

**DESARROLLO DE SOFTWARE EN ENTORNO MATLAB PARA LA
APLICACIÓN DE BOND GRAPH EN LA SIMULACIÓN DE TRANSMISIONES
HIDROSTÁTICAS**

**JHON JAIRO AGUILLON NIÑO
RAUL ANTONIO CORREDOR BAEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2014**

**DESARROLLO DE SOFTWARE EN ENTORNO MATLAB PARA LA
APLICACIÓN DE BOND GRAPH EN LA SIMULACIÓN DE TRANSMISIONES
HIDROSTÁTICAS**

**JHON JAIRO AGUILLON NIÑO
RAUL ANTONIO CORREDOR BAEZ**

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico.**

**Director
CARLOS BORRAS PINILLA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2014**

DEDICATORIA

Primero que todo a Dios por ser la guía espiritual, fuente de vida, salud y fortaleza y quien siempre ha alumbrado este camino, y ha enviado a personas maravillosas para apoyarme en este proceso.

A mis padres Jairo Aguillon Niño y Ana Soraida Niño, quienes con su amor, sabiduría comprensión, guía, ejemplo, y apoyo incondicional, fueron parte importante de este logro y felicidad que me embarga en este momento.

A mis hermanos Fredy Yesid y David Fernando Aguillon Niño, quienes con su amistad, compañía, cariño y apoyo se convirtieron en parte importante de este logro.

A todos mis familiares (abuelos, tíos, primos, padrinos) que con su calidez humana y ayuda moral me dieron las fuerzas necesarias para levantarme cada día y afrontar los retos de este camino de aprendizaje.

A De igual manera a mis amigos y compañeros con los que día a día compartí y conocí, de los cuales me llevo muy gratos recuerdos especialmente a mis amigos de la “Plagueta” Karen Astrid, Ivonne Maria, Eduard Yesid, Arley Coy, Andrey Mauricio, Miguel Angel y a mi compañero de proyecto Raul Antonio, con los cuales más que una amistad fuimos una familia.

Y a mi novia Ana María Cruz quien siempre estuvo ahí, apoyándome, brindándome amor, calidez, ternura, apoyo y amistad.

JHON JAIRO AGUILLON NIÑO

DEDICATORIA

Primero que todo quiero agradecer a Dios por regalarme la salud y la sabiduría para afrontar cada uno de los retos durante la carrera.

A mi abuela (Q.E.P.D.) por ser el mejor ejemplo de nobleza y humildad, y una de las personas que más voz de aliento me dio mientras estuvo en esta vida, espero que donde quiera que Dios la tenga este feliz por mi logro.

A mis padres Antonio Corredor y Mercedes Báez por todo su esfuerzo, sacrificio y cariño incondicional que me brindaron durante todo mi proceso de formación

A mis hermanos Lauren, Yader y Dany porque con su ejemplo, consejos y colaboración se convirtieron en un gran apoyo y junto con mis sobrinos Santiago, Tomas y Esteban fueron un motor para alcanzar mis logros.

A mi novia por su ternura comprensión y por creer siempre en mí.

A mi compañero Jhon Jairo Aguillon Niño por toda su paciencia esfuerzo y amistad brindada durante este largo camino que recorrimos juntos.

A mis tíos tías primos y abuelo por su poyo y compañía en momentos difíciles.

A mis padrinos por su colaboración y apoyo incondicional.

A mis amigos Cerinزانos por su compañía y tiempo de esparcimiento.

Y finalmente a mis amigos de la plaguita por todos los momentos vividos su apoyo y amistad incondicional durante la experiencia de estar en la universidad.

RAUL ANTONIO CORREDOR BAÈZ

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Ph.D. Carlos Borrás Pinilla director del proyecto, por la confianza depositada en nosotros, dedicación y compromiso con el desarrollo de este proyecto.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por ser nuestros mentores en el proceso de formación como ingenieros.

A los ingenieros Henry Arguello, Henry Suarez, Eduard Chacón, Omar Gelvez por su valiosa colaboración durante el desarrollo de este proyecto.

A todas las personas que de una u otra manera tuvieron participación en desarrollo de este proyecto.

CONTENIDO

INTRODUCCION	22
1. HIDROTRANSMISIONES.....	24
1.1 PARTES DE UNA HIDROTRANSMISIÓN.....	25
1.1.1 Bombas hidráulicas:.....	25
1.1.1.1 Características principales de las bombas.....	25
1.1.1.2 Clasificación de las bombas.....	27
1.1.2 Motores hidráulicos.....	41
1.1.2.1 Características nominales de los motores	42
1.1.2.2 Clasificación de los motores	43
1.1.3 Cilindros hidráulicos.....	47
1.1.4 Válvulas	47
1.1.4.1 Válvulas direccionales.....	48
1.1.4.2 Válvulas controladoras de presión	49
1.1.4.3 Válvulas reguladoras de caudal	54
1.2 CLASIFICACION DE LAS HIDROTRANSMISIONES.....	58
1.2.1 Transmisión Hidrostática Motor Fijo- Bomba Fija.	58
1.2.2 Transmisión Hidrostática Bomba Variable - Motor Fijo.	59
1.2.3 Transmisión Hidrostática Bomba Fija - Motor Variable.	62
1.2.4 Transmisión Hidrostática Bomba Variable - Motor Variable.....	62
2. TECNICA BOND GRAPH.....	64
2.1 INTRODUCCION AL BOND GRAPH.....	64
2.2 FUNDAMENTOS TEORICOS DEL BOND GRAPH.....	65
2.1.1 Sistema	65
2.1.2 Subsistema	65
2.1.3 Modelo	65
2.1.4 Elementos	65

2.1.5 Puerto	66
2.1.6 Potencia	66
2.1.7 Energía y variables de energía	66
2.3 ELEMENTOS BASICOS DEL BOND GRAPH.....	66
2.3.1 Elementos activos de un puerto (orígenes).....	67
2.3.2 Elementos pasivos de un puerto.....	69
2.3.2.1 Resistor (R).....	69
2.3.2.2 Capacitor (C).....	71
2.3.2.3 Inductor (I).....	73
2.3.3 Uniones multipuertos	75
2.3.3.1 Unión Uno (1).....	75
2.3.3.2 Unión cero (0)	76
2.3.4 Elementos ideales de dos puertos	78
2.3.4.1 Transformadores.....	78
2.4 CONSTRUCCIÓN DE MODELOS DINAMICOS CON BOND GRAPH.....	80
2.4.2 Construcción de un modelo mecánico	80
2.5 CAUSALIDAD	83
2.5.1 Procedimiento de asignación de causalidad en modelos Bond Graph	88
2.6 ECUACIONES DE ESTADO EN BOND GRAPH.....	90
2.6.1 Clasificación.....	90
2.6.2 Organización de las ecuaciones de estado.....	91
2.6.2.1 Sistemas con elementos almacenadores independientes	91
2.6.3 Ecuaciones de salida	97
2.7 IMPLEMENTACION COMPUTACIONAL DEL METODO BOND GRAPH.....	98
2.7.1 Cuatro grupos en un modelo Bond Graph	98
2.7.1.1 Sistemas lineales con coeficientes constantes	99
2.7.2 IMPLEMENTACIÓN COMPUTACIONAL.....	108
2.8 METODO BOND GRAPH APLICADO A LOS SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA	110
2.8.1 Resistencia en potencia fluida	110
2.8.2 Capacitancia en potencia fluida	113

2.8.3 Inercia en Potencia Fluida.....	118
2.8.4 Modelación de una línea fluida	119
2.8.4 Orígenes de presión y flujo	120
2.8.5 Transformadores de Potencia.....	123
2.8.6 Procedimiento para la construcción de modelos de Bond Graph en sistemas de potencia fluida.....	127
2.9 MODELACION DE SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA POR EL METODO BOND GRAPH.....	128
2.9.1 Válvulas direccionales	129
2.9.1.1 Válvula antiretorno	129
2.9.1.2 Válvula Direccional	130
2.9.2 Válvulas de seguridad.....	131
2.9.2.1 Tipo simple.....	131
2.9.2.2 Válvula de seguridad compuesta	132
2.9.2.3 Válvulas tipo R	133
2.9.3 Válvulas reductoras de presión.....	133
2.9.3.1 Válvula Reductora de Acción Directa.....	133
2.9.3.2 Válvula Reductora de Presión Pilotada.....	134
2.9.4 Válvulas reguladoras de caudal.....	134
2.9.4.1 Válvula Reguladora de Caudal No Compensada.....	134
2.9.4.2 Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Derivación	135
2.9.4.3 Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Presión.....	135
2.9.5 CILINDROS HIDRAULICOS	136
2.9.6 BOMBAS Y MOTORES HIDRAULICOS.....	136
3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL.....	139
3.1 PRESENTACIÓN Y USO DEL SOFTWARE	139
3.1.1 Presentación.....	139
3.1.2 Uso.	140
3.1.2.1 Descripción del Bond Graph	140
4. ANALISIS DE RESULTADOS.....	148
4.1 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – CILINDRO HIDRAULICO	148
4.2 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – MOTOR FIJO	154

4.3 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – ACTUADOR	157
4.2 HIDROTRANSMISION BOMBA VARIABLE – MOTORES FIJOS	160
5. CONCLUSIONES	165
6. RECOMENDACIONES	167
BIBLIOGRAFIA	168
ANEXOS	16561

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Bomba de engranajes.....	28
Figura 2. Bomba de engranajes externos	28
Figura 3. Bomba de engranajes internos	29
Figura 4. Bomba georotor	30
Figura 5. Bomba de paletas	30
Figura 6. Bomba de paletas con excentricidad	31
Figura 7. Partes de una bomba de pistones	32
Figura 8. Bomba de pistones radiales.....	33
Figura 9. Bomba de pistones axiales	34
Figura 10. Bomba de pistones axiales en línea	34
Figura 11. Bomba de pistones axiales de ejes quebrados.....	35
Figura 12. Bomba de paletas variable mando directo	36
Figura 13. Bomba de pistones axiales de desplazamiento variable.....	38
Figura 14. Tipos de cilindros	47
Figura 15. Válvula antirretorno con conexiones roscadas	48
Figura 16. Tipos de válvulas direccionales	49
Figura 17. Tipos de centros en válvulas de tres posiciones.....	49
Figura 18. Válvula de seguridad simple	50
Figura 19. Válvula de seguridad compuesta	51
Figura 20. Válvula reductora de presión directa.....	52
Figura 21. Válvula reductora pilotada	52
Figura 22. a) Válvula R b) Válvula RC con antirretorno incorporada	53
Figura 23. Diferentes configuraciones válvula R y RC	54
Figura 24. Regulador de caudal no compensado	55
Figura 25. Válvula reguladora de caudal compensada por derivación.....	55
Figura 26. Válvula reguladora de caudal compensada por presión	56
Figura 27. Tipos de acumulador	57
Figura 28. Comportamiento y símbolo de una hidrotransmisión bomba fija motor fijo.....	59
Figura 29. Curvas de funcionamiento y símbolo de una hidrotransmisión bomba variable motor fijo	59
Figura 30. Circuito cerrado reversible incluye bomba reversible y de prellenado. ..	60
Figura 31. Hidrotransmisión de bomba variable compensada por presión y motor fijo (torque constante).....	61
Figura 32. Hidrotransmisión de bomba variable con compensador de potencia y motor fijo (potencia constante)	61
Figura 33. Hidrotransmisión bomba fija motor variable	62
Figura 34. Curvas de desempeño de la hidrotransmisión bomba variable-motor variable.....	63

Figura 35. Representación de un enlace	64
Figura 36. Diagrama de los elementos de Bond Graph	67
Figura 37. Representación de los puertos de entrada	68
Figura 38. Ejemplos de orígenes de esfuerzo constante	68
Figura 39. Ejemplos de orígenes de flujo constante	69
Figura 40. Amortiguadores	70
Figura 41. Resistencia eléctrica	70
Figura 42. Elemento mecánico capacitivo (resorte)	71
<i>Figura 43. Grafica esfuerzo vs desplazamiento elemento capacitivo</i>	<i>72</i>
Figura 44. Elemento capacitor en sistemas eléctricos	72
Figura 45. Elemento inductor sistema mecánico	73
Figura 46. Elemento inductor en sistemas eléctricos (Inductancias)	74
Figura 47. Tetraedro de estado.....	74
Figura 48. Unión uno	75
Figura 49. Elemento traslacional y su Bond Graph.....	76
Figura 50. Unión cero.	76
Figura 51. Sistema mecánico.....	77
Figura 52. Transformador mecánico.	79
Figura 53. Representación de un sistema mecánico	80
Figura 54. Primer paso en la construcción de un Bond Graph.	81
Figura 55. Segundo pasó en la construcción de un Bond Graph.....	81
Figura 56. Cuarto y quinto pasó en la construcción de un Bond Graph.....	82
Figura 57. Tercer y sexto pasó en la construcción de un Bond Graph.	82
Figura 58. Simplificación de uniones	83
Figura 59. Uniones no simplificables	83
Figura 60. Séptimo pasó en la construcción de un Bond Graph.....	83
Figura 61. Efecto de aplicar una fuerza sobre un cuerpo	84
Figura 62. Causalidad en Bond Graph.....	84
Figura 63. Opciones de causalidad.....	85
Figura 64. Causalidad elementos de origen	86
Figura 65. Causalidad elementos de transformadores y giradores.....	86
Figura 66. Causalidad elementos de unión cero y uno	87
Figura 67. Modelo de causalidad elementos de unión cero y uno	87
Figura 68. Causalidad elementos almacenadores I y C.....	88
Figura 69. Procedimiento de asignación causal.....	89
Figura 70. Procedimiento de asignación causal.....	90
Figura 71. Sistema con elementos de almacenaje independiente	92
Figura 72. Los cuatro campos de un modelo Bond Graph.....	98
Figura 73. Vectores asociados a los campos de Bond Graph	99
Figura 74. Sistema hidráulico	101
Figura 75. Modelo Bond Graph del sistema hidráulico	101

Figura 76. Relación causal enlaces	105
Figura 77. Enlace no relación causalmente	105
Figura 78. Análisis signos del flujo de potencia	106
Figura 79. Casos de resistencia en potencia fluida.....	111
Figura 80. Casos de capacitores en potencia fluida	113
Figura 81. Acumulador y su Bond Graph.....	117
Figura 82. Segmento de tubería para el análisis de efectos inerciales	118
Figura 83. Modelos Bond Graph de segmentos de línea.....	120
Figura 84. Bomba de pistones.	122
Figura 85. Pistones.....	124
Figura 86. Desarrollo de modelos de bomba y motor de desplazamiento positivo.	125
Figura 87. Bond Graph válvula antiretorno	129
Figura 88. Bond Graph modelo de compresibilidad válvula anti retorno.....	130
Figura 89. Bond Graph válvula direccional	130
Figura 90. Esquema válvula de cuatro vías dos posiciones centro tándem.....	130
Figura 91. Bond Graph básico de válvula de seguridad simple abierta.	131
Figura 92. Bond Graph para válvula de seguridad cerrada.	132
Figura 93. Bond Graph para válvula de seguridad abierta.....	132
Figura 94. Bond Graph para válvula tipo R.....	133
Figura 95. Bond Graph Válvula Reductora de Acción Directa	133
Figura 96. Bond Graph para Válvula Reductora de Presión Pilotada.	134
Figura 97. Modelo en Bond Graph de una válvula reguladora de caudal no compensada.....	134
Figura 98. Modelo básico para una válvula reguladora de caudal compensada por derivación.....	135
Figura 99. Bond Graph para la válvula reguladora de caudal compensada por presión.....	136
Figura 100. Bond Graph cilindros	136
Figura 101. Bond Graph bomba variable	137
Figura 102. Bond Graph motor variable	138
Figura 103. Pantalla de presentación del software	140
Figura 104. Interfaz Descripción del Bond Graph	141
Figura 105. Interfaz de Orígenes de Bond Graph.....	142
Figura 106. Interfaz de datos para flujo constante	142
Figura 107. Interfaz Uniones.....	143
Figura 108. Interfaz de datos para unión 1	143
Figura 109. Interfaz tabla unión 1	144
Figura 110. Interfaz para los elementos.....	144
Figura 111. Interfaz de Transformadores.....	145
Figura 112. Interfaz de Resumen.....	146

Figura 113. Interfaz de condiciones iniciales	146
Figura 114. Interfaz para graficar la variables de estado	147
Figura 115. Bomba fija - actuador lineal	148
Figura 116. Bond Graph bomba fija - actuador lineal.....	149
Figura 117. Bomba fija - motor fijo	154
Figura 118. Bond Graph bomba fija - motor fijo	154
Figura 119. Hidrotransmision bomba fija - actuador	157
Figura 120. Bond Graph Bomba fija - actuador.....	158
Figura 121. Bomba variable - motor fijo	161
Figura 122. Bond Graph bomba variable - motor fijo	161

LISTA DE GRÁFICAS

Grafica 1. Presión Vs relación de flujo de resortes de 1000 psi y 1500psi en una bomba de paletas variable compensada	37
Grafica 2. Curva de desempeño del compensador para bomba variable de pistones axiales.....	39
Grafica 3. Potencia de consumo Vs presión del compensador para una bomba de desplazamiento variable compensada	40
Grafica 4. Caudal vs presión para control de potencia constante	41
Grafica 5. Curva de desempeño (torque vs rpm) para un motor de engranajes externos Dinamic duo.....	44
Grafica 6. Eficiencia de un motor de paletas balanceado de alta velocidad	44
Grafica 7. Desempeño de un motor radial de pistones	45
Grafica 8. Curva de eficiencia típica de un motor de pistones en línea hydraulics & motor.....	45
Grafica 9. Eficiencia de un de pistones en Angulo (volvo hydraulics)	46
Grafica 10. Comportamiento de Presión vs tiempo.....	149
Grafica 11. Comportamiento de Velocidad vs tiempo	150
Grafica 12. Comportamiento 1 Presión y velocidad	151
Grafica 13. Comportamiento 2 Presión y velocidad	151
Grafica 14. Comportamiento 3 Presión y velocidad	152
Grafica 15. Comportamiento 4 Presión y velocidad	153
Grafica 16. Comportamiento 5 Presión y velocidad	153
Grafica 17. Comportamiento velocidad vs tiempo.....	156
<i>Grafica 18.</i> Comportamiento presión vs tiempo	156
<i>Grafica 19.</i> Comportamiento velocidad vs tiempo.....	159
<i>Grafica 20.</i> Comportamiento presión vs tiempo	159
<i>Grafica 21.</i> Comportamiento 1 velocidad y presión	163
<i>Grafica 22.</i> Comportamiento 2 velocidad y presión	164
Grafica 23. Comportamiento 3 velocidad vs tiempo.....	164

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características generales de los cuatro tipos HST	63
Tabla 2. Variables de esfuerzo y flujo en los principales campos de energía	65
Tabla 3. Posibilidades causales para los elementos de un Bond Graph	85
Tabla 4. Clasificación de las ecuaciones de estado	91
Tabla 5. Asignación de signos para elementos de la matriz S	106
Tabla 6. Variables de los sistemas de potencia	110
Tabla 7. Valores del módulo de compresibilidad para aceite y agua	115
Tabla 8. Posibles situaciones para elementos de un puerto en Potencia fluida. .	122
Tabla 10. Datos ejemplo 1	149
Tabla 11. Datos ejemplo 2	155
Tabla 12. Datos ejemplo 2	158

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Manual de usuario	63
Anexo B. Analisis de resultados.....	65
Anexo C. Modelos bond graph ampliados de sistemas de potencia fluida	85

RESUMEN

TITULO: DESARROLLO DE SOFTWARE EN ENTORNO MATLAB PARA LA APLICACIÓN DE BOND GRAPH EN LA SIMULACIÓN DE TRANSMISIONES HIDROSTÁTICAS'

AUTORES: JHON JAIRO AGUILLON NIÑO
RAUL ANTONIO CORREDOR BAEZ''

Palabras Claves: Bond Graph, Hidrotransmisiones, Herramienta computacional, sistemas dinámicos, simulación.

Las hidrotransmisiones son ampliamente usadas en la industria por sus marcadas ventajas con respecto a otros sistemas, por tal razón se hace indispensable una herramienta computacional que permita un análisis previo de su funcionamiento.

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander (UIS), con una herramienta computacional (software) que facilite la enseñanza y aprendizaje de los conceptos fundamentales de las hidrotransmisiones en la materia de potencia fluida.

En el desarrollo de este proyecto se usó la técnica Bond Graph, que usa un método moderno en la simulación de sistemas dinámicos, sus grandes ventajas incluyen la realización de modelos sencillos, muy aproximados a la realidad, y su practicidad en la implementación computacional.

El resultado es un software que facilita el análisis de todo tipo de sistemas dinámicos, especialmente hidrotransmisiones, de forma organizada, que guía al usuario en cada uno de los pasos que se deben seguir; también cuenta con la información pertinente para entender cada uno de los parámetros y secuencias presentes en el.

El software desarrollado realiza el análisis mediante graficas de funcionamiento de cada uno de los elementos almacenadores de energía presentes en la hidrotransmisión con respecto al tiempo.

' Proyecto de grado

'' Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Ing. Carlos Borrás

ABSTRACT

TITLE: DEVELOPMENT OF A SOFTWARE APPLICATION BASED ON BOND GRAPH FOR THE SIMULATION OF HYDROSTATIC TRANSMISSIONS USING MATLAB'

AUTHORS: JHON JAIRO AGUILLON NIÑO
RAUL ANTONIO CORREDOR BAEZ''

Key words: Bond Graph, Computational tool, Dynamic systems, Hydrostatic transmissions, Simulation.

Hydrostatic transmissions are widely used for their remarkable advantages against other systems. For this reason, it becomes indispensable to create a computational tool that can analyze their behavior prior to functioning.

The objective of this thesis is to provide a computational tool for the school of mechanical engineering at the Universidad Industrial de Santander that allows the learning of the fundamental basis of hydrostatic transmissions.

The development of this thesis is based on the bond graph technique, a modern method for the simulation of dynamic systems which can create simple models with great precision and at the same time can be implemented in a computational algorithm.

The result is a software application which can analyze all kinds of dynamic systems, especially hydrostatic transmissions, in an organized, user-guided way. The software also has the necessary information to understand each one of the parameters included in it.

The developed software does the analysis by using graphics that show the behavior over time of each one of the energy storage elements incorporated in the hydrostatic transmission.

' Graduation Project

'' Faculty of Physics-Mechanic Engineerings. School of Mechanic Engineering. Director Ing. Carlos Borrás

INTRODUCCION

El desarrollo industrial de Colombia ha experimentado un importante crecimiento en tecnología e investigación, especialmente el sector asociado a la hidráulica, en este cabe destacar las hidrotransmisiones como un fuerte en la economía de cada empresa. Las hidrotransmisiones pueden contar con un gran número de elementos hidráulicos, esto depende de su aplicación, así que en el mercado actual podemos encontrar un sin fin de ellas, pero sin saber si realmente cumple con los requerimientos que se desean.

Por esto y aprovechando el avance tecnológico de la computación, se nos ha permitido generar grandes desarrollos en todos los campos del conocimiento y en las diferentes áreas de la industria, desarrollando un sin número de paquetes computacionales que permiten estimar y analizar el funcionamiento de una hidrotransmisión a través del tiempo, controlando las variables que se consideran importantes en el desempeño del sistema completo. Con estos software se evitan pérdidas tanto económicas como de tiempo, contribuyendo al progreso de la industria.

Se ha desarrollado el presente trabajo de grado para generar mayor versatilidad en la enseñanza y aprendizaje de materias como sistemas dinámicos y primordialmente potencia fluida, acercando al estudiante a una herramienta que le ayude a comprender y enfocarse en un ambiente más ingenieril en el desarrollo de problemas en las áreas mencionadas.

Este software para la simulación de hidrotransmisiones a través del método Bond Graph, es una herramienta ágil, de fácil manejo, la cual permite al usuario avanzar sin ningún contratiempo, ya que contiene ayudas en cada una de sus ventanas, además de un manual de usuario con explicación completa para manejar adecuadamente y sacar el mejor provecho al programa buscando resultados óptimos. Hay que tener en cuenta que se necesitan conocimientos básicos de Bond Graph, por lo que se da con anterioridad las bases del tema.

El capítulo 1, presenta todo sobre la hidrotransmisiones, sus elementos, conceptos básicos de funcionamiento, y los tipos HST que se usan.

En el capítulo 2, encontramos todos los conceptos fundamentales del Bond Graph, como se construye, como se implementa computacionalmente, todo esto inicialmente en forma general y posteriormente enfocado a sistemas de potencia fluida.

El capítulo 3, detalla la herramienta computacional desarrollada, sus principales características y ventajas al igual que un procedimiento básico para su correcto uso.

El capítulo 4, encontramos ejemplos aplicativos del programa con análisis.

1. HIDROTRANSMISIONES

Las hidrotransmisiones tienen la función de convertir la energía hidráulica en energía mecánica de una manera eficiente y confiable siempre que se realice un trabajo. Durante la realización de este trabajo hidráulico ocurren una serie de procesos que conllevan al completo funcionamiento de estos sistemas siendo su principio de operación simple: una bomba, conectada con el motor primario, genera flujo para conducir un motor oleohidráulico, el cual está conectado a la carga. Si el desplazamiento de la bomba y el motor son fijos, la transmisión hidrostática actúa como una caja de cambios para transmitir potencia desde el motor primario hasta la carga. Sin embargo, la inmensa mayoría de las transmisiones hidrostáticas usan una bomba de desplazamiento variable, motor, o ambos de modo que la velocidad, torque o potencia pueden ser regulados. Las transmisiones hidrostáticas ofrecen muchas ventajas importantes sobre otras formas de transmisión de potencia.

En el proceso, las hidrotransmisiones (HST) generalmente deben regular velocidad, torque, potencia o, en algunos casos, dirección de rotación lo que en el diseño mecánico se acostumbra a hacer con reductores, poleas o cadenas.

Dependiendo de su configuración, las transmisiones hidrostáticas pueden conducir una carga a máxima velocidad en una dirección y luego en la dirección opuesta, también a la máxima velocidad, con infinitas variaciones de velocidad entre los dos máximos, todo esto con el motor primario operando con velocidad constante.

Las ventajas que pueden ofrecer las hidrotransmisiones son las siguientes¹:

- ✓ Transmiten gran potencia por pulgada cúbica de desplazamiento con baja inercia.
- ✓ Operan eficientemente sobre un amplio rango de relaciones torque - velocidad
- ✓ Mantiene velocidad controlada (aún en reversa) sin importar la carga, sin límites de diseño
- ✓ Mantienen la velocidad seleccionada aún con cargas acelerativas o de frenado
- ✓ Pueden transmitir potencia desde un motor primario hacia múltiples locaciones, aún si la posición orientación cambian.
- ✓ Pueden permanecer detenidas sin daño alguno bajo carga plena
- ✓ Mantienen constantes las bajas velocidades

¹ Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. p190 Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatocc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>

- ✓ Proporcionan una respuesta más rápida que las transmisiones mecánicas o electromecánicas de tamaño similar
- ✓ Pueden proporcionar frenado dinámico
- ✓ Protección contra sobrecargas.

1.1 PARTES DE UNA HIDROTRANSMISIÓN

Las principales partes de una hidrottransmisión son:

- ✓ Bombas
- ✓ Motores
- ✓ Cilindros
- ✓ Válvulas
- ✓ Acumuladores

1.1.1 Bombas hidráulicas:

Las bombas hidráulicas son el elemento más importante de las hidrottransmisiones, ya que transforman una potencia disponible (entregada por el motor eléctrico, que esta comunicado con esta por su eje de entrada) en potencia hidráulica por medio de un flujo y una resistencia que crea la presión del sistema.

Las bombas se clasifican principalmente en dos tipos, las hidrodinámicas o centrifugas y las hidrostáticas o de desplazamiento positivo; en las hidrodinámicas encontramos bombas como las centrifugas y las radiales; en las hidrostáticas las de pistones, engranajes etc. Estas últimas son la que se emplean en las hidrottransmisiones, por esto se les dará una mayor explicación en este capítulo. Su principio de funcionamiento es el de desplazar una cantidad de fluido con cada revolución que realice independientemente de la presión de salida. Esto se produce porque el fluido es atrapado en los espacios que se crean entre los elementos de bombeo y la carcasa de la bomba.

1.1.1.1 Características principales de las bombas

Las bombas se clasifican normalmente por su presión máxima de funcionamiento y por su caudal de salida (litros/minuto, Galones/minutos, etc.) a una velocidad de rotación determinada que son consideradas sus características principales.

- **Presión.**

La presión normalmente se determina en base a una duración razonable en condiciones de funcionamiento que son determinadas por los fabricantes, por lo cual no existe un factor de seguridad normalizado. Generalmente los fabricantes nos entregan una presión nominal del sistema, que no se tiene que exceder si queremos

que la bomba dure lo requerido y no presente daños serios, que puedan ocasionar fallas en el sistema en el que se encuentre.

- **Desplazamiento Cb.**

Es el volumen desplazado en una revolución; se expresa en centímetros cúbicos por revolución (cm^3 / rev) en el Sistema Internacional (SI) y en pulgadas cúbicas por revolución (in^3 / rev) en el Sistema Ingles. La mayoría de las bombas poseen un desplazamiento fijo, que se puede modificar cambiando partes internas. Aunque existen otras de desplazamiento variable que permiten tener un desplazamiento desde cero hasta un valor máximo permitiendo el cambio de dirección del caudal.

- **Caudal (Q).**

Es una propiedad que caracteriza las bombas que nos muestra la cantidad de líquido que se puede bombear en determinado tiempo ($litros/min ; gpm$) y se ve influenciada por la carga del sistema, debido a que a su presión nominal entrega menor caudal.

$$Q_b = C_b * N_b * \eta_{vb} \quad (1.1)$$

- **Eficiencia Volumétrica η_{vb} .**

La eficiencia volumétrica es la relación entre la cantidad de fluido que entra por el puerto primario (puerto de entrada) llamado caudal teórico y la que se expulsa por el puerto secundario (puerto de salida) denominado caudal real. Lo ideal en estos sistemas sería que esta eficiencia alcanzara el 100%; pero esto no ocurre en la vida real, debido a que siempre encontraremos pérdidas de caudal, ya sea por fugas, por el retorno de líquido de salida hacia el puerto de entrada o incluso por propiedades como la viscosidad, la temperatura y la presión de operación.

La eficiencia volumétrica se representa así:

$$\eta_{vb} = \frac{Q_b}{Q_{nb}} \quad (1.2)$$

η_{vb} = Eficiencia volumétrica

Q_b = Caudal real

Q_{nb} = Caudal teórico

- **Eficiencia Mecánica η_{mb} .**

Esta ineficiencia es producida por el rozamiento entre los componentes mecánicos de la bomba durante la operación y se puede calcular con la razón entre el torque real de la bomba y el torque teórico como se muestra a continuación

$$\eta_{mb} = \frac{T_o}{T_r} \quad (1.3)$$

η_{mb} = Eficiencia mecánica

T_0 = Torque real de la bomba

T_r = Torque teórico.

Esta eficiencia se ve afectada de forma proporcional por la presión del sistema de manera que si esta aumenta la eficiencia mecánica aumentara y si disminuye lo mismo sucederá con esta.

- **Eficiencia Total η_{tb} .**

Es una eficiencia que se calcula para tener mayor seguridad en el momento de seleccionar un modelo de bomba ya que existen catálogos que no entregan alguna de las anteriores.

Se puede calcular matemática como el producto de la eficiencia mecánica y la eficiencia volumétrica.

$$\eta_{tb} = \eta_{mb} * \eta_{vb} \quad (1.4)$$

Otro tipo de parámetros se necesitan para realizar los cálculos de una hidrottransmisión y se muestran a continuación.

$$T_0 = \frac{C_b * \Delta p}{2 * \pi} \quad (1.5)$$

$$Pot = \frac{Q_b * \Delta p}{\eta_{tb}} \quad (1.6)$$

En donde las únicas variables que no se han nombrado T_0 es el torque necesario que debe de recibir la bomba para ponerse en marcha y Pot que es la potencia que es capaz de entregar la bomba.

1.1.1.2 Clasificación de las bombas.

- **Bombas de desplazamiento fijo.**

En esta clasificación podemos encontrar las bombas de engranajes, paletas, pistones. Cuya característica principal es la de entregar un flujo constante durante el periodo de operación.

- **Bombas de engranajes**

Una bomba de engranajes suministra caudal transportando fluido entre los dientes de dos engranajes que están bien acoplados, uno es movido por medio del eje de la bomba haciendo girar al otro, estos engranajes giran en direcciones opuestas generando vacío en donde se introduce el fluido para empujarlo al puerto de salida.

Las bombas de engranajes poseen buena tolerancia a la suciedad, normalmente trabajan a presiones bajas y generan gran cantidad de ruido defecto que se ha venido corrigiendo entregan un flujo constante.

Las bombas de engranajes se pueden clasificar dependiendo del principio de desplazamiento que se utilice entonces existen tres tipos las de engranajes internos, externos y rueda planetaria.

Figura 1. Bomba de engranajes



Fuente: en línea - <http://www.izaro.com/contenidos/ver.php?id=es&se=5&su=52&co=1335437217>

- **Bombas de engranajes externos.**

Figura 2. Bomba de engranajes externos



Fuente: en línea - <http://www.atmosferis.com/bombas-hidrostaticas/>

Este tipo de bombas se usan en la hidráulica móvil debido a su presión alta, poco peso, bajo precio, gran rango de velocidad de rotación y por su buena relación

temperatura-viscosidad. Básicamente se usan tres tipos de dientes helicoidales, rectos y espina de pescado o angulares; pero los más usados debido a su costo y fácil construcción son los rectos.

El volumen desplazado por esta bomba se puede calcular de la siguiente manera

$$V = m * z * b * h * \pi \quad (1.7)$$

m = modulo

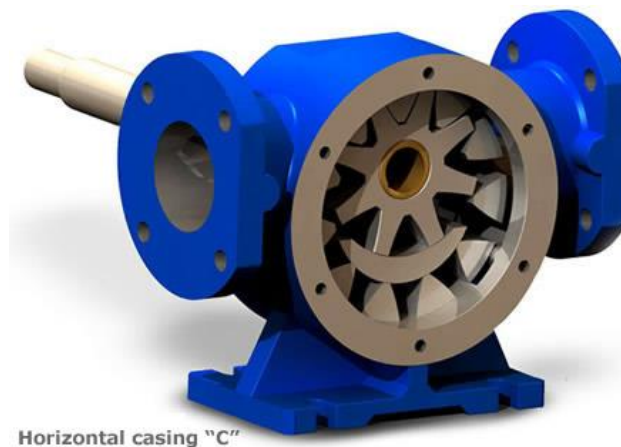
z = cantidad de dientes

b = ancho de dientes

h = altura de dientes

- **Bombas de engranajes internos.**

Figura 3. Bomba de engranajes internos



Fuente: en línea - http://www.kingpompa.com/es/urunler/m_serisi.jsp

Conocida como engrane dentro de engrane, su característica principal es el bajo nivel de ruido; por ello se emplean en hidráulica estacionaria (prensas, máquinas herramienta etc.). Su consumo de potencia es bajo, aunque su eficiencia tiende a caer con aumentos de temperatura, una de sus características llamativas es la de poder ser operadas en ambas direcciones.

El volumen desplazado se puede calcular de la siguiente manera

$$V = m * z * b * h * \pi \quad (1.8)$$

m = modulo

z = cantidad de dientes de la rueda interior

b = ancho de dientes

h = altura de dientes.

Dentro de las bombas de engranajes internos hay un tipo especial de bomba que es conocida como georotor (ver figura 4) o rueda planetaria que es muy usada en

situaciones en donde se utilizan flujos muy viscosos; aunque por su bajo ruido y buen desempeño a bajas temperaturas ha venido imponiéndose en la industria hidráulica. Su volumen desplazado se puede calcular de la siguiente manera

$$V = z * (A_{\max} - A_{\min}) * b \quad (1.9)$$

z= cantidad de dientes de la rueda interior

b= ancho de dientes

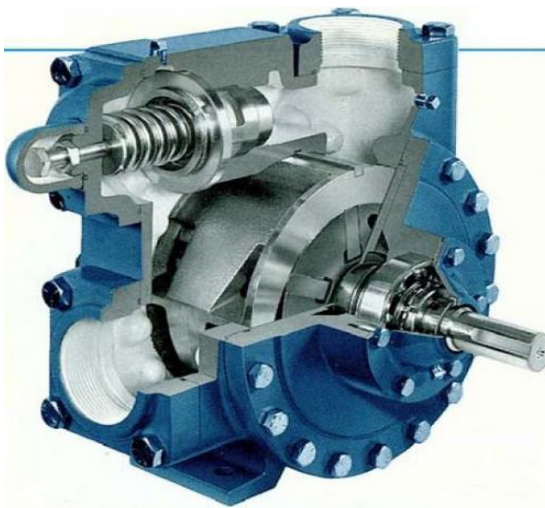
Figura 4. Bomba georotor



Fuente: en línea- <http://spanish.alibaba.com/product-gs-img/sintered-gerotor-for-fuel-pump-364532757.html>

- **Bombas de paletas**

Figura 5. Bomba de paletas



Fuente: en línea - <http://www.atmosferis.com/bombas-hidrostaticas-parte-2/>

Este tipo de bombas funcionan deslizando las paletas a lo largo de un anillo, en donde a medida que el anillo va girando se va creando un vacío que se va llenando

con fluido para posteriormente expulsarlo, entre sus partes principales encontramos un rotor, paletas, anillo y la placa de puertos de entrada y salida.

Estas bombas trabajan a caudales bajos y medios, tienen un alto rendimiento, fácil mantenimiento, nivel sonoro bajo y una larga duración. Pueden ser equilibradas hidráulicamente (dos carreras) y no equilibradas (una carrera); además pueden ser de capacidad volumétrica variable y no variable debido a su excentricidad.

Las bombas equilibradas poseen el mismo principio de funcionamiento que las no equilibradas pero se diferencian por el anillo, ya que este es en forma de leva en las primeras y circulares en las últimas. Las bombas de paletas tienen la necesidad de equilibrarse debido a que posee dos presiones diferentes, una menor a la atmosférica y la otra a la presión del sistema, las cuales generan cargas laterales sobre el eje, que aumentan si la presión del sistema es muy alta. El diseño del anillo en forma de leva lo que ayuda es a eliminar las cargas laterales, ya que se forman cuadrantes de alta presión opuestos que hacen que las cargas se equilibren.

Las bombas de paletas están disponibles en versátiles diseños dependiendo del proveedor, ya que se pueden encontrar desde bombas de paletas redondas, de inserto, doble paleta, etc.

El volumen desplazado de las bombas de paletas de una carrera cuyo anillo circular se puede calcular de la siguiente manera:

$$V = 2 * \pi * b * e * D \quad (1.10)$$

D = Diámetro del anillo

b = Ancho de las paletas

e = excentricidad

Esta excentricidad es un diseño que se realizó para generar caudales variables en las bombas de paletas, ya que dependiendo de la posición en la que se coloque la excentricidad la bomba entregara determinado caudal.

Para las bombas de paletas de dos carreras cuyo anillo es una leva (ver figura) su fórmula matemática utilizada para calcular el volumen desplazado es:

Figura 6. Bomba de paletas con excentricidad



Fuente: en línea -http://fordntractor.com/products/HYDRAULIC_PUMP_VANE-ROTOR_KIT/3678

$$V = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} * b * k \quad (1.11)$$

D = Longitud mayor de la leva

d = Longitud menor de la leva

k = Carreras de las paletas por vuelta

b = Ancho de las paletas²

- **Bombas de pistones**

Figura 7. Partes de una bomba de pistones



Fuente: en línea -<http://limacallao.olx.com.pe/venta-de-bombas-de-pistones-iid-61573080>

Las bombas de pistones poseen el mismo principio de funcionamiento, en el cual unos pistones que se encuentran dentro de un cilindro aspiran fluido al retraerse y lo expulsan al extenderse. A parte de estos elementos hay otros componentes que son muy importantes en la estructura de estas bombas como el plato basculante, las zapatas de los pistones y las placas de puertos, que unidos forman una excelente pieza de ingeniería.

Las bombas de pistones se clasifican en dos tipos pistones radiales y pistones axiales las cuales se pueden encontrar para caudales constantes y variables.

