frac{P_{STD}}{P_s} * \frac{T_s}{T_{STD}}$$

$$Q = 19,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Q = caudal real

NQ = caudal normalizado (16,4 Nm<sup>3</sup>/h)

P<sub>STD</sub> = presión estándar (1,014 bar = 101,4 KPa)

T<sub>STD</sub> = temperatura estándar (288,75° K)

P<sub>s</sub> = presión de succión (89 KPa)

T<sub>s</sub> = temperatura de succión (298,15°K)

$$V_e = \frac{4 * Q}{\pi * D_i^2}$$

Así pues, con base en los resultados mostrados en la tabla N° 38 es necesario utilizar en la línea principal una tubería de tamaño nominal mínimo de una pulgada (1in), que permite cumplir con los criterios de diseño de tuberías convencionales, manteniendo la velocidad de la línea por debajo de 10 m/seg.

**Tabla 38. Velocidades generadas en tubería de diferente tamaño**

| Q = 19,30 m <sup>3</sup> /h |         |            |
|-----------------------------|---------|------------|
| DN                          | Di (mm) | Ve (m/seg) |
| ½                           | 15,8    | 27,34      |
| ¾                           | 20,9    | 15,63      |
| 1                           | 26,6    | 9,65       |
| 1 ½                         | 40,9    | 4,08       |
| 2                           | 52,5    | 2,48       |

Se procede entonces a estimar las pérdidas de carga generadas haciendo uso de la ecuación de Bernoulli, la ecuación de Darcy-Weisbach para pérdidas primarias, la ecuación de Colebrook-White para la determinación del factor de fricción (haciendo uso de los valores de rugosidad para conductos comerciales mostrados en la tabla N°39) y el método del coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria (cuyas magnitudes se muestran en la tabla N° 40), sabiendo que esta línea cuenta con una longitud aproximada de un metro, dos codos, una válvula de control de flujo y una válvula de retención.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_{e1}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_{e2}^2}{2g} + Z_2 + h_f + h_{fs}$$

$$h_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V_e^2}{2g}$$

$$h_{fs} = \sum K * \frac{V_e^2}{2g}$$

$$R_e = \frac{\rho * D_o * V_e}{\mu}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,71} + \frac{2,51}{R_e * \sqrt{f}} \right)$$

$$\Delta P = \frac{8 * \rho * Q^2}{\pi^2 * D^4} * \left( f * \frac{L}{D} + \sum K \right)$$

Tabla 39. Valores de rugosidad para conductos comerciales

| Material | Condición              | ε        |        | Incertidumbre, % |
|----------|------------------------|----------|--------|------------------|
|          |                        | f        | mm     |                  |
| Acero    | Lámina metálica, nueva | 0,00016  | 0,05   | ±60              |
|          | Inoxidable             | 0,000007 | 0,02   | ±50              |
|          | Comercial, nuevo       | 0,00015  | 0,046  | ±30              |
|          | Estrado                | 0,01     | 3      | ±70              |
| Hierro   | Oxidado                | 0,007    | 2      | ±50              |
|          | Fundido, nuevo         | 0,00085  | 0,26   | ±50              |
|          | Forjado, nuevo         | 0,00015  | 0,046  | ±20              |
|          | Galvanizado, nuevo     | 0,0005   | 0,15   | ±67              |
| Latón    | Fundido asfáltico      | 0,0004   | 0,12   | ±40              |
|          | Laminado               | 0,000007 | 0,002  | ±50              |
| Plástico | Tubo laminado          | 0,000005 | 0,0015 | ±60              |
| Vidrio   | -----                  | Liso     | Liso   |                  |
| Hormigón | Liso                   | 0,00013  | 0,04   | ±60              |
|          | Rugoso                 | 0,007    | 2      | ±50              |
| Caucho   | Liso                   | 0,000033 | 0,01   | ±60              |
| Madera   | En duelas              | 0,0016   | 0,5    | ±40              |

Fuente: F. White. Mecánica De Fluidos, 2004

Tabla 40. Coeficientes de pérdida K para diferentes elementos

|                      | Diámetro nominal, in |       |      |      |          |      |      |      |      |  |
|----------------------|----------------------|-------|------|------|----------|------|------|------|------|--|
|                      | Roscado              |       |      |      | Acoplada |      |      |      |      |  |
|                      | 1/2                  | 1     | 2    | 4    | 1        | 2    | 4    | 8    | 20   |  |
| Válvulas (abiertas): |                      |       |      |      |          |      |      |      |      |  |
| Globo                | 14,00                | 8,20  | 6,90 | 5,70 | 13,00    | 8,50 | 6,00 | 5,80 | 5,5  |  |
| Compuerta            | 0,30                 | 0,24  | 0,16 | 0,11 | 0,80     | 0,35 | 0,16 | 0,07 | 0,03 |  |
| De retención         | 5,10                 | 2,900 | 2,10 | 2,00 | 2,00     | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2    |  |
| De ángulo            | 9,00                 | 4,70  | 2,00 | 1,00 | 4,50     | 2,40 | 2,00 | 2,00 | 2    |  |
| Codos:               |                      |       |      |      |          |      |      |      |      |  |
| 45° normal           | 0,39                 | 0,32  | 0,30 | 0,29 |          |      |      |      |      |  |
| 45° suave            |                      |       |      |      | 0,21     | 0,20 | 0,19 | 0,16 | 0,14 |  |
| 90° normal           | 2,00                 | 1,50  | 0,95 | 0,64 | 0,50     | 0,39 | 0,30 | 0,26 | 0,21 |  |
| 90° suave            | 1,00                 | 0,72  | 0,41 | 0,23 | 0,40     | 0,30 | 0,19 | 0,15 | 0,1  |  |
| 180° normal          | 2,00                 | 1,50  | 0,95 | 0,64 | 0,41     | 0,35 | 0,30 | 0,25 | 0,2  |  |
| 180° suave           |                      |       |      |      | 0,40     | 0,30 | 0,21 | 0,15 | 0,1  |  |
| «Tes»:               |                      |       |      |      |          |      |      |      |      |  |
| Flujo directo        | 0,90                 | 0,90  | 0,90 | 0,90 | 0,24     | 0,19 | 0,14 | 0,10 | 0,07 |  |
| Flujo lateral        | 2,40                 | 1,80  | 1,40 | 1,10 | 1,00     | 0,80 | 0,64 | 0,58 | 0,41 |  |

Fuente: F. White. Mecánica De Fluidos, 2004

Con base en la información mostrada en la tabla N° 41, la pérdida de carga originada en la línea principal como función de la geometría, accesorios y propiedades del fluido, tiene un valor máximo de 3,54 Psi, que representa menos del 1% de la presión de entrada al sistema, por lo que puede decirse que para fines prácticos la pérdida de carga es despreciable.

**Tabla 41. Parámetros y cálculo de pérdida de carga en línea principal**

| P                   | T               | $\rho$                 | $\mu$                        | Q                      | Ve         | Re        | f       | $\Sigma K$ | $\Delta P$           |
|---------------------|-----------------|------------------------|------------------------------|------------------------|------------|-----------|---------|------------|----------------------|
| 3000 Kpa<br>435 Psi | 25 °C<br>77°F   | 35,1 Kg/m <sup>3</sup> | 1,84E-5 N-seg/m <sup>2</sup> | 19,3 m <sup>3</sup> /h | 9,65 m/seg | 488956    | 0,02294 | 14,1       | 24411 Pa<br>3,54 Psi |
| 3000 Kpa<br>435 Psi | 38 °C<br>100°F  | 33,6 Kg/m <sup>3</sup> | 1,91E-5 N-seg/m <sup>2</sup> | 19,3 m <sup>3</sup> /h | 9,65 m/seg | 448474    | 0,02298 | 14,1       | 23244 Pa<br>3,39 Psi |
| 3000 Kpa<br>435 Psi | 65 °C<br>150°F  | 30,9 Kg/m <sup>3</sup> | 2,05E-5 N-seg/m <sup>2</sup> | 19,3 m <sup>3</sup> /h | 9,65 m/seg | 386954,05 | 0,02304 | 14,1       | 21529 Pa<br>3,12 Psi |
| 3000 Kpa<br>435 Psi | 100 °C<br>212°F | 28,0 Kg/m <sup>3</sup> | 2,17E-5 N-seg/m <sup>2</sup> | 19,3 m <sup>3</sup> /h | 9,65 m/seg | 331268    | 0,02313 | 14,1       | 19514 Pa<br>2,83 Psi |

Puede observarse que la pérdida de carga disminuye con el aumento de la temperatura, por lo que para este tópico, en el que se busca disminuir el diferencial de presión que se pueda originar, una mayor temperatura de salida del compresor no es un inconveniente.

#### 5.5.6 - Unidad de Tratamiento de Aire

La compresión del aire trae consigo una variedad de problemas para la instalación misma, ya que al comprimir el aire también se comprimen las impurezas que éste puede contener como polvo, hollín, suciedad, hidrocarburos, gérmenes y vapor de agua que puede llegar a condensar al iniciarse el proceso de compresión que siempre viene acompañado por un aumento de la temperatura y por ciertas modificaciones en la humedad relativa y densidad del aire que pueden producir oxidación en componentes mecánicos, además del desgaste debido a las partículas nombradas anteriormente. Esto quiere decir que el aire en su estado natural no es limpio y las impurezas pueden

ocasionar fallos en las unidades consumidoras y dañar la red neumática, por lo que las unidades de tratamiento son elementos indispensables para el correcto funcionamiento del sistema neumático y para prolongar la vida útil de los componentes.

Así pues, en esta aplicación particular del banco de pruebas, se recomienda que una vez que el aire ha superado al compresor, comience la etapa de acondicionamiento industrial y se instale en la línea de alimentación del circuito una unidad de filtrado y secado que permita el suministro de aire con cierta calidad, es decir con un nivel adecuado de humedad e impurezas. Existen clases de calidad recomendadas para cada aplicación neumática, que corresponden a la calidad del aire que como mínimo necesita la unidad consumidora correspondiente. En la tabla N°42 se muestra la calidad del aire comprimido en función de los tipos de impurezas de acuerdo con la norma DIN/ISO 8573-1.

*Tabla 42. Calidad del aire recomendada según aplicación*

| Aplicaciones                    | Cuerpos sólidos (µm) | Punto de condensación del agua (0 °C) | Contenido máx. de aceite (mg/m³) | Clase de filtración recomendada |
|---------------------------------|----------------------|---------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| Minería                         | 40                   | -                                     | 25                               | 40 µm                           |
| Lavandería                      | 40                   | +10                                   | 5                                | 40 µm                           |
| Máquinas soldadoras             | 40                   | +10                                   | 25                               | 40 µm                           |
| Máquinas herramienta            | 40                   | +3                                    | 25                               | 40 µm                           |
| Cilindros neumáticos            | 40                   | +3                                    | 25                               | 40 µm                           |
| Válvulas neumáticas             | 40 o bien 50         | +3                                    | 25                               | 40 o bien 50 µm                 |
| Máquinas de embalaje            | 40                   | +3                                    | 1                                | 5 µm - 1 µm                     |
| Reguladores finos de presión    | 5                    | +3                                    | 1                                | 5 µm - 1 µm                     |
| Aire de medición                | 1                    | +3                                    | 1                                | 5 µm - 1 µm                     |
| Aire en almacén                 | 1                    | -20                                   | 1                                | 5 µm - 1 µm                     |
| Aire para aplicación de pintura | 1                    | +3                                    | 0,1                              | 5 µm - 1 µm                     |
| Técnica de detectores           | 1                    | -20 o bien -40                        | 0,1                              | 5 µm - 1 µm                     |
| Aire puro para respirar         | 0,01                 | -                                     | -                                | -0,01 µm                        |

Fuente: ISO 8573-1, 2010

Para la aplicación en cuestión del banco de pruebas, se utiliza como referencia el aire usado en mediciones, que establece una filtración recomendada de 1 a 5 micrones y un contenido máximo de aceite de 1 mg/m<sup>3</sup>, tal como se muestra en la tabla anterior. Se procede a seleccionar una unidad de tratamiento de aire conforme a los

requerimientos mencionados y se sugiere un equipo semejante al descrito en la tabla N°43 y que puede observarse en la figura N°57.

**Tabla 43. Data técnica de unidad de tratamiento del aire**

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| Modelo                          | <b>Parker IP50-AO-0285G</b>   |
| Grado                           | (AO) Protección de alta eficiencia de propósito general con remoción de partículas de hasta 1µm |
| Contenido máximo de aceite      | 0,6 mg/m <sup>3</sup> (0.5 ppm) @ 21°C (70°F)   |
| Máxima presión de operación     | 725 Psig  |
| Máxima temperatura de operación | 150 °F (66°C)   |
| Caudal Nominal                  | 604 cfm (1026 m <sup>3</sup> /h)  |
| Máximo diferencial de presión   | 2 Psi   |



Figura 57. Unidad de Tratamiento del Aire. (Fuente: Parker, 2010, <http://ph.parker.com>)

### 5.5.7 - Válvulas

Las válvulas representan el elemento de control en el banco de pruebas; dentro del esquema de funcionamiento permiten regular la velocidad con la que el flujo de aire llega al elemento de prueba y por ende que tan rápido se puede aumentar la presión (válvula de control de alta capacidad Q1), por otro lado permiten desahogar el sistema y mantener una presión constante cuando sea requerido en el componente objeto de ensayo (válvula de control de precisión Q2), además inhiben los efectos del flujo de retorno (válvula de retención V1) y por ultimo permiten o bloquean el flujo (válvulas

de cierre V3 y válvula de purga V4) tal como se muestra en el circuito neumático de funcionamiento propuesto.

Así pues, las válvulas de control de flujo son seleccionadas basados en el método del coeficiente de caudal  $C_v$ , además de tomar en cuenta el tamaño nominal de la línea en las que son instaladas se considera que estas válvulas deben ser dimensionadas con el propósito de disminuir lo más posible la pérdida de carga que estas generan cuando se produce el paso de flujo a través de ellas.

En base al circuito neumático propuesto, es la válvula  $Q_1$  quien requiere el mayor coeficiente de caudal posible (con la menor caída de presión que esto implica) y un control de flujo preciso, mientras que la válvula  $Q_2$  al tratarse del elemento de fuga requiere como mayor atributo un control de flujo preciso, sin necesitar un mayor coeficiente de caudal. Tomando todos estos aspectos en cuenta, las válvulas de aguja se presentan como una opción ideal para el cumplimiento de los objetivos, de esta forma su selección prosigue como se muestra a continuación:

$$C_v = \frac{Q}{1360} * \sqrt{\frac{(T + 460) * S_g}{\Delta P * P_1}}$$

$Q$  = caudal ( $Q = 9,6 \text{ SCFM} = 576 \text{ SCFH}$ )

$T$  = temperatura ( $T = 200^\circ\text{F}$ )

$S_g$  = peso específico del gas ( $S_g = 1$ )

$\Delta P$  = diferencia de presión ( $\Delta P_{@ \text{apertura completa}} = 0,01 \text{ Psi}$ )

$P_1$  = presión de entrada ( $P_1 = 435 \text{ Psi}$ )

Para la válvula  $Q_1$  el  $C_v$  mínimo debe ser:  $C_v = 5,13$

De esta forma, se sugiere la utilización de válvulas de aguja (figura N°58) con características iguales o semejantes a las mostradas en la tabla N°44 y que pueden a seguir:

**Tabla 44. Data técnica válvulas de control de flujo**

| Modelo                      | Q1: Parker N-1600S                              | Q2: Parker MV-861S   |
|-----------------------------|---|--|
| Tipo                        | Válvula de aguja con función de cierre en línea | Válvula de aguja de alta precisión con función de cierre en ángulo |
| Máxima Presión de Operación | 3000 Psi  | 3000 Psi   |
| Temperatura de Operación    | -40°C to +121°C                                 | -40°C to +121°C  |
| Coefficiente de Caudal (Cv) | 5,25  | 1,93   |

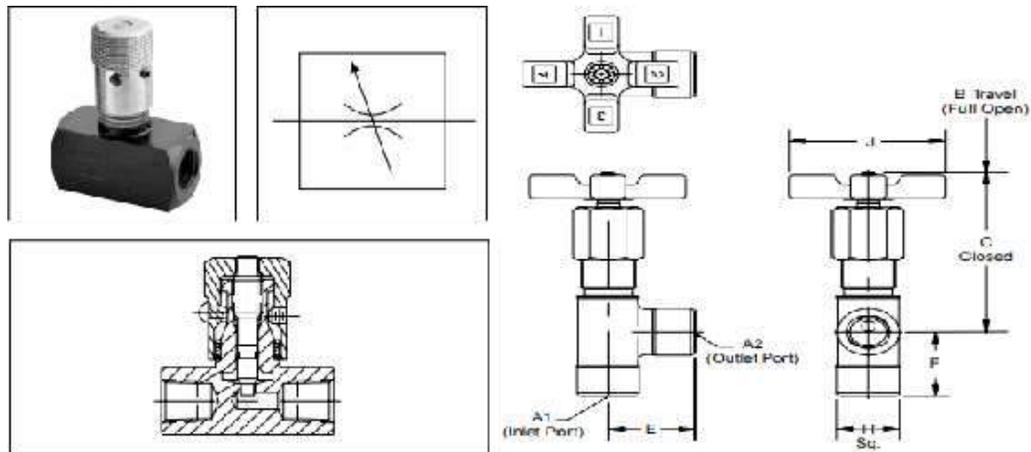


Figura 58. Válvulas de Control. (Fuente: Parker, 2006. <http://www.parker.com>)

Finalmente, deben nombrarse dentro del conjunto de válvulas que conforma el banco de pruebas, como se muestra en el diagrama neumático propuesto en la figura N°52, a las válvulas V1, V3 y V4 que representan una válvula de retención, una válvula de cierre y una válvula de purga respectivamente. Estos elementos ejecutan cierto tipo de control dentro del funcionamiento del banco dadas las características inherentes a este tipo de válvulas, es decir, inhiben el flujo de retorno, permiten o bloquean el paso de flujo y permiten el escape de fluido. Nótese que las válvulas V3 y V4 hacen referencia al mismo tipo de válvula (válvula de bola), con la única diferencia de que una aísla el elemento de prueba y el otro permite purgar el contenido del tanque acumulador.

Su selección se resume en garantizar que estos elementos sean geoméricamente compatibles con el sistema de tuberías propuesto, que tengan un rating de presión lo suficientemente alto como para soportar las presiones generadas durante las pruebas y

compatibilidad con el medio de prueba, por lo que se sugiere el uso de componentes con características semejantes a las mostradas en las tablas N°45 y N°46 y cuyos modelos físicos se muestran en las figuras N° 59 y N°60 respectivamente.

**Tabla 45. Data técnica válvula de retención**

| <b>Válvula de Retención</b> |                      |
|-----------------------------|----------------------|
| Modelo                      | Parker 16F-C16L 5 SS |
| Rango de Temperatura        | -26°C / +204°C       |
| Máxima Presión de Trabajo   | 345 bar              |
| Conexión                    | 1 in NPT             |
| Presión de Disparo          | 5 psig               |

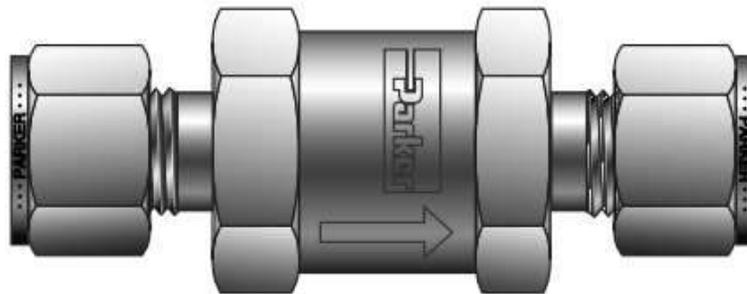


Figura 59. Válvula de retención Parker (Fuente: Parker, 2014. <http://www.parker.com>)

**Tabla 46. Data técnica válvula de bola**

| <b>Válvula de bola</b>    |                        |
|---------------------------|------------------------|
| Modelo                    | Parker VVP 500 P 16 01 |
| Rango de Temperatura      | -26°C / +204°C         |
| Máxima Presión de Trabajo | 41 bar                 |
| Conexión                  | 1in NPT                |

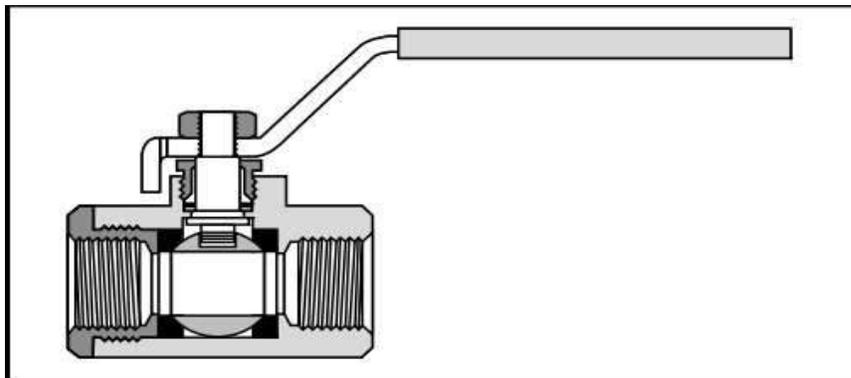


Figura 60. Válvula de bola Parker (Fuente: Parker, 2006. <http://www.parker.com>)

### 5.5.8 - Elementos de Medición

La naturaleza del banco de prueba y su función requiere instrumentación adecuada para la medición de variables físicas pertinentes. En este caso la variable más importante a medir es la presión, por lo que se recomienda según normativa que estos elementos cumplan con las siguientes características:

- Los dispositivos de medición de presión de prueba serán o manómetros de presión o transductores de presión cuyo error máximo sea no mayor a  $\pm 2\%$ .
- Es recomendable que las mediciones de presión en manómetros se realicen entre el 25% y el 75% del rango del instrumento.
- Los dispositivos de medición de presión deben ser calibrados periódicamente con un dispositivo maestro de medición o un probador de pesos muertos al 25%, 50% y 75% de la escala total de presión.

Conocidas las características requeridas de los manómetros del banco de prueba, representados en el circuito neumático propuesto como M1 y M2, es importante mencionar que estos buscan medir la presión existente en el tanque acumulador (M1) y la presión ejercida en el elemento de prueba (M2), lo cual representa el objetivo mismo de la estación.

Adicionalmente, con el propósito de estimar la capacidad de alivio del dispositivo de seguridad a ser ensayado en el banco de prueba, es necesario conocer la temperatura del medio de prueba, en aras de calcular la densidad del mismo. Es por ello que adicionalmente se requiere instrumentación para la medición de la temperatura que necesita cumplir con ciertos parámetros, a saber:

- La medición de la temperatura del fluido debe ser medida con un error máximo de  $\pm 1^\circ\text{C}$  del valor real.
- Se recomienda la utilización de termómetros bimetalicos, termómetros de resistencia (termistores) o termopares.

Debido a la naturaleza de las pruebas, en las que se involucran presiones de alta y baja magnitud (mín. 19 psi - máx. 305 psi), es recomendable utilizar manómetros diferentes para adaptarse de mejor manera a los requerimientos de cada uno de estos ensayos. Es por esto que se sugiere, en aras de cumplir con los requerimientos mencionados anteriormente, el uso de equipos de medición de presión con características iguales o similares a las mostradas en la tabla N°47:

**Tabla 47. Data técnica de medidores de presión**

| <b>Manómetro de Alta Presión (M2)</b>        |                       |
|--|-----------------------|
| Modelo                                       | Parker PGB1001040     |
| Rango de Presión                             | 0-40bar (0-580 Psi)   |
| Conexión                                     | Conexión Axial G1/2   |
| <b>Manómetro de Baja Presión (M2)</b>        |                       |
| Modelo                                       | Parker PGB1001010     |
| Rango de Presión                             | 0-6 bar (0-88 Psi)    |
| Conexión                                     | Conexión Axial G1/2   |
| <b>Manómetro para Tanque Acumulador (M1)</b> |                       |
| Modelo                                       | Parker PGC0631040     |
| Rango de Presión                             | 0-40 bar (0-580 Psi)  |
| Conexión                                     | Conexión Trasera G1/4 |



Figura 61. Manómetros. (Fuente: Parker, 2020. <http://www.parker.com>)

A pesar de la posibilidad de elegir entre diferentes tipos de termómetro, la selección del termómetro bimetálico se debe principalmente a una indagación de mercado, en la que se consideró la disponibilidad y acceso de la empresa a este instrumento, a su bajo costo y simplicidad de funcionamiento. A continuación, la tabla

N°48 muestra las características del termómetro seleccionado que además puede observarse en la figura N°62.

**Tabla 48. Data técnica de medidor de temperatura**

| <b>Termómetro Bimetálico</b> |            |
|------------------------------|------------|
| Modelo                       | Wika TM-55 |
| Rango de Temperatura         | 0°C-120°C  |
| Máxima Presión de Trabajo    | 25 bar     |
| Conexión                     | ½ NPT      |
| Longitud del Vástago         | 250 mm     |

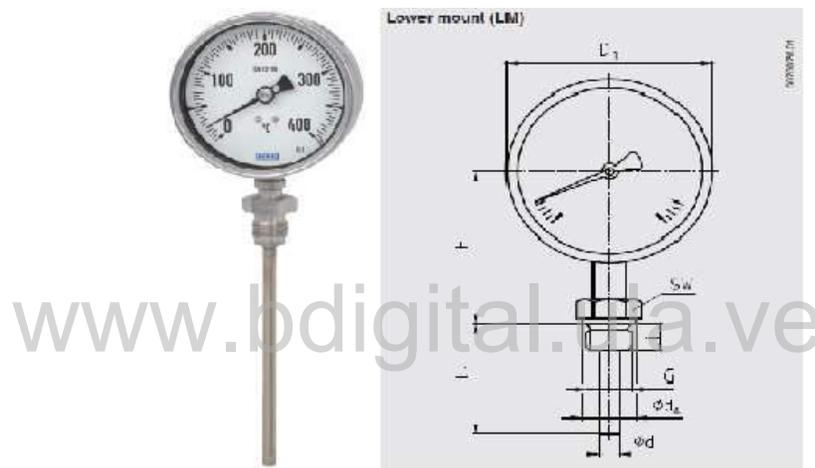


Figura 62. Termómetro. (Fuente: Catálogo Wika, 2020. <http://www.wika.de>)

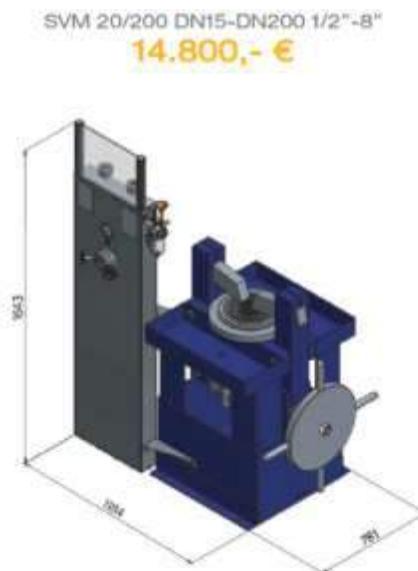
### 5.6 - Costos de Materia Prima Directa

Se presenta a continuación (tabla N°49) una estimación de costos de materia prima directa del banco de pruebas, basada en una investigación de mercado optimista con respecto a precios y cotizaciones. Se busca con esto responder a cuál es el costo más bajo por el cual podría fabricarse el equipo, manteniendo un criterio de calidad aceptable. Esta información pretende incorporarse a la estructura de costos de la empresa y permitirá evaluar posteriormente la factibilidad económica del proyecto.

**Tabla 49. Costos de materia prima directa estimados**

| <b>Sistema Neumático</b>               |               |
|--|---------------|
| Componente                             | Costo (USD)   |
| Compresor                              | 868\$         |
| Válvulas de control                    | 100\$         |
| Válvula de bola                        | 10\$          |
| Válvula de retención                   | 30\$          |
| Válvula de Seguridad                   | 45\$          |
| Manómetros                             | 20\$          |
| Termómetro                             | 20\$          |
| Tuberías                               | 50\$          |
| Unidad de Tratamiento de Aire          | 50\$          |
| Conexiones                             | 40\$          |
| <b>Sistema de Anclaje y Estructura</b> |               |
| Tornillería                            | 20\$          |
| Anclaje y Estructura                   | 650\$         |
|  |               |
| <b>Costo Estimado Total</b>            | <b>1903\$</b> |

Con el propósito de poner en perspectiva el costo relativo del modelo diseñado para Industrias Free Ways C.A. con respecto a aquellos equipos del mercado, se presenta a continuación un banco de pruebas de la marca Metrus modelo SVM 20/200 (Figura N°63) con un precio de venta de 14800 €, lo cual permite tener una idea de la viabilidad del proyecto.



*Figura 63. Precio de venta banco de prueba comercial. (Fuente: Metrus, 2020. <http://www.metrus.de>)*

### 5.7. Ubicación en planta

Dado que la fabricación del banco de pruebas fue suspendida, no se asignó a ningún espacio físico dentro de la planta, sin embargo, el modelo posee un diseño ligero y compacto que permitirá su fácil movilización y ubicación en las instalaciones de la empresa, cuando esta sea requerida.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## CAPÍTULO VI

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 - Conclusiones

El problema ingenieril que requirió el diseño estructural mecánico, neumático y funcional, además de la definición del proceso de manufactura del banco de pruebas de presión en válvulas neumáticas, fue técnicamente resuelto. Las ideas y conceptos fueron generados, seleccionados y desarrollados, teniendo como parámetro principal en la toma de decisiones el diseño para manufactura; así el banco comprende una bancada con sistema de anclaje, sistema neumático e instrumentación. El modelado y análisis del concepto seleccionado fue realizado a través de software CAD e información técnico productiva fue generada para ensamble y manufactura.

Toda la información referente a inspección de válvulas bajo normativa fue considerada en el desarrollo del banco, para definir las presiones de prueba y procedimientos de prueba, basados en el entendimiento de las características físicas y funcionales de las válvulas a probar. De esta forma, el banco propuesto puede verificar la hermeticidad, características funcionales e integridad mecánica en términos de la capacidad de soportar presión interna de las válvulas de retención y seguridad fabricadas por Industrias Free Ways C.A.

Los elementos que conforman el banco diseñado están correctamente seleccionados y dimensionados para garantizar un adecuado funcionamiento del sistema neumático, garantizando la vida útil y la cualidad de seguridad inherente que

debe tener un equipo que utilice aire a presión como fluido de trabajo. De esta forma se logró hacer una estimación del costo mínimo de materia prima directa requerido para la fabricación del banco de pruebas. Finalmente se puede afirmar que la propuesta del banco de pruebas de presión puede ser llevada a una etapa de prototipo en donde pueden esperarse ligeras modificaciones junto con un análisis de viabilidad económica.

## 6.2 - Recomendaciones

- Estudiar la posibilidad de que el sistema de tuberías sea de acero inoxidable para mejorar el rendimiento del banco de pruebas con respecto a tamaño, peso, oxidación y pérdidas de carga.
- Utilizar una base o pintura anticorrosiva en las superficies internas del tanque acumulador, y de ser posible de las tuberías para prevenir y mitigar los problemas asociados con la oxidación.
- Se recomienda que se estructuren las pruebas de presión bajo permisos de trabajo.
- Es necesario que el personal responsable de llevar a cabo las pruebas entienda correctamente el funcionamiento del banco de pruebas.
- Comprender el funcionamiento de cada válvula para su respectiva comprobación y calibración.
- Es necesario que se cumpla con la calibración periódica de los instrumentos para garantizar la fiabilidad de los resultados obtenidos.
- Deben crearse registros de las calibraciones realizadas
- Conocer el comportamiento de las características de flujo de la válvula de seguridad de forma más precisa requerirá un sistema de adquisición de datos, que haga uso de la toma de presión y un transductor de presión. Es por ello que es recomendable que se desarrolle el software requerido para llevar esto a cabo.
- El banco de prueba puede capitalizarse a través de la creación de un servicio de inspección y ajuste de válvulas de seguridad para clientes de la empresa.