² EXNER, H; FREITAG, R y GEIS, H "Fundamentos y componentes de la oleohidráulica". 1 ed. Editorial Mannesmann Rexroth 1978 p. 55

- **Bombas de pistones radiales**

Figura 8. Bomba de pistones radiales



Fuente: en línea -http://fordtractor.com/products/HYDRAULIC_PUMP_VANE-ROTOR_KIT/3678

Son bombas que convierten el movimiento rotacional del eje en un movimiento alternativo radial de los pistones, de tal manera que a medida que el eje va girando los pistones se comprimen y se expanden. Generalmente el cilindro que aloja los pistones se encuentra excéntrico con el anillo sobre el cual se mueven los pistones, esto permite que en momentos que se necesite variar el caudal este se pueda regular aumentando o disminuyendo la excentricidad.

La bomba de pistones radiales, tiene una capacidad más alta de presión continua, cuando es comparada con cualquier otra bomba. Las aplicaciones en las que podemos encontrar estas bombas son en máquinas herramientas manuales, extractores de rodamientos, tenazas hidráulicas entre otras. Situaciones en las cuales se necesitan presiones altas y caudales bajos.

El volumen desplazado de una bomba de pistones radiales se puede calcular de la siguiente forma

$$V = \frac{d_k^2 * \pi}{4} * 2 * e * z \quad (1.12)$$

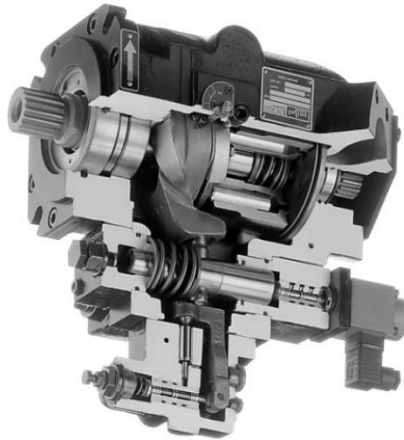
d_k = Diámetro del pistón

e = Excentricidad

z = Número de pistones

- **Bombas de pistones axiales**

Figura 9. Bomba de pistones axiales

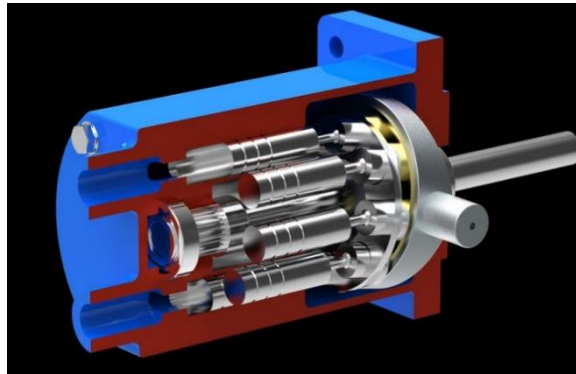


Fuente: en línea -<http://www.atmosferis.com/wp-content/uploads/2012/06/piston-axial.jpg>

Las bombas de pistones axiales convierten el movimiento rotacional del eje en un movimiento recíprocante axial del pistón y pueden ser de desplazamiento fijo o variable. Estas bombas tienen una alta eficiencia volumétrica y se pueden encontrar en dos tipos pistones axiales en línea y en ángulo.

- **Bombas de pistones axiales en línea**

Figura 10. Bomba de pistones axiales en línea



Fuente: en línea -<http://grabcad.com/library/axial-piston-pump>

Los componentes principales de estas bombas son los pistones, el barril que los contiene, la placa de soporte y la placa de distribución. En las bombas de pistones axiales en línea los pistones y el cilindro o barril que los contiene tienen la misma línea central y se mueven en la misma dirección paralela al eje de accionamiento. Estas bombas manejan caudales altos a presiones relativamente altas con diseños

que contienen entre 5 y 15 pistones además de un plato de desplazamiento fijo que viene con un ángulo de 15° con respecto a la vertical de la carcasa.

Las bombas de pistones axiales lineales traen un drenaje externo debido a las altas presiones del aceite. Estas bombas poseen una desventaja que se localiza en el patín cojinete de deslizamiento, ya que este puede fallar por cuatro condiciones si llegasen a presentarse y no se tuviesen las prevenciones necesarias

- Operación con un fluido contaminado
- Demasiada condición de vacío en el puerto de succión de la bomba
- Excesiva presión en el drenaje
- Alta velocidad de operación³

El volumen desplazado por una bomba de pistones axiales lineales se puede calcular de la siguiente manera

$$V = \frac{d_k^2 * \pi}{4} * D_K * \tan(\alpha) \quad (1.13)$$

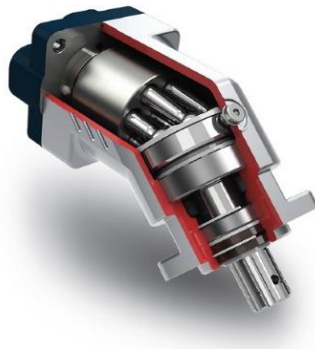
d_k = Diámetro de pistones

D_K = Distancia entre el eje central de dos pistones

α = Ángulo de la placa inclinada con respecto a la vertical de la carcasa

- **Bomba de pistones axiales de ejes quebrados**

Figura 11. Bomba de pistones axiales de ejes quebrados



Fuente: en línea - <http://www.atmosferis.com/bombas-de-piston-axial/>

Son bombas diseñadas para trabajo severo. Capaces de cubrir las exigencias de altos flujos, altas presiones, y altas velocidades de operación.

El funcionamiento de estas bombas de eje quebrado es muy similar a las lineales, lo único es que en este caso el barril de pistones forma un ángulo con el eje que transmite

³ Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en
<<http://www.slideshare.net/gatocc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>
p. 76

la potencia. Este ángulo viene diseñado en inclinaciones que van desde los 23° hasta los 30° pero los más usados son los de 23°.

Una de las diferencias entre las bombas de eje quebrado y las lineales es que estas tienen un autocebado y debido al diseño de su pistón puede soportar altas presiones de vacío.

El volumen desplazado por este tipo de bombas se puede expresar de la siguiente manera

$$V = \frac{d_k^2 * \pi}{4} * 2 * r_n * z * \sin(\alpha) \quad (1.14)$$

d_k = Diámetro de pistones

r_n = Distancia entre el eje central y el eje de los pistones

z = Número de pistones

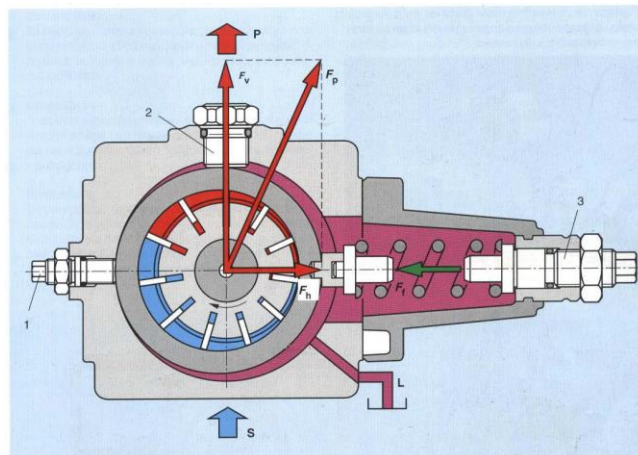
α = Ángulo de inclinación del eje de los pistones

- **Bombas de desplazamiento variable**

Las bombas de desplazamiento variable tienen la ventaja de entregar un desplazamiento que puede ser cambiando ya sea por un simple ajuste o por un control automático. Las bombas variables las podemos encontrar en diferentes diseños como paletas y pistones.

- **Bombas de paletas de mando directo y mando indirecto**

Figura 12. Bomba de paletas variable mando directo



Fuente: Exer. 1978 [3]. p.70

Este tipo de bomba está regulado por medio de tres dispositivos que descentran el estator de un lado a otro y de arriba abajo; entregando diferentes caudales a medida

que estos se van desplazando, logrando con esto también influir en el ruido, la dinámica de la bomba y la presión máxima del sistema.

Su funcionamiento es similar al explicado en la sección de bombas de paletas, solo que en este caso se crea debido a la presión una fuerza cuyas componentes horizontal y vertical son soportadas por el resorte y por el tonillo de altura respectivamente.

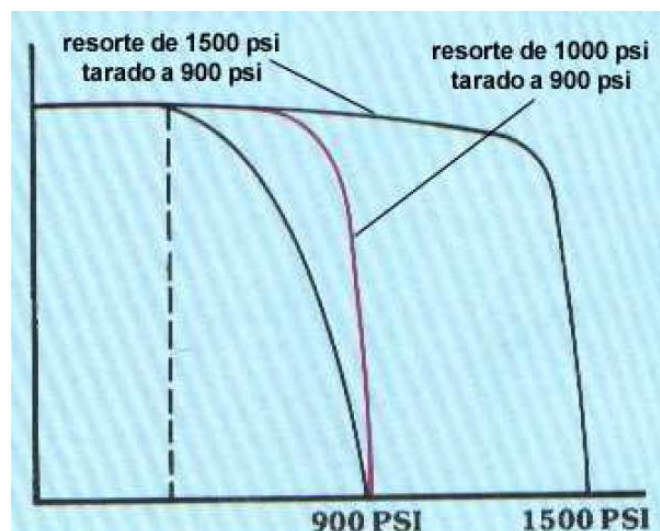
Las ventajas de este tipo de bombas en comparación con las fijas es que no se desperdicia potencia, ahorrando energía, además de no necesitar válvulas de control que suelen generar calor al sistema.

El comportamiento de la compensación en este tipo de bombas depende del resorte seleccionado en la gráfica 1 podemos observar como el flujo empieza a decrecer a una presión mínima hasta la condición de no flujo a una presión máxima del resorte.

Las bombas de paletas de mando indirecto tienen el mismo principio de funcionamiento que las de mando directo solo que en lugar de los tornillos de regulación poseen dos pistones con relación de áreas 2:1 los cuales se encargan de entregar la cantidad de fluido que sea necesario en el sistema.

Los niveles de ruido en las bombas de paletas variables están ajustados de tal manera que estos tengan un óptimo nivel en su funcionamiento; siendo estas el único tipo de bombas en el cual se ha empleado la máxima tecnología para corregir este defecto.

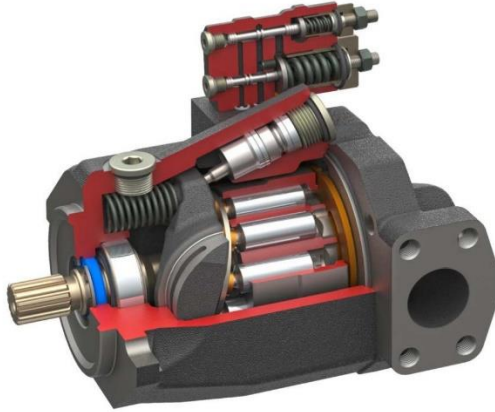
Gráfica 1. Presión Vs relación de flujo de resortes de 1000 psi y 1500psi en una bomba de paletas variable compensada



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gato/cc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 107

- **Bombas de pistones axiales de desplazamiento variable**

Figura 13. Bomba de pistones axiales de desplazamiento variable



Fuente: en línea -<http://www.directindustry.es/prod/hema-endustri/bombas-hidraulicas-pistones-axiales>

Estas bombas poseen el mismo funcionamiento que las de desplazamiento fijo y su desplazamiento viene determinado por el número, tamaño y la longitud de la carrera de los pistones la cual depende del ángulo de la placa inclinada. La inclinación de esta placa circular depende del posicionamiento del bloque de la bomba el cual se puede posicionar de forma manual o hidráulica generando un ángulo máximo en la placa circular de 17.5° .

En la mayoría de las aplicaciones industriales este tipo de bombas son conectadas junto con una bamba de prellenado y debido a que esta balanceada hidrostáticamente presenta una vida de útil de larga duración. Generalmente esta bomba está diseñada para trabajar en circuitos cerrados y tienen algo que la diferencia de la de desplazamiento fijo y es que los pistones no se encuentran totalmente paralelos sino que tienen una inclinación de 5° , con la función de contrarrestar cargas hidrostáticas. Estas bombas son basculables en ambas direcciones y poseen un compensador de presión, el cual consiste en una válvula compensadora equilibrada entre la presión del sistema y las fuerzas del resorte, un pistón controlado por la válvula para mover el bloque y un muelle de retorno del bloque, cuyo comportamiento se puede observar en la gráfica 2, en donde se muestra que a medida que se va incrementando la presión, la bomba entregará menos caudal, debido a que la placa se va desplazando a su posición perpendicular con respecto al eje. Cuando el sistema alcance la presión del compensador, la placa se desliza totalmente perpendicular al eje. En este punto ocurre la compensación, la bomba ya no desplaza más fluido y la presión se mantiene gracias al resorte del compensador.

Grafica 2. Curva de desempeño del compensador para bomba variable de pistones axiales



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gato/cc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 132.

- **Bomba variable de pistones de eje quebrado**

El funcionamiento de todas las bombas de pistones tiene el mismo principio, en este caso se puede resaltar el hecho de que la carrera del pistón está relacionada con el ángulo entre el eje conductor y la camisa porta pistones, manejando dos rangos diferentes dependiendo uno de 0° a 18° en el cual la carcasa permite posicionarse en la condición no flujo y tiene un límite de flujo máximo a los 18° del ángulo con el pivote; y el otro es de 7° a 25° que es un diseño en el cual no se permite la condición de no flujo, como el caudal de la bomba depende de la cantidad de pistones y de la inclinación de la placa basculante, experimentalmente se han deducido una serie de ecuaciones que se muestran a continuación:

$$\Delta Q = A_p * r * \tan \alpha * w * \frac{1}{2} \tan \left(\frac{\pi}{4N} \right) \quad (1.15)$$

$$\Delta Q = A_p * r * \tan \alpha * w * \frac{1}{2} \tan \left(\frac{\pi}{2N} \right) \quad (1.16)$$

En donde A_p es el área del pistón, α es el ángulo de inclinación de la placa, w velocidad angular, y N número de pistones la ecuación 1.15 es para número de pistones pares y la 1.16 es para impares.

Con este tipo de bombas podemos obtener altas presiones de trabajo y altos niveles de flujo, manteniendo su alta eficiencia volumétrica y mecánica aunque su ventaja real es que se encuentra diseñada para trabajar en circuitos abiertos por su propiedad de autocebado, además este tipo de bomba posee un control de potencia constante.

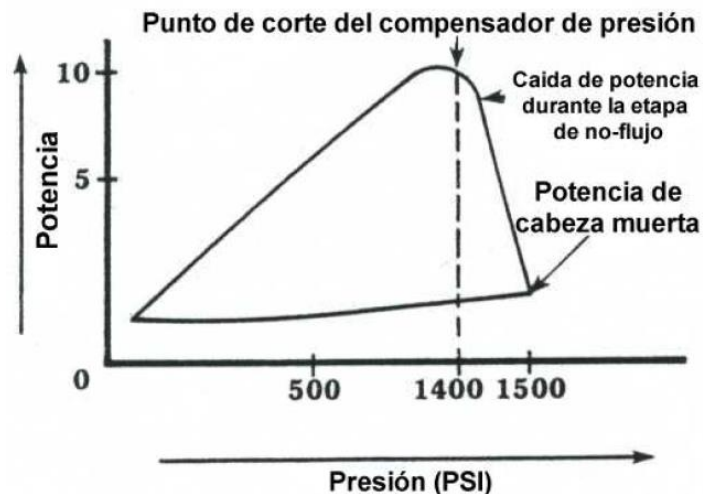
- **Compensador de presión en bombas**

En un compensador de presión típico se tienen dos pistones actuando sobre el bloque basculante el primer pistón es el pistón de mantenimiento, en el cual siempre actúa la presión del sistema, y siempre mantiene el bloque basculante en la posición máxima. El otro pistón es el pistón actuador o de movimiento de mayor área que cuando esta presurizado barre con el pistón de mantenimiento.

Su función principal es la de regular la presión máxima del sistema tiene que poseer una rápida respuesta dinámica, estabilidad y rendimiento debido a las oscilaciones que se presentan y al caudal que pasa a través de este.

En la siguiente grafica se puede observar la curva de potencia típica para una bomba de presión compensada. La curva representa las condiciones de flujo de la bomba y muestra, para los incrementos de presión en la bomba los requerimientos de potencia. Por encima del punto de corte del compensador, la curva se comporta idénticamente igual a una bomba de desplazamiento fijo, la diferencia esta cuando encuentra en el punto de compensación los requerimientos de la bomba se reducen, y los requerimientos de potencia caen rápidamente a los limites más bajos, este límite es llamado cabeza muerta de potencia.

Grafica 3. Potencia de consumo Vs presión del compensador para una bomba de desplazamiento variable compensada



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoc/c/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 147

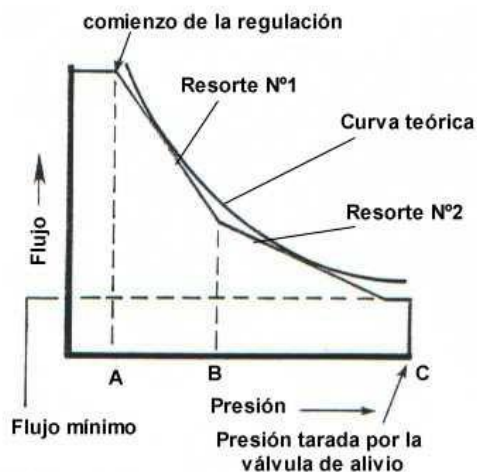
El compensador de presión se ve afectado por la temperatura en el instante en el que el sistema se encuentra en la condición de no flujo; por lo cual la compensación tiene que tener en cuenta la temperatura a la hora de tarar el resorte, para que la eficiencia de la bomba no tenga mayor variación durante el funcionamiento del sistema.

- **Control de potencia constante.**

El propósito de este tipo de control es el de mantener el motor primario que mueve a la bomba a su máxima capacidad de torque a una potencia constante manteniendo el producto presión y caudal de la bomba constante.

A diferencia del compensador de presión, el cual ajusta el caudal a máxima presión, el compensador de potencia constante va ajustando el caudal a medida que la presión va subiendo. En la siguiente grafica de caudal vs presión se muestra el comportamiento del control de potencia constante; la línea curva representa la relación presión y caudal idealmente mientras que las líneas rectas representan las características del control de la bomba. Estos puntos de recorte representan los puntos que podemos controlar entre más puntos hallan las líneas rectas se acercaran más a la curva ideal.

Grafica 4. Caudal vs presión para control de potencia constante



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoc/c/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 169

1.1.2 MOTORES HIDRÁULICOS

Los motores hidráulicos tienen una construcción similar a la de las bombas pero lo que los diferencia, es que mientras que las bombas empujan el fluido estos son impulsados por este desarrollando un par y una velocidad de rotación continua popularmente se conoce al motor hidráulico como una bomba operando al revés. En general un motor hidráulico convierte energía hidráulica en energía mecánica giratoria.

Como los dos puertos del motor el de entrada y el de salida están presurizados la mayoría de los motores hidráulicos poseen drenaje externo. Al momento de

comparar estos motores con la misma capacidad con cualquier otro tipo, podemos notar que su ventaja es la gran densidad de potencia que estos demandan con un tamaño menor con respecto a los otros motores.

1.1.2.1 Características nominales de los motores

Entre las propiedades que caracterizan los motores hidráulicos tenemos el desplazamiento, la capacidad de par, velocidad y limitaciones de presión máxima.

- **Desplazamiento C_m**

Es la cantidad de fluido requerido por el motor para que gire una revolución, el desplazamiento de los motores hidráulicos puede ser fijo o variable.

- **Velocidad de rotación N**

La velocidad del motor depende de su desplazamiento y del volumen del fluido que recibe, pocos motores pueden trabajar a muy bajas velocidades de rotación y otro a velocidades de rotación muy altas, por esto los motores se pueden clasificar en motores de marcha rápida y marcha lenta

- **Par de giro τ**

Es el torque que puede entregar el motor hidráulico, depende de la cilindrada y de la diferencia de presión normalmente los motores a bajas velocidades generan torques elevados. El par de giro de los motores corrientes de pistones, paletas y engranajes es aproximadamente un 90% del teórico.

- **Par de arranque sin carga.**

Se refiere a la capacidad de un motor hidráulico. Indica el valor del par que el motor puede desarrollar para empezar a mover una carga. En algunos casos, este par es mucho menor que el par de giro.

Dentro del estudio del comportamiento de los motores se encuentra una serie de ecuaciones que son de vital importancia para hacer un análisis profundo a este tipo de mecanismo. Las variables de estas ecuaciones fueron explicadas anteriormente.

$$Q_m = \frac{(C_m * N_m)}{\eta_{vm}} \quad (1.15)$$

$$\tau_o = \frac{(C_m * \Delta p)}{2\pi} \quad (1.16)$$

$$Pot = Q_m * \Delta p * \eta_t \quad (1.17)$$

En donde Δp es la presión diferencial del sistema, η_{vm} es la eficiencia volumétrica del motor y η_t es la eficiencia total del motor

1.1.2.2 Clasificación de los motores

Los motores se pueden clasificar de diferentes maneras por su aplicación y por su construcción, de la primera se obtiene tres categorías, motores de velocidad elevada y par bajo (HSLT), ejemplo de estos son los motores de ventiladores y compresores, que pueden modificarse internamente para volverlos bidireccionales, los principales motores hidráulicos de alta velocidad son los de pistones en línea ángulo, paletas y engranajes. La segunda categoría son los Motores de baja velocidad y par elevado (LSHT), este tipo de motores se pueden observar en grúas, en donde se requieren levantar cargas elevadas, en este tipo de motores podemos encontrar engranajes internos paletas y pistones. Y la tercera categoría encontramos motores de rotación limitada, cuya aplicación se puede encontrar en la maquinaria industrial en donde se requieran movimientos especiales.⁴

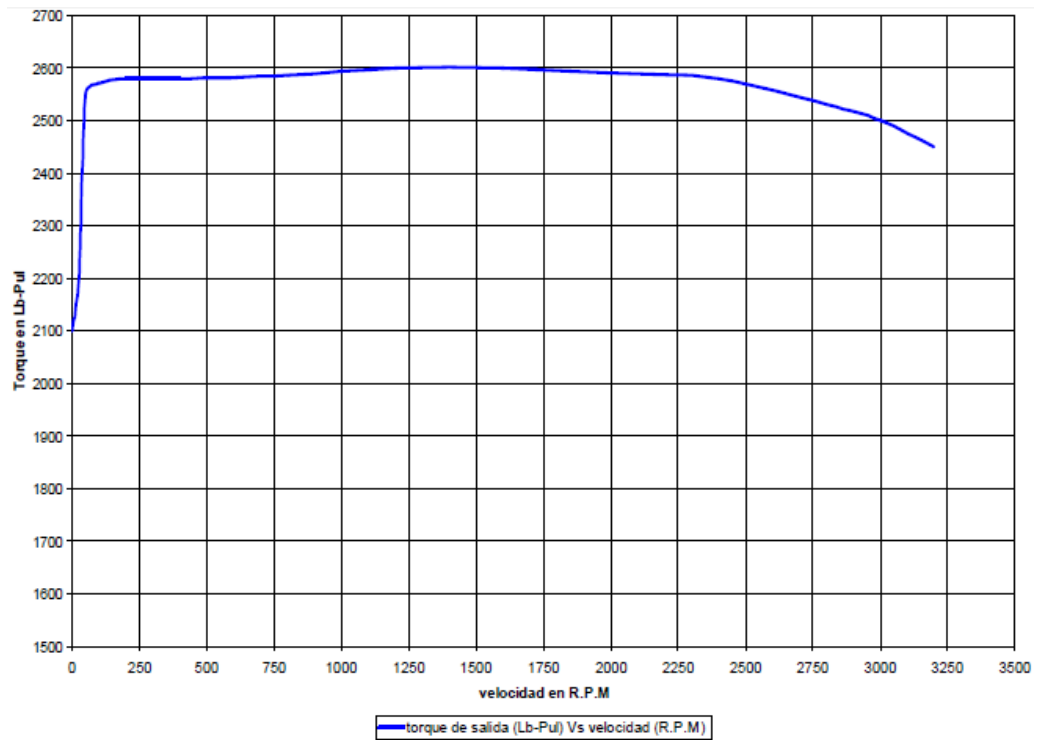
En cuanto a la clasificación por construcción podemos encontrar motores de engranajes, de paletas, de pistones. El principio de funcionamiento es similar al de su contraparte en las bombas, con ciertas modificaciones, pero su diferencia radica en que mientras en las bombas se genera energía hidráulica a partir de la mecánica en los motores ocurre todo lo contrario. Se pueden encontrar al igual que en las bombas motores de desplazamiento fijo y variable y las curvas de funcionamiento para cada uno de estos motores varían en comparación con los de las bombas de su mismo tipo.

De los motores de engranajes sobresale la alta velocidad para lo cual son diseñados, se pueden fabricar realizando pequeñas modificaciones a las bombas, su curva de funcionamiento se muestra en la gráfica 5, en donde se observa cómo puede trabar a una alta velocidad entregando torques hasta de 2600 Lb-pul.

En los motores de paletas hay características importantes y su eficiencia sobresale, cuando son usados a niveles de potencia óptimos en la gráfica 6 se muestra el desempeño de un motor de paletas y se puede apreciar que su máximo, está cerca de los valores nominales de velocidad y presión. Estos motores tienen capacidades de frenado a velocidades altas y moderadas pero poseen limitaciones a la hora de frenar a bajas velocidades

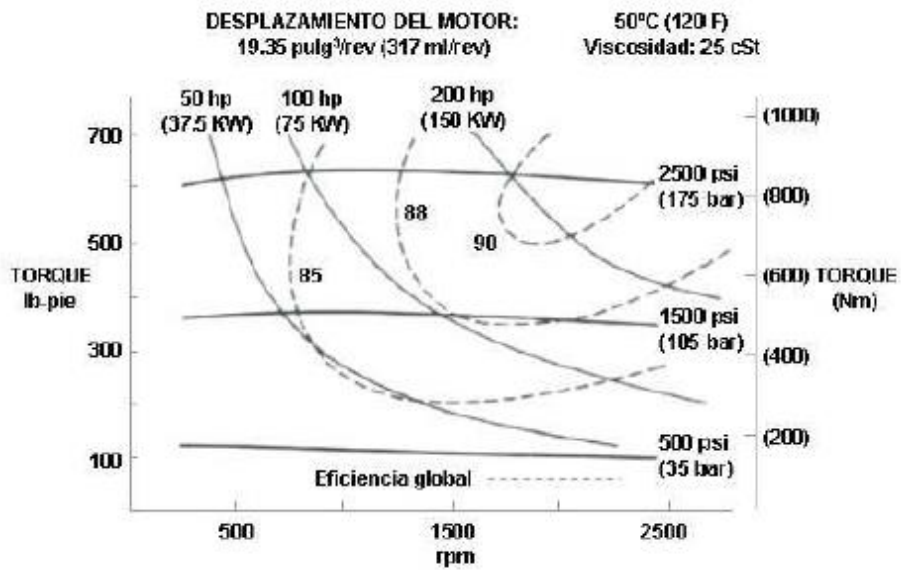
⁴ EXNER, H; FREITAG, R y GEIS, H "Fundamentos y componentes de la oleohidráulica". 1 ed. Editorial Mannesmann Rexroth. 1978 p.85

Grafica 5. Curva de desempeño (torque vs rpm) para un motor de engranajes externos Dinamic duo



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 121

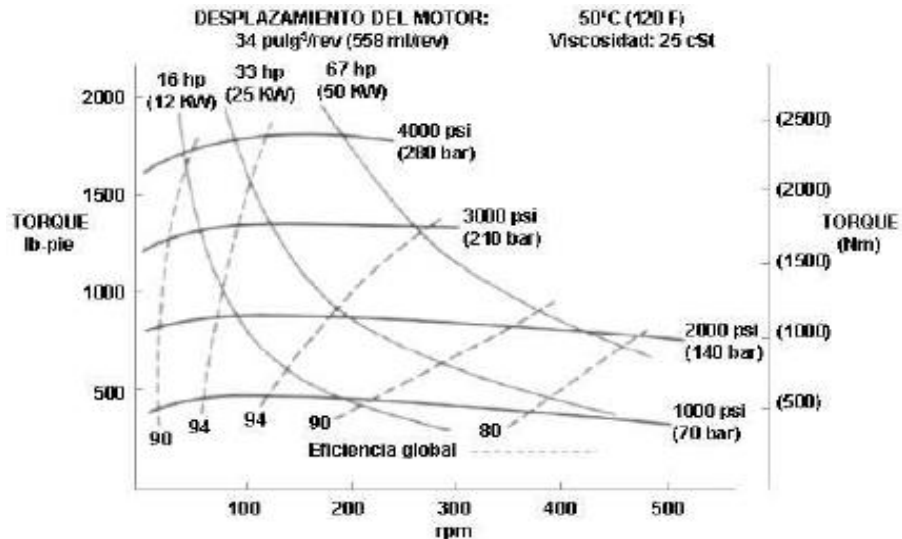
Grafica 6. Eficiencia de un motor de paletas balanceado de alta velocidad



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p 245

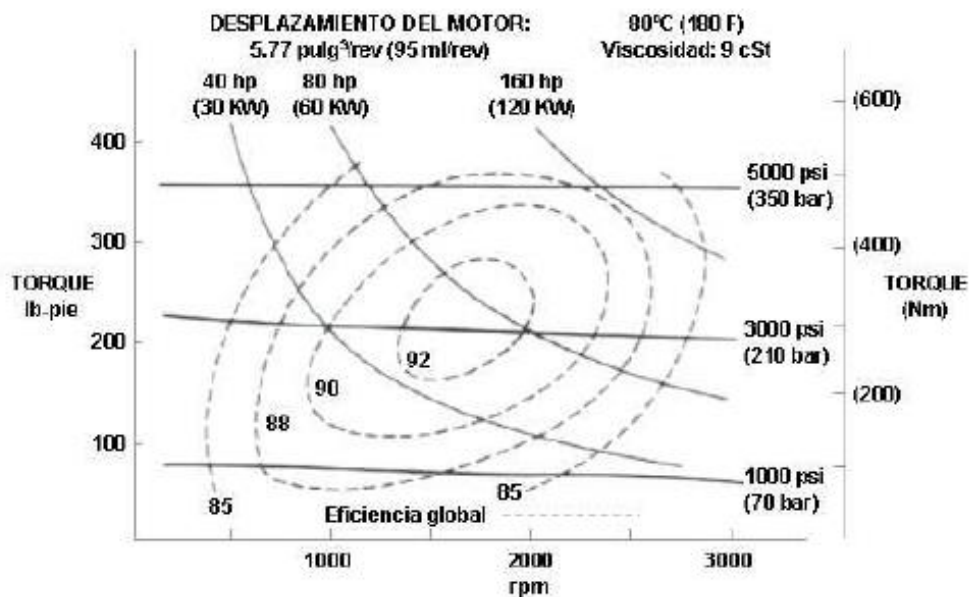
Finalmente los motores de pistones que ofrecen distintos diseños como los radiales, axiales y en ángulo, los cuales tienen desempeños mayores comparados con los demás motores y sus curvas de eficiencias respectivas las podemos ver en la gráfica 7.

Gráfica 7. Desempeño de un motor radial de pistones



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 256

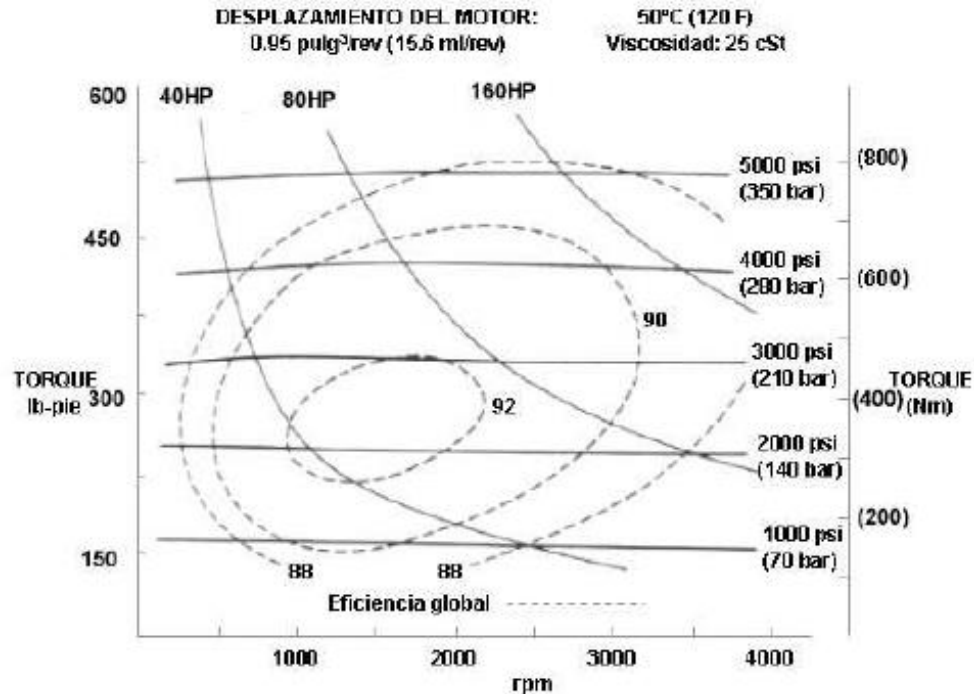
Gráfica 8. Curva de eficiencia típica de un motor de pistones en línea Hydraulics & motor



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 277

En donde se puede observar que el desempeño óptimo de esta unidad ocurre cerca de la mitad de los rangos tanto de velocidad como de presión, donde el motor normalmente desempeña la mayor parte de su operación.

Grafica 9. Eficiencia de un de pistones en Angulo (volvo hydraulics)



Fuente: Bombas Motores y transmisiones Hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>p. 290

En esta grafica se puede observar la gran eficiencia volumétrica que entregan los motores de pistones en ángulo, que les da la característica de mantener una eficiencia global elevada en un amplio rango de velocidades y presiones. Las características operativas son similares a los de pistones en línea, entre estas sobresale la alta eficiencia volumétrica, que genera velocidades constantes para determinado caudal, excelentes capacidades de frenado, y que sus cojinetes del eje tienen buena capacidad para soportar cargas.

Un elemento importante en los motores es el compensador hidráulico se utiliza para modificar el desplazamiento del motor, en respuesta a cambios de la carga de trabajo. Un pistón accionado por un muelle está conectado mecánicamente al bloque basculante y lo mueve en respuesta a las variaciones de la presión de trabajo. Todo aumento de carga va acompañado por un aumento correspondiente de presión, como resultado de un par adicional necesario el compensador, entonces, ajusta automáticamente el bloque oscilante de forma que el par aumenta

con una carga más elevada y disminuye cuando la carga es ligera. Igualmente el compensador regula el desplazamiento para obtener un rendimiento máximo, cualquiera que sea la carga hasta el ajuste de la válvula de seguridad.⁵

1.1.3 Cilindros hidráulicos

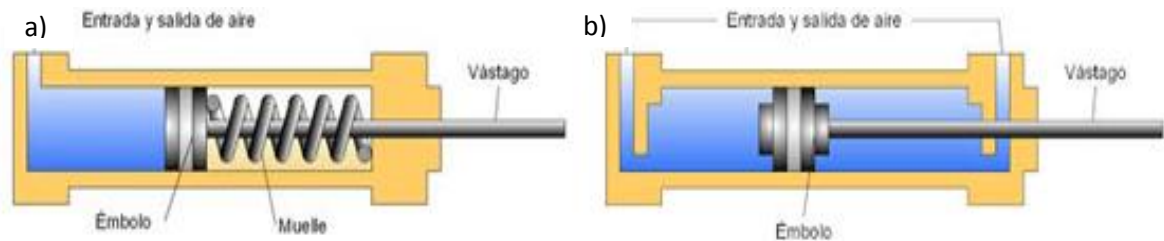
Los cilindros hidráulicos también llamados actuadores lineales ya que su trabajo se realiza en línea recta, se utilizan para transformar energía hidráulica en energía mecánica. Existen gran variedad de actuadores pero los más usados son los de simple y doble efecto.

Los cilindros de simple efecto únicamente pueden entregar su fuerza en un sentido, el retroceso de este solo se puede llevar a cabo por un resorte, por peso propio o por una fuerza externa. Los cilindros doble efecto poseen dos superficies de efecto opuesto, de igual o distinto tamaño; este tipo de pistones puede transmitir fuerzas de tracción o de compresión en ambos sentidos de carrera y se pueden dividir en cilindros diferenciales y de doble vástago. Los diferenciales se refieren a áreas del pistón diferentes debido a que a un lado se encuentra adherido el vástago, entonces un lado entregaría una marcha lenta y el otro lado genera una marcha rápida, dependiendo si el área del pistón es pequeña o grande respectivamente; la relación de superficies del pistón es conocida como beta (β), se muestra en la ecuación (1.18).

$$\beta = \frac{A_{\text{piston}}}{A_{\text{anular}}} \quad (1.18)$$

El siguiente esquema muestra diferentes configuraciones de cilindros

Figura 14. Tipos de cilindros a) Cilindro simple efecto retorno por muelle b) Cilindro doble efecto



Fuente: en línea-http://www.portaleso.com/usuarios/Toni/web_neumatica/neumatica_indice.html

1.1.4 Válvulas

Las válvulas en sistemas hidráulicos se pueden clasificar de acuerdo a la regulación que realicen en direccionales, de presión y de caudal.

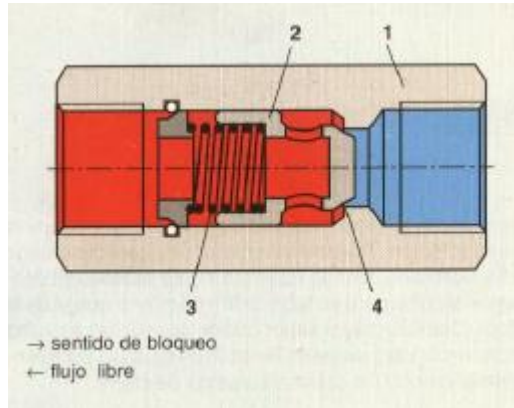
⁵ Bombas motores y transmisiones hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatocc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>> p. 273

1.1.4.1 Válvulas direccionales

- **Válvulas Antirretorno**

La válvula antirretorno es el tipo más sencillo de las válvulas direccionales permitiendo el flujo de aceite en un solo sentido. Un esquema de dicha válvula se muestra en la figura

Figura 15. Válvula antirretorno con conexiones roscadas



Fuente: Exner [3] p 180.

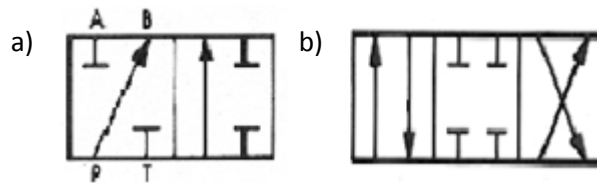
Esta válvula se compone de una carcasa (1) de un pistón (2) que es empujado por un resorte (3) contra el asiento. Para que el fluido continúe su recorrido la presión del sistema tiene que sobrepasar la presión impuesta por el resorte, en sentido contrario no es posible el paso ya que la presión del fluido oprime el pistón contra el asiento de la válvula, la presión de apertura depende del taraje del resorte elegido.

Estas válvulas también se encuentran en diseños con pilotaje las cuales suelen usarse para bloquear intermitentemente caudales en acumuladores y cada diseño depende del tipo de fabricante.

- **Tipos de válvulas Direccionales**

Las válvulas direccionales se utilizan para dirigir el flujo en un circuito hidráulico, sin embargo estas como todas las válvulas producen una caída de presión debido a las obstrucciones que se producen entre el cuerpo de la válvula y su carrete. Bajo este nombre se resumen todas aquellas válvulas con las cuales se puede comandar el arranque, la parada y el cambio de sentido de un fluido hidráulico. La denominación de estas válvulas depende del número de conexiones útiles y del número de conexiones de conmutación; encontrando válvulas 4/2, cuatro vías dos posiciones (figura 16a), válvulas 4/3 cuatro vías tres posiciones (figura 16b) entre otras.