## REFERENCIAS

- American Institute of Chemical Engineers. (2013). Sizing Pressure Relief Devices. Kettering M.
- American Petroleum Institute. (1997). API STANDARD 594: Check Valves: Wafer, Wafer-Lug, and Double Flanged Type.
- American Petroleum Institute. (2004). API STANDARD 598: Valve Inspection and Testing.
- American Petroleum Institute. (2008). API 6D: Specification for Pipeline Valves.
- American Petroleum Institute. (2009). API Recommended Practice 576: Inspection of Pressure-Relieving Devices.
- American Petroleum Institute. (2002). API STANDARD 526: Flanged Steel Pressure Relief Valves.
- American Petroleum Institute. (2014). API STANDARD 527: Seat Tightness of Pressure Relief Valves.
- American Society of Mechanical Engineers. (2017). ASME B16-34: Valves – Flanged, Threaded, and Welding End.
- American Society of Mechanical Engineers. (2017). ASME B31.3: Process Piping Guide.
- American Society of Mechanical Engineers. (1994). ASME PTC-25: Pressure Relief Devices-Performance Test Code.
- American Society of Mechanical Engineers. (2004). ASME Division 1 Vol. VIII: Rules for Construction of Pressure Vessels.

- American Society of Mechanical Engineers. (2015). Boiler and Pressure Vessel Code - Section II: Materials-Part D (Properties).
- Aragón-Camarasa G., Aragón-González G., Canales-Palma A. and León-Galicia A. (2009). Experimental Determination of the Flow Capacity Coefficient for Control Valves of Process. Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco, México.
- AVK UK. (s.f). An Introduction to Non-Return Valves and the Importance of Correct Selection. UK: Morris G.
- Baumann H. (2009). Control Valve Primer: A User's Guide. EEUU: ISA.
- Beer F. and Johnston E. (2012). Mechanics of Materials. EEUU: Mcgraw-Hill.
- Buenache Vega A. (2010). Tecnología Neumática: Teoría, Diseño Y Simulación De Componentes Y Circuitos Para La Docencia Interactiva Vía Web. Universidad Carlos III De Madrid, España.
- Comisión Venezolana de Normas Industriales. (1980). Covenin 1629: Válvulas de Retención Tipo Clapeta.
- Clippard Instrument Laboratory. (2018). Methods of Rating Flow: What engineers need to know when using CV as a measurement of flow in pneumatic applications. Mike Kettering.
- Crosby Valve Inc. (1997). Pressure Relief Valve Engineering Handbook.
- Gali. Compressor Set Type CBG260S. Recuperado en Enero 2020 de <http://www.galigrup.com>
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (1994). NTP 342: Válvulas de seguridad (I) características técnicas.
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (1994). NTP 346: Válvulas de seguridad (II) capacidad de alivio y dimensionado.
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (1994). NTP 510: Válvulas de seguridad- selección.
- Industria de Juntas de Automotores - IJASA. Juntas Tóricas – O' rings. Recuperado en Enero 2020 de <http://www.ijasa.com>

- Leser. Compact Performance Catalog. Julio, 2005. <http://www.leserusa.com>
- McElhaney K.L. (2000). An analysis of check valve performance characteristic based on valve design.
- Metrus, <http://www.metrus.de>, 2020
- MIESA, Montajes Industriales EOS© 2016, <http://www.miesa.com>
- Nacional Safety Valves. Válvulas de Seguridad 6400. Recuperado en Enero 2020 de <http://www.valvulasnacional.com>
- Norton R. (2011). Diseño de Máquinas: un enfoque integrado. México: Pearson Educación.
- Ospina Lopez R., Hernando Trujillo C. Y Hernando Parra L. (2010). Análisis De Esfuerzos Para Dos Uniones Soldadas Típicas. Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia.
- Parker. O-Ring: Información Técnica. Recuperado en Enero 2020 de <http://www.parker.com.ar>
- Parker. Oil X-50 Series – Intermediate Pressure Filters. 2010. <http://ph.parker.com>
- Parker. In-Line Mounted Flow, Pressure Control, Check and Ball Valves. 2006. <http://www.parker.com>
- Parker. Check Valves, Filters and Relief Valves. Septiembre, 2014. <http://www.parker.com>
- Parker. Pressure Gauges. 2020. <http://www.parker.com>
- Rase Howard F. (1963). Piping Design for Process Plants. EEUU: John Wiley & Sons, Inc.
- Ravindran G. (2019). Check your check valve.
- Raviteja Markonda, Pratikchandra Vasava J. (2015). Improved Design For Hydraulic Valve And Hydraulic Valve Testing Rig. Halmstad University, Sweden.
- R. W. Zappe. (1999). Valve Selection Handbook. Houston: Gulf Publishing Company.

- SARASIN-RSBD. (s.f). Pressure Safety Valves & Safety Devices: Technical Information.
- Smith P. and R. W. Zappe. (2004). Valve Selection Handbook. Houston: Gulf Publishing Company.
- Standards Association of Australia. (1997). AS 1271: Safety valves, other valves, liquid level gauges and other fittings for boilers and unfired pressure vessels.
- SkyCiv Cloud Engineering Software. (2020). <http://skyciv.com>
- Turesson M. (2011). Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5. Chalmers University Of Technology, Sweden.
- Universidad Pedagógica Experimental Libertador. (2011). Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales. Caracas, Fondo Editorial de la Universidad Pedagógica Experimental Libertador.
- Valvexport. (2013). Válvulas De Seguridad y Seguridad-Alivio y Normas.
- Vega Uribe A. (2009). Diseño y Construcción de un Banco para Pruebas en Campo de Válvulas Industriales. Universidad Pontificia Bolivariana, Colombia.
- VYC Industrial Test Bench Safety Valves Model VC-40-VYC. <http://www.vycindustrial.com> (Octubre, 2019)
- Wika. Wika Data Sheet: Bimetal thermometer For the process industry per EN 13190, premium version Model 55. Enero, 2020. <http://www.wika.de>
- Zambrano-Miranda C., González J.A., Campo-Escudero L., Araújo-Segura R., and Roldán-Mckinley J. (2017). Diseño de un banco para la determinación práctica del coeficiente de válvulas, norma vdi/vde 2173. Universidad del Atlántico, Colombia.

## APENDICES

### APENDICE A. PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VÁLVULA DE RETENCIÓN

Se presenta a continuación un resumen de las características más importantes a considerar en las pruebas a realizar en la válvula de retención fabricada por industrias Free Ways C.A. basado en la normativa internacional en inspección de válvulas que se muestra en las bases legales del Capítulo IV. Estas normas cubren inspección y requisitos de prueba de presión para los casos en que existan asientos flexibles o metal contra metal, en válvulas de compuerta, globo, de macho, esféricas, de retención y de tipo mariposa.

#### APENDICE A-1. Pruebas Requeridas Según Tipo de Válvula Por Normativa

| Descripción de la Prueba      | T i p o d e V á l v u l a |                  |                  |                  |                |                 |
|-------------------------------|---------------------------|------------------|------------------|------------------|----------------|-----------------|
|                               | <b>Compuerta</b>          | <b>G l o b o</b> | <b>M a c h o</b> | <b>Retención</b> | <b>B o l a</b> | <b>Mariposa</b> |
| <b>C u e r p o</b>            | Requerida                 | Requerida        | Requerida        | Requerida        | Requerida      | Requerida       |
| <b>Contracierre</b>           | Requerida                 | Requerida        | NO APLICA        | NO APLICA        | NO APLICA      | NO APLICA       |
| <b>Cierre de Baja Presión</b> | Requerida                 | Opcional         | Requerida        | Opcional         | Requerida      | Requerida       |
| <b>Cierre de Alta presión</b> | Opcional                  | Requerida        | Opcional         | Requerida        | Opcional       | Opcional        |

#### APENDICE A-2. Prueba Neumática de Cuerpo de Alta Presión

Cuando sea especificado, una prueba neumática de cuerpo de alta presión será llevada a cabo y será realizada, tomando apropiadas precauciones de seguridad. La presión de prueba será igual al 110% del rating de presión-temperatura a 100°F (38°C) de la válvula o aquella especificada en la orden de compra. Fugas detectables visualmente a través de los límites de la válvula no son aceptables o permitidas. Los límites de presión incluyen el cuerpo de la válvula, el bonete o cubierta y todas las juntas mecánicas y soldadas. Es requerido que los sellos sean capaces de mantener la presión de prueba.

### APENDICE A-3. Prueba Neumática de Cierre

Cada válvula diseñada para servicio de aislamiento o cierre, tal como una válvula de detención, y cada válvula diseñada para limitar el flujo inverso, como las válvulas de retención, deberán ser sometidas a una prueba de cierre. La prueba de cierre, será realizada después de la prueba de cuerpo y la presión de prueba será no menor que el 110% del rating de presión-temperatura a 100°F (38°C) de la válvula, excepto que, bajo la opción del fabricante, una prueba de cierre con gas a una presión manométrica no menor de 80Psi (5.5bar) pueda ser realizada para tamaños de válvulas y clases de presión como sigue:

| Tamaño de Válvula, NPS | Clase de Presión |
|------------------------|------------------|
| NPS ≤ 4                | $P_c \leq 2500$  |
| NPS ≤ 12               | $P_c \leq 300$   |

www.bdigital.ula.ve

### APENDICE A-4. Fluido de Prueba

Para la prueba de cuerpo, prueba de cierre de alta de presión y contra-cierre, el fluido de prueba será aire, gas inerte, kerosene, agua o un líquido no corrosivo con una viscosidad no mayor que la del agua. A menos que sea de otra manera especificado en la orden de compra, la temperatura deberá estar dentro del rango de 41°F (5°C) a 122°F (50°C).

### APENDICE A-5. Duración de Prueba de Presión

La duración de la prueba es el periodo de inspección después del cual la válvula está totalmente preparada y se encuentra sometida a la presión de prueba en condición estable.

### Duración de Prueba de Presión Requerida

| Tamaño de Válvula (NPS) | Duración Mínima de la Prueba [Seg] |                |                                     |              |                |
|-------------------------|------------------------------------|----------------|-------------------------------------|--------------|----------------|
|                         | Cuerpo                             |                | Contra-cierre                       | Cierre       |                |
|                         | De Retención                       | Otras Válvulas | Todas las Válvulas con esta función | De retención | Otras Válvulas |
| ≤ 2                     | 60                                 | 15             | 15                                  | 60           | 15             |
| 2 <sup>1/2</sup> - 6    | 60                                 | 60             | 60                                  | 60           | 60             |
| 8 - 12                  | 60                                 | 120            | 60                                  | 60           | 120            |
| ≥ 14                    | 120                                | 300            | 60                                  | 120          | 120            |

### APENDICE A-6. Tasa de Fuga Máxima Permitida

#### Tasa de Fuga Máxima Permitida para Pruebas de Cierre

| Tamaño de Válvula (NPS) | Todas las Válvulas de Asiento Resiliente <sup>b</sup> | Todas las válvulas de asiento metálico excepto las de retención |                                       | Válvulas de retención de asiento metálico |              |
|-------------------------|---|---|---------------------------------------|---|--------------|
|                         |   | Test con Líquido <sup>a</sup><br>[Gotas por Minuto]             | Test con Gas<br>[Burbujas por Minuto] | Test con Líquido                          | Test con Gas |
| ≤ 2                     | 0   | 0 <sup>b</sup>  | 0 <sup>b</sup>                        | c   | d            |
| 2 <sup>1/2</sup> - 6    | 0   | 12  | 24                                    | c   | d            |
| 8 - 12                  | 0   | 20  | 40                                    | c   | d            |
| ≥ 14                    | 0   | e   | f                                     | c   | d            |

<sup>a</sup> para pruebas con líquido, 1 mililitro es considerado equivalente a 16 gotas.

<sup>b</sup> no deberá existir fuga durante la duración mínima de la prueba. Para pruebas con líquido, 0 gotas significa sin fuga visible durante la duración mínima de la prueba. Para pruebas con gas, 0 burbujas significa menos de 1 burbuja por minuto durante la duración de prueba especificada.

<sup>c</sup> La tasa máxima de fuga permisible será 0,18 pulgadas cúbicas (3 centímetros cúbicos) por minuto, por pulgada de tamaño de tubería nominal.

<sup>d</sup> la tasa máxima de fuga permitida será 1,5 pies cúbicos estándar (0,042 metros cúbicos) de gas por hora por pulgada de tamaño de tubería nominal.

<sup>e</sup> para válvulas más grandes o iguales a NPS 14, la tasa máxima de fuga permitida será dos gotas por minuto por pulgada de tamaño nominal de tubería.

<sup>f</sup> para válvulas más grandes que o igual a NPS 14, la tasa máxima de fuga permitida será 4 burbujas por minuto por pulgada de tamaño nominal de tubería.

## APENDICE A-7. Procedimientos de Prueba

### APENDICE A-7.1. Prueba Neumática de Cuerpo de Alta Presión

1. La prueba de cuerpo será realizada al aplicar presión dentro de la válvula ensamblada con los terminales o extremos de la válvula cerrados y cualquier empaque o sello suficientemente ajustado para mantener la presión de prueba.
2. Eleve la presión en la línea gradualmente hasta el 50% de la presión de prueba y realice una inspección preliminar en busca de fugas. Seguidamente, lleve la presión hasta el 75% de la presión de prueba y examine nuevamente, finalmente alcance el 100 % de la presión de prueba y revise la válvula en busca de fugas. La presión será entonces reducida a la presión de diseño de la válvula antes de una nueva inspección.
3. Se examinará toda unión mecánica y soldada y no deberá existir evidencia visible de fuga.
4. Durante las pruebas neumáticas, dada la naturaleza del medio de prueba y los requerimientos de fuga normados debido al tipo de asiento de las válvulas fabricadas, todas las juntas deberán ser examinadas con una solución generadora de burbujas específicamente compuesta y diseñada para detección de fugas.
5. Las fugas detectadas en uniones soldadas serán reparadas al despresurizar el sistema, repare la soldadura, realice una inspección no destructiva y re-testee a la presión de prueba original.

### APENDICE A-7.2. Prueba Neumática de Cierre de Baja/Alta Presión

1. Este ensayo debe ser realizado con la superficie de sello del asiento limpia y libre de aceite.
2. Para válvulas diseñadas para cerrar contra presión desde solo una dirección, lo cual será marcado en la válvula, la presión deberá ser aplicada solo en el lado de presión, como es el caso de la válvula de retención, en donde la presión debe ser aplicada del lado aguas abajo, es decir forzando el cierre de la clapeta contra el asiento.

3. No deberá existir ninguna evidencia visible de fuga en el asiento según normativa y debido a las características constructivas de la válvula.
4. Cualquier pérdida en el asiento debe ser detectada observando burbujas cuando el cerramiento esté cubierto con solución para detección de fugas.
5. Presurice el sistema gradualmente hasta el 50% de la presión de prueba y realice una inspección preliminar en busca de fugas en el asiento. Seguidamente, lleve la presión hasta el 75% de la presión de prueba y examine nuevamente, finalmente alcance el 100 % de la presión de prueba y verifique el asiento de la válvula en busca de fugas.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)



## APENDICE B. INSPECCIÓN Y PRUEBAS DE PRESIÓN PARA VÁLVULA DE SEGURIDAD

La inspección de dispositivos de alivio de presión debe determinar las condiciones generales físicas y operacionales del dispositivo para asegurar que su desempeño cumpla con los requerimientos necesarios para una aplicación dada. Esta actividad puede ser realizada a través de una inspección de taller diseñada para asegurar cualitativamente la disposición de la válvula para servicio y operación, sin llegar a ser un proceso de evaluación tan riguroso como en el caso de una inspección de laboratorio, ni para demostrar conformidad de la válvula a un código o especificación. De esta forma, algunas de las características operacionales más importantes que deben evaluarse incluyen:

- Ajuste de presión de disparo
- Presión de re-asiento
- Blowdown (Purga)
- Hermeticidad de asiento
- Reproductibilidad del desempeño de la válvula
- Características mecánicas de la válvula determinadas por inspección visual y audible como:
  - Habilidad para reasentar satisfactoriamente
  - Ausencia o presencia de castañeteo, aleteo, adhesión del obturador al asiento y vibraciones peligrosas.
- Presión de alivio
- Capacidad de descarga

Se presenta a continuación un resumen de las características más importantes a considerar en las pruebas a realizar en la válvula de seguridad fabricada por industrias Free Ways C.A. basado en la normativa competente en inspección de válvulas que se muestra en las bases legales del Capítulo IV, que cubren inspección y requisitos de prueba de presión para dispositivos de alivio de presión.