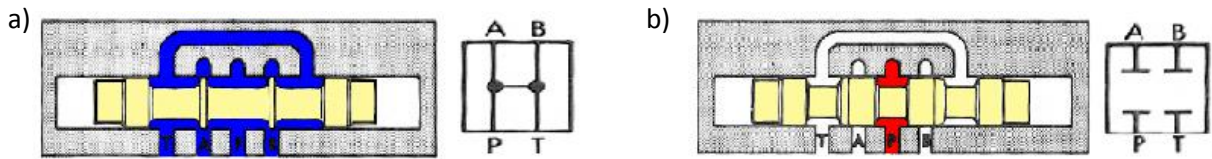
Figura 16. Tipos de válvulas direccionales. a) Válvula 2 vías 2 posiciones b) Válvula 4 vías 3 posiciones



Fuente: VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981. p. 135

Las válvulas 4/3 cuatro vías tres posiciones poseen diferentes configuraciones en su centros, como el de centro abierto (figura a) y centro cerrado (figura b) entre muchos otros siendo estos los más comunes; este tipo de válvulas también poseen diferentes opciones de mandos para ser accionadas; como muelles, retención mecánica, solenoides, etc. Cuyas características permiten a este tipo de válvulas tener gran variedad de aplicaciones en la oleohidráulica industrial.

Figura 17. Tipos de centros en válvulas de tres posiciones



Fuente: VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981. p. 140

1.1.4.2 Válvulas controladoras de presión

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle. La mayoría son de infinitas posiciones, es decir, que las válvulas pueden ocupar varias posiciones entre completamente cerradas y completamente abiertas, según el caudal y la diferencia de presiones.⁶

- **Válvula de Seguridad**

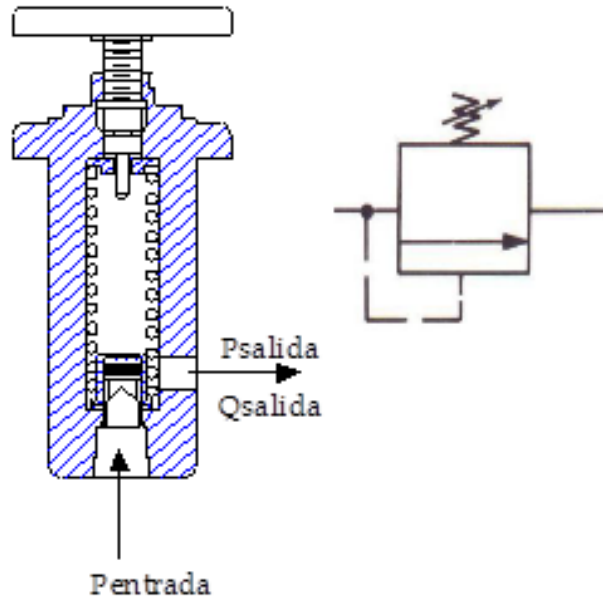
Se halla prácticamente en todos los sistemas hidráulicos. Su función es limitar la presión del sistema hasta un valor máximo predeterminado mediante la derivación

⁶ Vickers, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981. p.165

de parte o de todo el caudal de la bomba a tanque, cuando se alcanza el ajuste de presión de la válvula.⁷

- **Válvula de seguridad simple**

Figura 18. Válvula de seguridad simple



Fuente: ARDILA JAIMES, Olith y JAIMES ALFONSO, Wilson. Fundamentos para la aplicación computacional del método de Bond Graph en sistemas de potencia fluida. Trabajo de grado para optar el título de ingeniero. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, Bucaramanga 1998.p.211

La válvula de seguridad simple tiene la función de mantener la presión del sistema hasta que esta venza la presión del taraje del resorte seleccionando desviando el caudal a tanque a medida que el obturador se va abriendo. Esta válvula solo se tiene en cuenta en el sistema en el momento en el que se abre, ya que cuando está cerrada esta no tiene ningún efecto en el sistema.

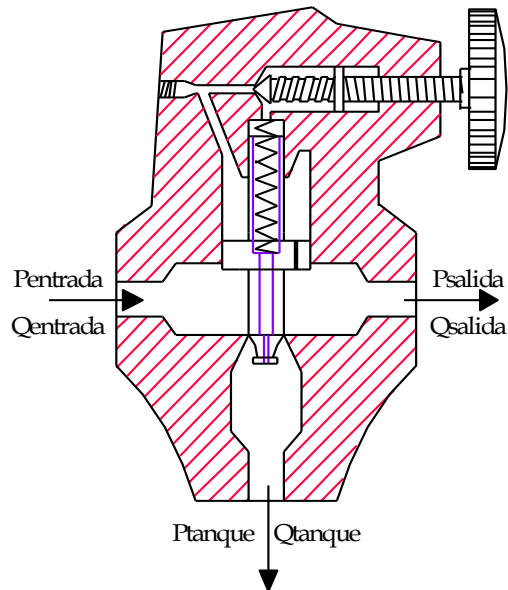
- **Válvula de Seguridad Compuesta**

Esta válvula funciona en dos etapas, ofreciendo mayor precisión ya que posee un margen de supresión más bajo que la válvula simple. Esta válvula puede o no ser pilotada externamente. Las válvulas de seguridad compuestas pueden ser controladas remotamente mediante un orificio situado en la tapa superior, enfrente del obturador. Cuando este orificio se pone en comunicación con el tanque, la única

⁷ ARDILA JAIMES, Olith y JAIMES ALFONSO, Wilson. Fundamentos para la aplicación computacional del método de Bond Graph en sistemas de potencia fluida. Trabajo de grado para optar el título de ingeniero. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, Bucaramanga 1998. p.211

fuerza que mantiene la corredera sobre su asiento es la del muelle ligero, y la válvula se abrirá completamente.

Figura 19. Válvula de seguridad compuesta



Fuente: Ardila. [1] p 220

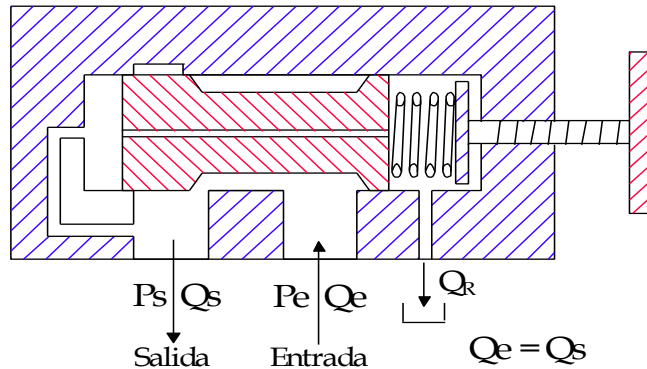
- **Válvulas reductoras de presión**

Estas válvulas se utilizan para mantener presiones reducidas en ciertos puntos de un circuito, funcionan normalmente abiertas y son controladas por la presión de salida de la propia válvula, haciendo que esta se cierre o se abra parcialmente dependiendo de si la presión se acerca o no al taraje; generando una restricción a la circulación del fluido. Esta restricción transforma en calor cualquier energía de presión en exceso, si la presión después de la válvula cae el conmutador abrirá la válvula y permitirá que la presión crezca de nuevo.

- **Válvula reductora de acción directa**

Este tipo de válvula utiliza una corredera de acción directa la cual se acciona mediante un muelle. La presión de salida se controla por medio del desplazamiento de la corredera que abre o cierra la válvula según sea el caso. Si la válvula se cerrase por completo, las fugas, a través de la corredera, podrían originar un aumento de presión en el circuito derivado. Esto puede evitarse haciendo que un drenaje continuo al tanque mantenga la válvula ligeramente abierta, impidiendo que haya una presión superior al taraje de la misma a su salida. La figura 20 muestra un esquema de esta válvula.

Figura 20. Válvula reductora de presión directa

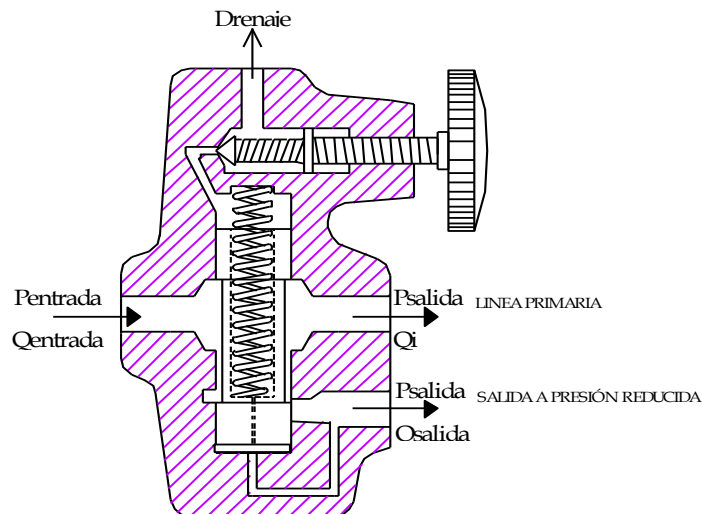


Fuente: Ardila. [1]. p 220

- **Válvula Reductora de Presión Pilotada**

Esta válvula posee un funcionamiento similar a la válvula de acción directa, sin embargo tiene un intervalo de ajuste más amplio y más preciso también permanece normalmente abierta hasta que el sistema supere el taraje del resorte de la parte superior el esquema se muestra a continuación.

Figura 21. Válvula reductora pilotada



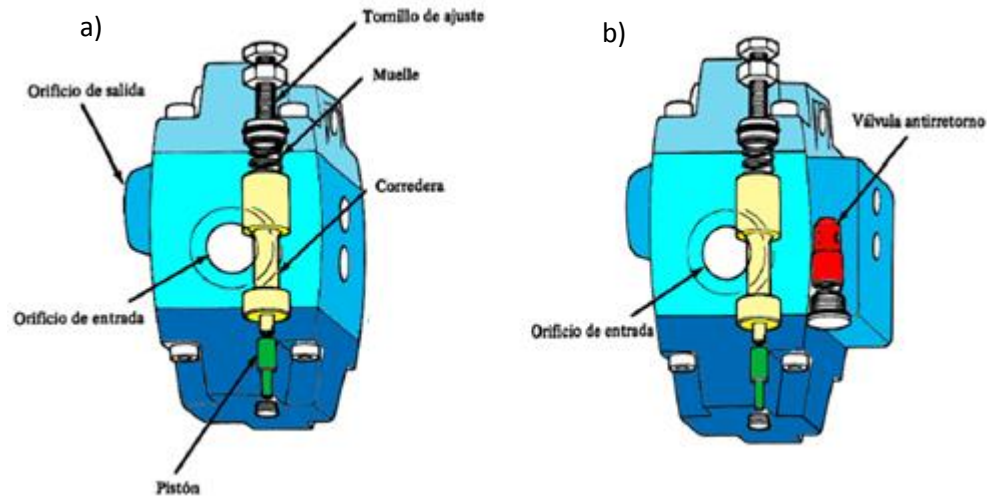
Fuente: Ardila. [1] p 223

- **Válvula Tipo R**

La válvula tipo R posee una corredera deslizante y es de acción directa, según se configuren sus tapas superior e inferior, esta puede ser utilizada como válvula de seguridad, válvula de secuencia o válvula de descarga. También puede incluir una

válvula antirretorno que permite la circulación del aceite en sentido contrario en aplicaciones como válvula de secuencia, equilibraje o frenado.

Figura 22. a) Válvula R b) Válvula RC con antirretorno incorporada



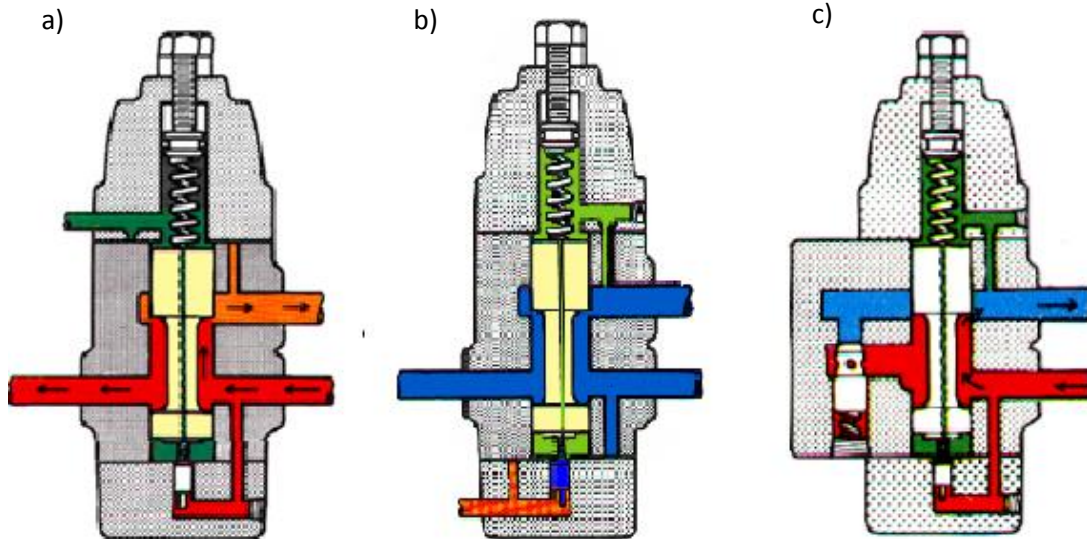
Fuente: VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981.p.170

La función de la válvula de secuencia es permitir la realización de una operación antes que otra; aplicaciones en las que por ejemplo hay dos cilindros y se necesita que primero uno se accione. Este tipo de válvula abre todo o nada lo cual significa que permanece abierta o totalmente cerrada. La configuración de la válvula tipo R para cumplir la función de secuencia se muestra en la figura 23a).

La válvula de descarga tiene la función de enviar el caudal hacia tanque cuando la presión en cualquier parte del sistema alcanza un nivel determinado previamente. Siempre se encuentra tarada muy por debajo de la presión del sistema. Abre todo nada normalmente cerrada, posee drenaje interno y posee operación remota; la configuración de la válvula R para tener la función de descarga se muestra en la figura 23b).

La última de las funciones que cumple la válvula tipo R pero ya con antirretorno RC, es la de equilibraje la cual es un tipo de válvula que abre proporcionalmente y permite controlar un cilindro vertical evitando que este descienda de forma libre por la fuerza de gravedad. esta válvula lleva incorporada una antirretorno para devolver el cilindro cuando sea necesario, puede llevar operación remota y se puede utilizar también para detener cargas giratoria en los motores la configuración de la válvula tipo RC para esta función se muestra en la figura 23c

Figura 23. Diferentes configuraciones válvula R y RC a) Válvula de secuencia b) Válvula de descarga c) Válvula de equilibraje



Fuente: VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981.p. 174

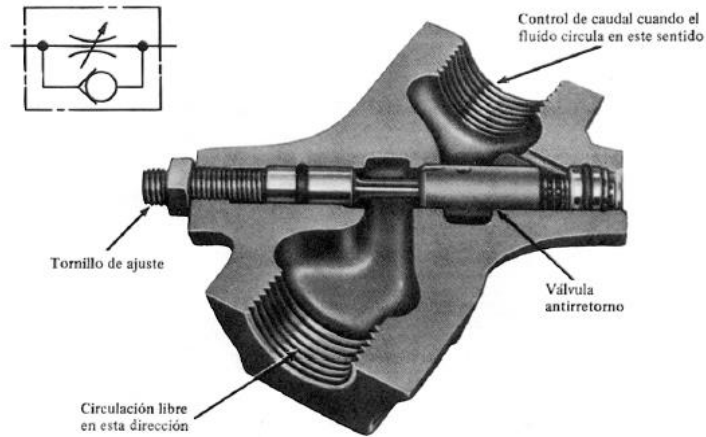
1.1.4.3 Válvulas reguladoras de caudal

La función de una válvula reguladora de caudal es reducir el caudal que la bomba hace fluir por la línea del circuito que la contiene, la operación conlleva a la válvula a oponer una resistencia adicional al flujo, esta resistencia obliga a la bomba a ejercer una presión mayor sobre el fluido provocando que una parte del fluido se desvía usualmente a través de la válvula de seguridad. . La forma como se realiza esta derivación depende del método usado para la regulación ya sea a la entrada, a la salida o por substracción.

- **Válvula Reguladora de Caudal No Compensada**

Utilizadas cuando las presiones en el sistema permanecen relativamente constantes y las variaciones de velocidad no son demasiado críticas. La disposición de estas válvulas es tan sencilla que el control de caudal puede realizarse con un estrangulamiento fijo o una válvula de aguja variable. La utilización de las válvulas no compensadas por presión es limitada, ya que el caudal a través del orificio es proporcional a la raíz cuadrada de la pérdida de presión a través del mismo; lo que significa que cualquier variación apreciable en la carga afectara el control de la velocidad.

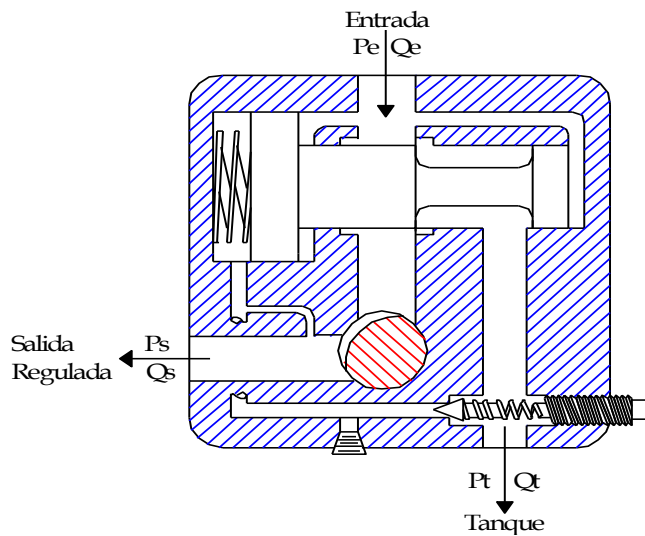
Figura 24. Regulador de caudal no compensado



Fuente: Vickers. [9] p. 185

- **Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Derivación o en Paralelo**
Esta válvula lleva incorporado un hidrostato que se abre para desviar a tanque el caudal que excede el taraje de la válvula. Este tipo combina una protección contra las sobrecargas con una regulación de caudal compensada por presión, únicamente pueden usarse en los circuitos con regulación a la entrada si se utilizase en un circuito de regulación a la salida el exceso de caudal que no pudiese pasar por el estrangulamiento sería desviado a tanque permitiendo la fuga de la carga; el esquema de esta válvula se muestra en la figura 25.

Figura 25. Válvula reguladora de caudal compensada por derivación

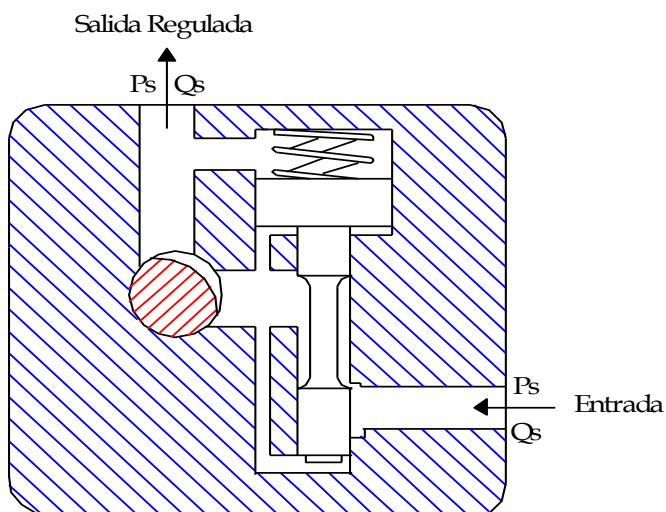


Fuente: Ardila. [1] p 236

- **Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Presión**

Esta válvula posee también un hidrostato que realiza un estrangulamiento variable; su diferencia con la válvula reguladora por derivación, radica en que la apertura o cierre del hidrostato no deriva directamente el caudal a tanque, dicha derivación es realizada por la válvula de seguridad gracias a los cambios de presión que se producen por la obstrucción en la válvula. Son usadas en cualquier tipo de regulación ya sea a la entrada, la salida o por substracción. El corte de la estructura de esta válvula se muestra en el siguiente esquema.

Figura 26. Válvula reguladora de caudal compensada por presión



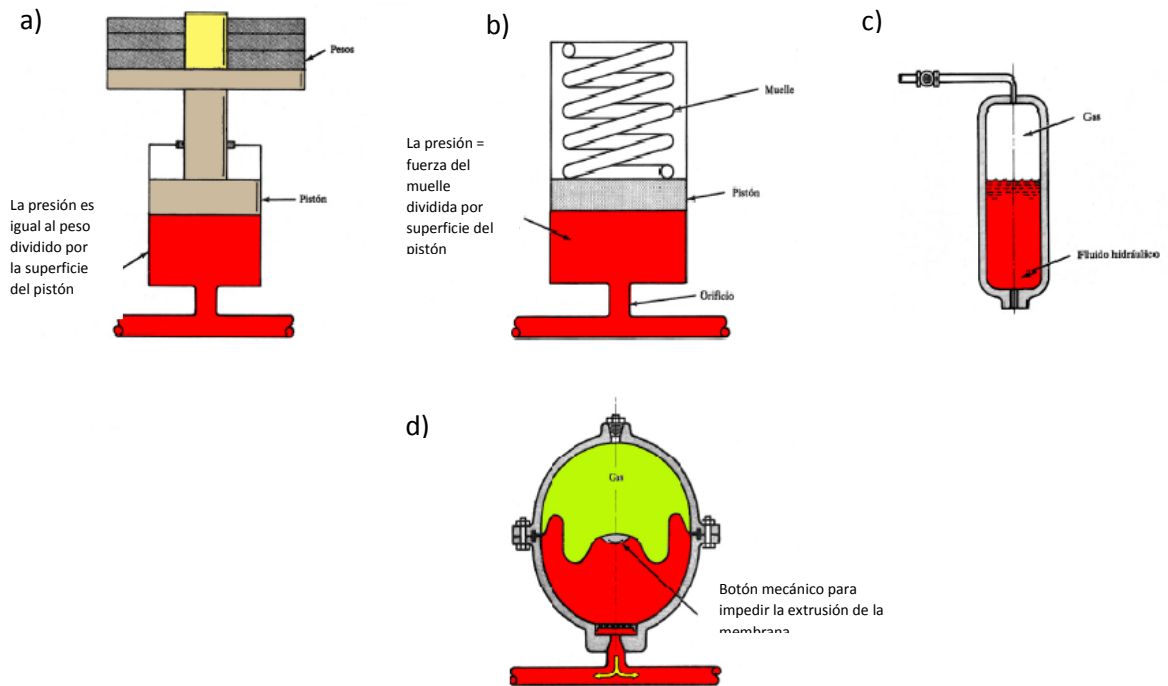
Fuente: Ardila. [1] p. 231

1.1.5 Acumuladores

La función de un acumulador consiste en suministrar un medio de almacenar fluidos incompresibles bajo presión, mantener la presión del sistema y amortiguar los efectos de las sobrepresiones. Esto se consigue porque cuando el fluido hidráulico bajo presión, entra en la cámara del acumulador hace una de las siguientes tres cosas comprime un muelle, comprime un gas o eleva un peso. Los acumuladores tienen la capacidad de almacenar energía hidráulica la cual es capaz de transformarse en energía disponible. Existen varios tipos de acumuladores entre los que encontramos acumuladores de contrapeso cuyo uso es limitado por la cantidad de espacio de espacio que ocupan y las sobrepresiones que generan; acumuladores de muelle tienen capacidad para unos pocos galones, usualmente dan servicio a sistemas hidráulicos individuales y operan a baja presión e n la mayoría de los casos; acumuladores de gas que son los más utilizados generalmente cargados con nitrógeno seco. Nunca debe cargarse con oxígeno

debido a su tendencia a quemarse o a explotar al comprimirse con aceite. Los acumuladores de gas se clasifican en tres tipos de pistón, de diafragma y de vejiga, el nombre de cada tipo indica el medio de separación entre el gas y el líquido. En la figura 27 se muestran diferentes tipos de acumuladores.

Figura 27. Tipos de acumulador a) Acumulador de contrapeso b) Acumulador de muelles c) Acumulador sin separación entre gas y líquido d) Acumulador de diafragma



Fuente: VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981.p. 226

Cuando se están seleccionando los elementos de las hidrotransmisiones hay una serie de ecuaciones que son de gran ayuda para seleccionar acumuladores

$$\frac{v_1}{\Delta v} = \frac{\frac{p_3}{p_2}}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right) * \left(\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{1}{4}} - 1\right)} \quad (1.19)$$

v_1 = volumen inicial

Δv = Volumen desplazado por el cilindro pistón

p_1 = Presión de precarga

p_2 = Presión mínima del sistema

p_3 = Presión máxima del sistema

$$\Delta V = -\beta * V_0 * \Delta P \quad (1.19)$$

ΔV = Diferencial de volumen comprimido

β = Módulo de compresibilidad ⁸

V_0 = Volumen desplazado

ΔP = Diferencial de Presión

1.2 CLASIFICACION DE LAS HIDROTRANSMISIONES

La clasificación de las hidrotransmisiones se realiza de acuerdo a las disposiciones de los elementos bomba (fijo o variable) y motor (fijo o variable) la cual es determinada de acuerdo a la aplicación y características de desempeño.⁹

1.2.1 Transmisión Hidrostática Motor Fijo- Bomba Fija.

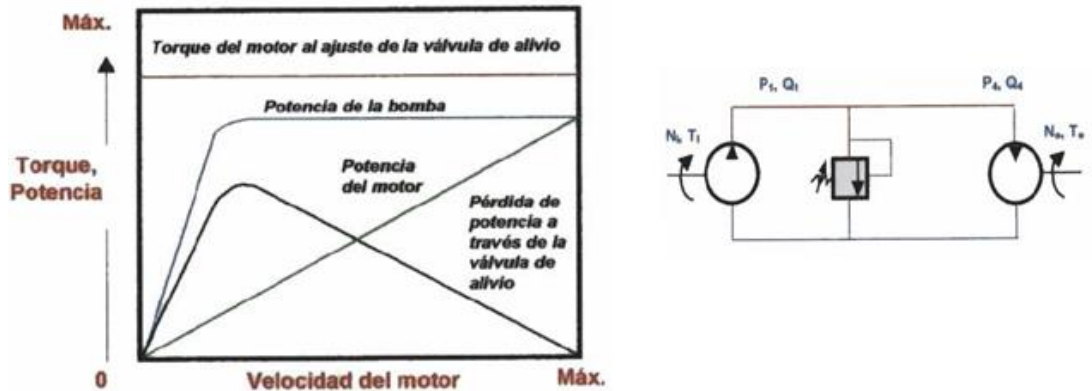
La forma más sencilla para una transmisión hidrostática utiliza una bomba de desplazamiento fijo conduciendo un motor de desplazamiento fijo. Aunque esta transmisión no es muy costosa, sus aplicaciones son limitadas, porque las formas alternativas de transmisión de potencia para este caso son más eficientes energéticamente. Ya que el desplazamiento de la bomba es fijo, la bomba debe ser adecuada para conducir el motor a la velocidad requerida bajo carga plena.

El torque generado por este tipo de hidrotransmisión es constante debido a que la presión del sistema alcanza el taraje de la válvula de alivio, inmediatamente después que la válvula direccional cambia, presenta muy baja eficiencia para las velocidades de operación inferiores a la máxima. No son muy recomendadas para aplicaciones que requieren arranque y detenciones frecuentes o cuando se presentan torques inferiores a la carga plena. En este sistema cualquiera de las tres variables potencia, velocidad y torque son constantes. La siguiente figura muestra un esquema del comportamiento de esta hidrotransmisión.

⁸ Diferentes valores del módulo de Bulk se encuentran en el capítulo 2 de este libro tabla 7 p.110

⁹ En Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990 se encuentra más especificado el funcionamiento de cada uno de los tipos de hidrotransmisiones

Figura 28. Comportamiento y símbolo de una hidrotensión bomba fija motor fijo

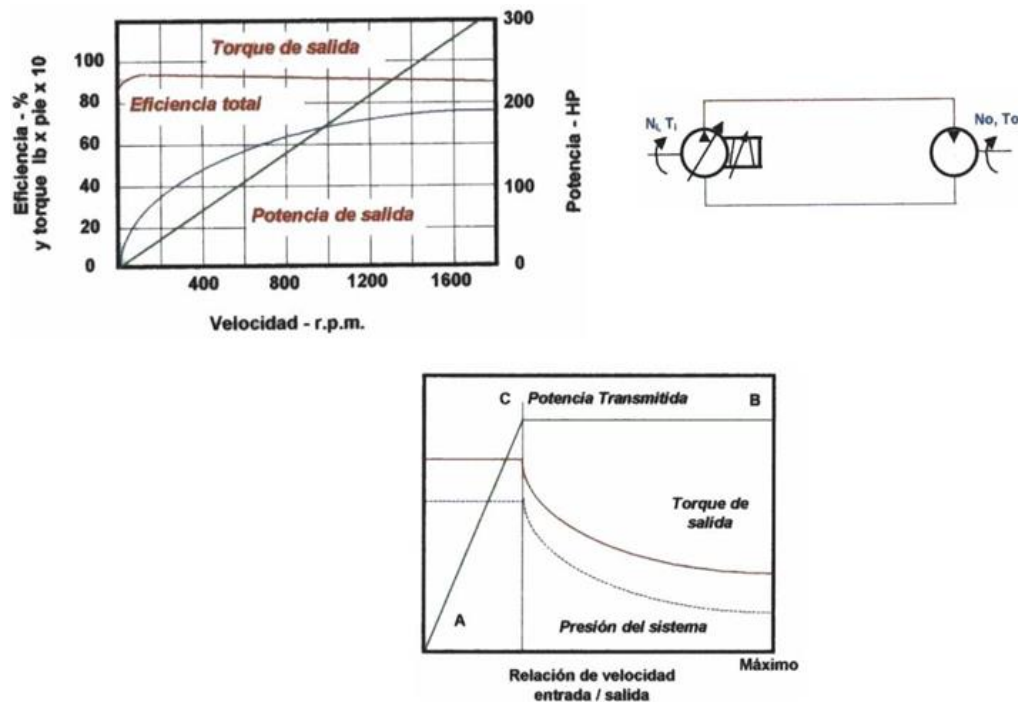


Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulic and Pneumatic.1990

1.2.2 Transmisión Hidrostática Bomba Variable - Motor Fijo.

Al cambiar la bomba fija por variable mantenemos el torque constante debido a que a cualquier velocidad este depende unicamente de la presión del fluido y del desplazamiento del motor; mientras que la velocidad del motor varia con el cambio del desplazamiento de la bomba y por ende la potencia del sistema varia; el maximo valor de velocidad esta determinado por las capacidades nominales del motor y de la bomba, sus aplicaciones se pueden observar en trilladoras y laminadoras en la figura 29 se puede observar su comportamiento.

Figura 29. Curvas de funcionamiento y símbolo de una hidrotensión bomba variable motor fijo

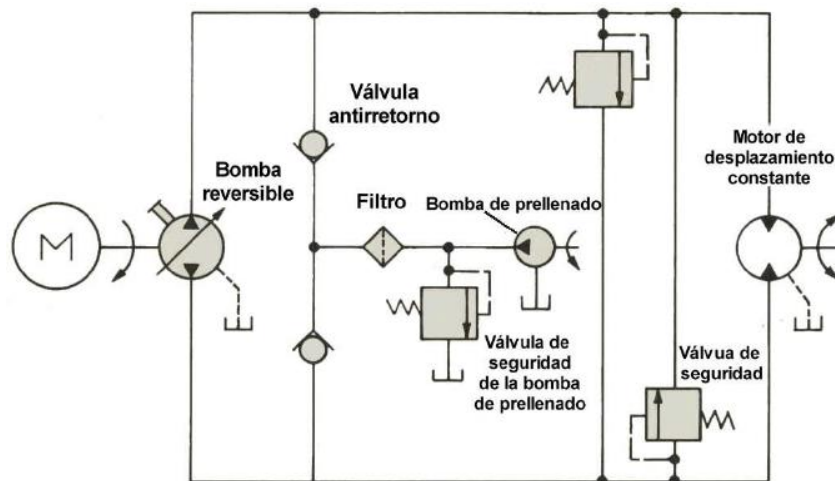


Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990

Las curvas mostradas en la Figura 29 ilustran el funcionamiento de esta transmisión. El desplazamiento la bomba inicia desde la salida cero (punto A) por lo tanto no hay flujo ni potencia de salida de la transmisión. Cuando la bomba aumente su desplazamiento se obtiene el máximo torque de arranque, debido a que el motor está siempre en su máximo desplazamiento. (Punto B). El motor, siendo de desplazamiento constante, puede desarrollar máximo torque continuamente hasta el límite impuesto por la potencia de entrada (punto C). En la máxima condición de torque, la potencia salida se incrementa hasta su máximo valor, en el punto C, y entre los puntos C y B mientras la velocidad aumenta, el torque de salida disminuye porque la potencia permanece constante.¹⁰

Muchas transmisiones de circuito cerrado incluyen una bomba reversible de desplazamiento variable, con una salida conectada al orificio del motor y el otro orificio del motor conectado a la salida de la bomba lo que permite que el motor sea accionado en cualquier dirección a velocidades infinitamente variables, determinadas cada una por la posición del control de caudal en la bomba. En muchos de estos tipos de hidrot transmisiones encontramos un tipo de bombas llamadas de precarga las cuales se encargan de presurizar positivamente la entrada de las bombas para prevenir la cavitación o vacío en la entrada de la bomba, la capacidad de esta bomba tiene que ser por lo menos un 10% mayor que los requerimientos a la entrada de la bomba principal. Ver figura 30

Figura 30. Circuito cerrado reversible incluye bomba reversible y de prellenado.



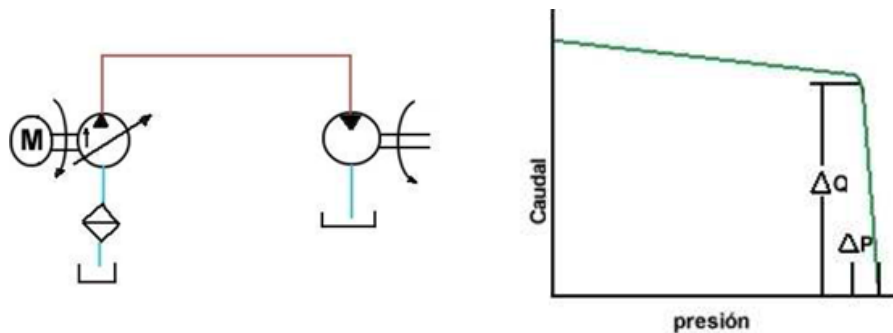
Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990

Los ajustes que se le pueden realizar a las bombas variables para mejorar su precisión se pueden observar en la figura 31 y figura 32. En donde se puede apreciar

¹⁰ Ardila, Op. Cit., p. 312

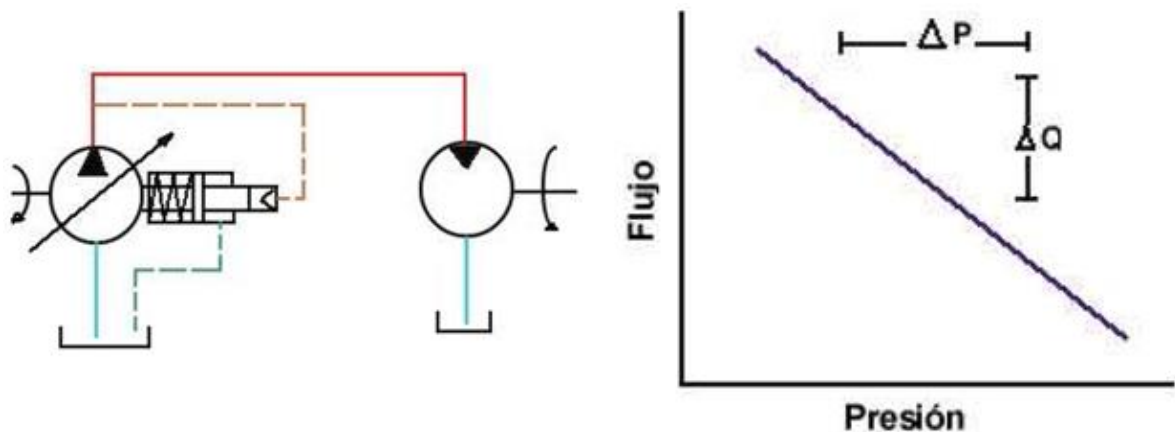
el comportamiento del circuito al compensar por presión la bomba variable, diseño creado específicamente para mantener el torque constante dentro de una presión razonable, la curva de funcionamiento muestra que la entrega de la bomba cae bruscamente y requiere de solo un pequeño cambio en la presión para cambiar el flujo de salida. La otra figura muestra un compensador especial de potencia diseñado para mantener esta constante. Una variación, impuesta en el torque de carga sobre un motor de desplazamiento fijo provoca la variación en la presión del sistema; esta variación, a su vez, obliga a la bomba a cambiar su desplazamiento. La gran diferencia con el compensador de presión es que, el compensador de potencia constante va ajustando el caudal a medida que la presión va subiendo, mientras que en el compensador de presión el caudal es ajustado solamente cuando se alcance el taraje del compensador.

Figura 31. Hidrotransmisión de bomba variable compensada por presión y motor fijo (torque constante)



Fuente: Bombas motores y transmisiones hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>p. 213

Figura 32. Hidrotransmisión de bomba variable con compensador de potencia y motor fijo (potencia constante)

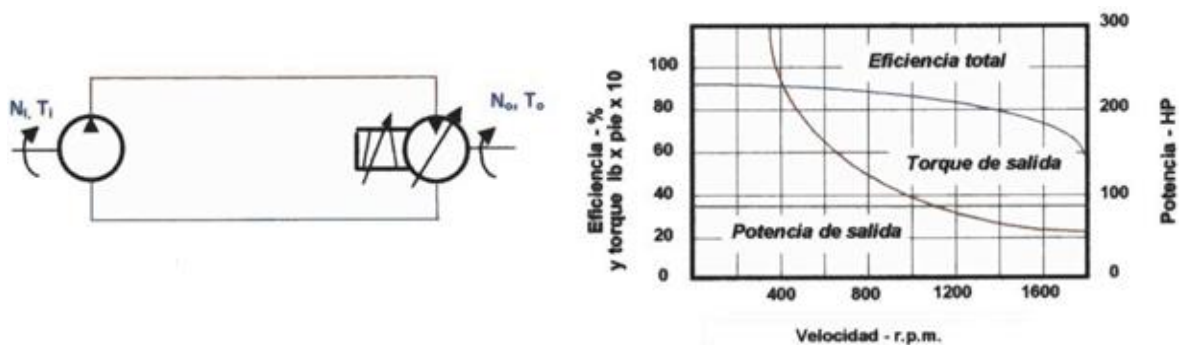


Fuente: Bombas motores y transmisiones hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatoccc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>p 214

1.2.3 Transmisión Hidrostática Bomba Fija - Motor Variable.

Este tipo de hidrottransmisión entrega potencia constante ya que el flujo al motor es constante y el desplazamiento del motor es variado para mantener el producto torque-velocidad de manera constante, entonces la potencia entregada es constante. En este tipo de transmisiones en el que la velocidad de salida es variable, la potencia real de salida viene determinada por la razón entre la potencia teórica y la relación torque velocidad; la mayor potencia constante transmitida está determinada por la menor velocidad de salida. Esta transmisión es llamada de potencia constante y par variable; si el motor es del tipo compensador cualquier aumento de la carga origina una disminución proporcional de la velocidad. La siguiente figura muestra la curva de desempeño de esta hidrottransmisión la potencia constante se obtiene gracias al motor variable y el decaimiento del torque hasta ser constante por la placa del motor subiendo la velocidad.