## APENDICE B-1. Ajuste de Presión de Disparo

Toda válvula de seguridad deberá ser sometida a una prueba de ajuste de presión de disparo bajo especificación del cliente, practica estándar del fabricante o en concordancia con el código ASME referente a recipientes a presión. Las válvulas marcadas para servicio con vapor deben ser probadas con vapor, al igual que las válvulas marcadas para servicio con aire o gas deben ser probadas con aire o gas.

Después de que la válvula ha sido inspeccionada y ensamblada, su resorte debe ser ajustado para asegurar que la válvula abra a la presión de disparo requerida. Típicamente la válvula de seguridad deberá ser montada en el banco de prueba y la presión de entrada elevada lentamente, la presión a la que la válvula libera es registrada como la presión de disparo. Si es necesario, se ajusta el resorte de la válvula, de tal forma que la válvula de seguridad abra a la presión requerida.

Después de que la válvula ha sido ajustada, esta deberá ser disparada al menos una vez para probar la precisión del ajuste, sin embargo, se recomienda que la válvula sea disparada tres veces, ya que el primer disparo ayudará a alinear todos los componentes internos mientras que los sucesivos disparos verifican la repetitividad de su desempeño. Normalmente, la desviación de la presión de disparo con respecto a la presión de ajuste no debería exceder  $\pm 2$  Psi para presiones menores o iguales a los 70 Psi o  $\pm 3$  % para presiones mayores a esta.

La presión de ajuste calculada será el promedio de al menos las últimas tres presiones de disparo medidas una vez establecida y estabilizada. Se considera que una presión de ajuste es estable cuando las presiones de disparo no presentan una tendencia consistente hacia arriba o hacia abajo y se encuentran dentro del 1% o un 0,5 psi, cualquiera sea mayor, de la presión de ajuste requerida. Sin embargo, si las partes de la prueba están de acuerdo podrá usarse un criterio alternativo de estabilidad.

## APENDICE B-2. Procedimiento Para Prueba De Ajuste De Presión De Disparo

1. Incremente lentamente la presión en la entrada del dispositivo hasta alcanzar el 90% de la presión de ajuste teórica, a continuación incremente la presión a un ritmo del 2% de la presión de ajuste por segundo o un incremento que permita una lectura precisa de la presión. Observe y registre la presión de disparo y cualquier característica pertinente de la válvula.
2. Para dispositivos de alivio de presión con re-asiento, continúe aumentando la presión en la entrada del dispositivo hasta que este se mantenga abierto y observe su funcionamiento.
3. Gradualmente disminuya la presión de entrada hasta que la válvula se cierre y registre la presión de re-asiento del dispositivo. Observe el funcionamiento del dispositivo.
4. Para dispositivos de alivio de presión con re-asiento, repita del numeral uno (1) al (3), registrando las presiones de ajuste y re-asiento hasta que ambas estabilicen. Estos valores son establecidos calculando el promedio de al menos los tres últimos valores.
5. Registrar lo siguiente:
  - Presión de disparo del dispositivo
  - Temperatura de entrada del dispositivo
  - Presión de re-asiento

### APENDICE B-3. Hermeticidad del Asiento

Una vez que la válvula ha sido ajustada para disparo, deberá ser probado el ajuste del asiento o hermeticidad del asiento, con el propósito de verificar la capacidad de la válvula de mantener la presión del sistema en condiciones normales de operación. En el banco de prueba, puede ser probada la hermeticidad del asiento al aumentar la presión de entrada de la válvula hasta la presión de prueba y observando el lado de la descarga de la válvula por evidencia de fuga o al verificar si la presión del sistema disminuye en el tiempo.

El arreglo para determinar la fuga durante el test de presión con aire depende de la construcción de la válvula. La fuga puede ser detectada cualitativamente al posicionar una delgada membrana, como una toalla húmeda de papel en la salida o escape de la válvula y observando cualquier abultamiento, o utilizando el método de la aplicación de solución jabonosa de detección de fugas. Esto no es un test riguroso y no pretende ser usado como una prueba comercial estándar de sellado, y dada la naturaleza constructiva de la válvula, la restricción normativa de fuga y el material del asiento, estos se presentan como un método adecuado y práctico para la aplicación en cuestión.

Para válvulas cuya presión de ajuste sea mayor de 50 Psig, la presión de prueba en la entrada de la válvula será sostenida en el 90% de la presión de ajuste. Para válvulas con presiones de ajuste de 50 Psig o menor, la presión de prueba será sostenida en 5 Psi por debajo de la presión de ajuste. Antes de realizar la prueba de hermeticidad, la presión de prueba será aplicada por al menos un minuto para válvulas NPS 2 in o DN 50 mm, dos minutos para válvulas NPS 2<sup>1/2</sup> in, 3 in, 4 in y cinco minutos para válvulas NPS 6 in o más grandes. La válvula será entonces observada en busca de fugas en el asiento por al menos un minuto. Para válvulas de asiento blando, no deberá existir evidencia visible de fuga durante el tiempo de prueba.

#### APENDICE B-4. Procedimiento de Prueba de Hermeticidad del Asiento

1. Incremente lentamente la presión en la entrada del dispositivo hasta alcanzar el 90% de la presión de ajuste teórica.
2. Mantenga la presión en el sistema por al menos un minuto antes de realizar la inspección.
3. Verifique entonces la hermeticidad de la válvula a través del método seleccionado durante al menos un minuto. No deberá existir evidencia visible de fuga.

#### APENDICE B-5. Presión de Alivio

En el caso de la presión de alivio, se requiere de equipo más especializado para su medición, pues involucra la determinación de la máxima sobrepresión generada en el sistema, esto requerirá la utilización de un transductor de presión que permita el registro de esta magnitud, ya que un manómetro común solo indicará un aumento y descenso súbito de la presión, sin capacidad viable de conocer el valor pico alcanzado. La presión de alivio será entonces calculada como la suma de la presión de disparo más la sobrepresión medida, esta última tiene un valor teórico máximo de 10% de la magnitud de la presión de ajuste.

#### APENDICE B-6. Capacidad de Descarga

La medición de la capacidad de descarga de un dispositivo de alivio de presión requiere equipo de medición más riguroso al igual que métodos más complejos de prueba, y por ende más costosos, sin embargo, la capacidad de descarga nominal de la válvula de seguridad fabricada por Industrias Free Ways C.A. puede ser estimada a través de un modelo basado en la aplicación de ecuaciones de descarga, incorporando coeficientes de descarga establecidos a las áreas conocidas a través de la válvula. Este método permite clasificar la válvula de seguridad según normativa STD AS 1271-1997 como una válvula Clase B, que por definición se refiere a aquellos dispositivos cuya capacidad nominal ha sido estimada por métodos de cálculo.

## Válvulas Clase B

La máxima capacidad de descarga nominal podrá ser determinada por la ecuación relevante presentada más adelante usando un valor para el coeficiente de descarga ( $\alpha$ ) de:

- Para aquellas válvulas cuya descarga solo está obstruida por el asiento  $\alpha = 0,5$
- Para aquellas válvulas que usan cualquier forma de estrangulamiento o cambio de dirección del fluido para mejorar la elevación  $\alpha = 0,4$

Y usando un valor de:

- d) El menor valor de área de garganta y área de cortina calculada de acuerdo a la magnitud de elevación ( $h_L$ ) basados en el diagrama relevante mostrado en la figura N°8 del Capítulo II referente al marco teórico.

## Coeficiente De Descarga

( $\alpha$ ) El coeficiente de descarga de un sistema de descarga es la razón de la capacidad de descarga medida con respecto a la capacidad de descarga teórica, ej.-

$$\text{coeficiente de descarga } (\alpha) = \frac{\text{capacidad de descarga medida}}{\text{capacidad de descarga teórica}}$$

## Capacidad De Descarga Para Aire O Cualquier Gas O Vapor

Flujo crítico y sub-crítico

El flujo de gas o vapor a través de un orificio aumenta a medida que la presión aguas abajo disminuye hasta alcanzar el flujo crítico. Después de esto, una mayor disminución en la presión aguas abajo no resultará en ningún aumento subsecuente del flujo.

e) El flujo crítico ocurre cuando:

$$\frac{P_b}{P} \leq \left( \frac{2}{x+1} \right)^{x/(x-1)}$$

f) El flujo sub-crítico ocurre cuando:

$$\frac{P_b}{P} > \left( \frac{2}{x+1} \right)^{x/(x-1)}$$

P = presión de alivio real, en mega pascales absolutos

P<sub>b</sub> = contrapresión, en mega pascales absolutos

x = exponente isentrópico del gas

$$x = \frac{\text{calor específico a presión constante}}{\text{calor específico a volumen constante}}$$

### Ecuaciones

g) Para capacidad de descarga en flujo crítico:

$$q_m = 0.9117C\alpha A \left( \frac{P}{v} \right)^{1/2}$$

$$q_m = 10C\alpha A_P \left( \frac{M}{TZ} \right)^{1/2}$$

h) Para la capacidad de descarga en flujo sub-crítico:

$$q_m = 0.9117CK_b\alpha A \left( \frac{P}{v} \right)^{1/2}$$

$$q_m = 10CK_b\alpha A_P \left( \frac{M}{TZ} \right)^{1/2}$$

Donde:

qm= capacidad de descarga, en kilogramos por hora

$$C = 3,948 \left[ x \left( \frac{2}{x+1} \right)^{(x+1)/(x-1)} \right]^{1/2}$$
$$K_b = \left[ \frac{\frac{2x}{(x-1)} \left\{ \left( \frac{P_b}{P} \right)^{2/x} - \left( \frac{P_b}{P} \right)^{(x+1)/x} \right\}}{x \left( \frac{2}{x+1} \right)^{(x+1)/(x-1)}} \right]^{1/2}$$

$K_b$  = factor de corrección por la reducción en capacidad por el aumento en la contrapresión

$\alpha$  = coeficiente de descarga

$h_L$  = elevación del obturador, en milímetros.

$A$  = área mínima de flujo a través de sistemas de descarga, en milímetros cuadrados

$P$  = presión de alivio, en mega pascales absolutos

$P_b$  = contrapresión, en mega pascales absolutos

$v$  = volumen específico a la presión de alivio y temperatura de alivio, en metros cúbicos por kilogramo.

$M$  = masa molar, en kilogramos por kilo-mol

$T$  = temperatura de alivio, en grados kelvin

$Z$  = factor de compresibilidad

Cuando la información disponible es insuficiente para determinar el factor de compresibilidad ( $Z$ ), un valor de 1,0 puede ser usado.

**CAPACITY CORRECTION FACTORS ( $K_b$ ) FOR BACKPRESSURE**

| $P_0/P$ | Capacity correction factor ( $K_b$ ) for backpressure |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|         | Isentropic coefficient ( $\kappa$ )                   |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|         | 0.4   | 0.5   | 0.6   | 0.7   | 0.8   | 0.9   | 1.0   | 1.1   | 1.2   | 1.3   | 1.4   | 1.5   | 1.6   | 1.7   | 1.8   | 1.9   | 2.0   | 2.1   | 2.2   |
| 0.45    | —   | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | 1.000 | 0.999 | 0.999 |
| 0.50    | —   | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | 1.000 | 1.000 | 0.999 | 0.999 | 0.996 | 0.994 | 0.992 | 0.989 |
| 0.55    | —   | —     | —     | —     | —     | —     | —     | —     | 0.999 | 1.000 | 0.999 | 0.997 | 0.994 | 0.991 | 0.987 | 0.983 | 0.979 | 0.975 | 0.971 |
| 0.60    | —   | —     | —     | —     | —     | —     | 1.000 | 0.999 | 0.997 | 0.993 | 0.989 | 0.983 | 0.987 | 0.972 | 0.967 | 0.961 | 0.955 | 0.950 | 0.945 |
| 0.65    | —   | —     | —     | —     | —     | —     | 0.999 | 0.995 | 0.989 | 0.974 | 0.967 | 0.959 | 0.951 | 0.944 | 0.936 | 0.929 | 0.922 | 0.915 | 0.909 |
| 0.70    | —   | —     | 0.999 | 0.999 | 0.993 | 0.985 | 0.975 | 0.964 | 0.953 | 0.943 | 0.932 | 0.922 | 0.913 | 0.903 | 0.895 | 0.886 | 0.879 | 0.871 | 0.854 |
| 0.75    | —   | 1.000 | 0.995 | 0.983 | 0.968 | 0.953 | 0.938 | 0.923 | 0.909 | 0.896 | 0.884 | 0.872 | 0.861 | 0.851 | 0.841 | 0.832 | 0.824 | 0.815 | 0.808 |
| 0.80    | 0.999   | 0.985 | 0.965 | 0.942 | 0.921 | 0.900 | 0.881 | 0.864 | 0.847 | 0.833 | 0.819 | 0.806 | 0.794 | 0.783 | 0.773 | 0.764 | 0.755 | 0.747 | 0.739 |
| 0.82    | 0.992   | 0.970 | 0.944 | 0.918 | 0.894 | 0.872 | 0.852 | 0.833 | 0.817 | 0.801 | 0.787 | 0.774 | 0.753 | 0.752 | 0.741 | 0.732 | 0.723 | 0.715 | 0.707 |
| 0.84    | 0.979   | 0.948 | 0.917 | 0.888 | 0.862 | 0.839 | 0.818 | 0.799 | 0.782 | 0.766 | 0.752 | 0.739 | 0.727 | 0.716 | 0.706 | 0.697 | 0.688 | 0.680 | 0.672 |
| 0.86    | 0.957   | 0.919 | 0.884 | 0.852 | 0.800 | 0.779 | 0.759 | 0.742 | 0.727 | 0.712 | 0.700 | 0.688 | 0.677 | 0.667 | 0.667 | 0.658 | 0.649 | 0.641 | 0.634 |
| 0.88    | 0.924   | 0.881 | 0.842 | 0.809 | 0.780 | 0.755 | 0.733 | 0.714 | 0.697 | 0.682 | 0.668 | 0.655 | 0.644 | 0.633 | 0.624 | 0.615 | 0.606 | 0.599 | 0.592 |
| 0.90    | 0.880   | 0.831 | 0.791 | 0.757 | 0.728 | 0.703 | 0.681 | 0.662 | 0.645 | 0.631 | 0.617 | 0.605 | 0.594 | 0.584 | 0.575 | 0.566 | 0.558 | 0.551 | 0.544 |
| 0.92    | 0.820   | 0.769 | 0.727 | 0.693 | 0.664 | 0.640 | 0.619 | 0.601 | 0.585 | 0.571 | 0.559 | 0.547 | 0.537 | 0.527 | 0.519 | 0.511 | 0.504 | 0.497 | 0.490 |
| 0.94    | 0.739   | 0.687 | 0.647 | 0.614 | 0.587 | 0.565 | 0.545 | 0.528 | 0.514 | 0.501 | 0.489 | 0.479 | 0.470 | 0.461 | 0.453 | 0.446 | 0.440 | 0.434 | 0.428 |
| 0.96    | 0.628   | 0.579 | 0.542 | 0.513 | 0.489 | 0.469 | 0.452 | 0.438 | 0.425 | 0.414 | 0.404 | 0.395 | 0.387 | 0.380 | 0.373 | 0.367 | 0.362 | 0.357 | 0.352 |
| 0.98    | 0.426   | 0.422 | 0.393 | 0.371 | 0.353 | 0.337 | 0.325 | 0.314 | 0.305 | 0.296 | 0.289 | 0.282 | 0.277 | 0.271 | 0.266 | 0.262 | 0.258 | 0.254 | 0.251 |
| 1.00    | 0.000   | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 |

**VALUES OF  $C$  RELATIVE TO VALUES OF  $\kappa$**

| $\kappa$ | $C$  | $\kappa$ | $C$  | $\kappa$ | $C$  |
|----------|------|----------|------|----------|------|
| 0.40     | 1.65 | 1.04     | 2.43 | 1.46     | 2.74 |
| 0.45     | 1.73 | 1.06     | 2.45 | 1.48     | 2.76 |
| 0.50     | 1.81 | 1.08     | 2.46 | 1.50     | 2.77 |
| 0.55     | 1.89 | 1.10     | 2.48 | 1.52     | 2.78 |
| 0.60     | 1.96 | 1.12     | 2.50 | 1.54     | 2.79 |
| 0.65     | 2.02 | 1.14     | 2.51 | 1.56     | 2.80 |
| 0.70     | 2.08 | 1.16     | 2.53 | 1.58     | 2.82 |
| 0.75     | 2.14 | 1.18     | 2.55 | 1.60     | 2.83 |
| 0.80     | 2.20 | 1.20     | 2.56 | 1.62     | 2.84 |
| 0.82     | 2.22 | 1.22     | 2.58 | 1.64     | 2.85 |
| 0.84     | 2.24 | 1.24     | 2.59 | 1.66     | 2.86 |
| 0.86     | 2.26 | 1.26     | 2.61 | 1.68     | 2.87 |
| 0.88     | 2.28 | 1.28     | 2.62 | 1.70     | 2.89 |
| 0.90     | 2.30 | 1.30     | 2.63 | 1.80     | 2.94 |
| 0.92     | 2.32 | 1.32     | 2.65 | 1.90     | 2.99 |
| 0.94     | 2.34 | 1.34     | 2.66 | 2.00     | 3.04 |
| 0.96     | 2.36 | 1.36     | 2.68 | 2.10     | 3.09 |
| 0.98     | 2.38 | 1.38     | 2.69 | 2.20     | 3.13 |
| 0.99     | 2.39 | 1.40     | 2.70 | —        | —    |
| 1.00     | 2.40 | 1.42     | 2.72 | —        | —    |
| 1.02     | 2.41 | 1.44     | 2.73 | —        | —    |

*APENDICE B-6.1. Estimación de la Capacidad de Descarga de la Válvula de Seguridad*

$P_{set}$  = presión de disparo = 24 psi = 0,1655 Mpa

$P_{ovr}$  = sobrepresión = 10% P = 2,4 psi = 0,01655 Mpa

$P_{atm}$  = presión atmosférica = 13 psi = 0,08963 Mpa

$$\frac{P_b}{P} = \frac{P_{atm}}{P_{set} + P_{ovr} + P_{atm}}$$

$$\frac{P_b}{P} = 0,34$$

$$\left(\frac{2}{x+1}\right)^{x/(x-1)} = 0,5283$$

www.bdigital.ula.ve

$$\frac{P_b}{P} \leq \left(\frac{2}{x+1}\right)^{x/(x-1)}$$

$x = 1,4$

$K_b \approx 1$

$C = 2,7$

$\alpha = 0,4$

$D = 44 \text{ mm}$

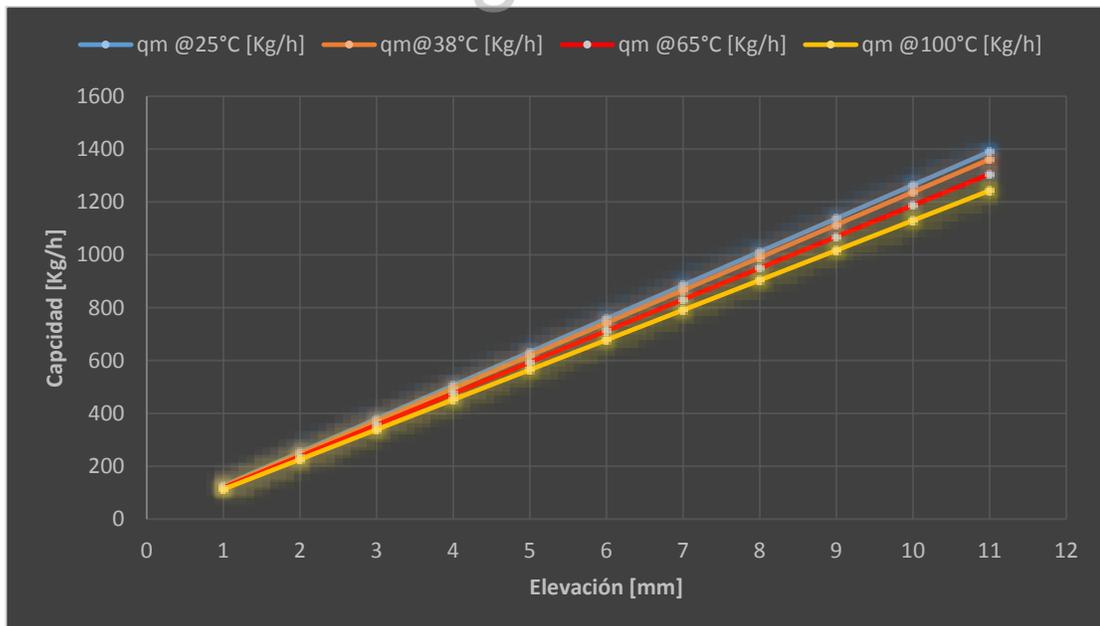
$$A = \pi * D * h_L$$

$$v = \frac{R * T}{P}$$

$$q_m = 0.9117C\alpha A \left(\frac{P}{v}\right)^{1/2}$$

### Capacidad de Descarga de la Válvula de Seguridad

|                     |                      | Capacidad de la Válvula Para Distintas Condiciones |                               |                               |                               |
|---------------------|----------------------|--|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
|                     |                      | P = 0,2717 Mpa                                     | P = 0,2717 Mpa                | P = 0,2717 Mpa                | P = 0,2717 Mpa                |
|                     |                      | T = 25 °C  | T = 38 °C                     | T = 65 °C                     | T = 100 °C                    |
|                     |                      | v = 0,3149 m <sup>3</sup> /kg                      | v = 0,3287 m <sup>3</sup> /kg | v = 0,3572 m <sup>3</sup> /kg | v = 0,3942 m <sup>3</sup> /kg |
| h <sub>L</sub> [mm] | A [mm <sup>2</sup> ] | qm [Kg/h]  | qm [Kg/h]                     | qm [Kg/h]                     | qm [Kg/h]                     |
| 1                   | 138,2300768          | 126,418183   | 123,749099                    | 118,705886                    | 113,001765                    |
| 2                   | 276,4601535          | 252,836365   | 247,498199                    | 237,411772                    | 226,00353                     |
| 3                   | 414,6902303          | 379,254548   | 371,247298                    | 356,117658                    | 339,005295                    |
| 4                   | 552,920307           | 505,672731   | 494,996397                    | 474,823544                    | 452,00706                     |
| 5                   | 691,1503838          | 632,090913   | 618,745497                    | 593,52943                     | 565,008825                    |
| 6                   | 829,3804605          | 758,509096   | 742,494596                    | 712,235316                    | 678,010589                    |
| 7                   | 967,6105373          | 884,927278   | 866,243696                    | 830,941202                    | 791,012354                    |
| 8                   | 1105,840614          | 1011,34546   | 989,992795                    | 949,647088                    | 904,014119                    |
| 9                   | 1244,070691          | 1137,76364   | 1113,74189                    | 1068,35297                    | 1017,01588                    |
| 10                  | 1382,300768          | 1264,18183   | 1237,49099                    | 1187,05886                    | 1130,01765                    |
| 11                  | 1520,530844          | 1390,60001   | 1361,24009                    | 1305,76475                    | 1243,01941                    |



Capacidad de descarga de la Válvula de Seguridad

El método planteado permite estimar la capacidad de alivio de la válvula de seguridad conociendo la presión del sistema en el instante de la apertura de la válvula,

la contrapresión existente (presión atmosférica en este caso), la temperatura y el área de cortina generada como función de la elevación del obturador. Puede observarse que bajo las condiciones teóricas planteadas, la descarga inicial es considerablemente alta, incluso con una elevación baja del obturador, sin embargo, este comportamiento es típico de las válvulas de seguridad, pues generalmente se genera un aumento súbito de la presión en el sistema que genera la apertura completa de la válvula con un disparo violento de esta, seguido de una disminución abrupta de la presión, momento en que la relación existente entre contrapresión y presión de alivio ( $P_b/P$ ) comienza su descenso y la tasa de descarga disminuye de igual forma.

Una visualización adecuada de este fenómeno, solo podrá realizarse a través de la utilización de transductores de presión, pues el comportamiento del cambio de presión en el momento de disparo es muy veloz, por lo que un cálculo preciso de la capacidad de descarga va de la mano de instrumentación que pueda registrar esta magnitud.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## APENDICE B-7. Reporte De Prueba Propuesto Para Válvula De Seguridad

### Identificación de la válvula

1 Nombre del Fabricante de la Válvula \_\_\_\_\_  
Dirección \_\_\_\_\_

2 Tipo de válvula \_\_\_\_\_ Serial  
No \_\_\_\_\_

### Descripción de la válvula bajo prueba

3 Tamaño Nominal de la Conexión Entrada \_\_\_\_\_ (mm)

Roscado ( \_\_\_\_\_ tipo de rosca); Bridado ( \_\_\_\_\_ Designación); Soldadura ( )

4 Tamaño Nominal del agujero de Salida \_\_\_\_\_

Roscado ( \_\_\_\_\_ tipo de rosca); Bridado ( \_\_\_\_\_ Designación); Soldadura ( )

5 Diámetro de garganta \_\_\_\_\_ (mm)

6 Asiento: Diámetro interno \_\_\_\_\_  
Flat / Bisel (tachar uno); Ángulo de asiento del bisel \_\_\_\_\_ (deg)

7 Resorte: Diámetro Interno/Externo \_\_\_\_\_ mm

8 Materiales: Cuerpo \_\_\_\_\_ Asiento \_\_\_\_\_  
Disco \_\_\_\_\_ Resorte \_\_\_\_\_

9 Masa de la válvula completamente ensamblada \_\_\_\_\_ (Kg)

10 Plano(s) del Fabricante No(s) \_\_\_\_\_

### Descripción de la Prueba de Capacidad

11 Lugar de prueba \_\_\_\_\_ Fecha de Prueba \_\_\_\_\_

12 Realizada por \_\_\_\_\_

13 Representantes de las partes interesadas \_\_\_\_\_

14 Fluido usado en la prueba \_\_\_\_\_

**Resultados de la Prueba de Presión de Ajuste**

16 Presión de Ajuste\_\_\_\_\_ (Mpa) Apertura\_\_\_\_\_(MPa)Re-asiento\_\_\_\_\_(MPa)

17 Blowdown\_\_\_\_\_ (MPa)

**Capacidad Calculada de la Válvula**

23 Área a través de la Válvula: Cortina\_\_\_(mm<sup>2</sup>) Asiento\_\_\_(mm<sup>2</sup>) Garganta\_\_\_(mm<sup>2</sup>)

24 Capacidad teórica de descarga \_\_\_\_\_(Kg/h)

25 Coeficiente de descarga ( $\alpha$ )\_\_\_\_\_

**Características Mecánicas Observadas**

26 ¿La válvula castaña?\_\_\_\_\_ ¿La válvula aletea?\_\_\_\_\_

27 ¿El vástago de la válvula fuga?\_\_\_\_\_¿Se midió la fuga del vástago?\_\_\_\_\_

Declaramos que los datos presentados son correctos.

Firma\_\_\_\_\_ Fecha\_\_\_\_\_

(Representante del Fabricante)

Firma\_\_\_\_\_ Fecha\_\_\_\_\_

(Inspector)

---

## APENDICE C. CONDICIONES DE SEGURIDAD

Las pruebas neumáticas pueden ser usadas en lugar de pruebas hidrostáticas cuando estas son consideradas imprácticas, reconociendo los riesgos que involucran debido a la posible liberación de energía almacenada en el gas comprimido, ya que por ejemplo, un volumen dado de aire contiene 200 veces la cantidad de energía de un volumen similar de agua, cuando ambos están a la misma presión. Es por ello que precauciones deben ser tomadas para minimizar las posibilidades de falla durante las pruebas. Atención a lo siguiente:

1. Si ocurre una ruptura grande en el sistema, en alguna etapa durante la aplicación de presión, energía considerable será liberada, por lo tanto, no deberá haber personal no autorizado cerca durante las pruebas.
2. Durante las pruebas, el personal autorizado debe utilizar el equipo de protección individual adecuado, que involucra principalmente lentes de seguridad, casco, botas y protectores auditivos.
3. No debe haber aproximación para inspección a las válvulas que estén siendo probadas hasta que el aumento de presión haya sido completado y estabilizado.
4. Debe asegurarse de evitar que las presiones generadas superen la presión máxima de trabajo señalada.
5. Ninguna válvula bajo prueba neumática debe ser sujeta a alguna forma de carga de impacto, es por ello que es importante aumentar lentamente la presión del sistema.
6. El riesgo de falla bajo las condiciones de la prueba debe haber sido cuidadosamente juzgado en la etapa de diseño y selección de materiales para las válvulas a ser probadas neumáticamente.
7. Como precaución, todo el personal deberá estar debidamente entrenado en los procedimientos apropiados de prueba de equipos, preparación de pruebas y planes de emergencia. Debe tenerse cuidado en la protección del personal de temperaturas elevadas, niveles de ruido y escape de fluidos durante la prueba.
8. Se recomienda una inspección visual de la válvula previa a la prueba

## APENDICE D. ESTIMACIÓN DE LA VELOCIDAD REQUERIDA PARA APERTURA COMPLETA DE LA VÁLVULA DE RETENCIÓN

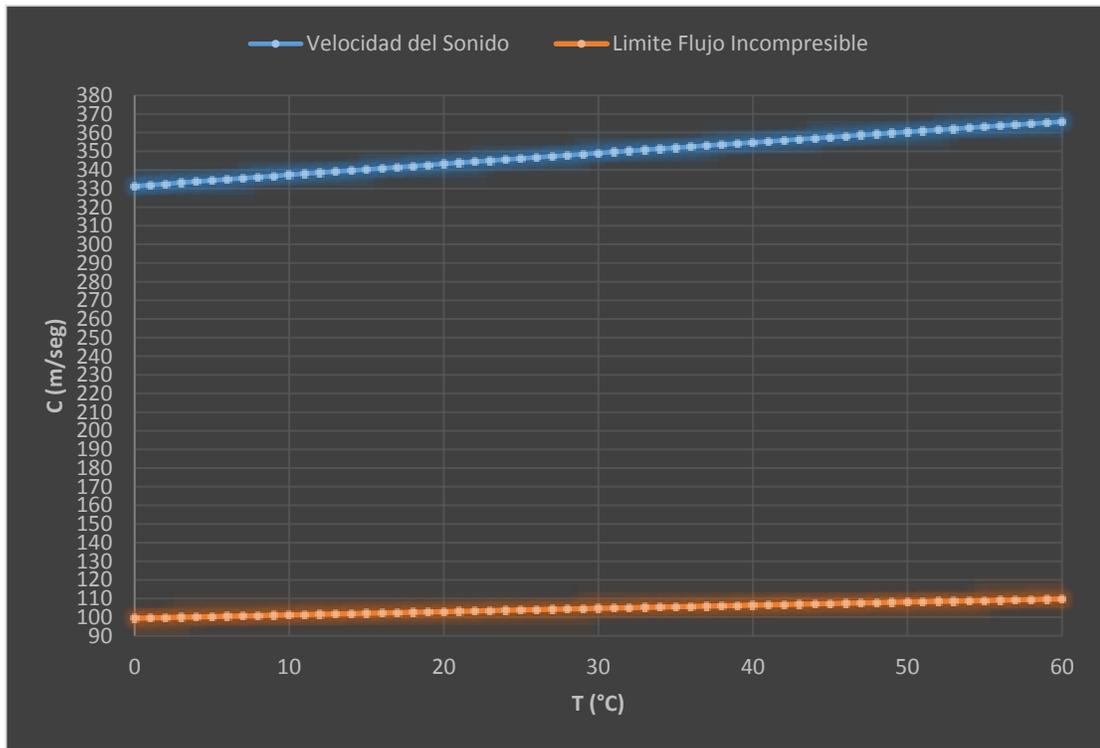
Es posible desarrollar una expresión que permita conocer de manera teórica la velocidad que se requiere en la línea de la instalación de la válvula para cualquier posición o ángulo de apertura de la clapeta de la válvula de retención. Este procedimiento está basado en un análisis simplificado de las fuerzas que actúan sobre esta, a saber: la gravedad, la fuerza generada por el resorte, la presión total del fluido (suma algebraica de la presión estática y dinámica) y despreciando la fricción existente entre el eje de giro y la clapeta, además del efecto de flotabilidad y vórtices que pueden generarse aguas abajo. Así pues, la ecuación obtenida puede resolverse para diferentes parámetros de entrada como presión y temperatura.