Figura 33. Hidrottransmisión bomba fija motor variable



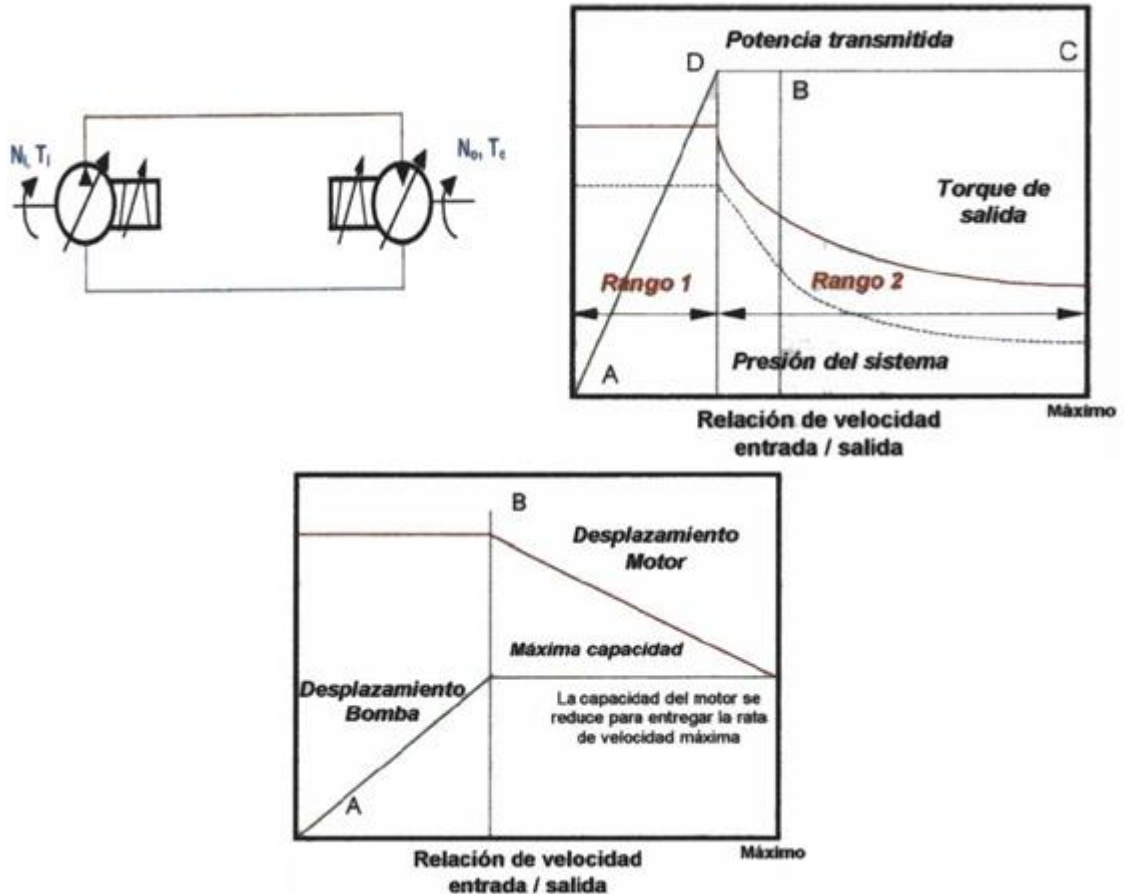
Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990

1.2.4 Transmisión Hidrostática Bomba Variable - Motor Variable.

Es la hidrottransmisión más versátil ya que provee infinitas relaciones de torque velocidad. Con él motor en su punto de desplazamiento máximo, variando la salida de la bomba, la velocidad de salida varía al igual que la potencia mientras que el torque permanece constante. Con él motor en su punto de desplazamiento mínimo, y la bomba enviando el máximo caudal, se incrementa la velocidad del motor hasta el máximo; el torque varía inversamente con la velocidad, y de esta forma la potencia permanece constante. La hidrottransmisión de bomba y motor variable ofrece dos rangos de trabajo, en el primer rango, el torque permanece constante mientras el desplazamiento de la bomba, la potencia y la velocidad aumentan. Se tiene entonces una transmisión de torque constante. El segundo rango comienza cuando el desplazamiento de la bomba alcanza el máximo, mientras el del motor empieza a disminuir. El torque decrece, pero la velocidad aumenta. Entonces es un sistema

de potencia constante en la figura 34 se muestran las curvas de desempeño y la representación de esta transmisión.

Figura 34. Curvas de desempeño de la hidrotensión bomba variable-motor variable



Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990

La tabla 1 muestra un resumen de las características generales de cada uno de los tipos de hidrotensiones.

Tabla 1. Características generales de los cuatro tipos HST

Desplazamiento		Rendimientos de la transmisión		
Bomba	Motor	Potencia	Torque	Velocidad
Fija	Fijo	Constante	Constante	Constante
Variable	Fijo	Variable	Constante	Variable
Fija	Variable	Constante	Variable	Variable
Variable	Variable	Variable	Variable	Variable

Fuente: Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990

2. TECNICA BOND GRAPH

2.1 INTRODUCCION AL BOND GRAPH

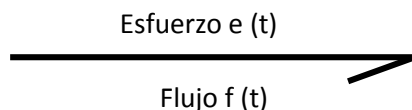
Gran parte de los sistemas físicos que nos rodean en diferentes campos aplicativos de la ingeniería se consideran sistemas dinámicos debido a que su estado evoluciona o varía con el tiempo, de ahí la importancia de encontrar métodos a través de los cuales se puedan simular o representar estos sistemas de una manera gráfica y práctica para su posterior estudio.

Recientemente apareció la modelación por el método Bond Graph, esta teoría fue inventada en MIT por H.M. Paynter en 1959, el cual combinó la teoría gráfica y la formulación en espacio de estado para desarrollarla. Esta técnica inicialmente no era estructurada pero poco a poco fue ganando popularidad y aparecieron D. Karnopp y R.C. Rosenberg quienes establecieron nuevos procedimientos que hicieron que este método se volviera más ágil tanto en su construcción como en su análisis.

El método Bond Graph es un método gráfico para el modelado en el que los puertos de energía (capacitores, inductancias, resistores, transformadores, uniones) del sistema están conectados por enlaces (flechas) que especifican o relacionan el flujo de energía entre los componentes del sistema.

La dirección de las flechas o enlaces indica el sentido de la transmisión de energía, cada enlace implica la existencia de dos señales que fluyen en direcciones opuestas, el producto de estas dos genera la potencia instantánea que fluye por los puertos, estas señales son esfuerzo $e(t)$ y flujo $f(t)$, los cuales varían dependiendo del sistema físico en el que trabajen.

Figura 35. Representación de un enlace



Fuente: Los Autores

Como ya se dijo el esfuerzo y el flujo tienen diferente interpretación dependiendo del campo de aplicación, en la siguiente tabla se puede ver la clasificación en diferentes aplicaciones.

Tabla 2. Variables de esfuerzo y flujo en los principales campos de energía

SISTEMA FISICO	ESFUERZO (e)	FLUJO (f)
MECANICA TRASLACIONAL	Fuerza (f)	Velocidad (V)
MECANICA ROTACIONAL	Par (M)	Vel. Angular (W)
HIDRAULICA	Presión (P)	Caudal (Q)
ELECTRICIDAD	Voltaje (V)	Intensidad (I)
SISTEMAS TERMICOS	Temperatura (T)	Flujo de calor (q)
ACUSTICA	Presión (P)	Velocidad (V)

Fuente: Los Autores

El esfuerzo lo vamos asociar a todo lo que implique causa del movimiento y el flujo a todo lo concerniente a efecto o consecuencia, así que cada uno de nuestros enlaces va a tener implícito una causa y un efecto.

2.2 FUNDAMENTOS TEORICOS DEL BOND GRAPH

Hablaremos de algunos conceptos básicos que usaremos en la explicación de Bond Graph.

2.1.1 Sistema

Un sistema es una composición de partes que interactúan entre si y que realizan una actividad determinada. Este puede ser separado del resto del medio mediante fronteras físicas.

2.1.2 Subsistema

Son secciones de los sistemas, los cuales son necesarios para facilitar el estudio de todo el modelo, estas también se pueden estudiar de manera individual.

2.1.3 Modelo

Un modelo es una construcción simplificada y abstracta utilizada para predecir el comportamiento de un sistema. Estos modelos no deben ser muy complejos pero tampoco muy simples, estos deben ser lo más sencillos posibles que respondan con las necesidades del sistema.

2.1.4 Elementos

Un Elemento es un componente del sistema o subsistema que puede ser analizado independientemente porque representa alguna de las relaciones fundamentales entre las variables del sistema o leyes constitutivas.

2.1.5 Puerto

Cuando dos subsistemas o elementos se conectan físicamente por medio de un enlace o “bond” implica que dos variables complementarias (esfuerzo y flujo) se intercambian entre ellos. Los lugares donde se hacen estas conexiones reciben el nombre de puertos y son característicos para cada elemento, así podemos encontrar elementos de un puerto o de varios puertos en cuyo caso se denominarían multipuertos.

2.1.6 Potencia

Bond Graph trabaja con flujos energéticos, las variables que relacionan sus elementos se denominan variables de potencia, ya que el producto de estas no genera la potencia instantánea que fluye a través de los puertos. Estas variables son esfuerzo $e(t)$ y flujo $f(t)$, entonces:

$$Pot(t) = e(t) * f(t) \quad (2.1)$$

2.1.7 Energía y variables de energía

La energía es la integral en el tiempo de la potencia:

$$E(t) = \int_0^t P(t)dt = \int_0^t f(t) * e(t)dt \quad (2.2)$$

En sistemas dinámicos se presentan otras dos variables importantes las cuales son momentum $p(t)$ y desplazamiento $q(t)$, estas se denominan variables de energía. El desplazamiento se relaciona en ocasiones con el esfuerzo $e(t)$ y el momentum con el flujo $f(t)$.

$$E(q) = \int_0^q e(q)dq \quad (2.3)$$

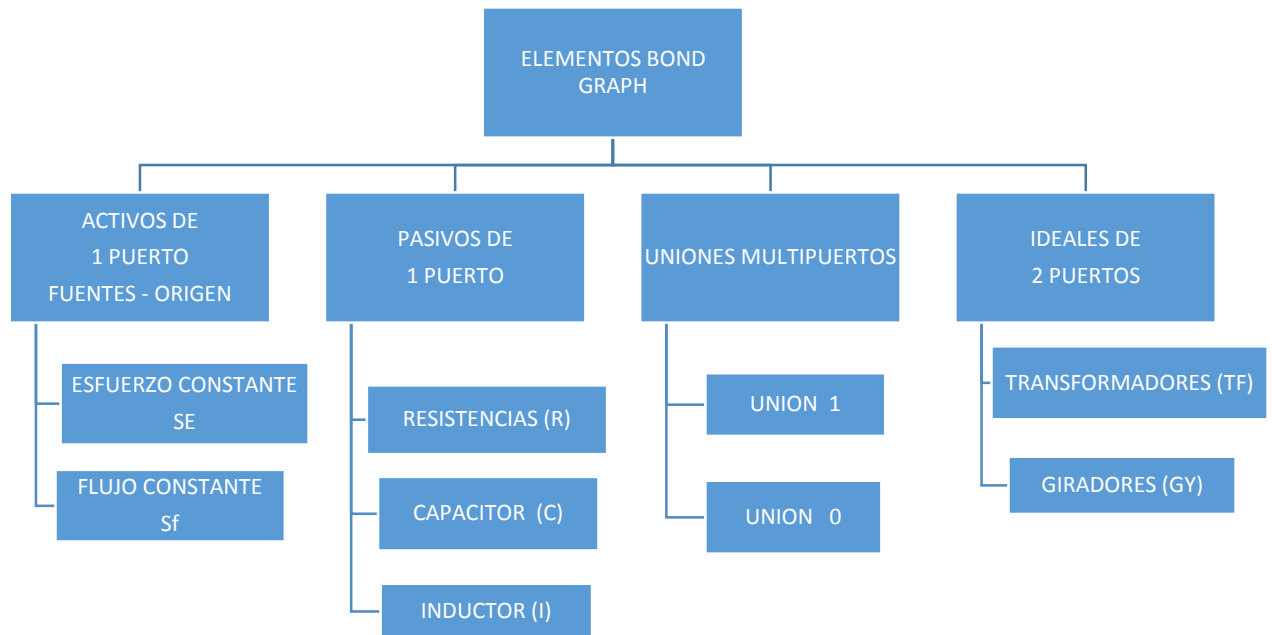
$$E(p) = \int_0^p f(p)dp$$

2.3 ELEMENTOS BASICOS DEL BOND GRAPH

Bond Graph presenta una gran ventaja, la cual, con pocos elementos nos permite representar modelos de cualquier dominio energético, estos elementos actúan de forma similar para distintos sistemas como los mecánicos, hidráulicos, eléctricos, térmicos, entre otros. Por esto Bond Graph es una técnica práctica para los sistemas dinámicos que aplican el mismo principio, independiente del sistema físico trabajado.

Bond Graph tiene nueve elementos fundamentales. Estos se clasificarán de acuerdo a su número de puertos y a su comportamiento como se ve en el siguiente diagrama.

Figura 36. Diagrama de los elementos de Bond Graph



Fuente: Los Autores

Estos elementos aparecen como componentes elementales del sistema, representando su idealización matemática. Ejemplos claros de estos componentes son: resistencias, condensadores, masas, resortes, tuberías, bombas hidráulicas, etc. Para explicar cada uno de estos elementos se va a trabajar primero sobre sistemas mecánicos y eléctricos debido a nuestra afinidad con estos, luego continuaremos con el sistema de nuestro interés el cual es potencia fluida.

2.3.1 Elementos activos de un puerto (orígenes)

Todo sistema físico debe tener una entrada o perturbación que cause algún efecto sobre el sistema. En Bond Graph se debe considerar el tipo de entrada de energía y tipo de variables (esfuerzo o flujo), estas son independientes del comportamiento del sistema, por lo tanto podemos considerar dos tipos de entradas; las de esfuerzo constante “Se” (source effort) y las de flujo constante “Sf” (source flow). La notación en Bond Graph para estos dos tipos de entradas es:

Figura 37. Representación de los puertos de entrada

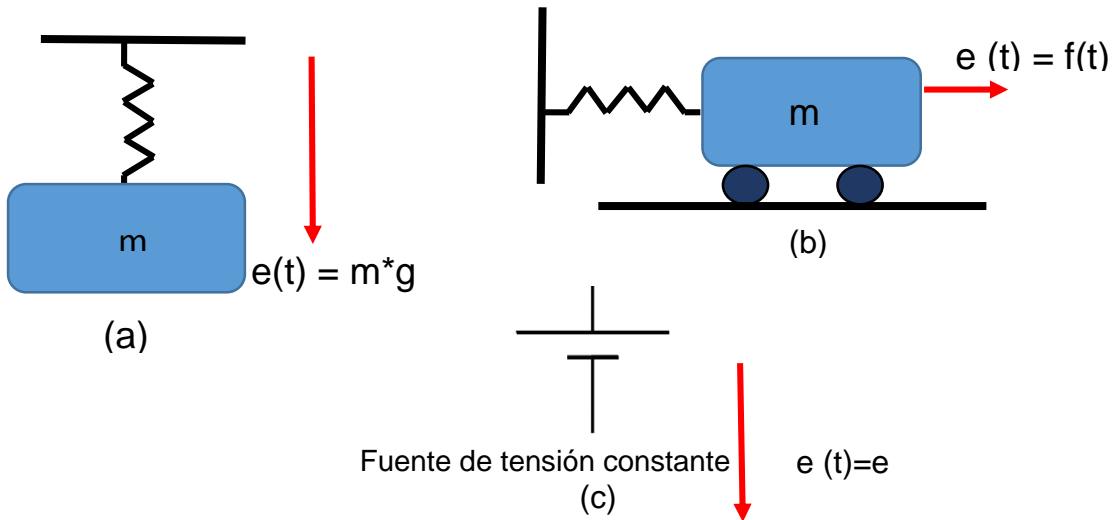


Fuente: Los Autores

Podemos observar que las flechas apuntan hacia fuera de las fuentes, lo cual nos indica que está entrando energía al sistema, por este motivo son considerados elementos activos, también se ve que para los elementos de esfuerzo constante (S_e) la variable independiente es el esfuerzo $e(t)$ y por lo tanto varía en el tiempo, al igual que para el origen de flujo constante, la variable independiente es el flujo, por lo cual su notación es $f(t)$ debido a su variación en el tiempo. La notación de media flecha nos indica que son generadores de energía pero que en ciertos instantes también pueden absorber o recibir energía.

Ejemplos de orígenes de esfuerzo constante se muestran en la figura 38:

Figura 38. Ejemplos de orígenes de esfuerzo constante

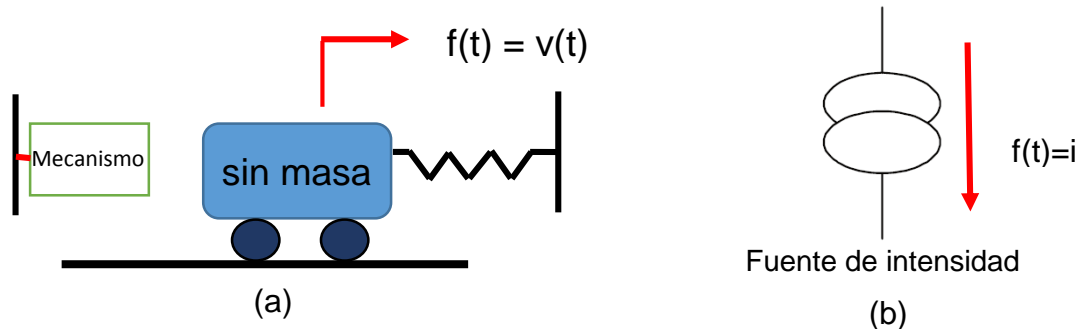


Fuente: Los Autores

Como vemos en la figura 38 a, b, en los sistemas mecánicos sus orígenes de esfuerzo son toda fuerza excitante que los altere, para el caso (a) la gravedad y para el caso (b) una fuerza cualquiera. Mientras que para el caso eléctrico todo tipo de fuente de voltaje la consideramos de esfuerzo constante.

Ejemplo de orígenes de flujo constante se observan en la figura 39:

Figura 39. Ejemplos de orígenes de flujo constante



Fuente: Los Autores

En la figura 39a, el mecanismo no es de nuestro interés, simplemente se toma como fuente la velocidad ya que es nuestra variable independiente del sistema, y para la parte eléctrica toda fuente de corriente se considera de flujo constante.

2.3.2 Elementos pasivos de un puerto

En Bond Graph son considerados elementos pasivos todos aquellos que no originen energía, si no que la acumulan o la disipan, estos elementos dependen del dominio energético en el cual nos encontremos (mecánica, hidráulica, eléctrica, térmica, etc.), pero como ya se mencionó se rigen por los mismos principios, así que podemos hacer analogías entre ellos.

Son tres elementos pasivos de un puerto los cuales se denotan por las letras R, C, I, cada una nos representa un elemento del sistema, por ejemplo en sistemas eléctricos nos representan resistencias, capacitancias e inductancias, para sistemas mecánicos amortiguadores, resortes y masas, para entenderlos vamos a profundizar en cada uno de estos elementos:

2.3.2.1 Resistor (R)

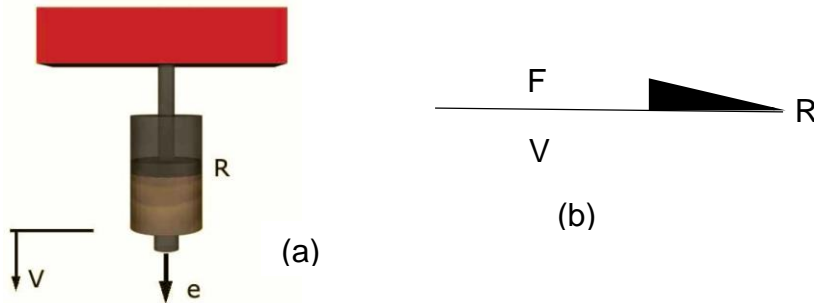
Representará a aquellos elementos o situaciones donde haya una pérdida de energía. En estos elementos esfuerzo y flujo se relacionan directamente así:

$$e(t) = Rf(t) \quad (2.4)$$

Donde R se define como la relación de disipación de energía.

Ejemplos claros de elementos resistivos para sistemas eléctricos son las resistencias eléctricas y para sistemas mecánicos los amortiguadores.

Figura 40. Amortiguadores



Fuente: Bond Graph. [5]

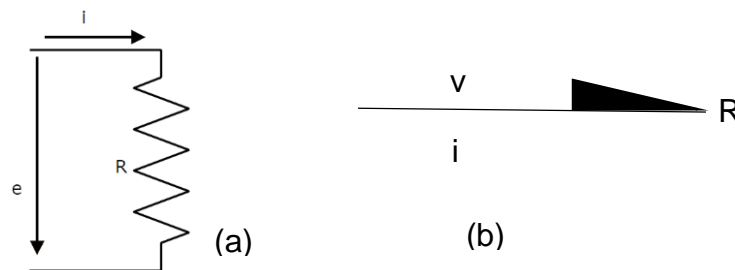
Para este caso, el esfuerzo e (fuerza (v)) y el flujo f (velocidad (i)) están relacionados por la expresión:

$$F = b * V \quad (2.5)$$

La media flecha apuntando hacia R nos indica que el producto $F * V$ es positivo, por lo tanto la potencia fluye hacia R.

$$Pot = FV = bV^2 \quad (2.6)$$

Figura 41. Resistencia eléctrica



Fuente: Los Autores

Cuando pasa una intensidad de corriente por una resistencia eléctrica se produce una caída de tensión.

Para este caso, el esfuerzo e (tensión (v)) y el flujo f (intensidad (i)) están relacionados por la conocida expresión:

$$v = R * i \quad (2.7)$$

2.3.2.2 Capacitor (C)

Se les denomina capacitores a todos los elementos que tienen la capacidad de almacenar energía y entregarla sin ninguna pérdida (ideal), también se les conoce porque son acumuladores de flujo.

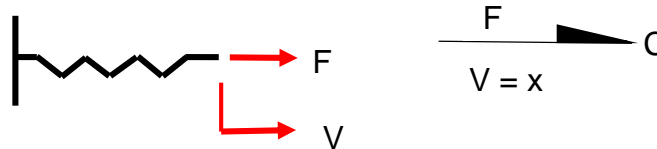
Los capacitores nos relacionan esfuerzo y desplazamiento así:

$$q(t) = Ce(t) \quad (2.8)$$

Donde $q(t)$ es desplazamiento, es la integral en el tiempo del flujo, C se define como la capacitancia o capacidad para almacenar flujo y $e(t)$ es el esfuerzo aplicado.

En sistemas mecánicos se representa como un resorte

Figura 42. Elemento mecánico capacitivo (resorte)



Fuente: Los Autores

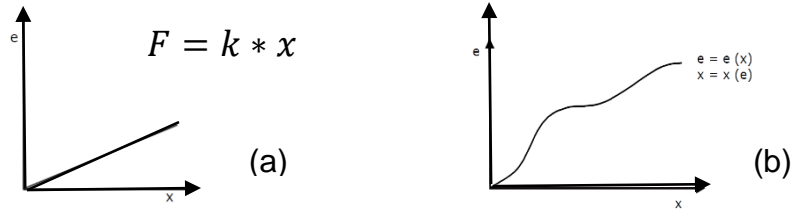
De las leyes conocidas en la mecánica sabemos que a partir de un punto de referencia obtenemos que:

$$F = k * x \quad \text{ó} \quad F = \left(\frac{1}{C}\right) * x \quad (2.9)$$

K y C son recíprocos

En donde x representa el desplazamiento instantáneo generado por el movimiento del resorte. Si la rigidez K se considera constante, la relación entre el esfuerzo y el desplazamiento es lineal, como se indica en la figura 43a, pero si K es variable la relación entre esfuerzo y desplazamiento es no lineal figura 44b.

Figura 43. Grafica esfuerzo vs desplazamiento elemento capacitivo



Fuente: Los Autores

Al igual que con el elemento R para los capacitores también su notación es de media flecha apuntando hacia C, lo cual significa que la potencia fluye hacia C, entonces podemos decir:

$$\text{Energía} = E(t) = \int^t P dt = \int^t F V dt \quad (2.10)$$

Sí $V dt = dx \Rightarrow E(x) = \int^x F dx$; queda una expresión de energía en función del desplazamiento x , esto es general solo si $F=F(x)$.

Para resortes no lineales:

$$E(x) = \int_0^x F dx \quad (2.11)$$

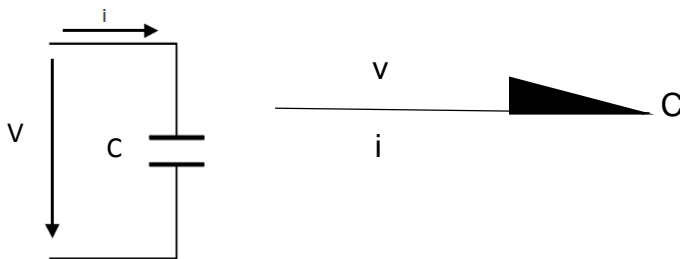
Para el caso lineal:

$$E(x) = \int_0^x Kx * dx = \frac{1}{2} K * x^2 \quad (2.12)$$

En sistemas mecánicos a esta energía se le conoce como energía potencial, la cual se encuentra en función del desplazamiento, por lo que a X , le llamaremos variable de energía.

Otro ejemplo de capacitores para el caso eléctrico, son los condensadores.

Figura 44. Elemento capacitor en sistemas eléctricos



Fuente: Los Autores

Denominando C a la carga, por lo tanto la ecuación característica del condensador será:

$$q = K * \int i \cdot dt \quad (2.13)$$

2.3.2.3 Inductor (I)

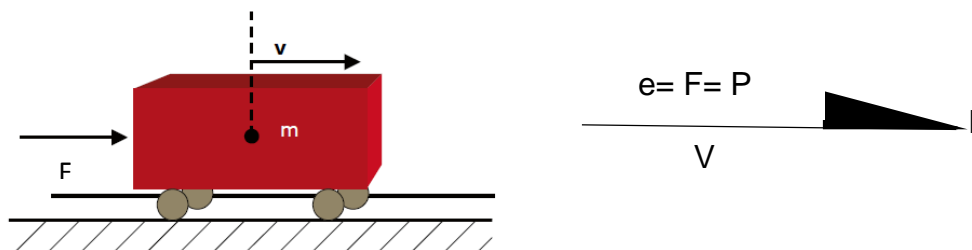
Este elemento se considera también como acumulador pero en este caso no de flujos si no de esfuerzos, en ellos se relacionan flujos y momentum así.

$$f(t) = Ip(t) \quad (2.14)$$

Donde I es la inductancia y $p(t)$ es el momentum que es la integral del esfuerzo en el tiempo.

En sistemas mecánicos los elementos inductores representan las masas

Figura 45. Elemento inductor sistema mecánico



Fuente: Bond Graph. [5]

Por la segunda ley de Newton sabemos que la aceleración (a) de una masa (m) es proporcional a la fuerza aplicada sobre ella. En donde $a = \ddot{x}$, la segunda derivada de desplazamiento, entonces nos queda que:

$$F = m\ddot{x} \quad (2.15)$$

Integrando al tiempo:

$$P = mV \quad \text{O} \quad P = I * V \quad (2.16)$$

Lo cual determina que un elemento I relaciona velocidad y momentum (integral de esfuerzo).

Como ya se ha dicho la flecha apunta hacia I, lo cual indica que la potencia fluye hacia I de forma positiva, y el elemento inercial almacena la energía, por lo tanto obtenemos:

$$E(p) = \int^p V dP \quad (2.17)$$

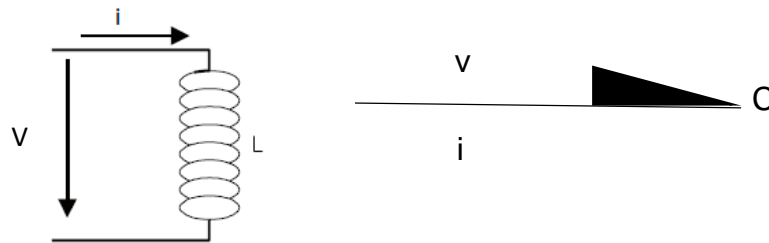
Para un elemento inercial, V es función de P, entonces:

$$E(P) = \int^p V(P) dP = \int^p \frac{P}{m} DP = \frac{P^2}{2m} \quad (2.18)$$

Con esto obtenemos la forma correcta para la energía cinética de una masa, la cual está en función del momentum, con lo que también lo convierte en una variable de energía.

Para sistemas eléctricos tenemos a las inductancias como elemento inductor

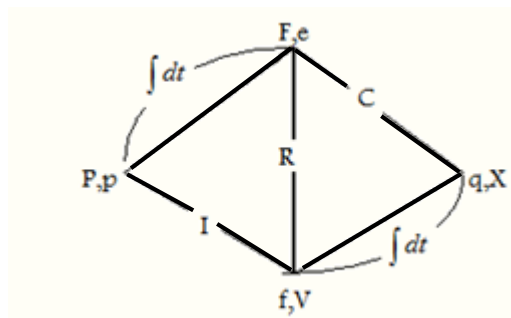
Figura 46. Elemento inductor en sistemas eléctricos (Inductancias)



Fuente: Los Autores

Para finalizar los tres elementos pasivos de un puerto, podemos hacer un pequeño resumen de las relaciones entre las variables que ellos manejan a través del tetraedro de estado figura 46, este está basado en la notación de H. M. Paynter.

Figura 47. Tetraedro de estado



Fuente: Bond Graph. [5]

Se observa que las variables e, f, p, y q están ubicadas en los vértices. Los cinco ejes visibles tienen un significado especial. Por ejemplo el eje que conecta e a p y a q tiene símbolos de integración porque p es la integral de e y q es la integral de f. Los otros tres ejes etiquetados con I, R, y C muestran los tres elementos pasivos de

un puerto y a su vez muestran las variables que relacionan las tres leyes constitutivas.

2.3.3 Uniones multipuertos

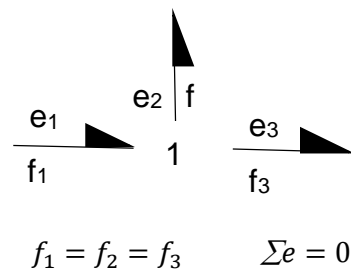
Los elementos de unión de múltiples puertos son la base de la construcción de modelos en Bond Graph y se caracterizan porque en ellos la potencia se conserva y por esto definen las ecuaciones de la conservación de la energía. En realidad las uniones de múltiples puertos son combinaciones de la forma más básica que es la unión de tres puertos. Los elementos de múltiples puertos sirven para representar las conexiones en serie y en paralelo que existen en gran cantidad de sistemas dinámicos.

En Bond Graph existen dos tipos de uniones múltiples puertos, ellas son las uniones uno y las uniones cero, caracterizándose cada una por mantener alguna de los dos variables de potencia constante, mientras que la otra se distribuye en los puertos de modo tal que se cumplan las leyes de la conservación de energía.

2.3.3.1 Unión Uno (1)

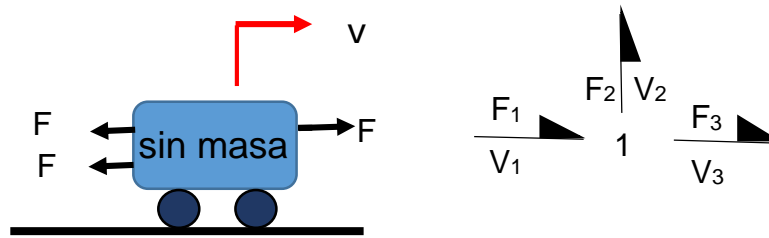
Es usada en la unión de elementos con flujo común y balance de esfuerzos. Se representa por un número 1 del cual entran y salen los enlaces

Figura 48. Unión uno



Fuente: Los Autores

Figura 49. Elemento traslacional y su Bond Graph.



Fuente: Los Autores

Para comprender el uso de las uniones uno se expone el ejemplo de la figura 49 en la cual se observa un diagrama de cuerpo libre de un carro sobre rodillos, asumido sin masa, que define una velocidad única para varias conexiones tales como resortes, amortiguadores y masas. El símbolo de *Bond Graph* para este carro es una unión uno con tres enlaces conectados, correspondientes a tres fuerzas.

Las leyes constitutivas de para este tipo de elementos son simples pero muy útiles. En él todas las velocidades son idénticas, así se tiene que:

$$V_1 = V_2 = V_3 = V \quad (2.19)$$

La unión 1 es llamada unión de velocidades comunes o en términos generales unión de flujos comunes. Otra parte de la ley constitutiva viene del balance de fuerzas en el diagrama de cuerpo libre:

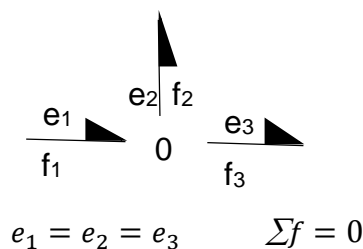
$$F_3 - F_1 - F_2 = 0 \quad (2.20)$$

Esta ecuación se iguala a cero porque se ha considerado el carro sin masa.

2.3.3.2 Unión cero (0)

Es utilizada en la unión de elementos que poseen esfuerzo común y balance de flujos, esto es equivalente a tener puntos de igual presión en un sistema hidráulico; se representa por número cero del cual entran y salen enlaces.

Figura 50. Unión cero.



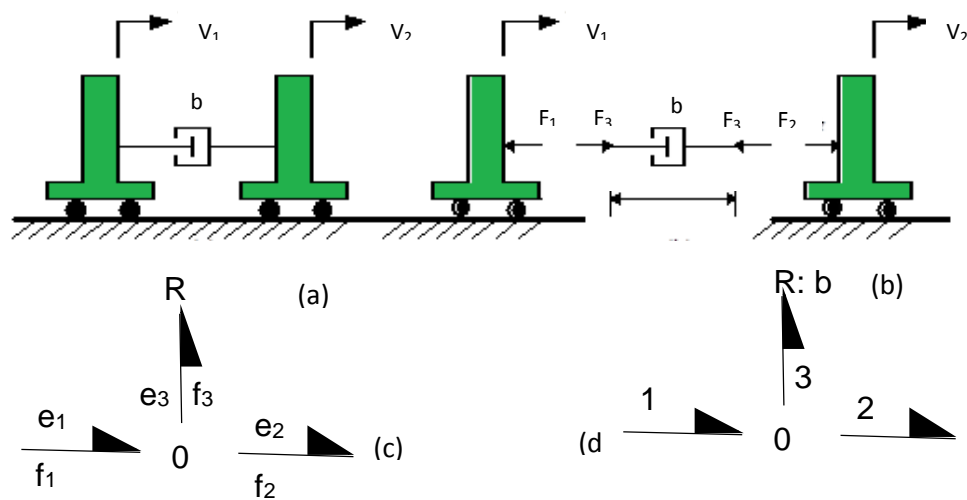
Fuente: Los Autores

La unión cero es el enlace dual de la unión uno, en el sentido de que los papeles de esfuerzo y flujo son inversos, una unión cero tiene esfuerzo común en todos los enlaces y la suma algebraica de los flujos entre ellos es igual a cero. En el caso de sistemas mecánicos una unión cero es una unión de fuerzas comunes y la suma de las velocidades de los puertos es cero. Se consideran las uniones cero y uno como elementos conservadores de potencia.

La unión cero no aparece en los diagramas esquemáticos tan obvia como la unión uno. Para mayor claridad se estudiara esto mediante el ejemplo mostrado en la figura 51 en el cual se observa la unión de dos carros con un amortiguador. Los extremos del amortiguador se mueven con velocidades diferentes V_1 y V_2 pero la fuerza del amortiguador responde solo a la rata de extensión o compresión. Se define V_3 como la velocidad relativa $V_1 - V_2$, la cual es positiva si el amortiguador se comprime. En la figura 51b se muestran los diagramas de cuerpo libre de los carros y el amortiguador, de este último se observa que para la velocidad de compresión V_3 , existe una correspondiente fuerza de compresión F_3 , en efecto, si el amortiguador tiene un comportamiento lineal, la relación entre fuerza y velocidad es:

$$F_3 = bV_3 \quad (2.21)$$

Figura 51. Sistema mecánico.



Fuente: Los Autores

En la figura del lado izquierdo observamos que a la velocidad en el carro V_1 responde una fuerza F_1 y en la figura del lado derecho a la velocidad de V_2 responde una fuerza F_2 .

Del amortiguador lineal, sin tener en cuenta su peso, se puede observar que todas las fuerzas son realmente una simple fuerza común en todas sus formas de acción-reacción así:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F \quad (2.22)$$

La otra parte de la ley constitutiva es la definición de la velocidad relativa, la cual para el caso de sistemas mecánicos indica la existencia de una unión cero:

$$V_3 = V_1 - V_2 \quad (2.23)$$

Al multiplicar la velocidad por la fuerza común se obtiene la relación de potencia:

$$P_3 = P_1 - P_2 \quad (2.24)$$

La cual establece que la pérdida del amortiguador es la potencia suministrada por el carro de la figura izquierda menos la potencia absorbida por el carro de la figura derecha.

2.3.4 Elementos ideales de dos puertos

En muchos sistemas dinámicos se presentan elementos que realizan cambios en las dos variables de potencia (esfuerzo y flujo), pero la potencia del sistema se conserva. Es decir que aunque las dos variables cambien, su producto no se altera. Un ejemplo de ello es el caso de los engranajes, en los cuales se realizan cambios en la velocidad angular y el torque, sin embargo la potencia que se maneja a través de ellos es más o menos constante.

En *Bond Graph* se emplean dos tipos de elementos ideales de dos puertos que poseen las características anteriormente mencionadas, de acuerdo a como realizan la transformación de las variables de potencia se denominan *transformadores* y *giradores*.

2.3.4.1 Transformadores

En este elemento se amplifican o disminuyen las variables de flujo y esfuerzo, teniendo siempre una variación opuesta entre las dos, es decir que al amplificar flujo se disminuye esfuerzo o viceversa, cumpliendo con las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 e_1(t) &= me_2(t) \\
 mf_1(t) &= f_2(t) \\
 e_1(t)f_1(t) &= e_2(t)f_2(t)
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

Donde m es llamado módulo del transformador.

Además se observa que la potencia, entendida como el producto entre flujo y esfuerzo, es un valor que se mantiene constante entre la entrada y la salida del transformador.

El ejemplo más simple de un transformador se encuentra en una palanca rígida sin masa, figura 52, con un pivote sin fricción a la cual se aplican las fuerzas F_1 y F_2 verticalmente. Tomando los momentos en el pivote, se encuentra la relación de equilibrio:

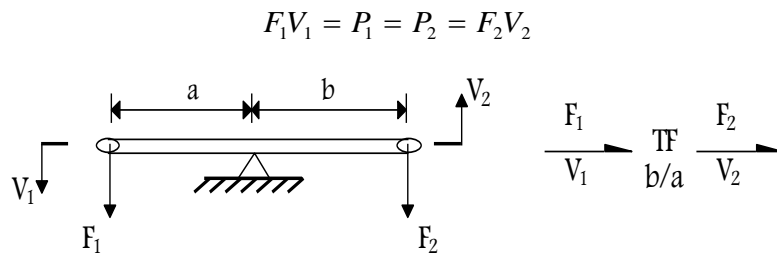
$$\begin{aligned}
 aF_1 &= bF_2 \\
 F_1 &= \frac{b}{a}F_2
 \end{aligned}
 \tag{2.26}$$

Otra relación se encuentra en las velocidades verticales V_1 y V_2 (asumiendo una pequeña rotación angular)

$$\begin{aligned}
 \frac{V_1}{a} &= \omega = \frac{V_2}{b} \\
 \frac{b}{a}V_1 &= V_2
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

La relación b/a , es llamada modulo del transformador. Si las ecuaciones son multiplicadas apropiadamente y b/a es cancelado entonces se obtiene la relación de potencia:

Figura 52. Transformador mecánico.



Fuente: Los Autores

La cual indica que la potencia que fluye dentro del puerto uno es siempre igual a la potencia que fluye hacia fuera del puerto dos. Esta relación de potencias es

incorporada en el *Bond Graph* de la figura 52, la cual muestra la convención de signos de las medias flechas apuntando a través del símbolo *TF*.

Ambas fuerzas apuntan hacia abajo en la figura. Si en la ecuación 2.26 el factor de proporcionalidad b/a es positivo, entonces con V_1 bajando y V_2 subiendo, la ecuación 2.31 es escrita con el mismo factor de proporcionalidad b/a positivo, el resultado es que F_1V_1 es la potencia que se suministra en el extremo izquierdo de la barra y F_2V_2 es la potencia que llega a ser gastada en el extremo derecho de la barra. Las potencias no siempre fluyen en la dirección mostrada (en el gráfico se muestra así para propósitos de referencia).