Esta aproximación puede permitir conocer aspectos relacionados a la eficiencia de la válvula en términos de su capacidad de permitir el paso de más o menos flujo para una caída de presión dada, o visto de otra forma, que tanta resistencia ofrece la válvula al paso de flujo. Por otro lado, puede permitir inducir mejoras en aspectos técnicos de la válvula, como por ejemplo, en el resorte y el material de los asientos.

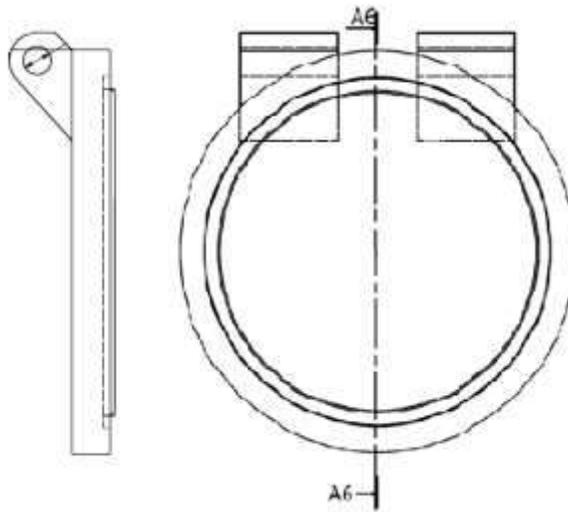
Es importante mencionar adicionalmente que se asume o considerar al gas en cuestión como un fluido incompresible debido a que para la mayor parte del rango de apertura de la válvula de retención, la velocidad requerida se mantiene por debajo de los cien metros por segundo (100m/seg), valor límite equivalente a 0,3\*Mach, por debajo del cual teóricamente la densidad del gas permanece constante.

$$C = \sqrt{k * R * T}$$

$$Mach = \frac{V_e}{C}$$



Velocidad del sonido y límite de flujo incompresible  
[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)



Clapeta de la válvula de retención

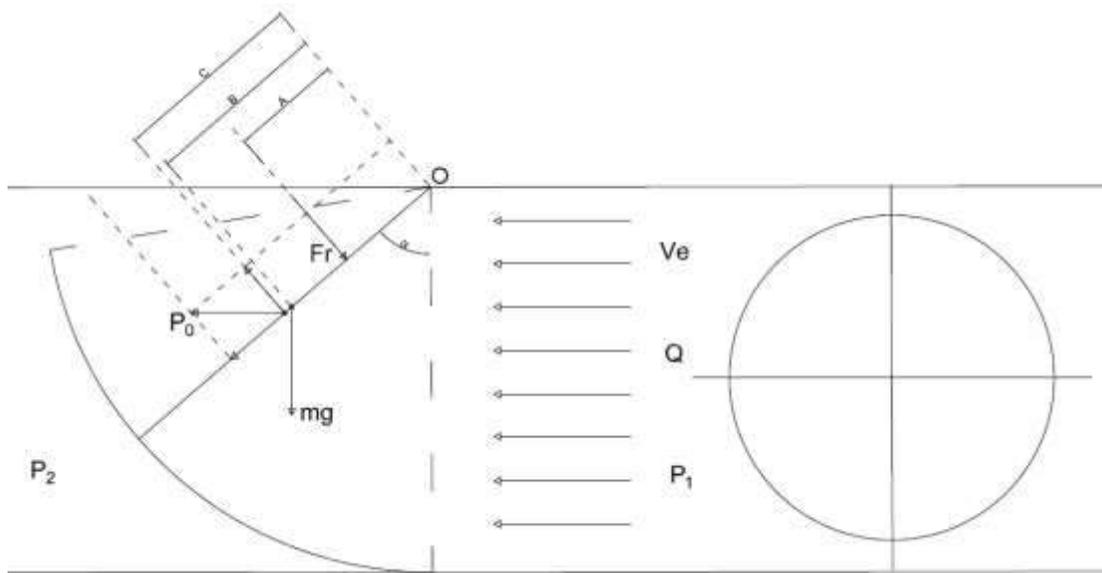


Diagrama de cuerpo libre para la clapeta

$$\sum M_O = 0$$

$$T_{\Delta P} + T_I = T_{F_r} + T_{mg}$$

$$\Delta P * A_p * C + I * C = F_r * A + mg_N * B$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_{e1}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_{e2}^2}{2g} + Z_2 + h_f$$

$$h_f = K * \frac{V_e^2}{2g}$$

$$\Delta P = \frac{\rho * K * V_e^2}{2}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} * D^2 * \cos \alpha$$

$$I = \frac{1}{2} * \dot{m} * V_e$$

$$I = \frac{1}{2} * \rho * A_p * V_e^2$$

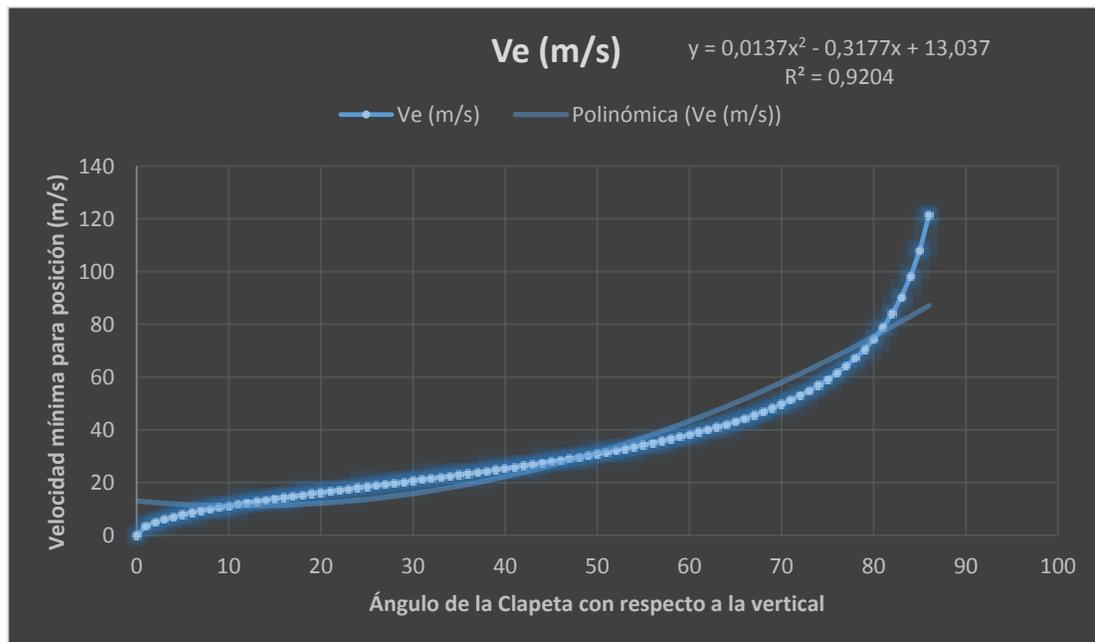
$$\rho = \frac{P_1}{RT_1}$$

$$F_r = R_{1^\circ} * \alpha$$

$$\frac{\pi}{8} * \rho * D^2 * \cos \alpha * V_e^2 * C * (K + 1) = F_r * A + m g * \sin \alpha * B$$

$$V_e = \sqrt{\frac{8 * (F_r * A + m g * \sin \alpha * B)}{\pi * \rho * D^2 * \cos \alpha * C * (K + 1)}}$$

| Valores de Cálculo                         |          |
|--|----------|
| Constante de gas ideal R (KJ/Kg*K)         | 0,287    |
| Temperatura T (°C)                         | 25       |
| Presión de Entrada P (Psig)                | 25       |
| Presión Atmosférica P <sub>atm</sub> (Psi) | 13       |
| Masa de la clapeta (Kg)                    | 0,224    |
| Fuerza del Resorte Fr ( Kgm)               | 1,68     |
| Coefficiente de perdida de carga K         | 2,5      |
| Constante del Resorte R1° (lb/1°)          | 0.05307  |
|  |          |
| Diámetro D (m)                             | 0,075    |
| Brazo del Resorte A (m)                    | 0,049    |
| Brazo al centro de masa B (m)              | 0,039838 |
| Brazo al centro de área C (m)              | 0,0445   |



Velocidad requerida para ángulo de apertura de la clapeta

La inferencia de los resultados obtenidos, permite afirmar dadas las condiciones de entrada, que la velocidad requerida en la línea para cumplir con un criterio de apertura completa de la válvula ( $70^\circ$ ) es de magnitud considerable, de aproximadamente 50 m/s. Dado el tamaño de la válvula, esto indica que se requiere de un compresor con una capacidad volumétrica elevada para mantener esta apertura. Tomando como referencia el gráfico anterior, puede observarse que al mantener una velocidad menor, de un máximo de 30 m/s, la válvula estaría abierta solo  $30^\circ$  lo cual puede generar una pérdida de carga relativa mayor al representar un mayor obstáculo para el paso del flujo, sin embargo, para efectos de propósito, esto permitiría a la válvula cerrar más rápido contra flujo inverso.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## APENDICE E. PRESENTACIÓN PLANIMÉTRICA DEL BANCO DE PRUEBAS

Por consideraciones de autoría para Industrias Free Ways C.A., la planimetría, en su total extensión, no será mostrada en este informe.

| Revisión | Fecha y Autorización | Descripción  | Fecha de Mod. | Nombre | Unidad de Proyecto |
|----------|----------------------|--------------|---------------|--------|--------------------|
| 001      |                      | Presentación |               |        | PINT-BPP-044       |

### Banco de Pruebas de Presión

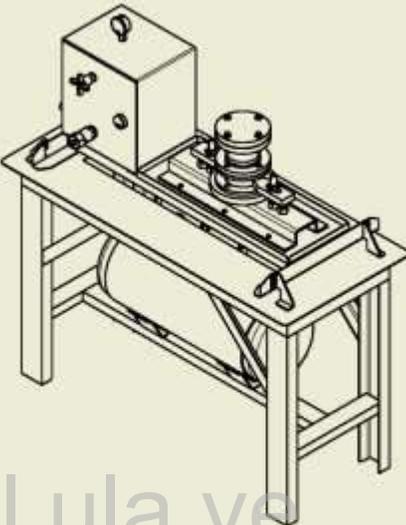
- Prueba de Cuerpo
- Prueba de Asiento
- Prueba de Presión de Disparo

Válvulas Bridadas y Roscadas (2" - 4")

Sistema de Anclaje Manual

Máxima Presión de Prueba: 310 Psi

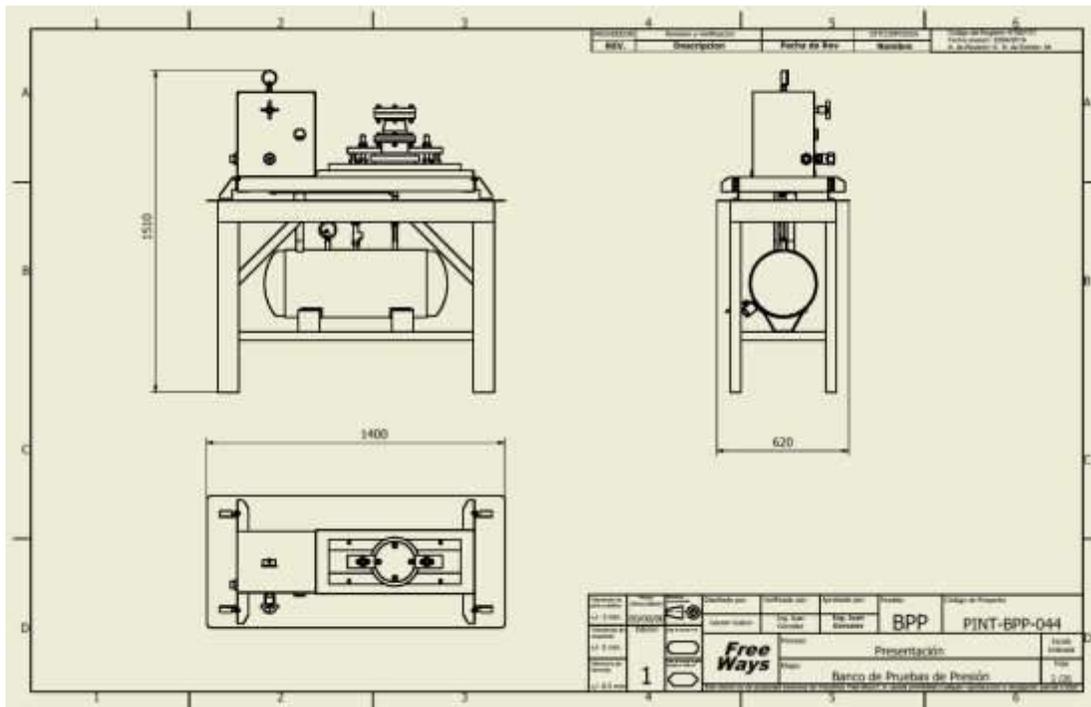
Medio de Prueba: Aire



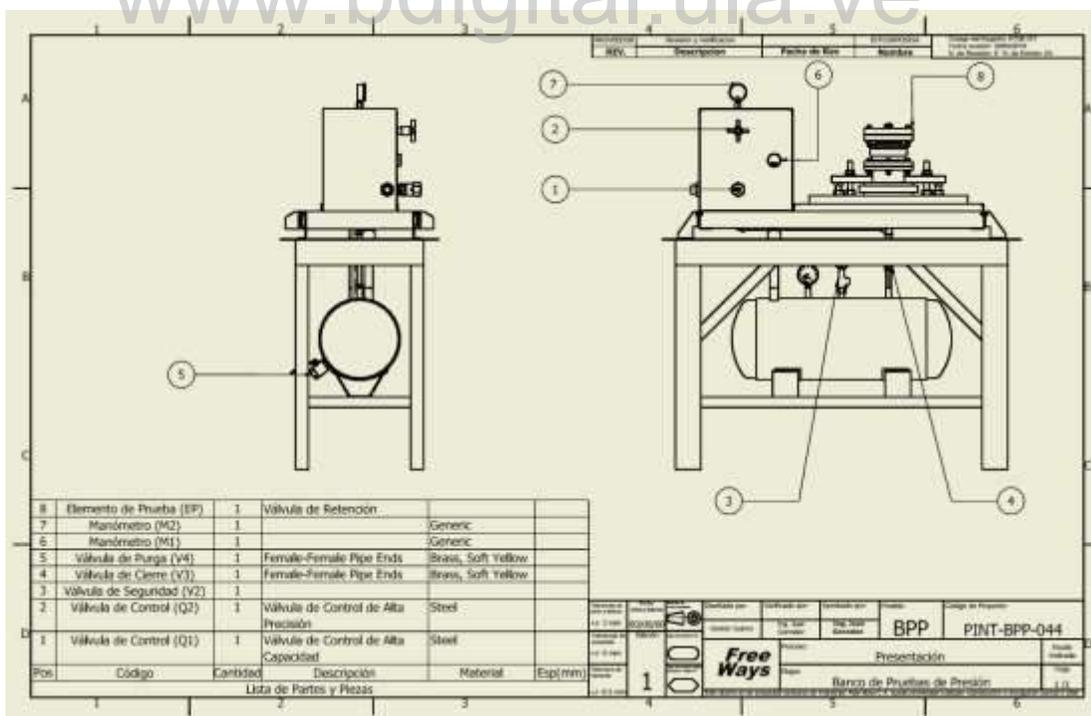
www.bdigital.ula.ve

| Revisión | Fecha      | Descripción  | Elaborado por | Revisado por | Unidad de Proyecto |
|----------|------------|--------------|---------------|--------------|--------------------|
| 001      | 11/01/2014 | Presentación |               |              | PINT-BPP-044       |

|           |  |                             |  |                   |  |
|-----------|--|-----------------------------|--|-------------------|--|
| Free Ways |  | Presentación                |  | Fecha: 11/01/2014 |  |
| 1         |  | Banco de Pruebas de Presión |  | Hoja: 1 de 04     |  |