2.4 Construcción de modelos dinámicos con Bond Graph

Para la construcción de modelos dinámicos con Bond Graph debemos seguir una serie de pasos que varían según el dominio energético en el cual se encuentre, aunque las diferencias son mínimas comparando uno con respecto al otro, es decir que el procedimiento para un sistema mecánico es un poco diferente que para un sistema eléctrico o hidráulico.

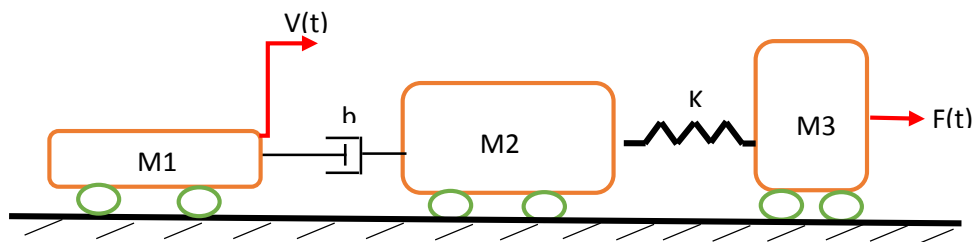
Como ya se ha dicho por facilidad empezaremos explicando el procedimiento para un sistema mecánico y posteriormente hablaremos del procedimiento de un sistema hidráulico, el cual resulta de nuestro mayor interés para el presente trabajo.

2.4.2 Construcción de un modelo mecánico

En sistemas mecánicos es más fácil identificar las velocidades de cada uno de los elementos y sus relaciones que las mismas fuerzas presentes en estos.

Para explicar este procedimiento hemos destinado ocho pasos, los cuales para una mayor comprensión se explicaran con el siguiente ejemplo:

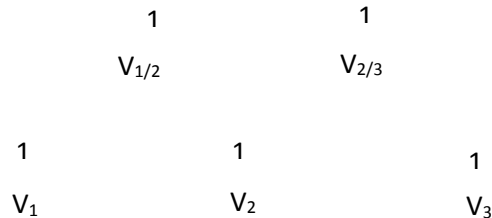
Figura 53. Representación de un sistema mecánico



Fuente: Los Autores

1. Determinar todas las velocidades presentes en el sistema, incluyendo las velocidades relativas y sus puntos de referencia. Para cada una de estas colocar una unión uno (1).

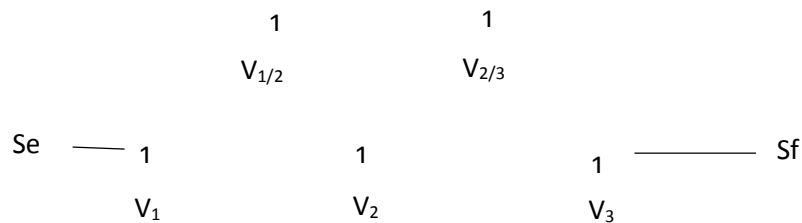
Figura 54. Primer paso en la construcción de un Bond Graph.



Fuente: Los Autores

2. Se establecen los orígenes tanto de velocidad como de fuerza y se unen a su respectiva unión uno (1) por medio de enlaces.

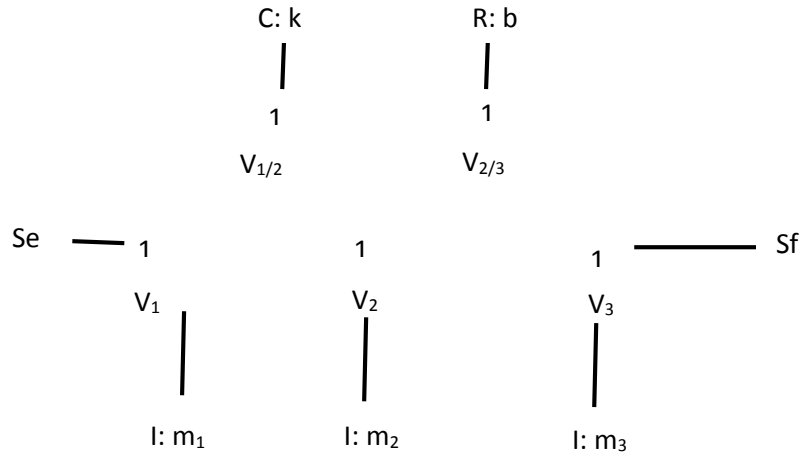
Figura 55. Segundo pasó en la construcción de un Bond Graph.



Fuente: Los Autores

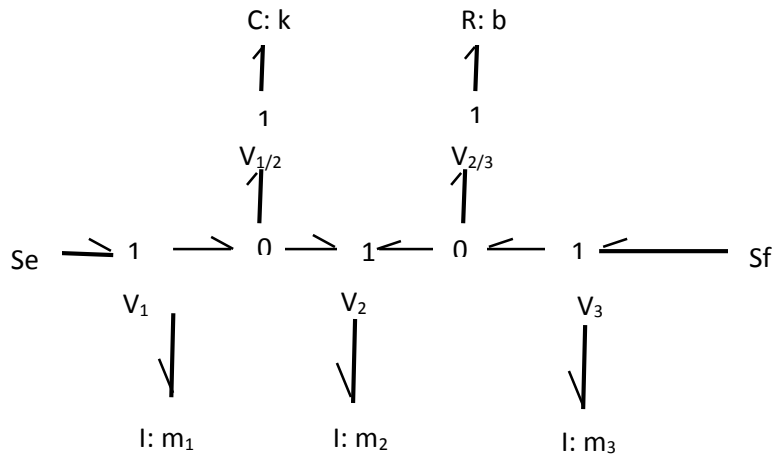
3. Se identifican los lugares donde se ubican elementos transformadores y giradores, colocándose estos en medio de las uniones uno correspondientes; las uniones uno restantes son relacionadas por medio de uniones cero. Para este caso no tenemos elementos transformadores, entonces simplemente llenamos de ceros en medio de las uniones uno (1)
4. Se identifican los elementos capacitivos y resistivos del sistema. Cada uno de estos elementos se ubica dentro del respectivo par de uniones uno, utilizando para ello una unión cero (0), a menos que ya se tengan establecidas uniones uno para velocidades relativas que correspondan a tales elementos. Ósea siempre van unidos a uniones cero excepto que hayan velocidades relativas entre las uniones uno.
5. Se determinan las inercias de los componentes del sistema y se conectan a sus respectivas uniones uno.

Figura 56. Cuarto y quinto pasó en la construcción de un Bond Graph.



Fuente: Los Autores

6. Se observa la dirección del flujo de potencia del sistema y de acuerdo a ella, se asignan las direcciones de los flujos de potencia a través de los enlaces del Bond Graph.
7. **Figura 57. Tercer y sexto pasó en la construcción de un Bond Graph.**



Fuente: Los Autores

8. Las velocidades de referencia o relativas se hacen iguales a cero (ellas se utilizan en la construcción como una guía, pero muy pocas veces aparecen en el Bond Graph final). Así las Uniones uno asignadas a estas velocidades se pueden eliminar, trasladándose sus enlaces a la unión más cercana a ella.

Para este último paso existen ciertas reglas:

8.1 Las uniones uno y cero de dos puertos se pueden simplificar si la dirección de sus enlaces van en la misma dirección así:

Figura 58. Simplificación de uniones



Fuente: Los Autores

8.2 Si su dirección es opuesta no se puede aplicar esta regla y no hay simplificación

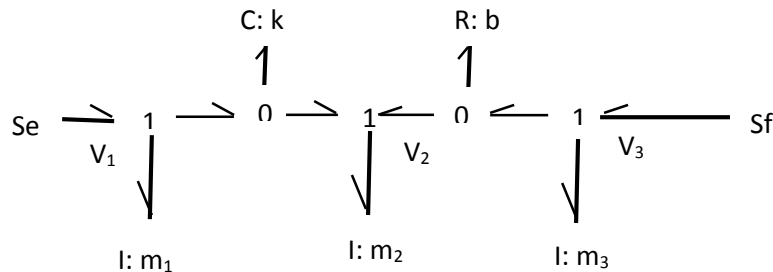
Figura 59. Uniones no simplificables



Fuente: Los Autores

Finalmente aplicando la regla número siete (7) obtenemos nuestro modelo Bond Graph para un sistema mecánico:

Figura 60. Séptimo paso en la construcción de un Bond Graph.



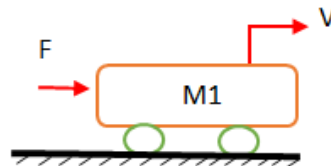
Fuente: Los Autores

2.5 CAUSALIDAD

Uno de los objetivos principales a la hora de hacer un análisis sobre un modelo Bond Graph es la asignación de la causalidad, esta herramienta nos permite realizar un análisis previo del sistema, determinar incompatibilidades e incongruencias ente los diferentes elementos y uniones del Bond Graph, además nos permite deducir el número de ecuaciones, tanto algebraicas como diferenciales que determinan sus ecuaciones de estado, para esto es necesario definir una serie de decisiones causa - efecto.

Para entender mejor el sentido de la causalidad vamos a hacer la siguiente analogía básica, toda causa o acción conlleva un efecto o reacción, así funciona en Bond Graph, todo esfuerzo ocasiona un flujo, o todo flujo ocasiona un esfuerzo según cual sea el componente de causa, por ejemplo un carrito el cual se encuentra en reposo al recibir una fuerza externa (causa - esfuerzo), el comenzara a moverse tomando cierta velocidad (efecto - flujo).

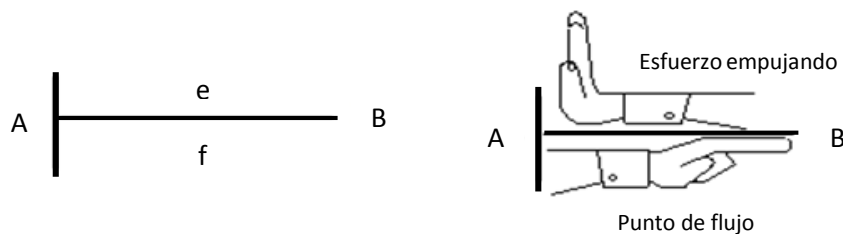
Figura 61. Efecto de aplicar una fuerza sobre un cuerpo



Fuente: Los Autores

En Bond Graph existen las llamadas barras causales, las cuales son las que nos indican como son determinados esfuerzo (e) y flujo (f), simultáneamente en un enlace.

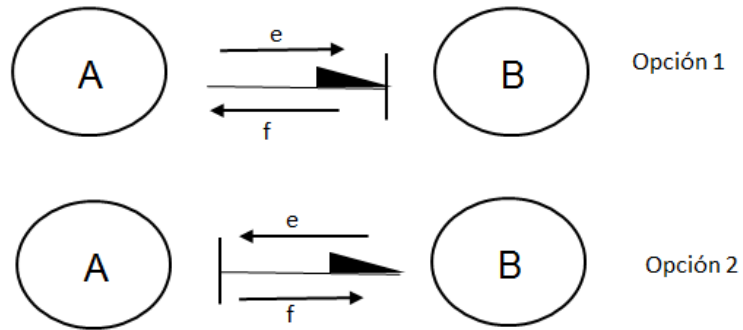
Figura 62. Causalidad en Bond Graph



Fuente: Los Autores

Esa línea perpendicular al enlace entre los elementos A y B es la barra causal, la cual puede estar en cualquier extremo del enlace, para este ejemplo está en A, lo que nos quiere decir que el esfuerzo se ejerce sobre A, lo cual causa que A responda con un flujo que regresa a B.

Figura 63. Opciones de causalidad



Fuente: Los Autores

Como ya se había dicho la barra puede estar en cualquiera de los dos extremos, pero vemos que el esfuerzo siempre se dirige hacia la barra causal y el flujo en sentido opuesto.

Cada uno de los elementos del Bond Graph, posee ciertas restricciones y reglas con respecto a la causalidad, en la tabla 3. Podemos ver un resumen de las causalidades de los distintos elementos.

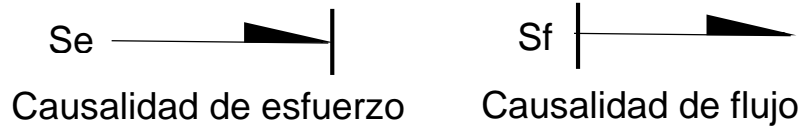
Tabla 3. Posibilidades causales para los elementos de un Bond Graph

Causalidad necesaria	$Se \text{---} \quad Sf \text{---} $
	$\text{---} \text{TF} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \text{TF} \text{---} $ $\text{---} \text{GY} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \text{GY} \text{---} $
Causalidad restringida	$\text{---} \overset{ }{0} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \underset{ }{0} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \overset{ }{0} \text{---} $
	$\text{---} \underset{ }{1} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \overset{ }{1} \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---} \underset{ }{1} \text{---} $
Causalidad integral	$\text{---} \text{I} \quad \text{---} \text{C}$
Causalidad derivada	$\text{---} \text{I} \quad \text{---} \text{C}$
Causalidad arbitraria	$\text{---} \text{R} \quad \acute{o} \quad \text{---} \text{R}$

Fuente: Los Autores

Como se observa los elementos de origen Se y Sf, tienen una sola posibilidad causal, ya que se considera que entregan únicamente esfuerzo (Se) o flujo (Sf) a los componentes con los que se enlazan.

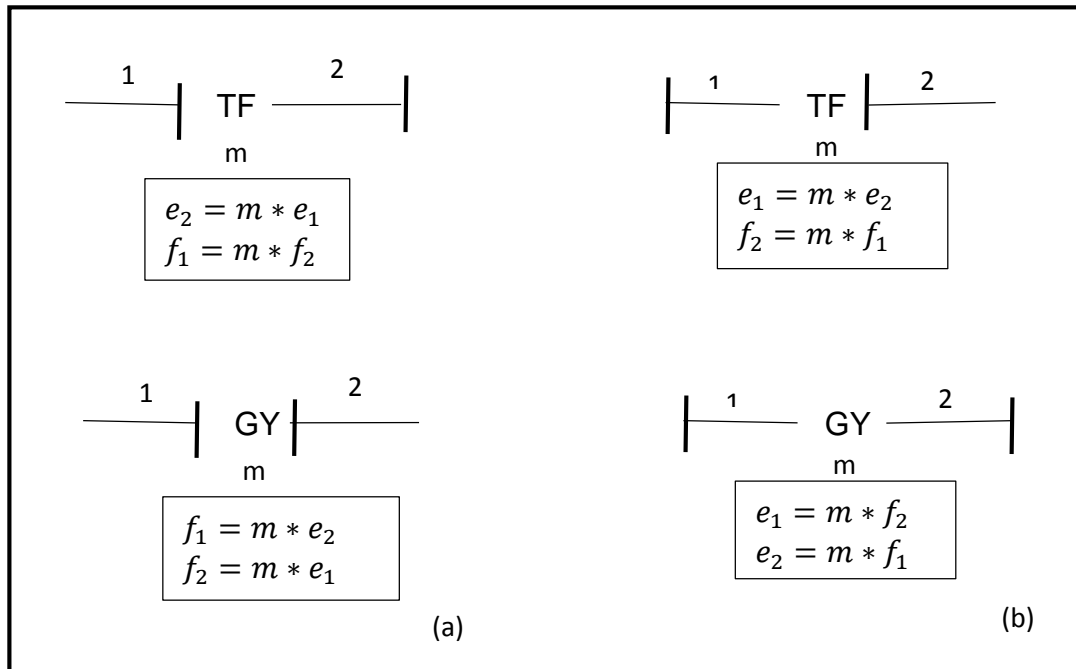
Figura 64. Causalidad elementos de origen



Fuente: Los Autores

Los elementos de múltiples puertos (0, 1, TF, GY), solo tiene una restricción en sus posibilidades causales, para el caso de los elementos TF y GY, tienen dos opciones de causalidad correctas y dos que no son correctas.

Figura 65. Causalidad elementos de transformadores y giradores



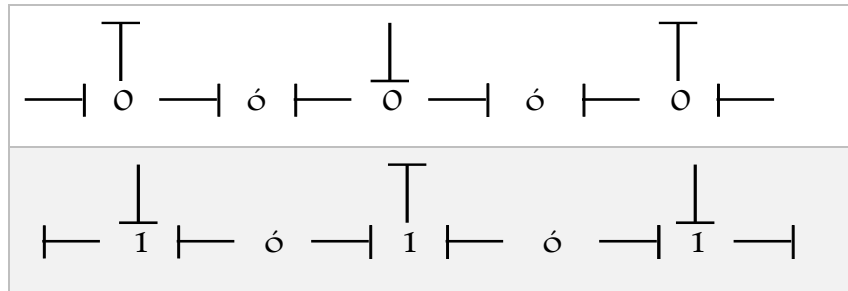
Fuente: Los Autores

Como se observa en la figura 65a. El elemento transformador e_1 entra a TF y e_2 sale, por lo tanto f_1 sale y f_2 entra, si analizamos las ecuaciones escritas en la figura podemos llegar a una conclusión sobre la notación, la cual es que las variables de entrada se ubicaran a la derecha y las variables de salida se ubicaran a la izquierda, esta notación siempre va hacer así para las ecuaciones de Bond Graph.

La causalidad de las uniones multipuertos cero y uno también tienen su propiedad específica, la cual es que las uniones cero (0) solo le puede entra un esfuerzo y

para las uniones uno (1) solo le puede entrar un flujo, por lo cual si solo tuvieran tres puertos tienen tres posibles enlaces como se muestra en la figura, si fueran n puertos tendría n posibilidades.

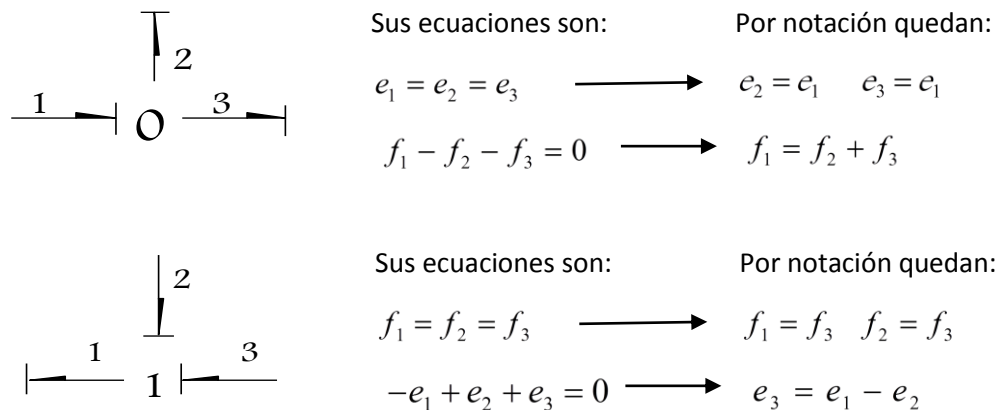
Figura 66. Causalidad elementos de unión cero y uno



Fuente: Los Autores

En las uniones cero los esfuerzos son iguales y se hace balance de flujos y en las uniones uno los flujos son iguales y se balancean los esfuerzos, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 67. Modelo de causalidad elementos de unión cero y uno



Fuente: Los Autores

En las ecuaciones escritas en la figura vemos que se cumple la notación antes nombrada, los elementos de entrada a la derecha y los de salida a la izquierda, además vemos para el caso de la unión cero que se cumple que si e_1 es entrada f_1 va a ser salida.

El siguiente nivel de causalidad es el de los elementos almacenadores de energía I y C, ellos pueden tener causalidad integral o diferencial, el objetivo es trabajar con causalidad integral para practicidad en los desarrollos de los modelos.

Para el elemento C, su ley constitutiva relaciona esfuerzo (e) con desplazamiento (q) y q es la integral de flujo (f), por lo tanto f es la entrada a C, para el caso integral. Para el caso de I relaciona flujo (f) con momentum (p), y p es la integral en el tiempo del esfuerzo (e), por lo cual e es la entrada a I, también para el caso integral.

Figura 68. Causalidad elementos almacenadores I y C

Integral	$\text{---} I$	$ \text{---}C$
Derivativo	$ \text{---}I$	$\text{---} C$

Fuente: Los Autores

Por ultimo tenemos la asignación de causalidad a los elementos resistivos, los cuales tienen causalidad arbitraria o indiferente, no importa hacia donde se dirija el flujo o el esfuerzo.

2.5.1 Procedimiento de asignación de causalidad en modelos Bond Graph

El procedimiento de asignación causal consiste en tres niveles principales, los cuales se deben aplicar en este orden, pero siempre teniendo en cuenta las reglas causales antes mencionadas para cada uno de los elementos del sistema.

Nivel 1

- 1. Se le asigna causalidad respectiva a los orígenes Se ó Sf
- 2. Se extienden las implicaciones causales a través del gráfico, usando todas las restricciones de los elementos 0, 1, TF, GY que se relacionen con dichos orígenes
- 3. Se repiten los pasos uno y dos hasta que todos los orígenes queden asignados
- 4. si el gráfico no tiene causalidad completa se procede con el siguiente nivel.

Nivel 2

- 5. Se escogen los elementos C ó I y se le asigna causalidad integral
- 6. De nuevo se extienden las implicaciones causales a través del grafico, usando todas las restricciones de los elementos 0, 1, TF, GY que se relacionen con dichos elementos.
- 7. se repiten los pasos 5 y 6 hasta que todos elementos C e I esten asignados con su respectiva causalidad
- 8. si el grafico no tiene causalidad completa se procede con el siguiente nivel.

Nivel 3

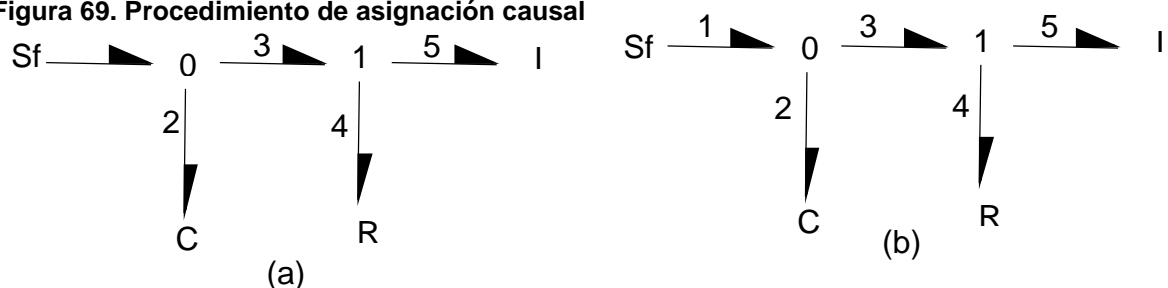
- 9. Se escoge algún elemento R que esté sin asignación causal y se le da a éste una asignación arbitraria.
- 10. De nuevo se extienden las implicaciones causales a través del grafico, usando todas las restricciones de los elementos 0, 1, TF, GY que se relacionen con dichos elementos.
- 11. se repiten los pasos 9 y 10 hasta que todos elementos R esten asignados con su respectiva causalidad

Para comprender un poco más esta secuencia, realizaremos un ejemplo, en el cual se apliquen las estrategias mencionadas.

La siguiente figura 69a. es un modelo en Bond Graph, el cual puede ser la representación de un modelo eléctrico, mecánico, hidráulico o de cualquier dominio energético.

Para la asignación causal empezamos por el nivel uno, en el cual aplicamos la causalidad requerida al origen Sf, luego encontramos una unión cero la cual nos exige dos entradas de flujo, por lo cual no podemos extender la asignación causal y pasamos al nivel dos.

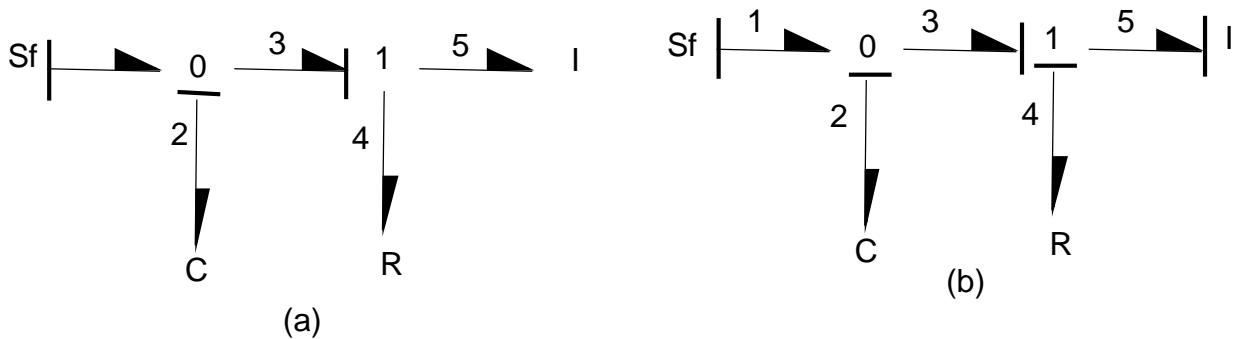
Figura 69. Procedimiento de asignación causal



Fuente: Los Autores

El cual lo podemos ver en la figura 70a. al cual se le asignó la causalidad correspondiente a C_2 , este es un esfuerzo para la unión cero así que podemos ahora si extender la causalidad por el elemento tres y se revisa el efecto que hace sobre la unión uno (un flujo, dos esfuerzos), el cual es un esfuerzo entrando por lo que no podemos extender la asignación y debemos continuar con la asignación de causalidad integral del elemento I_5 , nos resulta un flujo entrando a una unión uno, con lo que ya podemos continuar con la asignación de elemento 4

Figura 70. Procedimiento de asignación causal



Fuente: Los Autores

2.6 ECUACIONES DE ESTADO EN BOND GRAPH

2.6.1 Clasificación

Las ecuaciones de estado derivadas a partir de un modelo en bond Graph poseen en su notación más general, la siguiente forma:

$$\dot{X}_1 = \phi_1(X_1, X_2, \dots, X_n; u_1, u_2, \dots, u_r)$$

$$\dot{X}_2 = \phi_2(X_1, X_2, \dots, X_n; u_1, u_2, \dots, u_r)$$

$$\dots$$

$$\dot{X}_n = \phi_n(X_1, X_2, \dots, X_n; u_1, u_2, \dots, u_r)$$

O de forma más sencilla usando una notación de matrices y vectores

$$\dot{X} = AX + BU$$

En donde

X_i = Variables de estado (variables de energía)

\dot{X}_i = Derivadas con respecto al tiempo de las variables de estado (esfuerzos o flujos).

u_j = Esfuerzos o flujos desde orígenes o variables de entrada.

ϕ_i = Funciones algebraicas

Es importante conocer si el modelo es lineal o no, ya que muchos métodos de solución solo se pueden usar en sistemas lineales.

Tabla 4. Clasificación de las ecuaciones de estado

Tipo de sistema	No forzado	Forzado
Lineal, invariante en el tiempo	$\dot{X} = AX$	$\dot{X} = AX + BU + \dot{E}U$
Lineal, variante en el tiempo	$\dot{X} = A(t)X$	$\dot{X} = A(t)X + B(t)U + \dot{E}(t)U$
No-lineal	$\dot{X} = \phi(X)$	$\dot{X} = \phi(X, U)$

Fuente: Los Autores

2.6.2 Organización de las ecuaciones de estado

En esta sección verán las diferentes formas de organizar las ecuaciones de los sistemas que se resuelven en los niveles dos y tres del procedimiento de asignación causal.

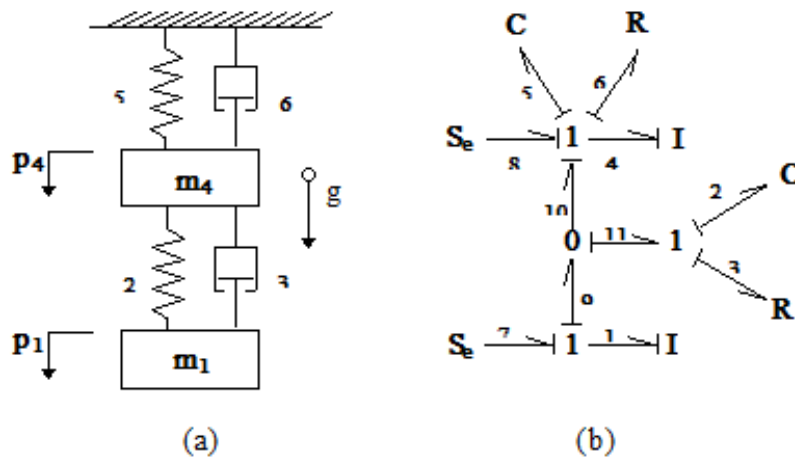
2.6.2.1 Sistemas con elementos almacenadores independientes

Se conocen como elementos de almacenamiento a las capacitancias e inductancias C e L , ya que ellas almacenan energía y la entregan en forma de flujo o esfuerzo respectivamente. Cuando cada elemento C e L posee causalidad integral, cada variable de almacenamiento corresponde a una variable de estado independiente.

Por lo tanto el orden del sistema dinámico puede ser precedido del gráfico causal y así los vectores de estado y entrada pueden ser definidos.

A continuación se presenta un ejemplo de la forma de derivar las ecuaciones de estado a partir de un modelo de *Bond Graph*, cuando este posee causalidad integral (elementos de almacenamiento independientes). El sistema consta de dos masas conectadas a resortes y amortiguadores que son sometidas a la fuerza de gravedad.¹¹

Figura 71. Sistema con elementos de almacenaje independiente



Fuente: Ardila [1]

Para el sistema mostrado en la figura 71a, se propone su modelo en Bond Graph (figura 71b) del cual se puede deducir que es un sistema dinámico de cuarto orden ya que los cuatro elementos de almacenamiento presentes tienen causalidad integral. Además se definen los vectores de estado y de entrada como:

$$X = \begin{bmatrix} p_1 \\ q_2 \\ p_4 \\ q_5 \end{bmatrix} \text{ y } U = \begin{bmatrix} m_1 g \\ m_4 g \end{bmatrix}$$

¹¹ ARDILA JAIMES, Olith y JAIMES ALFONSO, Wilson. Fundamentos para la aplicación computacional del método de Bond Graph en sistemas de potencia fluida. Trabajo de grado para optar el título de ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, 1998. p. 101.

Donde p_1 y p_4 son el momento de masa, q_2 y q_5 son las deformaciones de los resortes. Como se tienen cuatro elementos almacenadores entonces se tendrán cuatro variables de estado. La formulación de las ecuaciones de estado puede originarse directamente cuando todos los elementos C e I tienen causalidad integral. Se debe tener presente que la forma general de las ecuaciones de estado para sistemas lineales es:

$$\dot{X} = AX + BU \quad (2.28)$$

Y, como ya se explicó antes, X es el vector de estado, U es el vector de entradas, A es una matriz cuadrada que relaciona las variables de estado con sus derivadas, y B es la matriz que relaciona las entradas con las derivadas de las variables de estado.

Si para el sistema mostrado en la figura 71a se asumen constantes la rigidez de los resortes, las masas y los parámetros de amortiguación, se obtiene un grupo de ecuaciones de estado derivadas del *Bond Graph* al aplicar las consideraciones dadas por la causalidad, como se explica a continuación:¹²

De la unión $1_{7,9,1}$ se obtiene

$$\sum e = 0$$

$$e_7 - e_9 - e_1 = 0$$

$$e_1 = e_7 - e_9$$

$$f_7 = f_9 = f_1 \quad \text{y ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

$$f_7 = f_1 \quad f_9 = f_1$$

De la unión $1_{8,5,6,4,10}$ se halla

$$\sum e = 0$$

$$e_8 + e_{10} - e_5 - e_6 - e_4 = 0 \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

¹² Ibid., p. 102.

$$e_4 = e_8 + e_{10} - e_5 - e_6$$

$$f_8 = f_5 = f_6 = f_4 = f_{10} \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

$$f_8 = f_4 \quad f_5 = f_4 \quad f_6 = f_4 \quad f_{10} = f_4$$

De la unión $1_{11,2,3}$ se obtiene:

$$\sum e = 0$$

$$e_{11} - e_2 - e_3 = 0 \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

$$e_{11} = e_3 + e_2$$

$$f_{11} = f_2 = f_3 \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

$$f_2 = f_{11} \quad f_3 = f_{11}$$

De la unión $0_{10,11,9}$ se obtiene

$$\sum f = 0$$

$$f_9 - f_{11} - f_{10} = 0 \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

$$f_{11} = f_9 - f_{10}$$

$$e_{10} = e_{11} = e_9 \quad \text{ordenando de acuerdo con la causalidad}$$

13

$$e_{10} = e_{11} \quad e_9 = e_{11}$$

Además, se tienen las leyes constitutivas de los elementos:

Para los elementos C , $e = \frac{1}{C}q$ donde:

q es el desplazamiento, $C=1/k$, k es la constante del resorte y e es el esfuerzo (fuerza) para cada uno de los elementos C respectivamente.

¹³ Ibid., p. 103.

Para los elementos l , $f = \frac{p}{I}$ donde:

p es el momentum, $l=m$, m es la masa y f es el flujo (velocidad) para cada uno de los elementos l respectivamente.

Para los elementos R , $e = bf$ donde:

b es constante de amortiguación.

Combinando el grupo de ecuaciones de las leyes constitutivas de los elementos y las ecuaciones de la estructura de unión, se busca despejar las derivadas de las variables de energía (vector \dot{X}) las cuales son:

\dot{p} : Es el esfuerzo que entra a los elementos l .

\dot{q} : Es el flujo de entrada a los elementos C .

Dichas ecuaciones se obtienen en función de las variables de energía p y q , según se expone a continuación:¹⁴

$$e_1 = \dot{p}_1$$

$$e_4 = \dot{p}_4$$

$$f_2 = \dot{q}_2$$

$$f_5 = \dot{q}_5$$

Variables de energía

Para \dot{p}_1 se tiene:

$$\dot{p}_1 = e_7 - e_9 = m_1 g - e_9$$

$$e_9 = e_{11} \text{ y } e_{11} = e_2 + e_3 = b_3 f_3 + \frac{1}{C_2} q_2$$

$$\text{ademas } f_3 = f_{11} = f_9 - f_{10} \quad f_9 = f_1 \quad f_{10} = f_4$$

$$f_3 = \frac{1}{I_1} p_1 - \frac{1}{I_4} p_4$$

Remplazando todo lo anterior en la ecuación original se obtiene:

$$\dot{p}_1 = -b_3 m_1^{-1} p_1 - k_2 q_2 + b_3 m_4^{-1} p_4 + m_1 g$$

¹⁴ Ibid., p. 105.

Para \dot{p}_4 se tiene:

$$\dot{p}_4 = e_8 + e_{10} - e_5 - e_6 = m_2 g + e_{10} - \frac{1}{C_5} q_5 - b_6 f_6$$

$$e_{10} = e_{11} \text{ y } e_{11} = e_2 + e_3 = b_3 f_3 + \frac{1}{C_2} q_2$$

$$\text{ademas } f_3 = f_{11} = f_9 - f_{10} \quad f_9 = f_1 \quad f_{10} = f_4$$

$$f_3 = \frac{1}{I_1} p_1 - \frac{1}{I_4} p_4$$

por otra parte

$$f_6 = f_4 = \frac{1}{I_4} p_4$$

$$\dot{q}_5 = f_4 = \frac{1}{I_4} p_4$$

$$\text{entonces } \dot{q}_5 = m_4^{-1} p_4$$

Remplazando y ordenando se obtiene:

$$\dot{p}_4 = b_3 m_1^{-1} p_1 + (b_3 - b_6) m_4^{-1} p_4 + k_2 q_2 - k_5 q_5 + m_2 g$$

Para \dot{q}_5 se tiene:

$$\dot{q}_5 = f_4 = \frac{1}{I_4} p_4$$

$$\text{entonces } \dot{q}_5 = m_4^{-1} p_4$$

Finalmente para \dot{q}_2 se tiene:

$$\dot{q}_2 = f_{11} = f_9 - f_{10} \quad f_9 = f_1 \quad f_{10} = f_4$$

$$\dot{q}_2 = \frac{1}{I_1} p_1 - \frac{1}{I_4} p_4$$

Ordenando se obtiene:

$$\dot{q}_2 = m_1^{-1} p_1 - m_4^{-1} p_4 \text{ }^{15}$$

¹⁵ Ibid., p. 106.

Resumiendo, las ecuaciones de estado para el ejemplo quedan:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= -b_3 m_1^{-1} p_1 && + b_3 m_4^{-1} p_4 - k_2 q_2 && + m_1 g \\ \dot{p}_4 &= b_3 m_1^{-1} p_1 + (b_3 - b_6) m_4^{-1} p_4 && + k_2 q_2 - k_5 q_5 + m_2 g \\ \dot{q}_2 &= m_1^{-1} p_1 && - m_4^{-1} p_4 \\ \dot{q}_5 &= && + m_4^{-1} p_4 \end{aligned}$$

El procedimiento explicado para la obtención de las ecuaciones de estado es el que se usa al desarrollar un modelo de *Bond Graph* manualmente, dicho procedimiento no es muy complejo a pesar de manejar una apreciable cantidad de ecuaciones y por su carácter estructurado se puede implementar computacionalmente.

La mayoría de sistemas dinámicos se pueden resolver a este nivel, siendo este el que se implementará en la aplicación computacional desarrollada en el presente proyecto, acorde con los objetivos planteados en el mismo.

2.6.3 Ecuaciones de salida

Existen muchas variables en el sistema que pueden ser de importancia además de las variables de estado. Estas son llamadas variables de salida.

Las variables de salida comprenden esfuerzos y flujos que son eliminados durante la formulación de las ecuaciones de estado. Así que si en una simulación se conocen las variables de estado y variables de entrada, se pueden obtener las variables de salida por relaciones algebraicas.

La forma general de las ecuaciones de salida es:

$$\begin{aligned} y_1 &= f_1(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r) \\ y_2 &= f_2(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r) \\ &\dots\dots\dots \\ y_m &= f_m(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_r) \end{aligned}$$

Y utilizando la forma matricial, la podemos representar de forma más sencilla:

$$y = CX + Du \tag{2.29}$$

Podemos ver que las ecuaciones de salida son algebraicas y no diferenciales.

2.7 IMPLEMENTACION COMPUTACIONAL DEL METODO BOND GRAPH

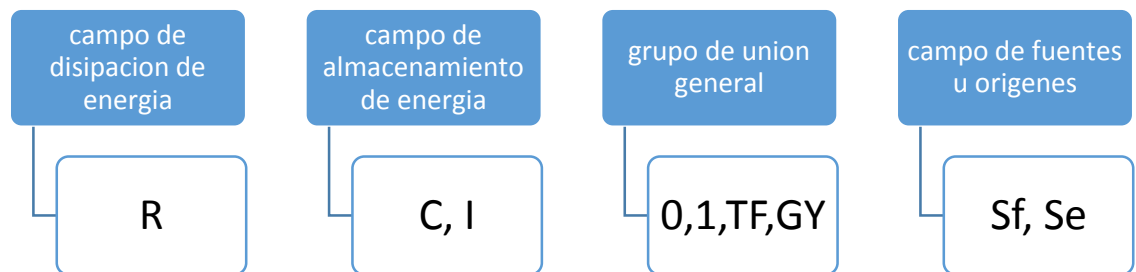
Luego de haber visto y estudiado la forma de realizar modelos en Bond Graph y plantear sus ecuaciones, pasaremos ahora a definir un método para derivar estas ecuaciones computacionalmente a partir del gráfico del modelo, posteriormente resolverlas y presentar resultados gráficos para analizar el sistema dinámico y sacar conclusiones de su comportamiento.

Para esto se definirán ciertos conceptos que permitan comprender el procedimiento.

2.7.1 Cuatro grupos en un modelo Bond Graph

Como ya se había dicho un modelo Bond Graph consta de nueve elementos los cuales podemos clasificarlos en cuatro grupos o campos de acuerdo a sus propiedades de potencia y energía.

Figura 72. Los cuatro campos de un modelo Bond Graph



Fuente: Los Autores

Es importante tener claro estos cuatro campos para poder agrupar cada modelo de Bond Graph en estos.

Para seguir definiendo, encontramos los principales vectores asociados a estos cuatro campos:

X = Vector de estado (momentum en I y desplazamiento en C)

\dot{X} = Derivada en el tiempo de X.

Z = Vector complementario de estado (Flujos en I y esfuerzos en C)

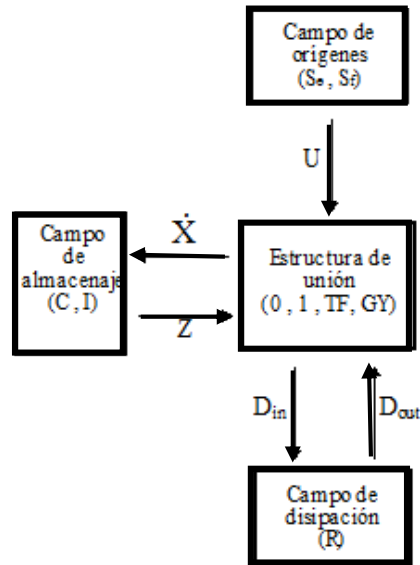
U = Vector de orígenes (esfuerzo en Se y flujo en Sf)

D_{in} = Vector de entrada al campo R

D_{out} = Vector de salida desde el campo R

Estos vectores asociados a los cuatro campos mencionados los podemos ver relacionados en la figura 73.

Figura 73. Vectores asociados a los campos de Bond Graph



Fuente: Los Autores

Para desarrollar estas relaciones entre los vectores del gráfico, consideramos dos diferentes casos que se desarrollan a continuación:

2.7.1.1 Sistemas lineales con coeficientes constantes

Para los campos de almacenamiento y disipación en sistemas lineales con coeficientes constantes, las relaciones entre ellos pueden ser expresadas en forma matricial. ¹⁶

Para el campo disipativo R se tiene:

$$D_{out} = LD_{in} \quad (2.30)$$

Donde L es una matriz cuadrada de dimensiones iguales al número de puertos R presentes en el sistema. Si todos los elementos R son de un puerto, L es una matriz cuadrada cuya diagonal son los parámetros R o R^{-1} dependiendo de su asignación causal como se explicó anteriormente.

Para el campo de almacenamiento se tiene:

$$Z = FX \quad (2.31)$$

¹⁶ Ibid., p. 133.

Donde F es una matriz cuadrada de dimensiones iguales al número de puertos C e I . Cuando C e I son elementos de un puerto, la matriz F posee una diagonal cuyos valores son los inversos de los parámetros de C e I en el caso de la causalidad integral.

En la estructura de unión del sistema el grupo de entradas es Z , D_{out} y U , el grupo de salidas es X y D_{in} , como se puede observar en la figura 4.2. Llamando S a la matriz de estructura de unión, se tiene:

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ D_{in} \end{bmatrix} = [S] \begin{bmatrix} Z \\ D_{out} \\ U \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$\text{o} \quad \begin{bmatrix} \dot{X} \\ D_{in} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z \\ D_{out} \\ U \end{bmatrix}$$

La matriz S está dividida en submatrices cuadradas S_{11} y S_{22} , pero S_{12} (dimensión de Z por dimensión de D_{out}) y S_{21} (dimensión de D_{in} por dimensión de X) no son necesariamente cuadradas. La versión expandida de la ecuación 2.32 es:

$$\dot{X} = S_{11}Z + S_{12}D_{out} + S_{13}U \quad (2.33)$$

$$D_{in} = S_{21}Z + S_{22}D_{out} + S_{23}U \quad (2.34)$$

Los elementos de la matriz S son ceros y ± 1 cuando son derivados de uniones uno y cero, números derivados del módulo de elementos TF y GY cuando estos se presentan.¹⁷

El grupo de ecuaciones 2.30, 2.31, 2.32, 2.33, 2.34 pueden ser reducidas a su forma de espacio de estados. Esto requiere que los vectores D_{in} , D_{out} y Z para obtener:

$$\dot{X} = \left\{ \left[S_{11} + S_{12}(I - LS_{22})^{-1}LS_{21} \right] F \right\} X + \left\{ S_{13} + S_{12}(I - LS_{22})^{-1}LS_{23} \right\} U \quad (2.35)$$

Donde I representa la matriz unidad, de tamaño apropiado. De la ecuación 2.35 se puede observar que un sistema lineal de coeficientes constantes con causalidad integral tiene ecuaciones de estado matriciales dadas por:

¹⁷ Ibid., p. 134

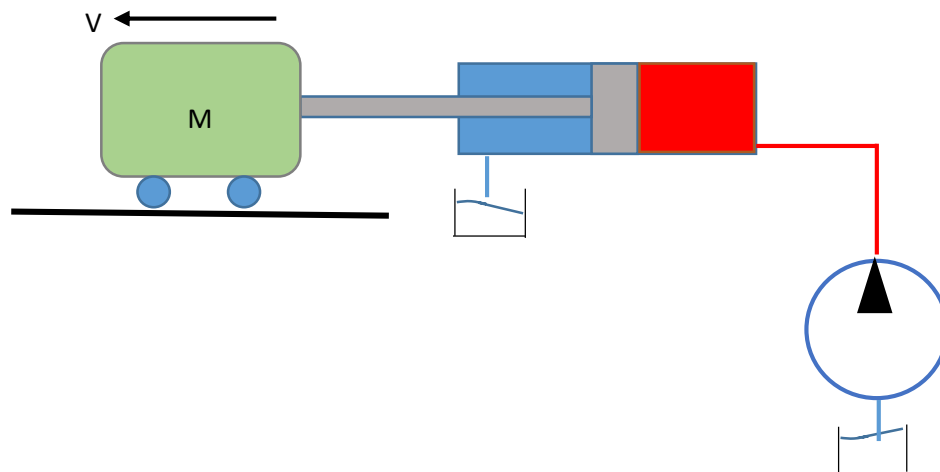
$$A = \left[S_{11} + S_{12} (I - LS_{22})^{-1} LS_{21} \right] F \quad (2.36)$$

$$B = S_{13} + S_{12} (I - LS_{22})^{-1} LS_{23} \quad (2.37)$$

Con la condición necesaria de que exista la matriz inversa.

Para entender un poco más, mostraremos un ejemplo sencillo de un sistema hidráulico, el cual se compone de una bomba y un actuador que empujan una masa sobre una superficie rugosa.

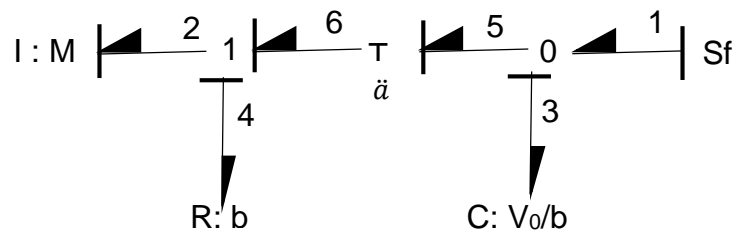
Figura 74. Sistema hidráulico



Fuente: Los Autores

Y su Bond Graph lo podemos ver en la siguiente figura

Figura 75. Modelo Bond Graph del sistema hidráulico



Fuente: Los Autores

Observamos que existen dos elementos almacenadores (I_2 , C_3), cada uno con causalidad integral y dos dominios energéticos, uno corresponde al sistema hidráulico y el otro al sistema dinámico, por lo tanto podemos predecir que tendrá como ecuaciones de estado dos ecuaciones diferenciales de primer orden.

A continuación se explicara por pasos, el método de solución computacional:

Paso 1. Identificar los vectores principales asociados con el grafico

$$X = \begin{bmatrix} P_2 \\ q_3 \end{bmatrix} \quad Z = \begin{bmatrix} V_2 \\ P_3 \end{bmatrix}$$

$$D_{out} = [F_4] \quad D_{in} = [V_4] \quad U = [Q(t)]$$

Donde:

P = presión

p = momentum

V = Velocidad

$Q(t)$ = Caudal

Paso 2. Se encuentran las matrices F y L .

F es la matriz cuadrada (2x2) cuya diagonal tiene las inversas de los elementos C e I .

$$F = \begin{bmatrix} \frac{1}{M} & 0 \\ 0 & \frac{B}{V_0} \end{bmatrix}$$

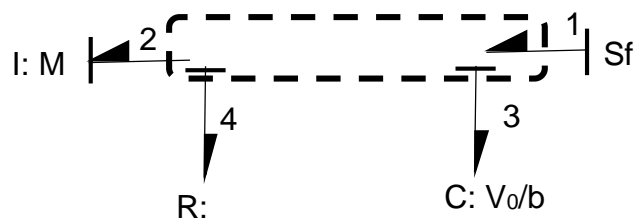
L será una matriz cuadrada en cuya diagonal se encuentran los valores de R de R_1 dependiendo de la causalidad.

$$L = [b]$$

Paso 3. Se determinan los vectores de variables, entrada y salida.

La matriz S que la veremos en el siguiente paso, es una matriz que nos indica si hay relación entre las variables de entrada y salida a la estructura de unión (0, 1, TF)

Figura #. Estructura de unión



Fuente: Los Autores

Como se ve tendremos para el vector de variables de entrada: flujos para los I, esfuerzo para los C, flujo o esfuerzo para los R (según causalidad), esfuerzo para Se y flujo para Sf.

$$\begin{bmatrix} f_2 \\ e_3 \\ e_4 \\ f_1 \end{bmatrix}$$

El vector de variables de salida de la estructura de unión es el vector complementario del anterior, el cual tendrá: esfuerzo para los I, flujo para los C, flujo o esfuerzo para los R (según causalidad), flujo para Se y esfuerzo para Sf.

$$\begin{bmatrix} e_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ e_1 \end{bmatrix}$$

La ecuación de estado en su forma matricial posee la forma:

$$\begin{bmatrix} e_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ e_1 \end{bmatrix} = [S] \cdot \begin{bmatrix} f_2 \\ e_3 \\ e_4 \\ f_1 \end{bmatrix}$$

Paso 4. Se halla la matriz S

Como ya se dijo la matriz S nos dice si hay relación o no entre las variables de entrada y salida, para ser más específicos la matriz S es de dimensiones iguales al número de variables de entrada, está conformada por ceros (0) en el caso que las variables de entrada y salida no se relacionen causalmente, también conformada por + o - 1, si hay relación entre variables de entrada y salida, el signo depende del flujo de potencia y de + o - m (modulo del transformador) si hay relación o si el flujo pasa por un elemento transformador.

Para construir la matriz S también disponemos de varios pasos:

Paso 4.1. Disponer de los vectores de entrada y salida así:

$$\begin{bmatrix} e_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ e_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_2 & e_3 & e_4 & f_1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \rightarrow \text{Vector de entrada} \\ \\ \\ \downarrow \\ \text{Vector de salida} \end{matrix}$$

En este primer paso vamos a colocar unos (1) en cada uno de los lugares donde se relacionan variables del mismo tipo (esfuerzo con esfuerzo y flujos con flujos), si no hay relación se coloca un cero, por ejemplo la casilla $S(1,4)$ es igual a cero ya que e_2 y f_1 no se relacionan a través de la estructura unión (flujo con esfuerzo), en cambio en la en la casilla $S(3,1)$ es igual a uno ya que cabe la posibilidad de que exista relación entre f_4 y f_2 .

Al terminar debemos verificar que la diagonal principal de la matriz S este conformada por ceros.

Paso 4.2. Verificar si realmente existe relación

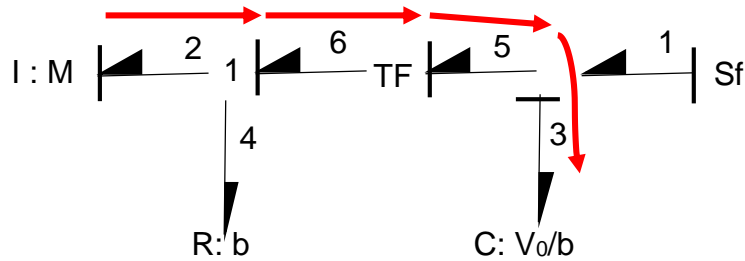
En todos los lugares de la matriz S donde fue asignado el valor de uno (1) debemos verificar que realmente exista relación causal entre estas variables.

Para mejor comprensión vamos a empezar colocando el resultado de este paso.

$$S = \begin{bmatrix} 0 & a & -1 & 0 \\ -a & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Vemos como ejemplo el caso $S(1,2)$ en el que se relacionan las variables e_2 y e_3 , para verificar su relación es necesario seguir la ruta de enlaces en el Bond Graph de un elemento a otro, para este caso la ruta es 2, 6,5 y 3. Se debe verificar que la barra causal permita el paso de un elemento a otro, esto en términos prácticos es que en la barra causal todas posean la misma colocación, para este caso: barra causal – enlace y luego otra vez barra causal – enlace y así sucesivamente hasta llegar a la variable final.

Figura 76. Relación causal enlaces

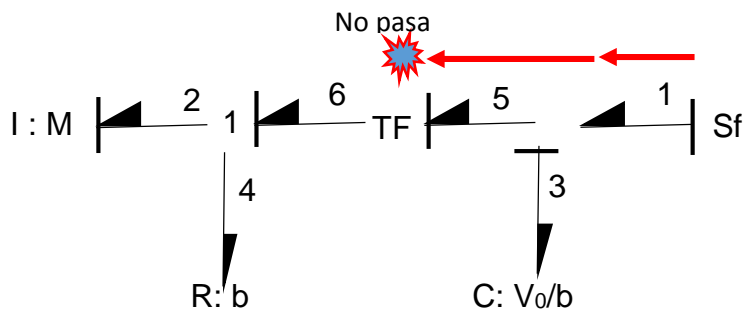


Fuente: Los Autores

Para este caso cumple, lo que significa que si existe relación entre estos dos elementos se conserva el valor de uno, pero caso como en su ruta pasa por un transformador este uno (1) se multiplica por la m correspondiente a ese transformador para este caso a , entonces en $S(1,2)$ es a .

Para la casilla $S(3,4)$ se relacionan las variables f_4 y f_1 , la ruta que sigue es 1, 5,6 y 4, se verifica que las barras causales permitan el paso del flujo, y vemos que en el enlace 5 no pasa, por lo tanto no tienen relación causal estas variables y se cambia el uno inicial por un cero (0) en la posición $S(3,4)$.

Figura 77. Enlace no relación causalmente



Fuente: Los Autores

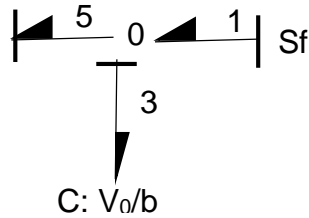
Este procedimiento se aplica a cada uno de las posibles relaciones (lugares donde se han colocado unos en la matriz S) entre las variables de entrada y salida.

Paso 4.3. Determinación de los signos

Para determinar los signos se verifican las direcciones de flujo de potencia en la unión donde se encuentra el enlace de la variable de salida. Por ejemplo para el lugar $S(2,1)$ donde se relacionan f_2 y f_3 , se estudia la unión $0_{1,3,5}$ ya que f_3 es la variable de salida. Se analiza el enlace por donde fluye la variable de salida, que

es el enlace 3 y el enlace por donde se relaciona la variable de entrada, que es el enlace 5.

Figura 78. Análisis signos del flujo de potencia



Fuente: Los Autores

Entonces para determinar los signos del elemento de la matriz S se realiza de acuerdo a la siguiente tabla

Tabla 5. Asignación de signos para elementos de la matriz S

Variable	Unión	Signo
Esfuerzo	_____ 0 _____*	+
	_____▶ 1 _____▶	+
	_____▶ 1 ◀_____	-
	◀_____ 1 _____▶	-
Flujo	_____▶ 0 _____▶	+
	_____▶ 0 ◀_____	-
	◀_____ 0 _____▶	-
	_____ 1 _____*	+

Fuente: Los Autores

* *Cualquier sentido de los enlaces*

Siguiendo estos procedimientos se obtiene finalmente la matriz S.

Pasó 5. Ecuaciones de estado

Para sacar las ecuaciones de estado se realiza la partición de la matriz S, como ya se había dicho.

$$S = \begin{bmatrix} 0 & a & -1 & 0 \\ -a & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} \end{bmatrix}$$

De las ecuaciones 2.36 y 2.37 se obtienen las matrices A y B.

$$A = \left(\begin{bmatrix} 0 & a \\ -a & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -b0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} b \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} \frac{1}{M} & 0 \\ 0 & \frac{B}{V_0} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -b0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} b \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}$$

Obteniéndose las ecuaciones de estado del sistema

$$A = \begin{bmatrix} \frac{b}{M} & a \frac{B}{V_0} \\ -\frac{a}{M} & 0 \end{bmatrix} \quad \text{y} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\dot{X} = AX + BU$$

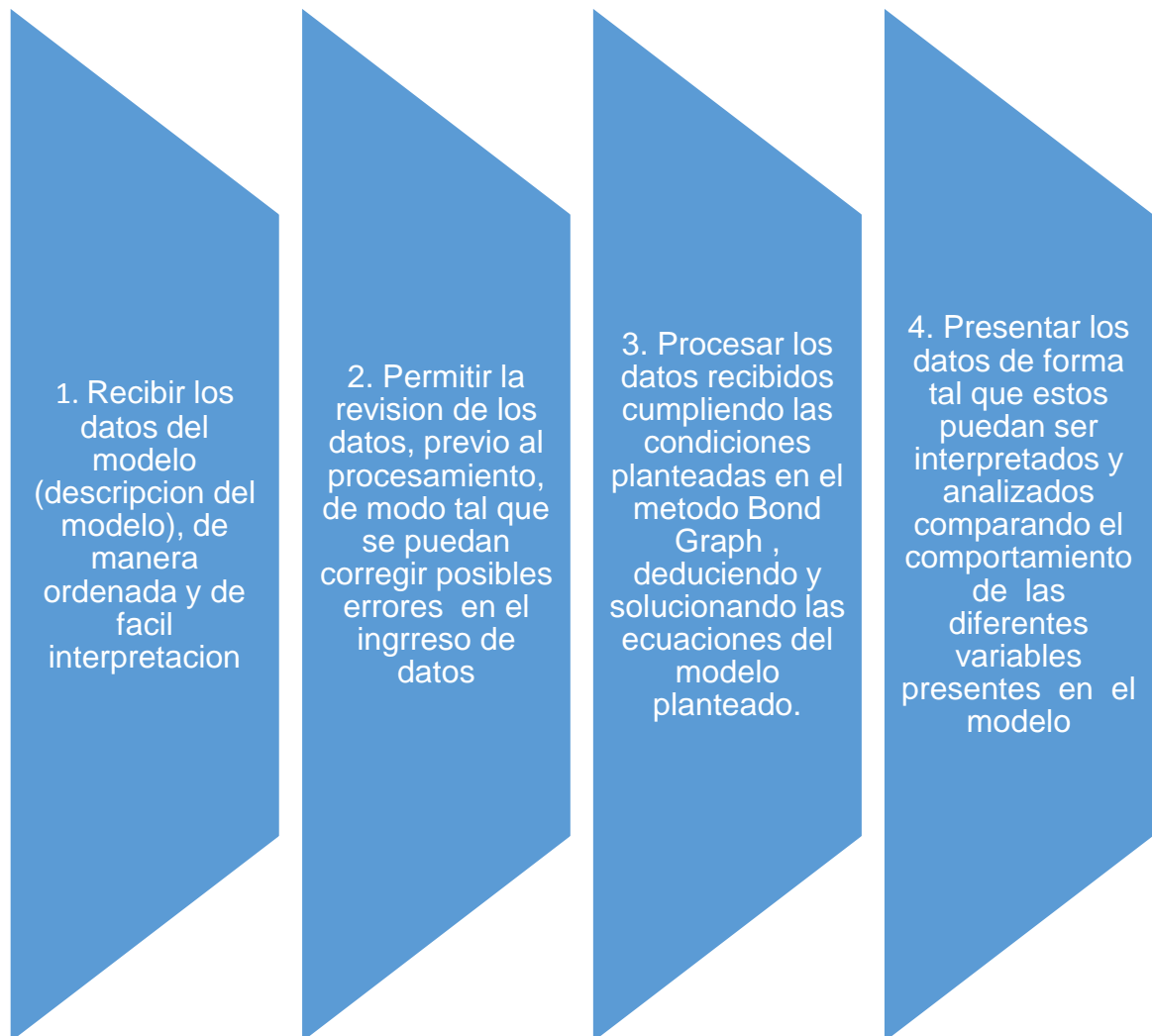
$$\dot{p}_2 = \frac{b}{M} p_2 + \frac{aB}{V_0} q_2$$

$$\dot{q}_3 = -\frac{a}{M} p_2 + Q(t)$$

Se puede observar que este es método bastante estructurado, versátil y secuencial, por ende se facilita su implementación computacional

2.7.2 IMPLEMENTACIÓN COMPUTACIONAL

Como se ha visto el método Bond Graph es un método que ofrece muchas facilidades para la implementación computacional, por lo cual es posible generar un algoritmo que realice la deducción y solución de las ecuaciones que definen el comportamiento del sistema en estudio. Este algoritmo cuenta con las siguientes características:



El numeral 1 de la gráfica anterior corresponde al ingreso de datos, se debe hacer de una forma adecuada para que el programa funcione adecuadamente, este ingreso de datos tiene las siguientes características:

1. Cantidad de uniones (1, 0, TF) y el número de enlaces que llegan a ellos. También la cantidad de elementos (C, I, R) que componen el modelo.

2. Dirección del flujo de potencia (orientación de los enlaces). Estos deben estar enumerados tal como se indicó para facilitar la descripción.

3. Colocar la causalidad de cada uno de los elementos como se explicó

4. Colocar el valor de los elementos que intervienen en el modelo (constantes de compresibilidad, masas, áreas de pistones, caudales de entrada, presiones de referencia, etc.)

5. Valores iniciales de las variables de estado.

2.8 METODO BOND GRAPH APLICADO A LOS SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

Los sistemas de potencia fluida manejan variables de energía particulares, sin embargo ellas poseen analogías similares con otros dominios energéticos. En la siguiente tabla se presentan las variables de los sistemas hidráulicos y su notación.

Tabla 6. Variables de los sistemas de potencia

Variable	Notación General	Circuito Fluido
Esfuerzo	$e(t)$	P, presión
Flujo	$f(t)$	Q, caudal
Momentum o impulso	$p = \int e \, dt$	P_p , integral de presión
Desplazamiento	$q = \int f \, dt$	V, volumen
Potencia	$P(t) = e(t) * f(t)$	$P(t) * Q(t)$
Energía	$E(p) = \int f \, dp$ $E(q) = \int e \, dq$	$\int Q \, dP_p$, cinética $\int P \, dV$, potencial

Fuente: Los Autores

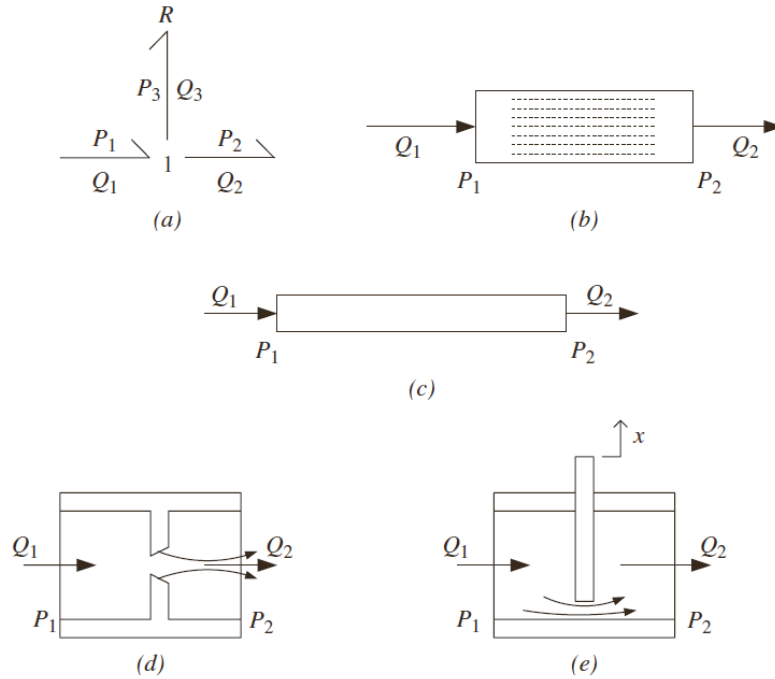
A continuación se presentara cada uno de los nueve elementos de Bond Graph aplicados a los sistemas hidráulicos.

2.8.1 Resistencia en potencia fluida

En potencia fluida se le considera resistencia a todas las pérdidas de presión en el sistema y algunas veces a las fugas del fluido de trabajo. Un resistor fluido de un puerto, relaciona esfuerzo y flujo en un único puerto. La siguiente figura muestra diferentes resistores en sus formas más comunes unidos a una unión uno, para este ejemplo el resistor fluido relaciona P_3 con Q_3 linealmente así:

$$P_3 = R_3 Q_3 \quad (2.38)$$

Figura 79. Casos de resistencia en potencia fluida



Fuente: Los Autores

Cuando el resistor es asociado con una tubería larga este es situado en una unión uno como se muestra en la figura 79a entonces los 3 flujos de la unión son iguales.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (2.39)$$

Y P_3 es una caída de presión

$$P_3 = P_1 - P_2 \quad (2.40)$$

Las leyes para los elementos resistivos son fáciles de identificar, al menos para condiciones de flujo estable. En condiciones dinámicas los flujos laminar o turbulento no tienen dependencia total del tiempo, así los parámetros de las leyes de resistencia deben ser encontrados en forma experimental. Las figuras 79b a 79e muestran algunas situaciones típicas donde se puede hacer al menos un primer estimativo de las leyes de la resistencia.

La figura 79b muestra una manguera porosa en la cual se espera que las fuerzas viscosas predominen. En este caso una relación presión-flujo lineal (ecuación 2.38), se tiene para flujo incompresible. La resistencia R_3 usualmente se deduce de manera experimental. Una ley similar se halla para tubos delgados largos en los

cuales se desarrolla flujo laminar. En este caso un valor específico de la resistencia podría ser:

$$R_3 = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} \quad (2.41)$$

Donde μ es la viscosidad, l es la longitud de tubería y d es el diámetro interno de la misma. Si la longitud l es bastante larga, entonces existe flujo laminar uniforme el cual domina las pérdidas de presión por otras causas (esta situación ocurre en el 95% de los sistemas de potencia fluida).

Para flujo incomprensible en tuberías largas se debe calcular el número de Reynolds (Re) dado por:

$$Re = \frac{4\rho Q}{\pi d\mu} \quad (2.42)$$

Cuando Re es pequeño, es decir alrededor de 2000, las fuerzas viscosas predominan entonces las ecuaciones 2.40 y 2.41 puedan ser utilizadas para definir la ley constitutiva del elemento resistor.

Para números de Reynolds altos se tiene flujo turbulento (Re cerca de 5000) y las relaciones de flujo, volumen y presión para este estado no son lineales. La transición a flujo turbulento depende de las dimensiones de la tubería l y d , la rugosidad de la superficie y las propiedades del fluido.

Las figuras 79c muestran un caso importante en el cual las caídas de presión ocurren en pequeñas longitudes. El orificio es una restricción de área fija A_0 y la válvula es parecida a un orificio con área variable A_x donde x representa la posición del obturador de la válvula. Aunque la figura 79f es parecida a una válvula de compuerta, muchas otras configuraciones de válvulas funcionan similarmente. Un ejercicio estándar en fluidos es derivar las leyes de orificios usando energía, momentum y continuidad, el principal resultado obtenido es que la caída de presión es proporcional a la rata de flujo al cuadrado. Una forma de esta ley es:

$$P_3 = \frac{\rho}{2C_d^2 A_0^2} Q_3 |Q_3| \quad (2.43)$$

Donde se usa un signo de valor absoluto para corregir el signo de P_3 para Q_3 negativos (sentido inverso de flujo). Donde C_d es el coeficiente de descarga y A_0 es el área del orificio. La constante C_d se encuentra tabulada para diferentes tipos de orificios.

La mayoría de las variables de la ecuación anterior son constantes por lo cual la podemos reescribir así:

$$P_3 = K * Q^2 \quad (2.44)$$

La cual sigue la forma general de las leyes para una válvula, presión en función del caudal al cuadrado

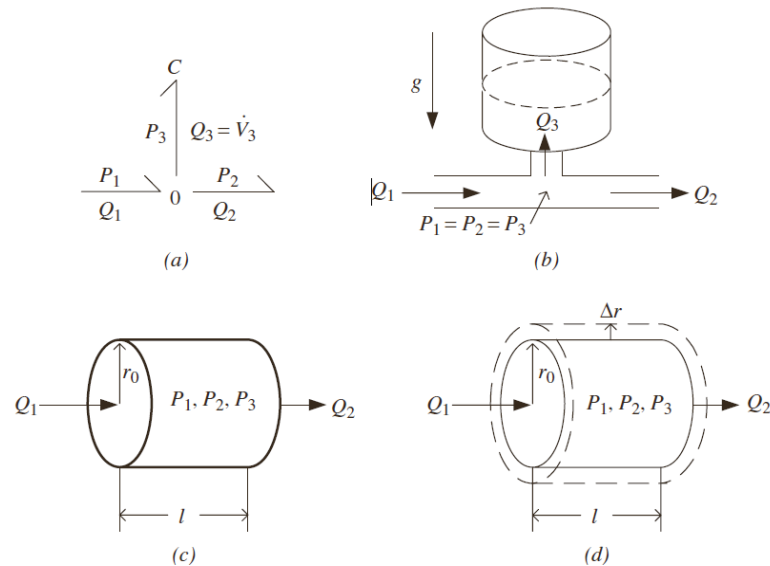
En potencia fluida encontramos válvulas de distintos tipos tales como direccionales, cheques, de presión, reguladoras de caudal, entre otras, todas con funciones diferentes pero con una representación muy similar en Bond Graph que la veremos más adelante.

2.8.2 Capacitancia en potencia fluida

Los capacitores fluidos relacionan las variables de presión y volumen almacenándolas en forma de energía potencial. Los capacitores se ubican en *Bond Graph* enlazados a uniones cero como se muestra en la figura 80a El capacitor fluido posee la siguiente ley constitutiva para el caso lineal:

$$P_3 = \frac{1}{C_3} V_3 \quad (2.45)$$

Figura 80. Casos de capacitores en potencia fluida



Fuente: Los Autores

Donde C_3 es la capacitancia fluida. La unión cero se identifica con una tubería en T (figura 80b) ya que ella representa un punto de igual presión para diferentes caudales por lo cual cumple las siguientes relaciones:

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (2.46)$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (2.47)$$

Para indicar como varios efectos físicos cumplen las relaciones lineales de capacitores del tipo de la ecuación 2.46, se puede en primera instancia considerar un tanque de área constante sometido a la fuerza de gravedad, figura 80b. El volumen del líquido en el tanque V_3 es la integral del flujo Q_3 . Si se relaciona la presión del fondo del tanque P_3 al volumen V_3 a partir de la altura h , se tiene:

$$P_3 = \rho gh = \frac{\rho g V_3}{A} \quad (2.48)$$

Donde A es el área del tanque. La capacitancia C_3 en la ecuación 2.45 es

entonces:

$$C_3 = \frac{A}{\rho g} \quad (2.49)$$

Como segundo caso se considerará una tubería rígida larga como se muestra en la figura 5.4c. El cambio de presión cuando el líquido está comprimido es encontrado usando el módulo de *Bulk B* o módulo de compresibilidad, así:

$$dP = -B \frac{dV}{V} \quad (2.50)$$

Donde dP es el cambio de presión cuando un volumen de fluido V incrementa una cantidad dV . El signo menos en la ecuación, indica que la presión disminuye cuando el volumen de fluido se expande.

$$C_3 = \frac{A}{\rho g} \quad (2.51)$$

Tomando en cuenta la ecuación 2.50 se observa que V_3 es la cantidad de disminución de volumen. Para pequeños cambios en volumen $\Delta V_3 = -dV$ y así se encuentra que:

$$\Delta P_3 = + \frac{B}{V_0} \Delta V_3$$

(2.53)

Donde el volumen original del fluido es:

$$V_0 = \pi r_0^2 l = Al \quad (2.54)$$

Luego la capacitancia para tubería rígida es:

$$C_3 = \frac{V_0}{B} \quad (2.55)$$

Algunos valores típicos del módulo de *Bulk* B son:

Tabla 7. Valores del módulo de compresibilidad para aceite y agua

Elemento	Temperatura °C	Módulo de Bulk B
Agua	20	2.18 GPa
Aceite hidráulico limpio	20	1.52 GPa

Fuente: Los Autores

Si la tubería que se muestra en la figura 80d es elástica, aparece una relación de capacitancia adicional a la compresión fluida. En este caso ΔV_3 representa la expansión de volumen por longitud de tubería. En este punto se realiza un análisis aproximado el cual ayuda a decidir cuál efecto entre la flexibilidad de la tubería y la compresibilidad del fluido es más importante en la

determinación de la capacitancia de una longitud de tubería. Se desprecian los esfuerzos o efectos de estiramiento en la dirección longitudinal y simplemente se tiene en cuenta el cambio en volumen debido a los esfuerzos radiales en la tubería. La presión P genera un esfuerzo radial:

$$\sigma = \frac{r_0}{t_w} P$$

Donde:

r_0 = Radio nominal interior; t_w = Ancho de pared

Se asume que $r_0/t_w \gg l$. El estiramiento circunferencial ε es:

$$\varepsilon = \frac{r_0 P}{Et_w} \quad (2.56)$$

Dónde: E = Módulo elástico del material elástico.

Luego la capacitancia para tuberías flexibles es:

$$C_3 = V_0 \frac{2r_0}{Et_w} = \text{capacitancia para tubería flexible} \quad (2.57)$$

Aunque la capacitancia de un segmento de tubería puede ser claramente dominada por cualquiera de los dos efectos (flexibilidad o compresibilidad), algunas veces ambos efectos son importantes. Luego se pueden combinar las capacitancias como se muestra en la figura 80 donde existen capacitancias para los dos efectos. El *Bond Graph* implica que:

$$C_{eq} = V_0 \left(\frac{1}{B} + \frac{2r_0}{Et_w} \right) \quad (2.58)$$

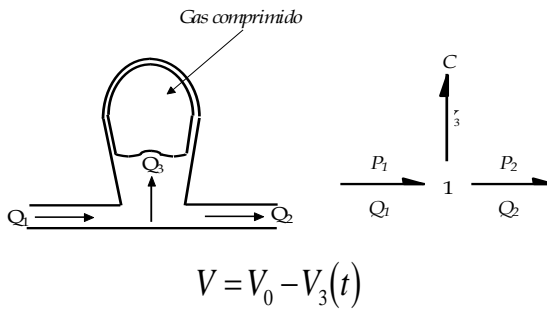
De hecho, se pueden combinar capacitancias correspondientes a diferentes efectos, por ejemplo la capacitancia neumática puede combinarse con capacitancia por flexibilidad en tubería, pero en la mayoría de casos prácticos la capacitancia en gases (neumática) es mucho mayor que la capacitancia de la tubería.

Si bien la mayoría de los sistemas de potencia fluida pueden ser modelados con aproximaciones lineales, en algunos casos es indispensable considerar relaciones no lineales. Un ejemplo de ello es el acumulador de gas comprimido mostrado en la figura 81, bajo condiciones dinámicas el gas no tiene el tiempo suficiente para intercambiar bastante cantidad de calor con los alrededores. En este caso la ley isoentrópica da:

$$PV^\gamma = P_0V_0 = \text{constante} \quad (2.59)$$

Esta es una buena aproximación, donde γ es la relación de calor específico a presión constante; para aire a presión atmosférica $\gamma = 1.4$. Si P_0 y V_0 son la presión y el volumen inicial del gas, se tiene:

Figura 81. Acumulador y su Bond Graph.



Fuente: Bond Graph [5]

Para el *Bond Graph* de la figura 81, la ley capacitiva no lineal es:

$$P_3 = \frac{P_0V_0^\gamma}{V_0 - V_3} \quad (2.60)$$

Si se linealiza la ecuación 2.59 se obtiene:

$$\left. \frac{dP}{dV} \right|_0 = -\frac{P_0^\gamma}{V_0} \quad (2.61)$$

Relacionando dP con ΔP_3 y dV con $-\Delta V_3$, se llega a la relación:

$$\Delta P_3 = \frac{P_0^\gamma}{V_0} \Delta V_3 \quad (2.62)$$

$$\text{ó} \quad C_3 = \frac{V_0}{P_{0\gamma}} = \text{capacitancia de gas comprimido} \quad (2.63)$$

La cual indica la capacitancia para el gas comprimido en un acumulador.

Los anteriores son los casos más comunes en el análisis de capacitancias para los sistemas de potencia fluida, ahora se pasará al análisis de los efectos inerciales.

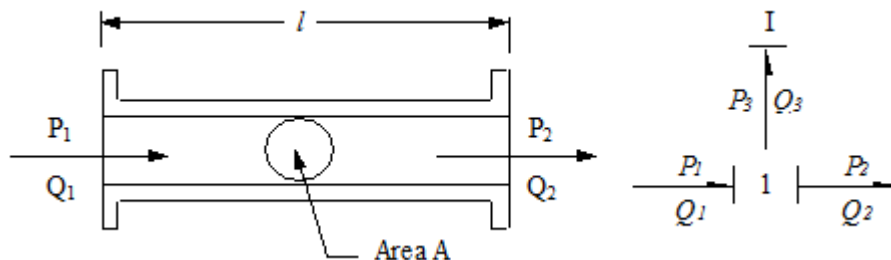
2.8.3 Inercia en Potencia Fluida

La inercia fluida es un elemento pasivo de un puerto y si bien para este caso proviene de la masa del fluido, el coeficiente de inercia debe relacionar las variables de flujo y esfuerzo P y Q.

La derivación más simple de la inercia fluida se puede realizar analizando un segmento de tubería de área constante. El esfuerzo P_3 en la figura 82 se da por la expresión:

$$P_3 = P_1 - P_2 \quad (2.64)$$

Figura 82. Segmento de tubería para el análisis de efectos inerciales



Fuente: Los Autores

Y la variable momentum p_{P3} es:

$$p_{P3} = \int^t P_3 dt = \int^t (P_1 - P_2) \quad (2.65)$$

Para un elemento de inercia lineal, este momentum está relacionado al flujo Q_3 por un coeficiente de inercia I_3 , de la misma forma que velocidad y momentum están relacionados para una masa en un cuerpo sólido:

$$I_3 Q_3 = p_{P3} \quad (2.66)$$

$$O \quad Q_3 = \frac{1}{I_3} p_{P3} \quad (2.67)$$

Para deducir el coeficiente de inercia fluido I_3 , se deben usar las leyes de Newton. Así como $F = m * a$, entonces la fuerza neta en el tramo de fluido es $F = P_1 A - P_2 A$; la velocidad del fluido es Q_3/A y la masa del tramo es $\rho A l$, se puede deducir entonces que:

$$\frac{(\rho A l) \dot{Q}_3}{A} = P_1 A - P_2 A \quad (2.68)$$

Donde \dot{Q}_3/A es la aceleración. Simplificando y usando la ecuación 2.68 se obtiene:

$$\frac{\rho l}{A} \dot{Q}_3 = P_3 \quad (2.69)$$

Luego partiendo de la ecuación 2.69 se encuentra que:

$$\frac{\rho l}{A} Q_3 = p_{P3} \quad (2.70)$$

Lo cual implica que:

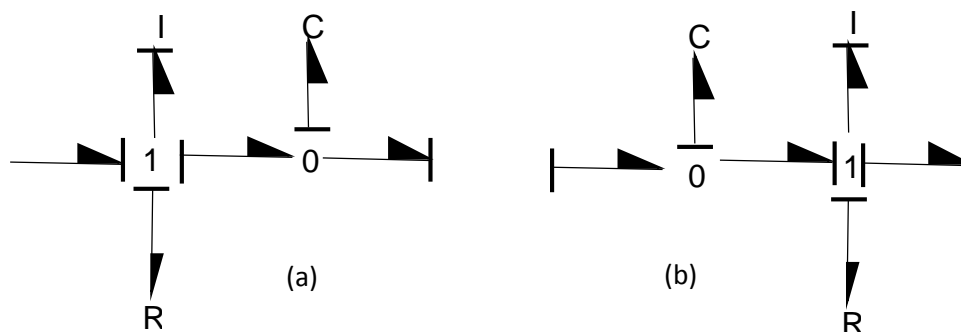
$$I_3 = \frac{\rho l}{A} = \text{inercia fluida de un segmento de tubería} \quad (2.71)$$

2.8.4 Modelación de una línea fluida

El modelamiento de una línea fluida requiere la utilización de elementos de un puerto, tales como resistencias, inductancias y capacitancias (R, I y C). Dicha modelación se realiza suponiendo que la línea está dividida en pequeños tramos de igual longitud. En este modelo los elementos C, enlazados a una unión cero pueden representar capacitancia neumática, compresión líquida, flexibilidad de la pared de la tubería o una combinación de estas dependiendo de la aplicación. Los elementos R e I enlazados a uniones uno modelan caídas de presión asociadas con resistencia al flujo y la aceleración.