Vistas generales del banco de prueba



Componentes neumáticos del banco de prueba

APENDICE F. MODELO 3D

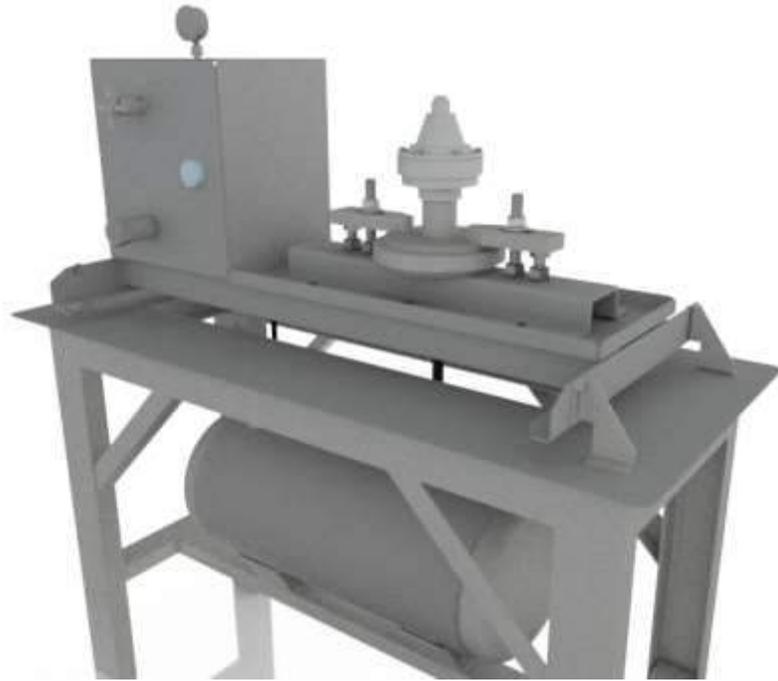


www.bdigital.ula.ve

Vista frontal del banco de pruebas de presión



Banco de pruebas de presión con válvula de retención como elemento de prueba



Banco de prueba con válvula de seguridad como elemento de prueba

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)



Vista general del banco de pruebas de presión

## ANEXOS

### ANEXO 1. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES USADOS

#### ACERO ASTM A-36

ASME BPVC.II.D-C-2015

**Table 1A (Cont'd)**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

| Line No. | Nominal Composition | Product Form       | Spec. No.     | Type/Grade | Alloy          | Class/             | Size/Thickness, in.     | P.No. | Group |
|----------|---------------------|--------------------|---------------|------------|----------------|--------------------|-------------------------|-------|-------|
|          |                     |                    |               |            | Desig./UNS No. | Condition/ Temper. |                         |       |       |
| 1        | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-134        | A209C      | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 2        | Carbon steel        | Plate              | SA-283        | C          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 3        | Carbon steel        | Plate              | SA-285        | C          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 4        | Carbon steel        | Sols. & wld. pipe  | SA-310        | 1          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 5        | Carbon steel        | Sols. & wld. tube  | SA-314        | 1          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 6        | Carbon steel        | Wld. tube          | SA-314        | 1          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 7        | Carbon steel        | Plate              | SA-516        | 55         | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 8        | Carbon steel        | Sols. pipe         | SA-524        | II         | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 9        | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-671        | CA55       | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 10       | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-671        | CE55       | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 11       | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-672        | AG5        | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 12       | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-672        | BG5        | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 13       | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-672        | CS5        | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 14       | Carbon steel        | Wld. pipe          | SA-672        | ES5        | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 15       | Carbon steel        | Sheet              | SA-414        | C          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 16       | Carbon steel        | Plate              | SA/EN 10028-3 | P275NH     | —              | —                  | ≤ 2 1/4                 | 1     | 1     |
| 17       | Carbon steel        | Bar                | SA-36         | —          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 18       | Carbon steel        | Plate, sheet       | SA-36         | —          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 19       | Carbon steel        | Plate, sheet       | SA-662        | A          | —              | —                  | —                       | 1     | 1     |
| 20       | Carbon steel        | Plate, bar, shapes | SA/IS 2062    | E250A      | —              | —                  | $t \leq 1 1/2$          | 1     | 1     |
| 21       | Carbon steel        | Plate, bar, shapes | SA/IS 2062    | E250B      | —              | —                  | $t \leq 2 1/8$          | 1     | 1     |
| 22       | Carbon steel        | Plate, bar, shapes | SA/IS 2062    | E250C      | —              | —                  | $t \leq 2 1/8$          | 1     | 1     |
| 23       | Carbon steel        | Plate, bar, shapes | SA/IS 2062    | E250A      | —              | —                  | $1/4 \leq t \leq 1 1/2$ | 1     | 1     |
| 24       | Carbon steel        | Plate, bar, shapes | SA/IS 2062    | E250B      | —              | —                  | $1/4 \leq t \leq 1 1/2$ | 1     | 1     |

**Table 1A (Cont'd)**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

| Line No. | Min. Tensile Strength, ksi | Min. Yield Strength, ksi | Applicability and Max. Temperature Limits<br>(NP = Not Permitted)<br>(SPT = Supports Only) |                  |        |     | External Pressure Chart No. | Notes        |
|----------|----------------------------|--------------------------|--|------------------|--------|-----|-----------------------------|--------------|
|          |                            |                          | I  | III              | VIII-1 | XII |                             |              |
| 1        | 35                         | 30                       | NP   | 350 (Cl. 3 only) | NP     | NP  | CS-2                        | W12          |
| 2        | 55                         | 30                       | NP   | 350 (Cl. 3 only) | 650    | 650 | CS-2                        | -            |
| 3        | 55                         | 30                       | 400  | 700              | 900    | 650 | CS-2                        | G10, S1, T2  |
| 4        | 55                         | 30                       | NP   | 700              | 650    | 650 | CS-2                        | W12, W14     |
| 5        | 55                         | 30                       | NP   | 700              | 650    | 650 | CS-2                        | W12, W14     |
| 6        | 55                         | 30                       | NP   | NP               | 650    | 650 | CS-2                        | G24, W6      |
| 7        | 55                         | 30                       | 850  | 700              | 1050   | 650 | CS-2                        | G10, S1, T2  |
| 8        | 55                         | 30                       | NP   | NP               | 1050   | 650 | CS-2                        | G10, T2      |
| 9        | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 10       | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 11       | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 12       | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 13       | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 14       | 55                         | 30                       | NP   | 700              | NP     | NP  | CS-2                        | 56, W10, W12 |
| 15       | 55                         | 33                       | NP   | 700              | 900    | 650 | CS-2                        | G10, T1      |
| 16       | 56.5                       | -                        | NP   | NP               | 400    | 400 | CS-2                        | G10, G11     |
| 17       | 58                         | 36                       | 850  | 650 (SPT)        | 900    | 650 | CS-2                        | G10, G11, T1 |
| 18       | 58                         | 36                       | NP   | 700              | 650    | 650 | CS-2                        | G9, G10, T1  |
| 19       | 58                         | 40                       | NP   | NP               | 700    | 650 | CS-2                        | T1           |
| 20       | 59.5                       | 33.4                     | NP   | NP               | 650    | 650 | CS-2                        | -            |
| 21       | 59.5                       | 33.4                     | NP   | NP               | 650    | 650 | CS-2                        | -            |
| 22       | 59.5                       | 33.4                     | NP   | NP               | 650    | NP  | CS-2                        | -            |
| 23       | 59.5                       | 34.8                     | NP   | NP               | 650    | 650 | CS-2                        | -            |
| 24       | 59.5                       | 34.8                     | NP   | NP               | 650    | 650 | CS-2                        | -            |

www.bdigital.ula.ve

**Table 1A (Cont'd)**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

| Line No. | Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |     |     |     |
|----------|--|------|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
|          | -20  | 100  | 150  | 200 | 250  | 300  | 400  | 500  | 600  | 650  | 700  | 750  | 800 | 850 | 900 |
| 1        | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | -    | -    | -    | -    | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 2        | 15.7   | 15.7 | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 3        | 15.7   | 15.7 | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | 13.0 | 10.0 | 8.7 | 5.9 | -   |
| 4        | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 5        | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 6        | 13.4   | 13.4 | 13.4 | -   | 13.4 | 13.4 | 13.4 | 13.0 | 12.6 | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 7        | 15.7   | 15.7 | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | 13.0 | 10.0 | 8.7 | 5.9 | -   |
| 8        | 15.7   | 15.7 | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | 13.0 | 10.0 | 8.7 | 5.9 | -   |
| 9        | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 10       | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 11       | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 12       | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 13       | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 14       | 15.7   | -    | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 15       | 15.7   | 15.7 | 15.7 | -   | 15.7 | 15.7 | 15.7 | 15.3 | 14.0 | 14.3 | 13.0 | 10.0 | 8.7 | 5.9 | -   |
| 16       | 16.1   | 16.1 | 16.1 | -   | 16.1 | 16.1 | -    | -    | -    | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 17       | 16.6   | 16.6 | 16.6 | -   | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 15.6 | 13.0 | 10.0 | 8.7 | 5.9 | -   |
| 18       | 16.6   | -    | 16.6 | -   | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 15.6 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 19       | 16.6   | 16.6 | 16.6 | -   | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 16.6 | 15.6 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 20       | 17.0   | -    | 17.0 | -   | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 21       | 17.0   | -    | 17.0 | -   | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 22       | 17.0   | -    | 17.0 | -   | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | -    | -    | -    | -   | -   | -   |
| 23       | 17.0   | -    | 17.0 | -   | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | -    | -    | -   | -   | -   |
| 24       | 17.0   | -    | 17.0 | -   | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | -    | -    | -   | -   | -   |

ACERO AISI A-53

**Table 1A**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

| Line No. | Nominal Composition | Product Form | Spec. No. | Type/Grade | Alloy          |                         |                     | P-No. | Group No. |
|----------|---------------------|--------------|-----------|------------|----------------|-------------------------|---------------------|-------|-----------|
|          |                     |              |           |            | Design/UNS No. | Class/Condition/ Temper | Size/Thickness, in. |       |           |
| 1        | Carbon steel        | Sheet        | SA-1008   | CS-A       | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 2        | Carbon steel        | Sheet        | SA-1008   | CS-B       | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 3        | Carbon steel        | Bar          | SA-675    | A5         | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 4        | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-134    | A203A      | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 5        | Carbon steel        | Plate        | SA-283    | A          | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 6        | Carbon steel        | Plate        | SA-285    | A          | K01700         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 7        | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-672    | A45        | K01700         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 8        | Carbon steel        | Sheet        | SA-414    | A          | K01501         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 9        | Carbon steel        | Wld tube     | SA-178    | A          | K01200         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 10       | Carbon steel        | Wld tube     | SA-178    | A          | K01200         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 11       | Carbon steel        | Seals tube   | SA-179    | —          | K01200         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 12       | Carbon steel        | Seals tube   | SA-192    | —          | K01201         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 13       | Carbon steel        | Wld tube     | SA-214    | —          | K01807         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 14       | Carbon steel        | Seals tube   | SA-556    | A2         | K01807         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 15       | Carbon steel        | Wld tube     | SA-557    | A2         | K01807         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 16       | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-53     | E/A        | K02504         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 17       | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-53     | E/A        | K02504         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 18       | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-53     | E/A        | K02504         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 19       | Carbon steel        | Wld pipe     | SA-53     | F/A        | —              | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 20       | Carbon steel        | Seals pipe   | SA-53     | S/A        | K02504         | —                       | —                   | 1     | 1         |
| 21       | Carbon steel        | Seals pipe   | SA-53     | S/A        | K02504         | —                       | —                   | 1     | 1         |

ASME BPVC.II.D.C-2015

**Table 1A**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Applicability and Max. Temperature Limits  
 (NP = Not Permitted)  
 (SPT = Supports Only)

| Line No. | Tensile Strength, ksi | Min. Yield Strength, ksi | Applicability |                 |        |     | External Pressure Chart No. | Notes                    |
|----------|-----------------------|--------------------------|---------------|-----------------|--------|-----|-----------------------------|--------------------------|
|          |                       |                          | I             | III             | VIII-1 | XII |                             |                          |
| 1        | 40                    | 20                       | NP            | NP              | 650    | NP  | CS-6                        | —                        |
| 2        | 40                    | 20                       | NP            | NP              | 650    | NP  | CS-6                        | —                        |
| 3        | 45                    | 22.5                     | NP            | 650 (C, I only) | 900    | 650 | CS-6                        | G10, G22, Y10            |
| 4        | 45                    | 24                       | NP            | 300 (C, I only) | NP     | NP  | CS-1                        | W12                      |
| 5        | 45                    | 24                       | NP            | 300 (C, I only) | 650    | 650 | CS-1                        | —                        |
| 6        | 45                    | 24                       | 900           | 700             | 900    | 650 | CS-1                        | G10, T2                  |
| 7        | 45                    | 24                       | NP            | 700             | NP     | NP  | CS-1                        | 56, W10, W12             |
| 8        | 45                    | 25                       | NP            | NP              | 900    | 650 | CS-1                        | G10, T2                  |
| 9        | 47                    | 26                       | 1000          | NP              | NP     | NP  | CS-1                        | G4, G10, S1, T2, W13     |
| 10       | 47                    | 26                       | 1000          | NP              | 1000   | 650 | CS-1                        | G3, G10, G24, S1, T2, W6 |
| 11       | 47                    | 26                       | NP            | NP              | 900    | 650 | CS-1                        | G10, T2                  |
| 12       | 47                    | 26                       | 1000          | NP              | 1000   | 650 | CS-1                        | G10, S1, T2              |
| 13       | 47                    | 26                       | NP            | NP              | 1000   | 650 | CS-1                        | G24, T2, W6              |
| 14       | 47                    | 26                       | NP            | NP              | 1000   | 650 | CS-1                        | G10, T2                  |
| 15       | 47                    | 26                       | NP            | NP              | 1000   | 650 | CS-1                        | G24, T2, W6              |
| 16       | 48                    | 30                       | 900           | NP              | NP     | NP  | CS-2                        | G1, G10, S1, T2          |
| 17       | 48                    | 30                       | 900           | 300 (C, I only) | NP     | NP  | CS-2                        | G10, S1, T2, W12, W13    |
| 18       | 48                    | 30                       | NP            | NP              | 900    | 650 | CS-2                        | G24, T2, W6              |
| 19       | 48                    | 30                       | 750           | NP              | NP     | NP  | CS-2                        | G2, G10, S18, T2, W15    |
| 20       | 48                    | 30                       | 900           | 300 (C, I only) | NP     | NP  | CS-2                        | G10, S1, T2              |
| 21       | 48                    | 30                       | NP            | 700 (SPT)       | 900    | 650 | CS-2                        | G10, T2                  |