La modelación de estas líneas puede ser compleja si se quiere, pero como ya se ha dicho el objetivo es el modelo más sencillo que se acerque a la realidad. En varios sistemas este modelo será una línea simple sin efectos de tipo capacitivo, resistivo e inercial ya que el sistema dinámico estará dominado por otros componentes. Una línea corta pero de gran diámetro solo requiere para ser modelada, un capacitor que tenga en cuenta la compresibilidad, por otra parte una línea larga de poco diámetro puede ser modelada con un simple tramo como el mostrado en la siguiente figura y finalmente una línea larga sujeta a alta frecuencia de excitación puede requerir de varios tramos.

Figura 83. Modelos Bond Graph de segmentos de línea



Fuente: Los Autores

En la figura 83 a y b el orden de los elementos C e I simplemente ha sido invertido. Este cambio es importante para conservar la causalidad integral y se realiza dependiendo de la señal de entrada, si es esfuerzo (presión) o flujo (caudal).

2.8.4 Orígenes de presión y flujo

Para sistemas de potencia fluida, los orígenes de esfuerzo (S_e) implican un suministro de presión constante o variante en el tiempo pero independiente del flujo. Los orígenes de flujo (S_f) simbolizan elementos que entregan caudal constante o variante en el tiempo independiente de la presión. Los orígenes de presión y flujo no existen como componentes físicos reales, ellos son idealizaciones de algunos elementos, sin embargo para algunas situaciones pueden servir para modelar convenientemente un elemento o sistema físico y en adición con otros componentes se pueden aproximar a la realidad para modelos que no admiten idealizaciones. Consideramos esfuerzo constante por ejemplo una reserva de agua que suministra presión a una turbina de potencia, S_e indica la presión de entrada.

Para el caso de flujo constante tenemos bombas de desplazamiento positivo, las cuales se explicaron en el capítulo uno con sus respectivas ecuaciones que

modelan su funcionamiento, pero en lo que concierne a Bond Graph tenemos por ejemplo las bombas de pistones en la cual se considera que tienen una descarga aproximadamente constante

Si se mide el volumen de fluido que viene de la bomba de múltiples cilindros, por radian de rotación del eje y se llama a esta cantidad V_0 expresada en m^3/rad , la salida de volumen V estará relacionada con el ángulo de rotación del eje θ por:

$$V = V_0\theta \quad (2.72)$$

Asumiendo que V_0 es aproximadamente constante y no es una función de θ se tiene:

$$Q = \dot{V} = V_0\dot{\theta} = V_0\omega \quad (2.73)$$

La potencia hidráulica está dada por la expresión PQ donde P es la presión de descarga, la potencia mecánica es $\tau\omega$, donde τ es el torque del eje. Si se desprecia la fricción de la bomba se pueden igualar las potencias hidráulica y mecánica de la siguiente manera:

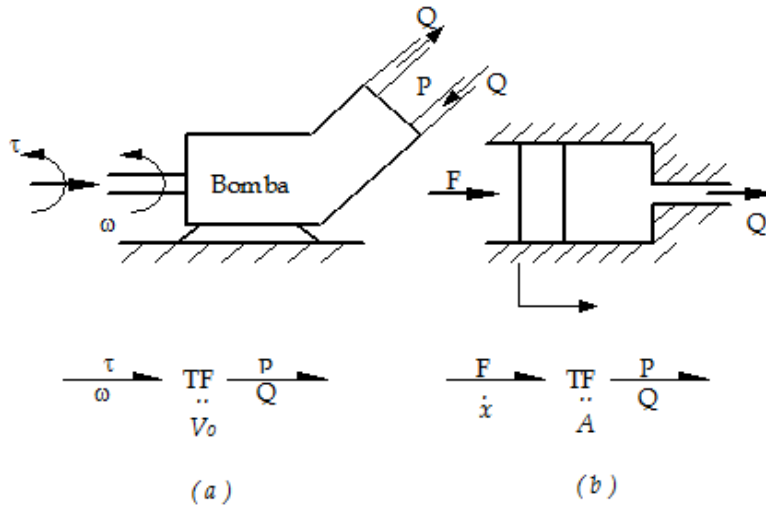
$$PQ = PV_0\omega = \tau\omega \quad (2.74)$$

Donde se ha multiplicado la ecuación 2.73 por P_0 , ahora se puede observar que:

$$V_0P = \tau \quad (2.75)$$

La cual es una ecuación complementaria a la ecuación 2.73. Así V_0 es el coeficiente que relaciona los flujos Q y ω , y los esfuerzos P y τ . Está es exactamente la definición de un transformador ideal. La figura 84 muestra la bomba y su representación en *Bond Graph* y un pistón el cual en algunos casos es también denominado martillo hidráulico, sus ecuaciones son sencillas.

Figura 84. Bomba de pistones.








Fuente: Ardila. [1]

La siguiente tabla presenta todos los posibles casos que se dan para los elementos de un puerto dentro de los sistemas de potencia fluida, en ella se muestra la representación en Bond Graph para un determinado elemento y su equivalencia física.

Tabla 8. Posibles situaciones para elementos de un puerto en Potencia fluida.

Modelo	Equivalente en potencia fluida
$1 \xrightarrow{Q_{constante}} \Delta P \xrightarrow{R}$	Representa una caída de presión por resistencia fluida
$0 \xrightarrow{P_{constante}} \Delta Q \xrightarrow{R}$	Representa pérdida de caudal por fugas.
$1 \xrightarrow{Q_{constante}} \Delta P \xrightarrow{C}$	No representa un elemento hidráulico directamente. Puede ser un acumulador o un elemento que empuja a un resorte. $1 \xrightarrow{TF} \xrightarrow{C}$
$0 \xrightarrow{P_{constante}} \Delta Q \xrightarrow{C}$	Cambio de caudal por compresibilidad del fluido o de la tubería.

	<p>Inercia fluida.</p>
	<p>No representa un elemento hidráulico directamente. Está relacionado con la presión que empuja a un elemento mecánico. </p>
	<p>Representa por lo general una bomba de desplazamiento positivo, considerada esta como un</p>
	<p>Representa un bloque que incluye una bomba de desplazamiento positivo junto a elementos que mantengan la presión en un sólo nivel o un tanque alto que entrega fluido a presión aproximadamente constante.</p>

Fuente: Los Autores

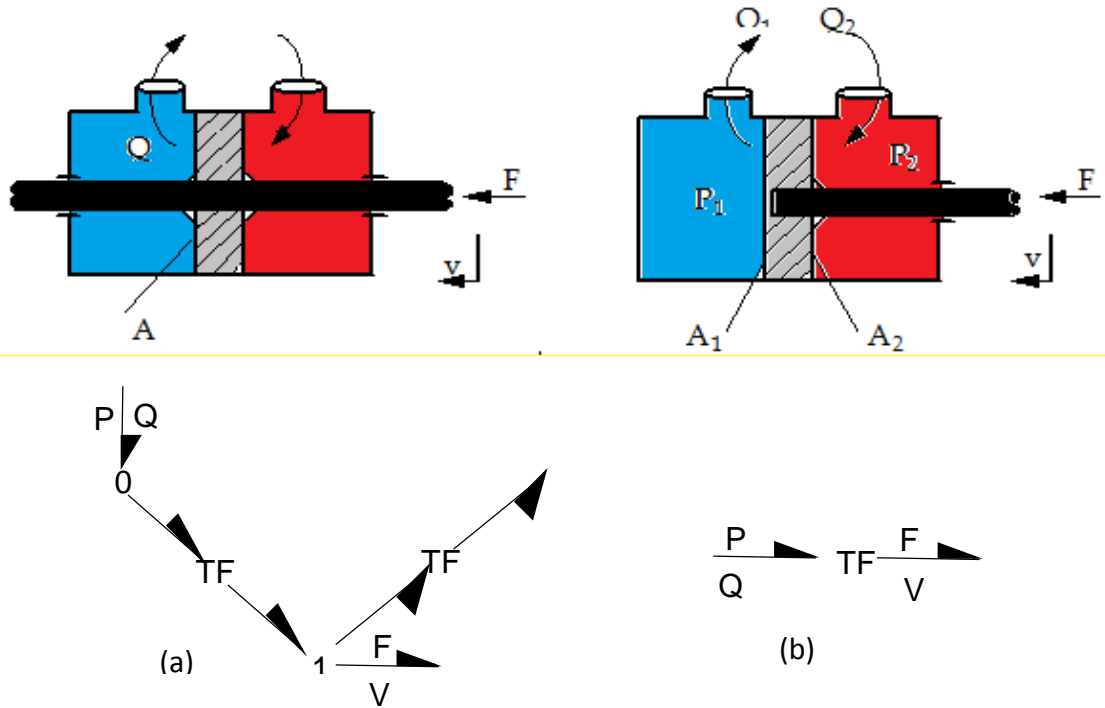
2.8.5 Transformadores de Potencia

Como ya se había dicho en la explicación de transformadores, estos son elementos que acoplan subsistemas en uno o dos diferentes dominios de energía, en ellos la potencia se conserva a pesar que sus variables cambien.

Los transformadores utilizados en los sistemas de potencia fluida son una idealización de los sistemas transductores de potencia, los cuales incluyen todas las consideraciones de disipación y almacenamiento de energía

En la figura 85 se presenta un transformador del tipo más común en potencia fluida, muestra dos cilindros hidráulicos los cuales intercambian potencia hidrostática y dinámica. El movimiento del pistón causa la misma rata de flujo volumétrico hacia afuera en un puerto y entrando al otro (figura 85a), así se puede hablar de un único caudal Q medido en m^3/sg o gpm . Similarmente las presiones a cada lado del pistón actúan en la misma área A , por esta razón la fuerza en el vástago es la diferencia de presiones que actúa sobre el área, esta diferencia se puede denotar por P .

Figura 85. Pistones.



Fuente: Los Autores

Las leyes constitutivas de los cilindros hidráulicos ya fueron descritas en el capítulo uno en la parte que se explicó el funcionamiento de estos.

Otros elementos transformadores importantes en potencia son las bombas de desplazamiento positivo y motores.

El modelo más simple de tales bombas y motores (figura 85b) puede desarrollarse de la siguiente manera. Si se gira el eje de la bomba un ángulo θ y se mide el volumen V que fluye a través de la máquina (determinar el C_b), se comprueba que el volumen es aproximadamente proporcional a θ .

$$V = T\theta \quad (2.76)$$

Diferenciando esta expresión se obtiene:

$$Q = \frac{dV}{dt} = T \frac{d\theta}{dt} = T\omega \quad (2.77)$$

La ecuación obtenida equivale a la mitad de la ley constitutiva de un transformador, la otra mitad puede ser:

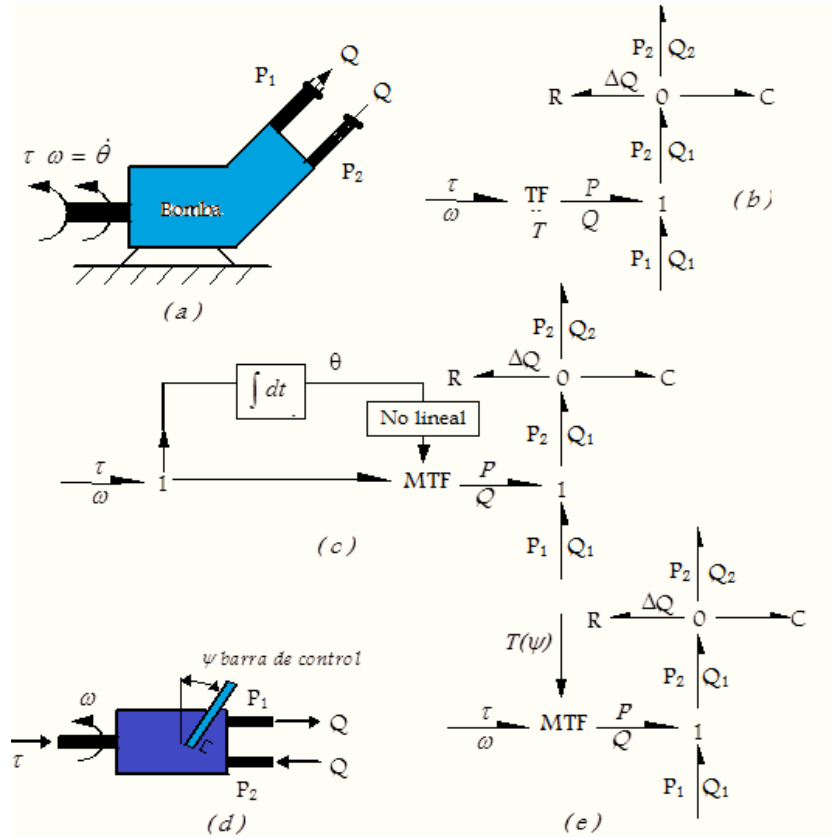
$$TP = \tau \quad (2.78)$$

La conservación de potencia entonces será:

$$PQ = \tau \omega \quad (2.79)$$

La anterior relación es válida de manera ideal.

Figura 86. Desarrollo de modelos de bomba y motor de desplazamiento positivo.



Fuente: Bond Graph [5]

El módulo de transformación T de este modelo (figura 86b), posee unidades de volumen por unidad de giro del eje de la bomba.

La descarga de volumen asumida en la ecuación 2.76 no es exactamente correcta. Existe un pequeño rizo en el flujo debido a que cada contribución de los pistones equivale a un pulso, los cuales se ven suavizados parcialmente por la sumatoria de flujos de cada uno. Si se reemplaza la ecuación 2.76 con:

$$V(\theta) = T\theta + a \text{sen}n\theta \quad (2.80)$$

Donde a es un valor usualmente pequeño y n es el número de pistones, se obtiene:

$$Q = \frac{dV(\theta)}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (2.81)$$

$$O; \quad Q = (T + an \cos n\theta)\omega \quad (2.82)$$

Luego se puede hallar:

$$(T + an \cos n\theta)P = \tau \quad (2.83)$$

Indicando que el efecto del rizo se presenta también en la relación de torque.

Este modelo puede ser representado por un transformador de desplazamiento modulado *MTF* (figura 86c), este elemento funciona de igual manera que un simple transformador, sin embargo su módulo puede ser variado por una señal externa que entra por un enlace activo. El *MTF* puede usarse entonces para todas las bombas y motores que posean un control en su desplazamiento volumétrico. Tal control varía las conexiones internas así que *T* en la ecuación 2.83 puede ser variado por la posición de algunos elementos mecánicos. En el diagrama esquemático de la figura 86d se muestra un ángulo ψ en la palanca de control el cual determina el valor del módulo del transformador *T*. Como ψ se comunica por un enlace activo su valor puede ser cambiado sin afectar la ecuación de conservación de potencia $PQ = \tau\omega$, si bien las leyes constitutivas si sufren cambios.

$$Q = T(\psi)\omega \quad (2.84)$$

$$T(\psi)P = \tau \quad (2.85)$$

Para mover la barra de control se requiere una fuerza que se hace principalmente a causa de la fricción, se puede hacer un modelo para esta fuerza y luego comunicar el valor instantáneo de ψ en este modelo al *MTF*, esto se muestra en la figura 86e en un enlace activo.

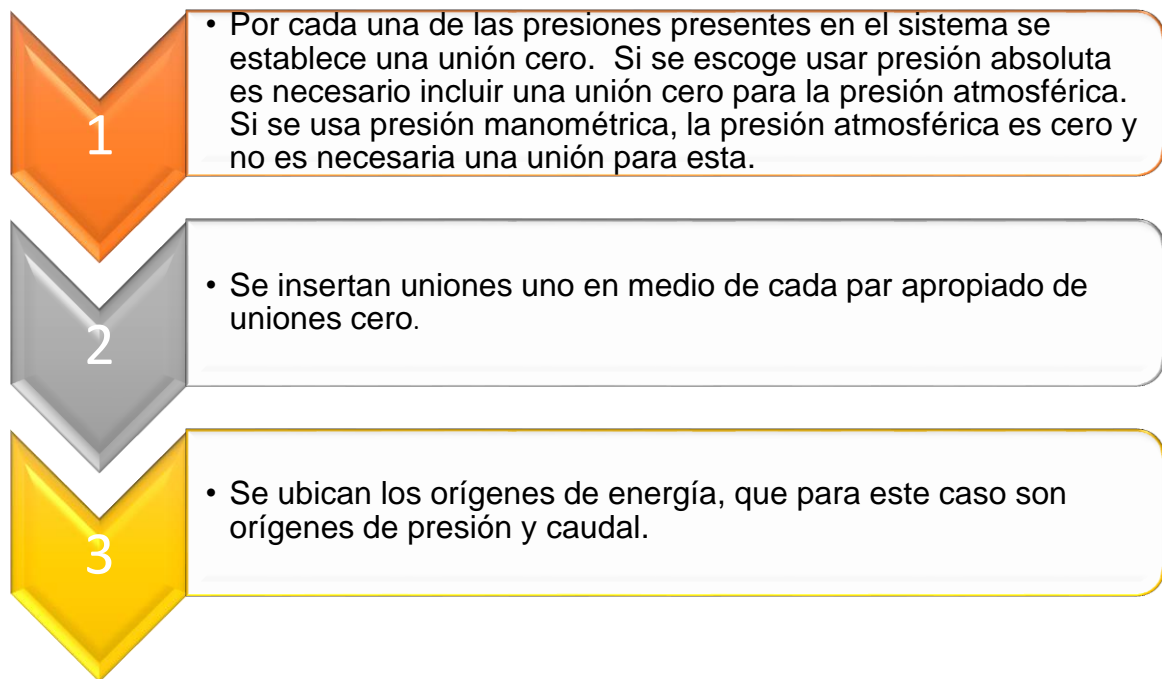
Cualquiera de los modelos mostrados en la figura 86 puede ser completado por elementos adicionales para considerar comportamiento no ideal.

Para elementos como bombas, normalmente la potencia entra al eje en forma de torque y velocidad angular, transformándose en presión y flujo volumétrico. En motores hidráulicos la entrada de potencia, es fluida a alta presión y la salida es torque y velocidad angular en el eje. Como se puede observar la estructura básica de los modelos es notablemente similar ya que el tipo de transductores analizados son reversibles, es decir que podrían invertir la dirección del flujo de potencia.

Los modelos aquí descritos son aplicables en casi la totalidad de los casos a bombas y motores de desplazamiento positivo que utilicen elementos diferentes para su empuje, por ejemplo paletas o engranes, esto se debe a que el principio básico es el mismo, es decir el empuje de una cantidad fija de volumen en función del ángulo de giro del eje.

2.8.6 Procedimiento para la construcción de modelos de Bond Graph en sistemas de potencia fluida

Para modelar sistemas de potencia fluida es necesario localizar primero las presiones de interés en el sistema, por esta razón este procedimiento se basa en establecer las uniones cero presentes en él, las cuales indican puntos de igual presión. Usualmente se debe determinar con anticipación cual va a ser la presión de referencia, para tal fin es necesario decidir si las presiones a usar son absolutas o manométricas dependiendo de si el sistema está abierto o no a la atmósfera. A continuación se enumeran los pasos del procedimiento a utilizar.



4

- Si existe alguna capacitancia relacionada con una presión esta se coloca en la unión cero respectiva.

5

- En caso de encontrar transformadores, estos deben conectarse en medio de uniones cero si hay transformación de presión, o en medio de uniones uno si hay transformación de flujo o caudal. Si se encuentran elementos I y R que reaccionan a diferencias de presión, estos se colocan enlazados a uniones uno que a su vez están enlazados apropiadamente a las uniones cero que representan la caída de presión.

6

- Se asignan las direcciones a los enlaces según el flujo de potencia.

7

- Se identifica la presión de referencia (generalmente la presión atmosférica) y se elimina la unión cero relacionada con esta presión y los elementos que estén en ella pasan a la siguiente unión.

8

- Se simplifica el gráfico resultante, por ejemplo donde se encuentren uniones de la misma naturaleza seguidas, se transforma en una sola que contiene los elementos enlazados a los dos y además se reemplazan las uniones cero o uno de dos puertos a través de las cuales fluye potencia como se explico en capítulos anteriores.

2.9 MODELACION DE SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA POR EL METODO BOND GRAPH

El método Bond Graph está basado en el análisis de flujos de energía (Potencia), por lo cual resulta apropiado para el estudio de los sistemas de potencia fluida. Por lo cual se puede modelar todo tipo de sistemas hidráulicos y sus combinaciones con otro tipo de sistemas por ejemplo eléctricos y mecánicos.

Con Bond Graph podemos construir grandes modelos a partir de submodelos es por eso que en potencia fluida intervienen válvulas, bombas, actuadores, líneas de presión, entre otras, uniendo todos estos submodelos de una forma apropiada podemos construir un modelo completo.

Un modelo en Bond Graph puede ser tan sencillo o complejo de acuerdo a las necesidades del sistema, todo depende de los objetivos que se tengan, la idea es siempre buscar el modelo más simple que se acerque a la realidad. Un ejemplo de esto es describir comportamientos de una línea fluida, se requiere considerar los efectos de pérdidas de presión que se presentan en ella, por otra parte si se desea realizar un análisis más detallado es necesario adicionar elementos que modelen efectos tales como la compresibilidad fluida, la inercia y la compresibilidad debido a la expansión volumétrica de la línea de conducción.

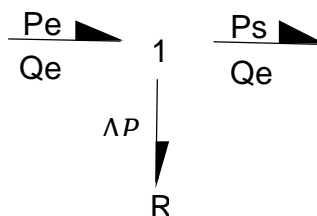
En este espacio presentaremos varios submodelos en Bond Graph para algunos elementos hidráulicos tales como válvulas de todos los tipos, actuadores, bombas y motores, todos estos cuentan con representaciones básicas hasta las más complejas, todo depende de la cantidad de efectos a tener en cuenta en cada una. Para este caso vamos a mostrar la representación más simple de cada submodelo, ya que al momento de trabajar una hidrotensión las válvulas las consideramos en su mayoría como resistencias debido a la caída de presión que generan por la obstrucción al paso de caudal, por lo tanto en busca de obtener modelos cercanos a la realidad pero lo más sencillos posibles, trabajaremos con este tipo de representaciones. Los modelos en Bond Graph más complejos de estos elementos hidráulicos los mostraremos en los anexos, para que tengan acceso en caso de ser requeridos para ciertos modelos de hidrotensiones.

2.9.1 Válvulas direccionales

Estas válvulas ya fueron descritas en capítulo uno, tanto en sus conceptos básicos de funcionamiento y uso, como en su parte física, por lo tanto aquí simplemente mostraremos su representación y conceptos en Bond Graph.

2.1.1.1 Válvula antiretorno

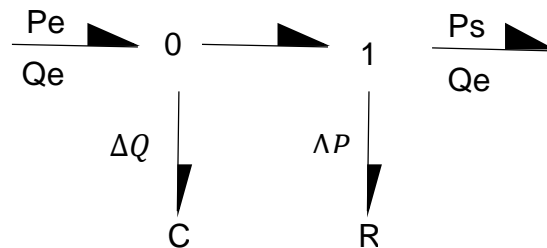
Figura 87. Bond Graph válvula antiretorno



Fuente: Los Autores

Otro efecto a considerar a parte de la resistencia es el de la compresibilidad del fluido, su modelo será:

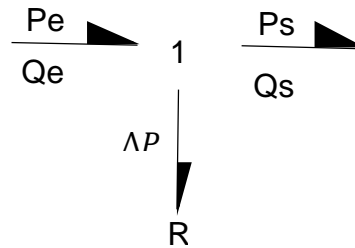
Figura 88. Bond Graph modelo de compresibilidad válvula anti retorno



Fuente: Los Autores

2.9.1.2 Válvula Direccional

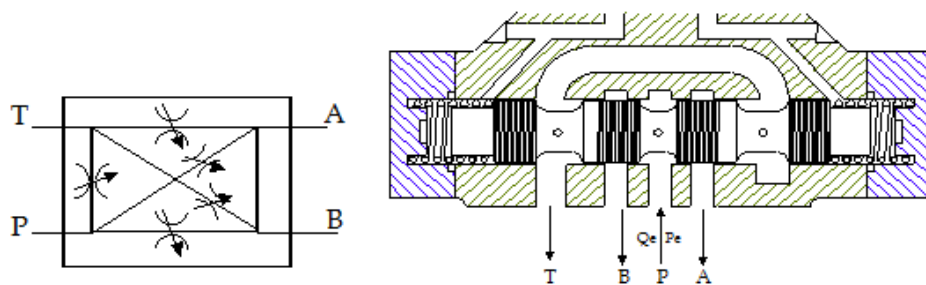
Figura 89. Bond Graph válvula direccional



Fuente: Los Autores

Al analizar la válvula considerando el desplazamiento del carrete se tienen cinco resistencias hidráulicas moduladas simultáneamente por el desplazamiento del mismo, el cual se mueve entre dos posiciones fijas; un esquema de dichas resistencias se muestra en la siguiente figura.

Figura 90. Esquema válvula de cuatro vías dos posiciones centro tándem



Fuente: Los Autores

Las resistencias de la válvula se presentan así:

- Entre salida a tanque y la entrada de la válvula (P y T).
- Entre el tanque y el puerto de salida A.
- Entre el tanque y el puerto de salida B.
- Entre la entrada y el puerto de salida A.
- Entre la entrada y el puerto de salida B.

A medida que el carrito se desplaza de un lado a otro la posición central aumenta o disminuye la modulación de cada una de las resistencias. En un modelo de Bond Graph la señal de modulación de las resistencias de la válvula está dada por una unión uno que representa la velocidad de desplazamiento del carrito al cual se le aplica una fuerza F para desplazarlo. En dicha unión uno se modela además los efectos de la masa del carrito (elemento I), el resorte de reposición (elemento C) y las fuerzas de fricción (elemento R).

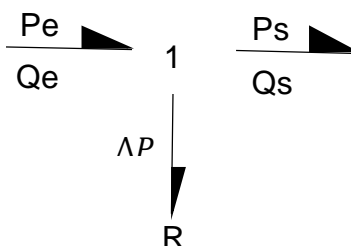
2.9.2 Válvulas de seguridad

Estas válvulas ya fueron descritas en capítulo uno, tanto en sus conceptos básicos de funcionamiento y uso, como en su parte física, por lo tanto aquí simplemente mostraremos su representación y conceptos en Bond Graph.

2.9.2.1 Tipo simple

La figura siguiente muestra el Bond Graph básico de una válvula de seguridad simple en el momento en que esta se abre, ya que cuando se encuentra cerrada no tiene ningún efecto sobre el sistema desde el punto de vista de Bond Graph. Este modelo básico al igual que para todas las válvulas consta de un elemento resistivo que modela las caídas de presión ocasionadas por la válvula.

Figura 91. Bond Graph básico de válvula de seguridad simple abierta.

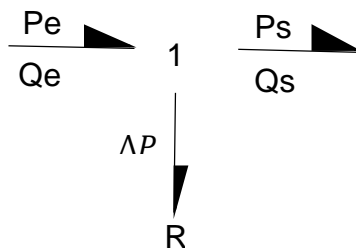


Fuente: Los Autores

2.9.2.2 Válvula de seguridad compuesta

El comportamiento de la válvula puede ser analizado inicialmente en las diferentes posiciones por las cuales pasa la válvula, así que para cuando la válvula está cerrada, es decir, sin alcanzar la presión de taraje se tiene:

Figura 92. Bond Graph para válvula de seguridad cerrada.

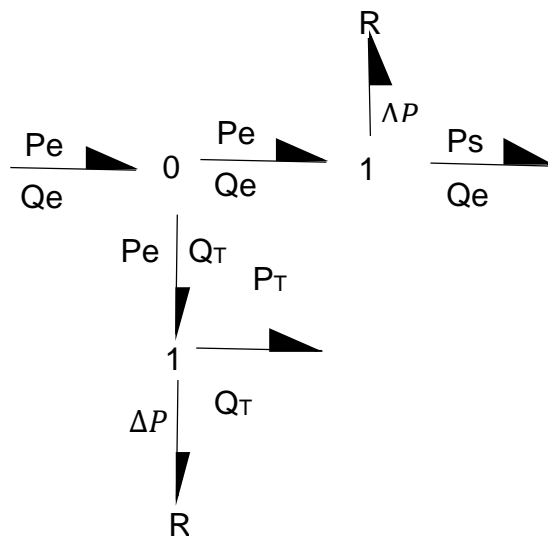


Fuente: Los Autores

Una unión uno con un elemento resistivo que representa la pérdida de presión a través de la válvula al paso del fluido, es suficiente para modelar la anterior situación.

Cuando la válvula se abre aparece un modelo más complejo ya que entran en funcionamiento gran cantidad de mecanismos de la misma.

Figura 93. Bond Graph para válvula de seguridad abierta.

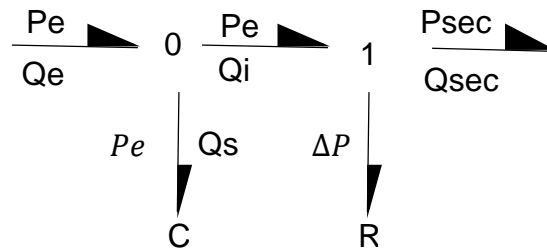


Fuente: Los Autores

2.9.2.3 Válvulas tipo R

Un Bond Graph básico para la válvula tipo R es mostrado en la figura 94, en él se observan una unión cero y una unión uno. La unión cero representa la presión en la línea primaria (entrada), mientras que la unión uno se utiliza para enlazar un elemento resistivo que modela la caída de presión cuando el flujo pasa a la línea secundaria luego de que la válvula se abre.

Figura 94. Bond Graph para válvula tipo R.



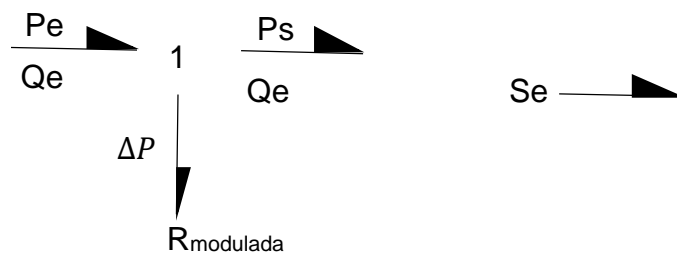
Fuente: Los Autores

2.9.3 Válvulas reductoras de presión

Estas válvulas ya fueron descritas en capítulo uno, tanto en sus conceptos básicos de funcionamiento y uso, como en su parte física, por lo tanto aquí simplemente mostraremos su representación y conceptos en Bond Graph.

2.9.3.1 Válvula Reductora de Acción Directa

Figura 95. Bond Graph Válvula Reductora de Acción Directa



Fuente: Los Autores

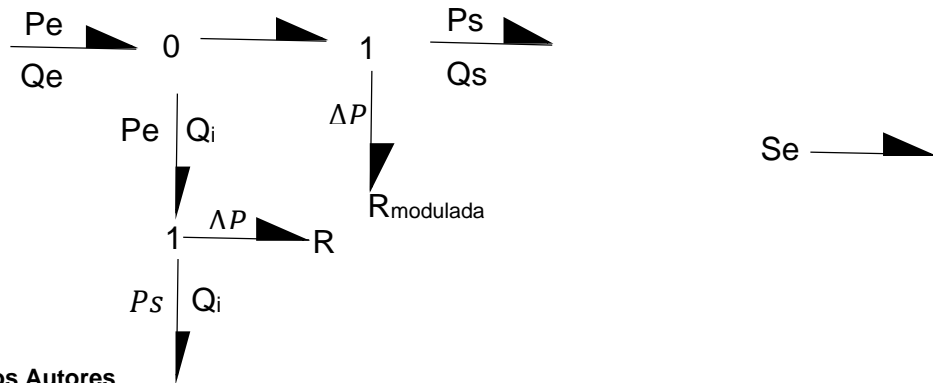
La válvula reductora de acción directa puede modelarse en forma básica por medio de una unión uno a la cual se enlaza un elemento resistivo que modela las pérdidas de presión (figura 95), sin embargo si se tiene en cuenta que la salida de presión de la válvula tiende a ser constante se deduce entonces que el elemento resistivo tiene un gran variabilidad, es decir, que está modulado en función del desplazamiento de

la corredera. Esta salida de presión constante e independiente del sistema se puede asimilar desde el punto de vista del sistema al cual abastece como un elemento origen de esfuerzo Se , que podría ser utilizado en ciertos modelos en lugar del conjunto que precede a la válvula reductora de presión.

2.9.3.2 Válvula Reductora de Presión Pilotada

El Bond Graph básico para la válvula reductora de presión pilotada se observa en la figura 96. Este resulta muy similar al de la válvula de acción directa, pero difiere de aquella en que aquí se presentan dos salidas, una para la línea primaria y otra para la línea secundaria donde la presión es controlada.

Figura 96. Bond Graph para Válvula Reductora de Presión Pilotada.



Fuente: Los Autores

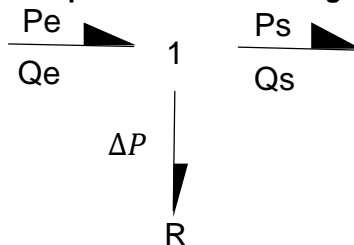
Debido a su comportamiento la válvula reductora pilotada también puede ser considerada como un elemento origen de esfuerzo Se , analizada esta desde el punto de vista del subsistema al cual entrega presión; ya que su salida se encuentra a una presión aproximadamente constante e independiente del sistema.

2.9.4 Válvulas reguladoras de caudal

Estas válvulas ya fueron descritas en capítulo uno, tanto en sus conceptos básicos de funcionamiento y uso, como en su parte física, por lo tanto aquí simplemente mostraremos su representación y conceptos en Bond Graph.

2.9.4.1 Válvula Reguladora de Caudal No Compensada

Figura 97. Modelo en Bond Graph de una válvula reguladora de caudal no compensada.

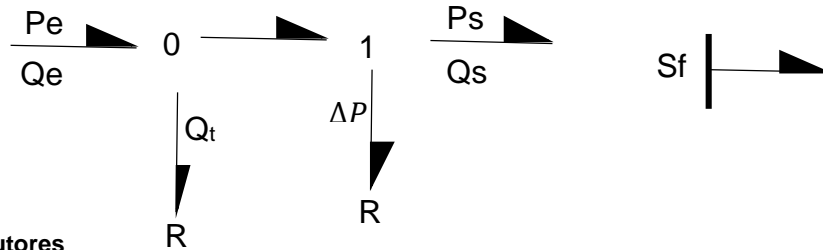


Fuente: Los Autores

2.9.4.2 Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Derivación

El Bond Graph más simple para la válvula reguladora de caudal compensada por derivación se muestra en la figura 98. Este modelo consta de dos elementos resistivos conectados a una unión cero y a una unión uno respectivamente. El primero de ellos modela la derivación de caudal a tanque y el segundo las pérdidas de presión en la válvula debido al estrangulamiento.

Figura 98. Modelo básico para una válvula reguladora de caudal compensada por derivación



Fuente: Los Autores

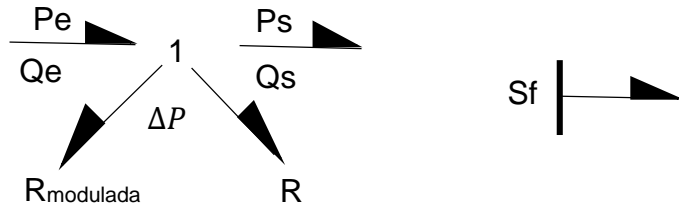
Debido a su comportamiento, la válvula reguladora de caudal se puede considerar como un elemento origen de flujo S_f , analizada desde el punto de vista del sistema al cual abastece con caudal constante. Lo anterior significa que para algunos modelos no se requerirá utilizar todo el Bond Graph representativo de la válvula e incluso el de elementos situados anteriores a ella, solamente será necesario utilizar un elemento S_f para que represente una entrada de flujo constante e independiente del sistema.

2.9.4.3 Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Presión

El modelo básico en Bond Graph para la válvula reguladora de caudal compensada por presión se muestra en la figura 99. Allí se pueden apreciar dos resistencias conectadas a una unión uno, las cuales podrían asumirse como una sola resistencia equivalente, sin embargo, estas se diferencian ya que una de ellas es modulada por el movimiento del carrete de la válvula y la otra es prácticamente constante modelando el estrangulamiento. El modelo básico es útil si no se requiere considerar todos los efectos que se producen en un sistema y resulta ideal para una situación donde la válvula esté equilibrada.

De igual manera para todas las válvulas reguladoras de caudal, la válvula compensada por presión puede ser asumida como un elemento origen de flujo S_f , debido a su comportamiento con respecto al subsistema al cual abastece.

Figura 99. Bond Graph para la válvula reguladora de caudal compensada por presión.

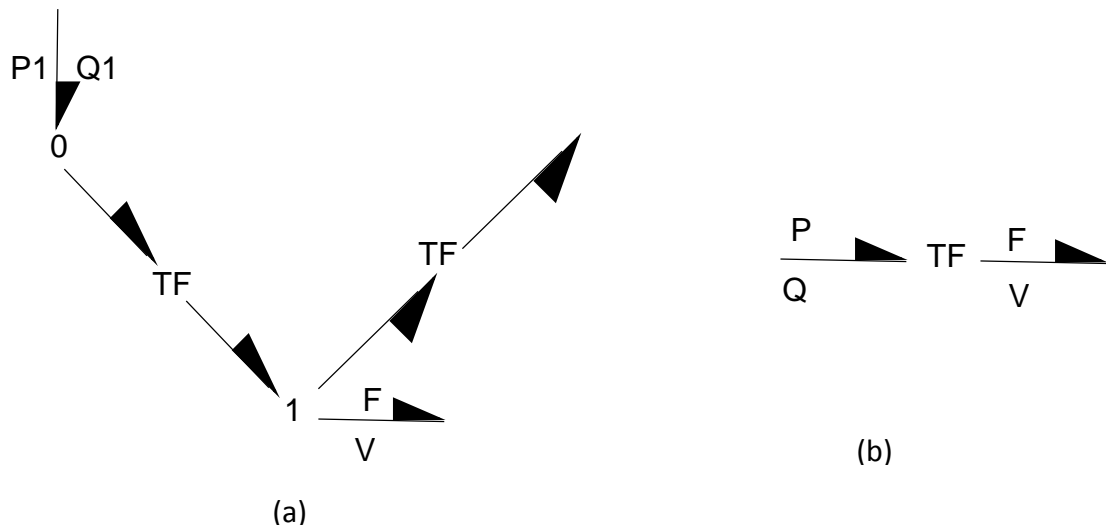


Fuente: Los Autores

2.9.5 CILINDROS HIDRAULICOS

EN Bond Graph los cilindros hidráulicos se encuentran dentro del grupo de los elementos transformadores, por tal razón los modelos que se utilizan para representarlos están basados en este tipo de elementos.