**Table 1A**  
**Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII**  
**Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials**  
 (\*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding

| Line No. | -20 to |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |     |     |     |
|----------|--------|------|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|
|          | 100    | 150  | 200  | 250 | 300  | 400  | 500  | 600  | 650  | 700  | 750  | 800 | 850 | 900 |
| 1        | 11.4   | 11.4 | 11.4 | --  | 11.4 | 11.4 | 10.9 | 10.2 | 9.9  | --   | --   | --  | --  | --  |
| 2        | 11.4   | 11.4 | 11.4 | --  | 11.4 | 11.4 | 10.9 | 10.2 | 9.9  | --   | --   | --  | --  | --  |
| 3        | 12.9   | 12.9 | 12.9 | --  | 12.9 | 12.8 | 12.2 | 11.5 | 11.1 | 10.7 | 10.4 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 4        | 12.9   | --   | 12.9 | --  | 12.9 | --   | --   | --   | --   | --   | --   | --  | --  | --  |
| 5        | 12.9   | 12.9 | 12.9 | --  | 12.9 | 12.9 | 12.9 | 12.3 | 11.9 | --   | --   | --  | --  | --  |
| 6        | 12.9   | 12.9 | 12.9 | --  | 12.9 | 12.9 | 12.9 | 12.3 | 11.9 | 11.5 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 7        | 12.9   | --   | 12.9 | --  | 12.9 | 12.9 | 12.9 | 12.3 | 11.9 | 11.5 | --   | --  | --  | --  |
| 8        | 12.9   | 12.9 | 12.9 | --  | 12.9 | 12.9 | 12.9 | 12.8 | 12.4 | 11.9 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 9        | 13.4   | --   | 13.4 | --  | 13.4 | 13.4 | 13.4 | 13.3 | 12.8 | 12.4 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 10       | 11.4   | 11.4 | 11.4 | --  | 11.4 | 11.4 | 11.4 | 11.3 | 10.9 | 10.5 | 9.1  | 7.8 | 6.7 | 5.0 |
| 11       | 13.4   | 13.4 | 13.4 | --  | 13.4 | 13.4 | 13.4 | 13.3 | 12.8 | 12.4 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 12       | 13.4   | 13.4 | 13.4 | --  | 13.4 | 13.4 | 13.4 | 13.3 | 12.8 | 12.4 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 13       | 11.4   | 11.4 | 11.4 | --  | 11.4 | 11.4 | 11.4 | 11.3 | 10.9 | 10.5 | 9.1  | 7.8 | 6.7 | 5.0 |
| 14       | 13.4   | 13.4 | 13.4 | --  | 13.4 | 13.4 | 13.4 | 13.3 | 12.8 | 12.4 | 10.7 | 9.2 | 7.9 | 5.9 |
| 15       | 11.4   | 11.4 | 11.4 | --  | 11.4 | 11.4 | 11.4 | 11.3 | 10.9 | 10.5 | 9.1  | 7.8 | 6.7 | 5.0 |
| 16       | 11.7   | --   | 11.7 | --  | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 10.6 | 9.1  | 7.7 | 6.7 | 4.7 |
| 17       | 13.7   | --   | 13.7 | --  | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 12.5 | 10.7 | 9.0 | 7.1 | 5.0 |
| 18       | 11.7   | 11.7 | 11.7 | --  | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 11.7 | 10.6 | 9.1  | 7.9 | 6.7 | 5.5 |
| 19       | 8.2    | --   | 8.2  | --  | 8.2  | 8.2  | 8.2  | 8.2  | 8.2  | 7.5  | 6.4  | --  | --  | --  |
| 20       | 13.7   | --   | 13.7 | --  | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 12.5 | 10.7 | 9.0 | 7.1 | 5.0 |
| 21       | 13.7   | 13.7 | 13.7 | --  | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 13.7 | 12.5 | 10.7 | 9.3 | 7.9 | 6.5 |

www.bdigital.ula.ve

# ALUMINIO 6061

**A12 APPENDIX B Typical Properties of Selected Materials Used in Engineering<sup>1,2</sup>**  
(U.S. Customary Units)

| Material                | Specific Weight, lb/in <sup>3</sup> | Ultimate Strength |                               |            | Yield Strength <sup>3</sup> |            | Modulus of Elasticity, 10 <sup>6</sup> psi | Modulus of Rigidity, 10 <sup>6</sup> psi | Coefficient of Thermal Expansion, 10 <sup>-6</sup> /°F | Ductility, Percent Elongation in 2 in. |
|-------------------------|-------------------------------------|-------------------|-------------------------------|------------|-----------------------------|------------|--|--|--|--|
|                         |                                     | Tension, ksi      | Compression, <sup>2</sup> ksi | Shear, ksi | Tension, ksi                | Shear, ksi |  |  |  |  |
| <b>Steel</b>            |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| Structural (ASTM A36)   | 0.284                               | 58                |                               |            | 36                          | 21         | 29   | 11.2                                     | 6.5  | 21                                     |
| High strength-low alloy |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| ASTM-A700 Grade 50      | 0.284                               | 65                |                               |            | 50                          |            | 29   | 11.2                                     | 6.5  | 21                                     |
| ASTM-A913 Grade 65      | 0.284                               | 80                |                               |            | 65                          |            | 29   | 11.2                                     | 6.5  | 17                                     |
| ASTM-A992 Grade 50      | 0.284                               | 65                |                               |            | 50                          |            | 29   | 11.2                                     | 6.5  | 21                                     |
| Quenched & tempered     |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| ASTM-A709 Grade 100     | 0.284                               | 110               |                               |            | 100                         |            | 29   | 11.2                                     | 6.5  | 18                                     |
| Stainless, AISI 302     |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| Cold-rolled             | 0.296                               | 125               |                               |            | 75                          |            | 28   | 10.8                                     | 9.6  | 12                                     |
| Annealed                | 0.286                               | 95                |                               |            | 38                          | 22         | 28   | 10.8                                     | 9.6  | 30                                     |
| Reinforcing Steel       |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| Medium strength         | 0.283                               | 70                |                               |            | 40                          |            | 29   | 11                                       | 6.5  |  |
| High strength           | 0.283                               | 90                |                               |            | 60                          |            | 29   | 11                                       | 6.5  |  |
| <b>Cast Iron</b>        |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| Gray Cast Iron          |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| 4.5% C, ASTM A-48       | 0.260                               | 25                | 95                            | 35         |                             |            | 10   | 4.1                                      | 6.7  | 0.5                                    |
| Malleable Cast Iron     |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| 2% C, 1% Sn, ASTM A-47  | 0.264                               | 50                | 90                            | 48         | 33                          |            | 24   | 9.3                                      | 6.7  | 10                                     |
| <b>Aluminum</b>         |                                     |                   |                               |            |                             |            |  |  |  |  |
| Alloy 1100-H14 (99% Al) | 0.098                               | 16                |                               | 10         | 14                          | 8          | 10.1                                       | 3.7                                      | 13.1   | 9                                      |
| Alloy 2014-T6           | 0.101                               | 66                |                               | 40         | 58                          | 33         | 10.0                                       | 3.0                                      | 12.8   | 13                                     |
| Alloy 2024-T4           | 0.101                               | 68                |                               | 41         | 47                          |            | 10.0                                       |  | 12.9   | 19                                     |
| Alloy 5456-H116         | 0.105                               | 46                |                               | 27         | 33                          | 19         | 10.4                                       |  | 13.3   | 16                                     |
| Alloy 6061-T6           | 0.108                               | 38                |                               | 24         | 35                          | 20         | 10.1                                       | 3.7                                      | 13.1   | 17                                     |
| Alloy 7075-T6           | 0.101                               | 83                |                               | 48         | 73                          |            | 10.4                                       | 4  | 13.1   | 11                                     |

**TABLE 3.37†**  
**PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS FOR NON-FERROUS WROUGHT FLANGES**  
Maximum Non-Shock Service Pressure, psi

| Service Temp., °F | Aluminum Alloy ASTM B247, 3003-O |              | Aluminum Alloy ASTM B247, 6061-T6† |              | Nickel, Annealed ASTM B160 |              | Hastelloy B ASME Code Case 1173 |              |
|-------------------|----------------------------------|--------------|------------------------------------|--------------|----------------------------|--------------|---------------------------------|--------------|
|                   | 150 lb Class                     | 300 lb Class | 150 lb Class                       | 300 lb Class | 150 lb Class               | 300 lb Class | 150 lb Class                    | 300 lb Class |
| 100               | 40                               | 105          | 275                                | 720          | 120                        | 310          | 330*                            | 910*         |
| 150               | 40                               | 100          | 270*                               | 710          | 120                        | 310          | 345*                            | 900*         |
| 200               | 35                               | 95           | 265*                               | 700          | 120                        | 310          | 335*                            | 880*         |
| 250               | 35                               | 93           | 260*                               | 675          | 120                        | 310          | 330*                            | 865*         |
| 300               | 35                               | 85           | 215*                               | 565          | 120                        | 310          | 320*                            | 845*         |
| 350               | 30                               | 80           | 155                                | 410          | 120                        | 310          | 315*                            | 825*         |
| 400               | 25                               | 60           | 100                                | 265          | 120                        | 310          | 305*                            | 800*         |
| 450               | ...                              | ...          | ...                                | ...          | 120                        | 310          | 295*                            | 770*         |
| 500               | ...                              | ...          | ...                                | ...          | 120                        | 310          | 285*                            | 745*         |
| 550               | ...                              | ...          | ...                                | ...          | 120                        | 310          | 290*                            | 725*         |
| 600               | ...                              | ...          | ...                                | ...          | 120                        | 310          | 275*                            | 715*         |
| 650               | ...                              | ...          | ...                                | ...          | ...                        | ...          | 265*                            | 700*         |

† Slip-on flanges of 6061-T6 material are rated at two-thirds of the values shown because of the annealing effect of welding on 6061-T6 aluminum.

## ACERO AISI 1045 590 QT

|                           |          |
|---------------------------|----------|
| Resistencia a la Tracción | 2239 MPa |
| Resistencia a la Fluencia | 1860 MPa |
| Módulo de Young           | 207 GPa  |
| Razón de Poisson          | 0,33     |

## ANEXO 2. CATÁLOGOS DE BANCOS DE PRUEBAS USADOS EN BENCHMARKING

Metrus Valve Test Bench 20/200

**METRUS**  
Valve Test Bench Excellence

**SVM 20/200**  
**SVM 20/400**



### Datenblatt

Mobiler Prüfstand zur Sicherheitsventilprüfung

### Grundausstattung

- Spannbereich: DN15-DN400 1/2"-16"  
alternativ: DN15-DN200 1/2"-8"
- Spannkraft: 20 to
- Aufspannung: Manuelles Schnellspannsystem mit Autonivellierung, wartungsfrei
- Prüfmedium: Gas/Luft (externe Versorgung)
- Drucksystem: PN600 bar Edelstahl
- Steuersäule aus Edelstahl
- Blasenzähler und Gummistopfen bis DN 100
- Manometerschnellverschraubung für werkzeugfreien Manometerwechsel (2x)
- METRUS Präzisionsventiltechnik

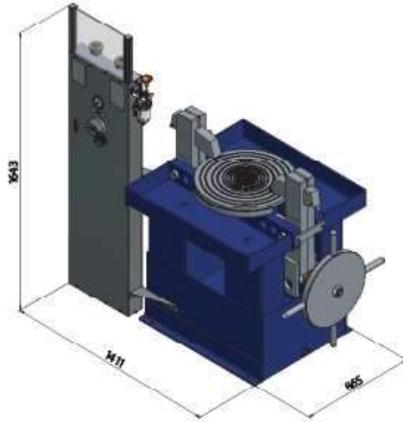
### Specifications

Mobile test bench for safety valves

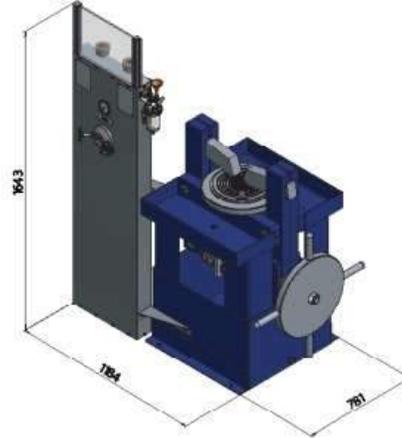
### Basic features

- Clamping range: DN15-DN400 1/2"-16"  
alternatively: DN15-DN200 1/2"-8"
- Clamping force: 20 to
- Way of clamping: manual fast clamping system with auto evening, maintenance free
- Test fluid: Gas/air (external supply)
- Pressure piping: PN600 bar stainless steel
- Stainless steel control panel
- Bubble counter + rubber plugs up to DN 100
- Gauge quick connection for tool free change of gauges
- METRUS Precision valves

SVM 20/400 DN15-DN400 1/2"-16"



SVM 20/200 DN15-DN200 1/2"-8"



Max. Prüfdruck    Max. Test Pressure

| Flansch<br>Flange |        | Max. Prüfdruck [bar]<br>Max. test pressure [bar] |            |
|-------------------|--------|--|------------|
| [mm]              | [inch] | SVM 20/200                                       | SVM 20/400 |
| DN 25             | 1"     | 600  | 600        |
| DN 40             | 1.5"   | 470  | 470        |
| DN 50             | 2"     | 400  | 400        |
| DN 65             | 2.5"   | 360  | 360        |
| DN 80             | 3"     | 250  | 250        |
| DN 100            | 4"     | 180  | 180        |
| DN 125            | 5"     | 120  | 120        |
| DN 150            | 6"     | 88   | 88         |
| DN 200            | 8"     | 50   | 50         |
| DN 250            | 10"    | -  | 28         |
| DN 300            | 12"    | -  | 24         |
| DN 350            | 14"    | -  | 16         |
| DN 400            | 16"    | -  | 14         |



**Modelo TSHV S**

Banco de pruebas portátil para válvulas de control y válvulas de cierre  
 Posición de la válvula en el sistema de anclaje: vertical, horizontal e inclinada  
 Sistemas de anclaje disponibles 30, 55, 80 toneladas de fuerza  
 Diámetro de válvulas desde DN 10 hasta DN 500 (3/8" a 20")  
 Medios de prueba agua, aire comprimido, nitrógeno  
 Presiones de prueba (según modelo y medio de prueba). Disponibles otras presiones bajo pedido:  
 • Agua: 0-690 bares  
 • Nitrógeno 0-680 bares  
 • Aire comprimido 0-400 bares  
 Tipos de prueba: fugas en el cuerpo, husillo y asiento.

www.digitalula.ve

| Modelo:   | Rango de trabajo: |                     |          |
|-----------|-------------------|---------------------|----------|
| TSHV 30-S | 3t                | 15-250 mm           | 1.5°-40° |
| TSHV 55-S | 5t                | 15-250, 300 mm      | 3.5°-30° |
| TSHV 80-S | 8t                | 25-250, 400, 500 mm | 1°-20°   |



Sistema de soporte TSHV 30-S con válvula en posición horizontal

**Unigrind**

la configuración estándar incluye: sistema hidráulico de anclaje rápido de válvulas basculante mediante platos que sujetan la válvula por las dos bridas, circuito de pruebas hidrostáticas, circuito de pruebas con aire comprimido y nitrógeno, contador de burbujas, sistema de filtrado y pre-llenado (para pruebas con agua).  
 Opciones: sistema de adquisición de datos, caudalímetros, contador de burbujas digital, sistemas de fijación con control automático de la fuerza, equipos con 2 unidades de anclaje para ampliar el rango de trabajo. Posibilidad de configuración según especificación del cliente.



Sistema de soporte TSHV 30-S



Unigrind TSHV 80-S



Sistema de soporte TSHV 30-S con válvula en posición inclinada

## VYC Industrial Test Bench Safety Valves Model VC-40-VYC



www.vycindustrial.com  
Avenç del Daví, 22 Pol. Ind. Can Petit 08227 TERRASSA (Barcelona) SPAIN  
+34 93 735 76 90 +34 93 735 81 35 119 info@vycindustrial.com

### 2.- Description and characteristics of the portable test bench VC40-VYC.

|                             |   |
|-----------------------------|---|
| Fastening method:           | By two manual flanges.  |
| Maximum clamping size:      | DN 125 / 5"   |
| Fluid allowed test:         | Air / Nitrogen  |
| Pressure regulating valve:  | 1.6-276 bar / 23-4000 PSI   |
| Needle valve:               | PN 250 bar / 3625 PSI   |
| Maximum allowable pressure: | 200 bar / 2900 PSI  |
| Pressure gauges:            | 0-250 bar / 3625 PSI cl 1.6<br>0-16 bar / 232 PSI cl 0.5<br>0-160 bar / 2320 PSI cl 0.5 |
| Weight:                     | 120 Kg  |

The dimensions of the test bench VC-40-VYC are: 100x75x140 cm



The test is designed to test the safety valves with flanges up to a nominal diameter of DN 125/5".