Figura 100. Bond Graph cilindros



Fuente: Los Autores

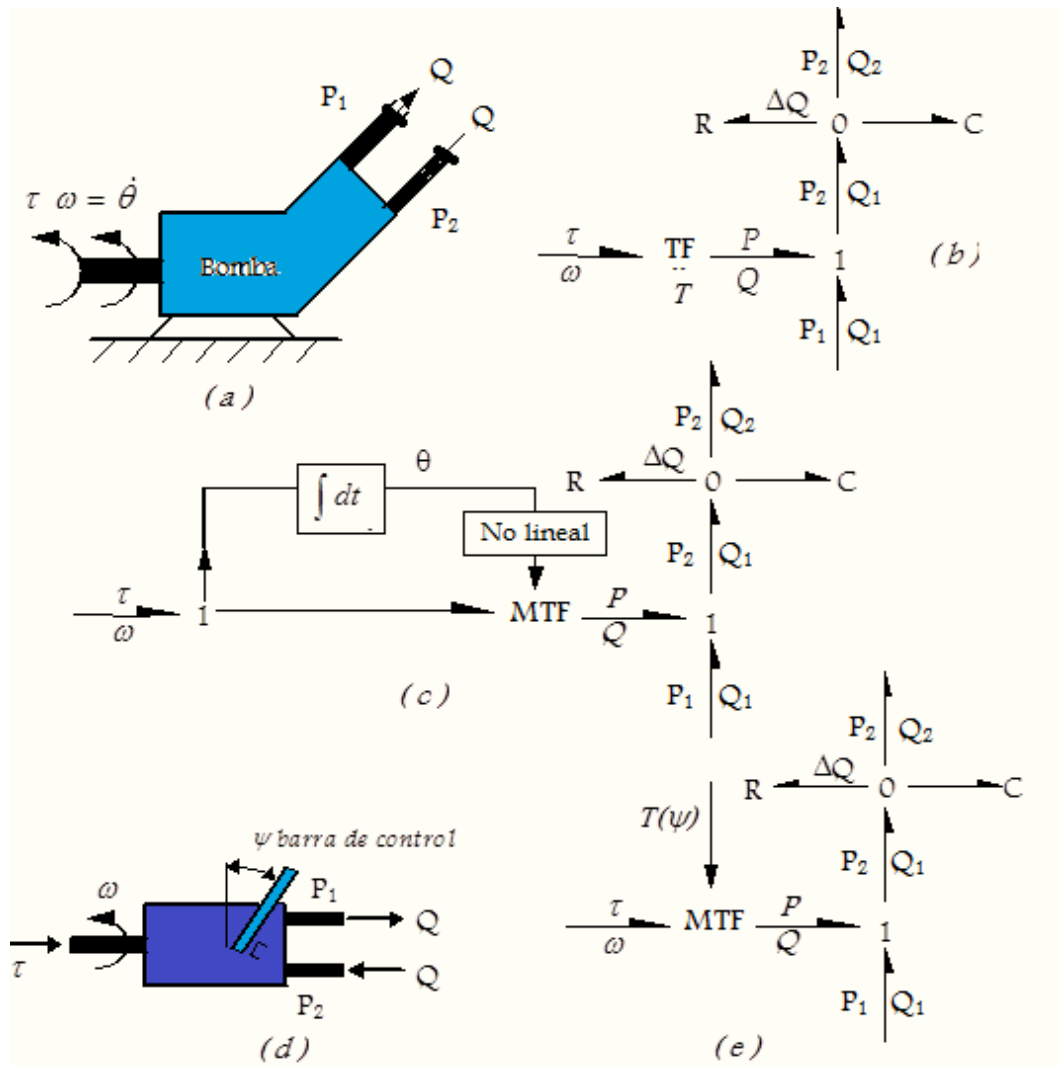
En la figura 100a. es un cilindro simple y en la figura 100b es un cilindro de doble efecto. La explicación sobre estas representaciones ya se realizó en la sección de transformadores de potencia fluida.

2.9.6 BOMBAS Y MOTORES HIDRAULICOS

Un modelo de Bond Graph para una bomba, la cual básicamente es un transformador, puede ser transformador simple o modulado si posee un control externo de desplazamiento (bomba variable). Una explicación detallada de dicho modelo fue dada anteriormente en los numerales correspondientes a orígenes y

transformadores de potencia hidráulica, sin embargo, aquí se incluyen un elemento C y un elemento R enlazados a una unión cero (figura 101 b, c y d), los cuales modelan la compresibilidad del fluido al ser sometido a presión en los mecanismos internos de la bomba y las pérdidas de caudal en la misma debidas al desplazamiento.

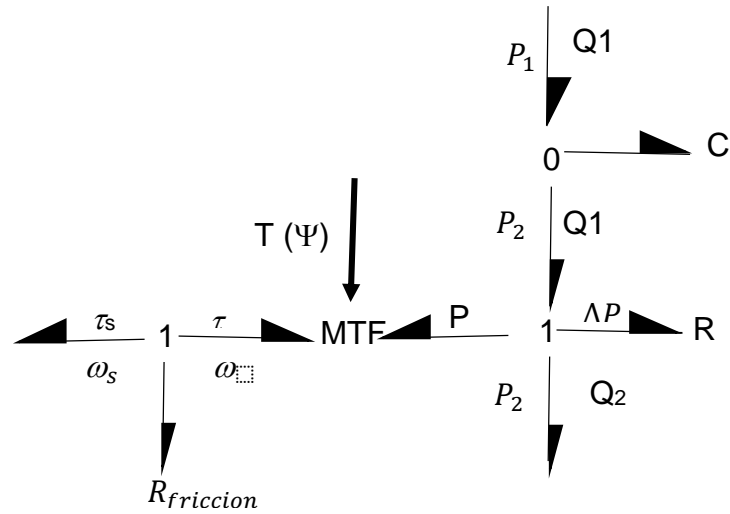
Figura 101. Bond Graph bomba variable



Fuente: Bond Graph [5]

En el caso de los motores hidráulicos se presenta un modelo similar al anterior, pero que transforma la energía hidráulica en energía mecánica, este modelo se presenta en la figura 101a.

Figura 102. Bond Graph motor variable



Fuente: Los Autores

Un punto importante a considerar es la idealización que puede tenerse para los modelos de bombas y motores. Los modelos expuestos anteriormente serán requeridos si se desea un alto grado de precisión, sin embargo, desde el punto del sistema al cual manejan, una buena aproximación del comportamiento de estos elementos bastará para asegurar un buen modelo del sistema. Es así que una bomba de desplazamiento positivo puede ser idealizada como un elemento origen de flujo Sf, ya que entrega un caudal aproximadamente constante, por su parte, un motor hidráulico puede ser asumido también como un elemento origen de flujo Sf ya que este entrega una velocidad angular aproximadamente constante en su eje.

En general, submodelos o bloques pertenecientes a un sistema, pueden ser resumidos mediante una serie de elementos que los idealicen, esto dependerá de la similitud que presente su comportamiento con el sistema real. Lo anterior permite que los modelos en Bond Graph puedan resultar más sencillos y versátiles a la vez.

3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL

El software que se implementó en el desarrollo del presente trabajo está basado en el método Bond Graph, que es una herramienta para la solución de sistemas dinámicos basado en el análisis de flujos energéticos.

La herramienta computacional fue desarrollada en el entorno de programación Matlab® haciendo uso de su herramienta de interfaz gráfica GUIDE, que facilitó el proceso de diseño de los módulos que presenta el software desarrollado.

Este software requiere un conocimiento previo de Bond Graph para crear modelos que representen las hidrotransmisiones de manera que pueda dar inicio a la inclusión de datos en el programa.

Este software está en la capacidad de recibir los datos del modelo, cantidad de elementos de cada tipo, capacitores, resistores, inductancias, uniones (0, 1, TF) y número de enlaces. En el programa se deben ingresar la dirección de los enlaces con causalidad y sin causalidad de manera que se ingresen con signo positivo los que entran en las uniones y con signo negativo los que salen. Además de los valores iniciales de las variables de estado. Ya que el análisis se realiza con respecto al tiempo.

Una de las características más importantes que tiene el programa, es que en cada módulo donde se realiza algún tipo de cálculo o selección se dispone de un documento, donde se explica el proceso o procesos que se llevan a cabo internamente permitiendo al usuario comprender la secuencia ejecutada por el software.

Para el manejo del programa se ha elaborado un manual que constituye uno de los anexos de este trabajo, dicho manual además de la descripción pormenorizada del uso de esta herramienta, contiene ejemplos de aplicación en el área de potencia fluida que ilustran al usuario.

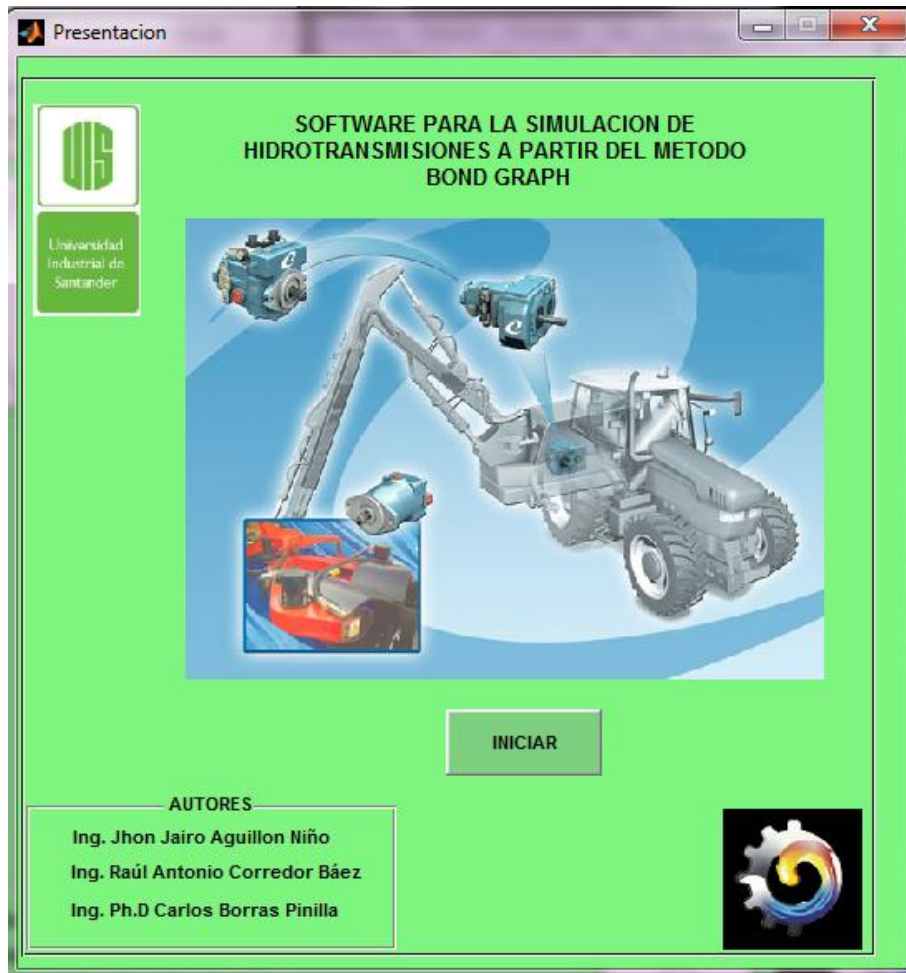
3.1 PRESENTACIÓN Y USO DEL SOFTWARE

3.1.1 Presentación.

La presentación del programa muestra una imagen donde se representa con mucha claridad los componentes básicos de una hidrotransmision, que permite al usuario visualizar aplicaciones que puede desarrollar el software.

La pantalla de presentación se muestra en la figura 103. Se debe oprimir el botón “iniciar” para continuar con el proceso.

Figura 103. Pantalla de presentación del software



Fuente: Los Autores

3.1.2 Uso.

El software fue desarrollado de tal manera que el usuario pueda avanzar a través de él con mucha facilidad ya que los módulos se enlazan entre sí y siguen un orden de fácil entendimiento.

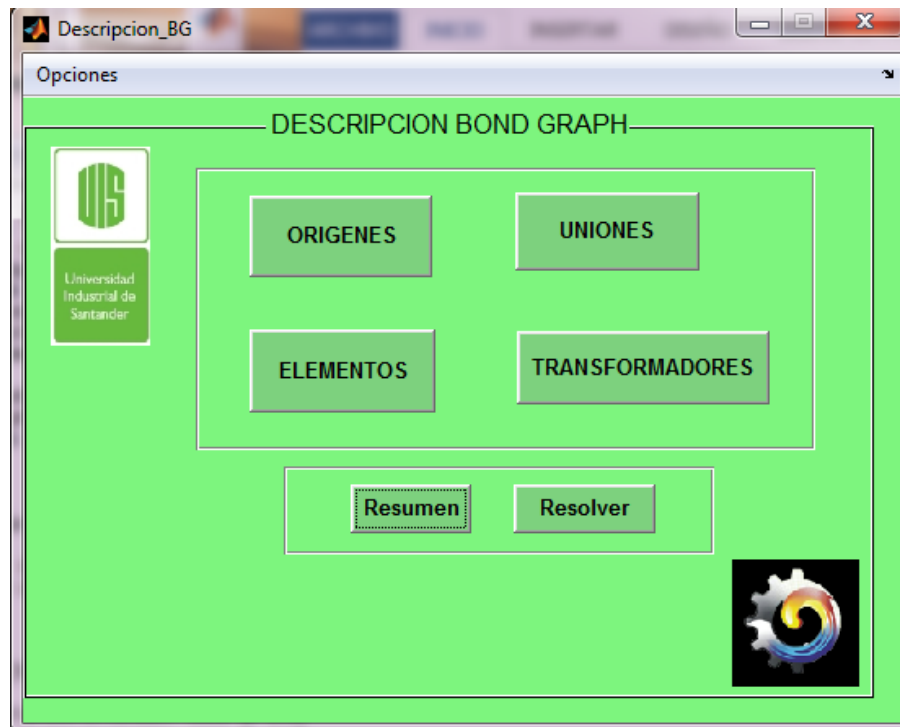
3.1.2.1 Descripción del Bond Graph

Una vez se pulsa el botón “iniciar” en la interfaz de presentación, se despliega la interfaz de descripción del Bond Graph (figura 104), donde se deben ingresar o seleccionar cada uno de los cuatro elementos que componen un Bond Graph “Orígenes”, “Elementos”, “Uniones” y “Transformadores”.¹⁸

¹⁸ Estos pasos son una guía general de uso. Para mayores detalles ver el Anexo A (Manual del Usuario)

Cada una de estas opciones abre otra interfaz, en las cuales se deben ingresar los datos del modelo de bond Graph realizado manualmente y con anterioridad por el usuario. En la parte inferior de los elementos se encuentran los botones “Resumen” que abre las interfaz con dicho nombre y en la cual se muestran los datos de cada uno de los elementos que se han ingresado por el usuario y el botón “Resolver” que abre la interfaz de condiciones iniciales. En la parte superior de la interfaz de “Descripcion_BG” se encuentra la barra de ‘Opciones’ en cuyo menú están las opciones ‘Guardar datos’, ‘Cargar datos’, ‘Ayuda’ y ‘Salir’.

Figura 104. Interfaz Descripción del Bond Graph



Fuente: Los Autores

- **Orígenes**

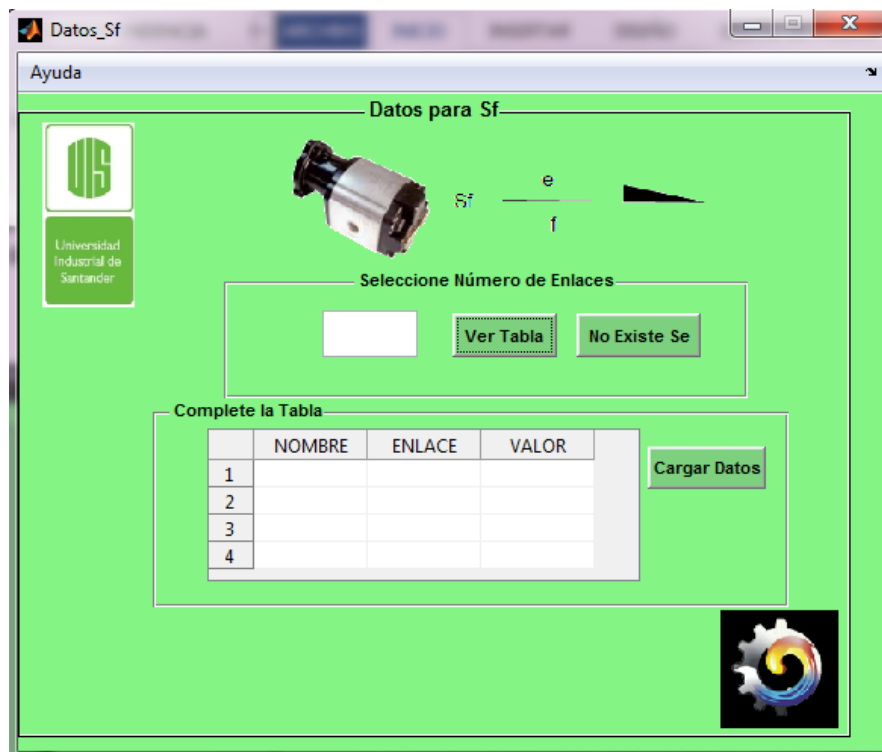
Cuando se selecciona la opción “Orígenes”, se abre su interfaz, la cual contiene dos opciones para seleccionar, “esfuerzos constantes” y “flujos constantes”. Figura 105. Al seleccionar cualquiera de estas opciones se abre la interfaz de “Datos” ya sea para esfuerzo o para flujo; en la cual se tiene que introducir la información del elemento correspondiente (figura 106).

Figura 105. Interfaz de Orígenes de Bond Graph



Fuente: Los Autores

Figura 106. Interfaz de datos para flujo constante

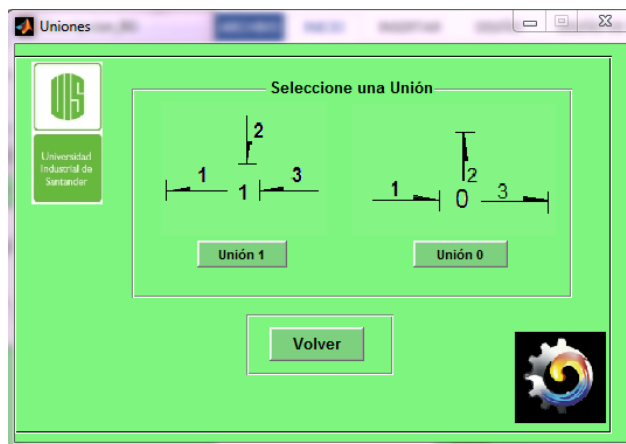


Fuente: Los Autores

- **Uniones**

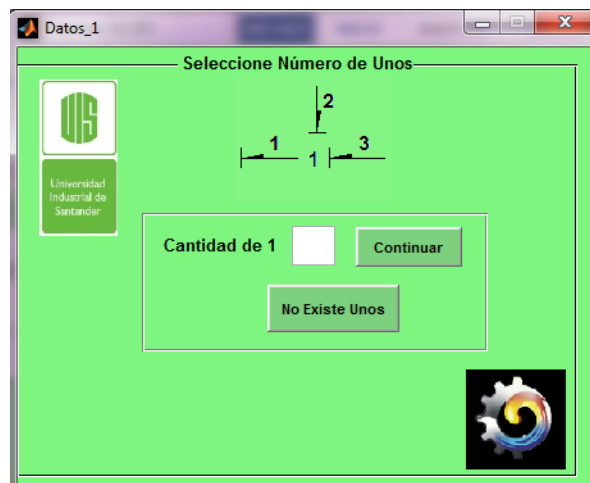
Cuando se selecciona la opción “Uniones” se abre su interfaz en la que se encuentra cada uno de los tipos de uniones, unos y ceros (figura 107); los cuales se seleccionan para tener la posibilidad de ingresar los datos de cada unión; la pestaña que aparece al seleccionar cualquiera de las opciones se muestra en la figura 108, al completar el espacio que se muestra en la figura se despliega otra ventana, cuyo nombre es “Tabla” en la cual hay que completar la información de acuerdo al modelo de bond Graph realizado por el usuario (figura 109). Estas interfaces son similares para ambas uniones y tienen el mismo tipo de funcionamiento, en las gráficas se muestran únicamente las interfaces de la unión uno.

Figura 107. Interfaz Uniones



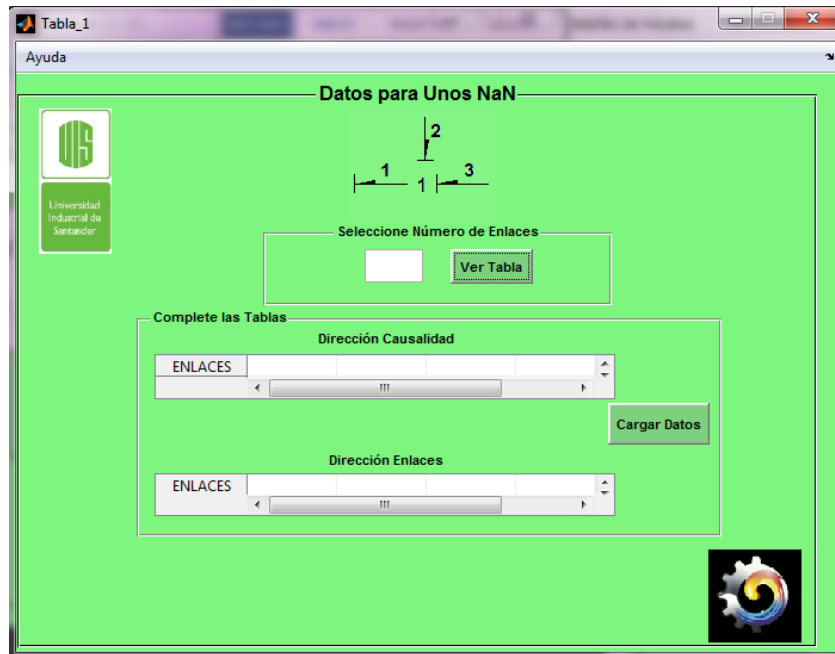
Fuente: Los autores

Figura 108. Interfaz de datos para unión 1



Fuente: Los autores

Figura 109. Interfaz tabla unión 1



Fuente: Los Autores

- **Elementos**

Cuando se selecciona esta opción aparece la interfaz que se muestra en la figura 110 en donde se ven los diferentes tipos de elementos almacenadores, cada uno de estos se tienen que seleccionar para poder ingresar los datos, cuyo procedimiento es similar al realizado en las interfaces de los orígenes.

Figura 110. Interfaz para los elementos

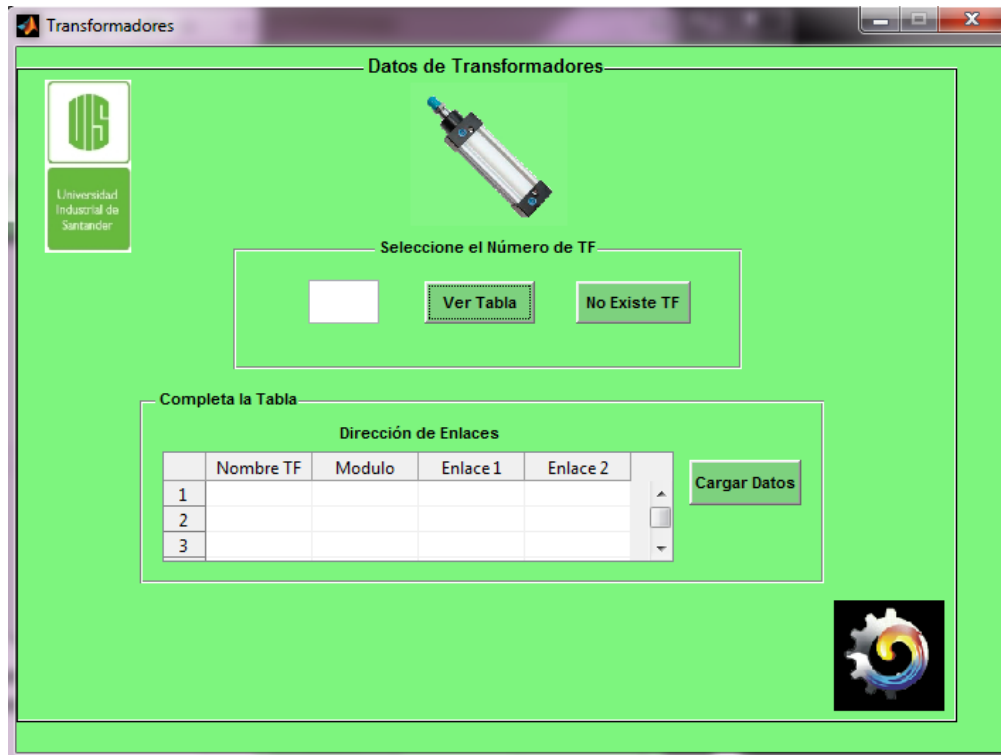


Fuente: Los Autores

- **Transformadores**

Cuando se selecciona esta opción se abre la interfaz que se muestra en la figura 111, esta posee una estructura similar a la de los almacenadores, en donde se muestra muy claramente los espacios que hay que completar. Como se ha observado en cada una de las figuras, hay una opción de no existe, que se debe seleccionar para cuando no exista cualquier elemento.

Figura 111. Interfaz de Transformadores

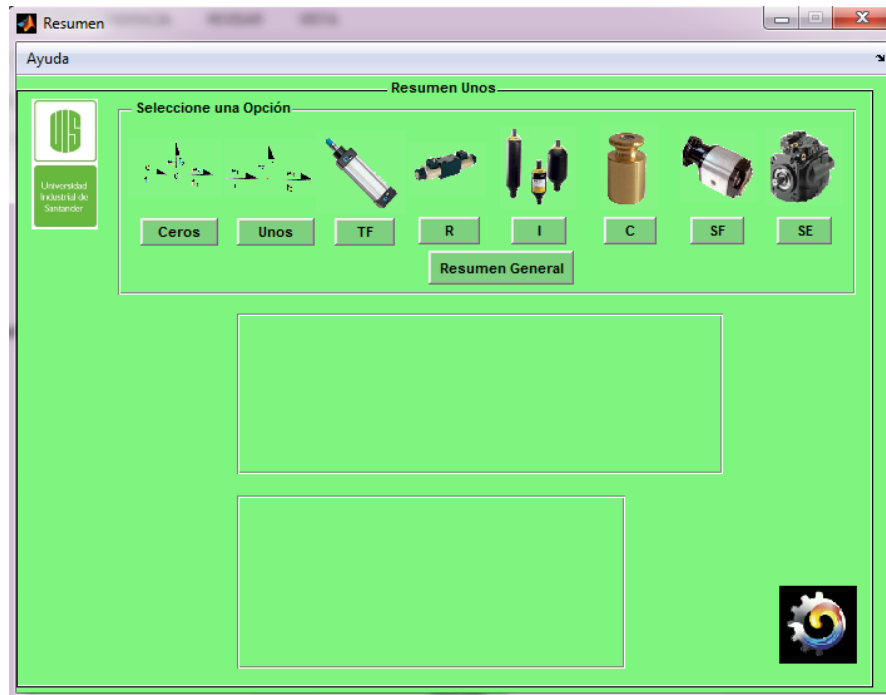


Fuente: Los Autores

El software tiene la posibilidad de generar un resumen seleccionando esta opción en la interfaz de descripción, que abre la ventana “Resumen” como se muestra en la Figura 112, en donde se puede observar los datos que ha ingresado el usuario.

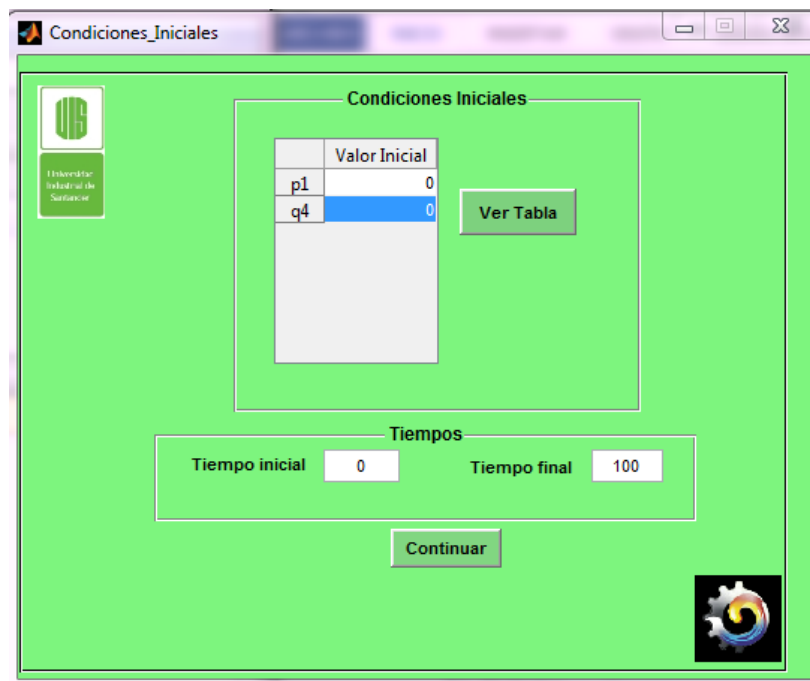
Ya realizado estos pasos se da “Resolver”, en donde aparece la interfaz de “condiciones iniciales”, en la que hay que completar los datos exigidos. (Figura 113). Finalmente se da la opción “continuar” para que se abra la interfaz “Grafica” y completar la simulación, esta ventana exige la variable de estado que se desea graficar, aquí mismo se encuentra una serie de herramientas como dar “zoom”, “arrastrar la imagen”, y los botones de editar parámetros y condiciones iniciales que permiten editar los datos directamente para volver a simular (figura 114).

Figura 112. Interfaz de Resumen



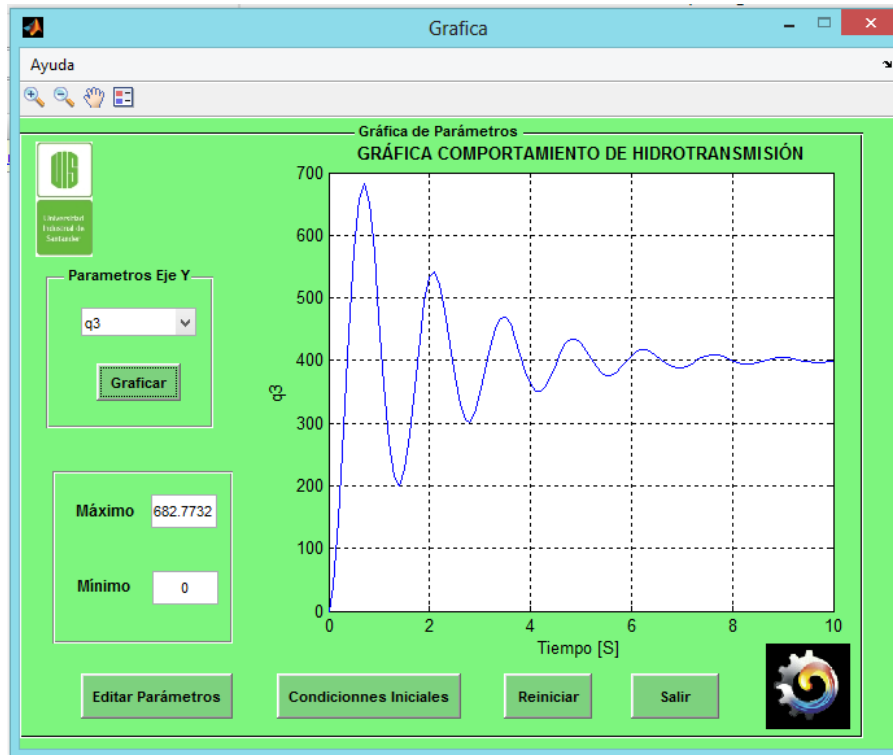
Fuente: Los Autores

Figura 113. Interfaz de condiciones iniciales



Fuente: Los Autores

Figura 114. Interfaz para graficar la variables de estado



Fuente: Los Autores

3.2 REQUERIMIENTOS DEL SOFTWARE

Para el uso de la herramienta computacional se requiere contar como mínimo con las siguientes herramientas informáticas:

Hardware. Los requerimientos de hardware mínimos son los siguientes:

- Procesador Intel dual CORE o superior.
- Memoria RAM de 1 Gb o superior
- 20 Gb disponibles de disco duro
- Unidad de CD ROM o USB

Software. Los programas necesarios para utilizar la herramienta desarrollada son los siguientes:

- Matlab® 20012a o superior
- Adobe Reader XI o superior

4. ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan problemas de aplicación práctica de hidrotransmisiones, que ilustran la manera de usar la herramienta computacional y los resultados que este presenta.

Para estos ejemplos se abarcara algunos de los principales tipos de hidrotransmisiones como lo son:

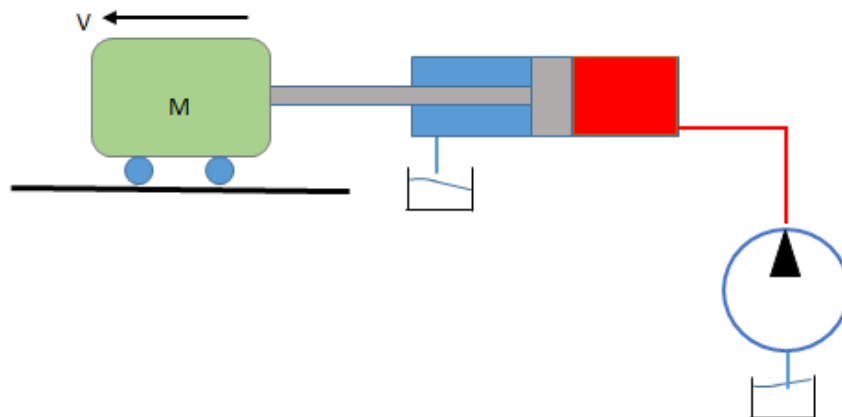
Bomba variable – motor fijo, bomba fija – motor fijo y bomba fija – cilindro hidráulico.

Iniciaremos con un ejemplo sencillo y práctico para introducirnos en el tipo de resultados que nos entregara el programa.

4.1 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – CILINDRO HIDRAULICO

Esta hidrotransmision que presentaremos es la misma que se usó para el explicar la implementación computacional del método Bond Graph, por su sencillez nos ayuda a comprender los resultados que genera el software.

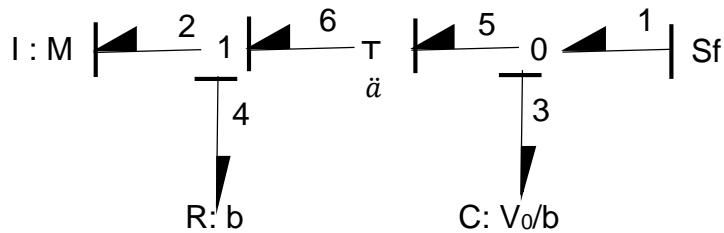
Figura 115. Bomba fija - actuador lineal



Fuente: Autores

Su Bond Graph lo podemos ver en la siguiente figura

Figura 116. Bond Graph bomba fija - actuador lineal



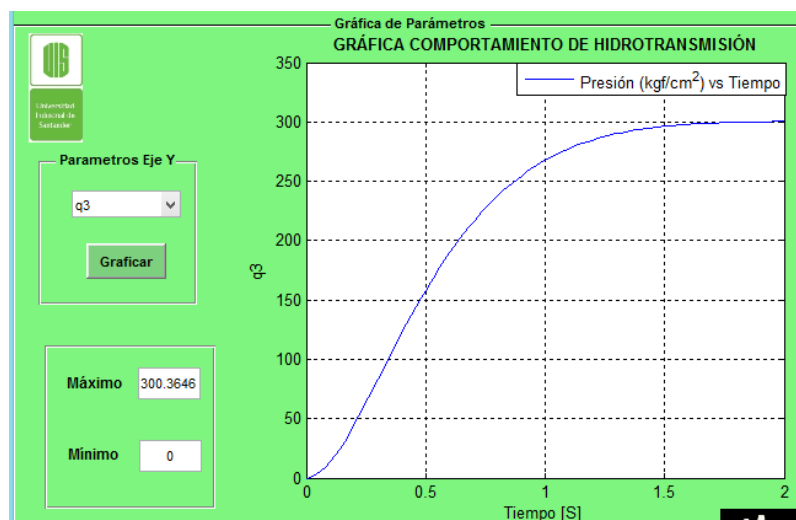
Los parámetros dados, calculados y asumidos para este ejemplo son los siguientes:

Tabla 9. Datos ejemplo 1

Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Caudal (Q)	Sf	1	10	Cm^3/s
Compresibilidad	C	3	3×10^{-3}	Cm^5/Kgf
Masa	I	2	30	Kg
Fricción mecánica	R	4	180	$Kgf * s / Cm$
Área cilindro	TF	5 - 6	1	Cm^2

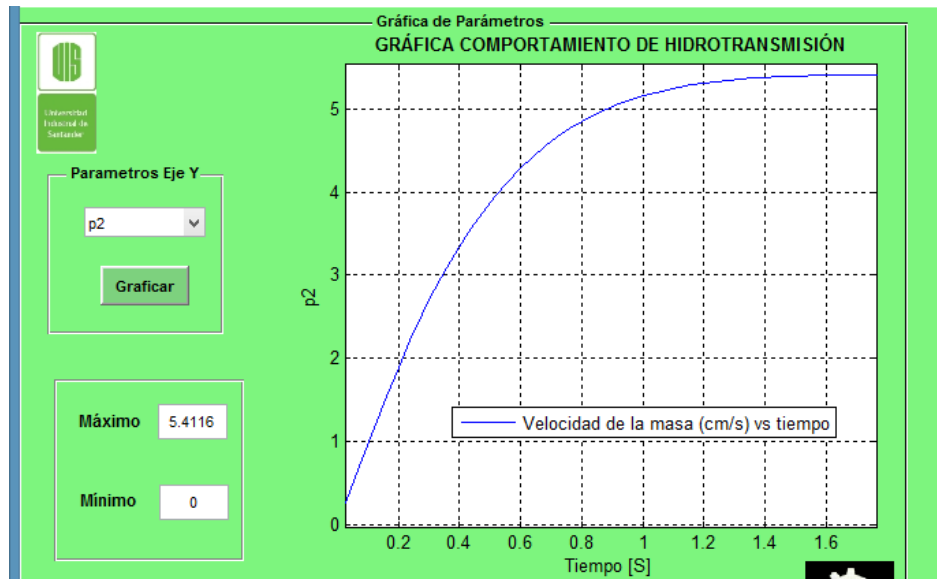
Los resultados obtenidos son los siguientes:

Grafica 10. Comportamiento de Presión vs tiempo



Fuente: Autores

Gráfica 11. Comportamiento de Velocidad vs tiempo



Fuente: Autores

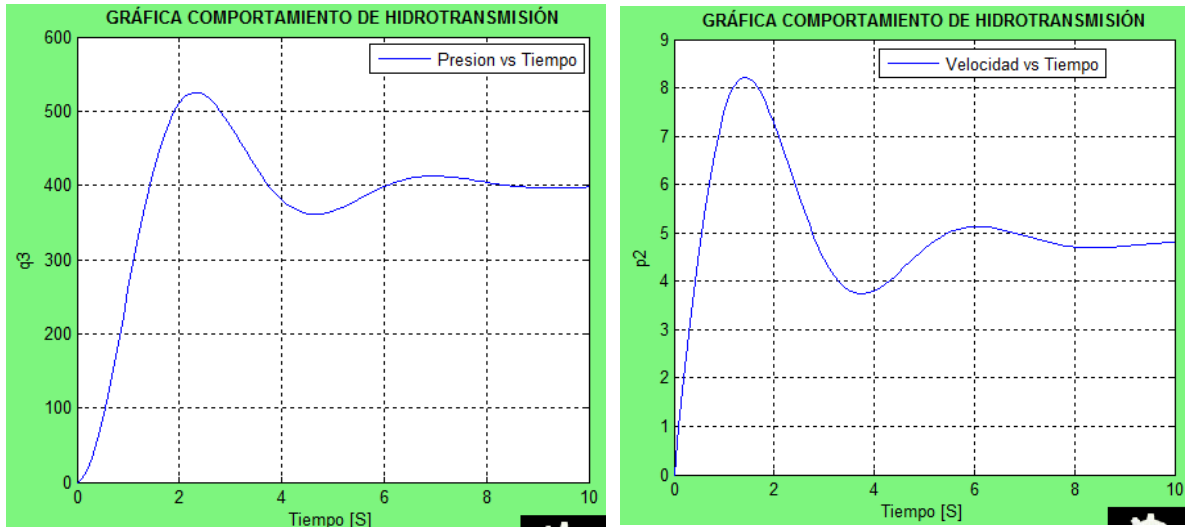
Para los parámetros dados tenemos un sistema con un comportamiento estable y de respuesta rápida, en la cual vemos que la masa estabiliza cuando adquiere una velocidad de 5 cm/s a los 1.6 segundos.

Una de las ventajas de este programa es que podemos variar los datos del problema y ver cómo afecta su comportamiento, simplemente presionando el botón **“Editar Parámetros”**.

A continuación vamos a ver como varia el sistema cuando cambiamos valores de caudal, masa, compresibilidad, resistencia y transformador.

El comportamiento se asimila a uno de primer orden debido al valor de resistencia tan alto, variamos este valor considerablemente a $R=10$, conservando los valores anteriores y tenemos:

Grafica 12. Comportamiento 1 Presión y velocidad

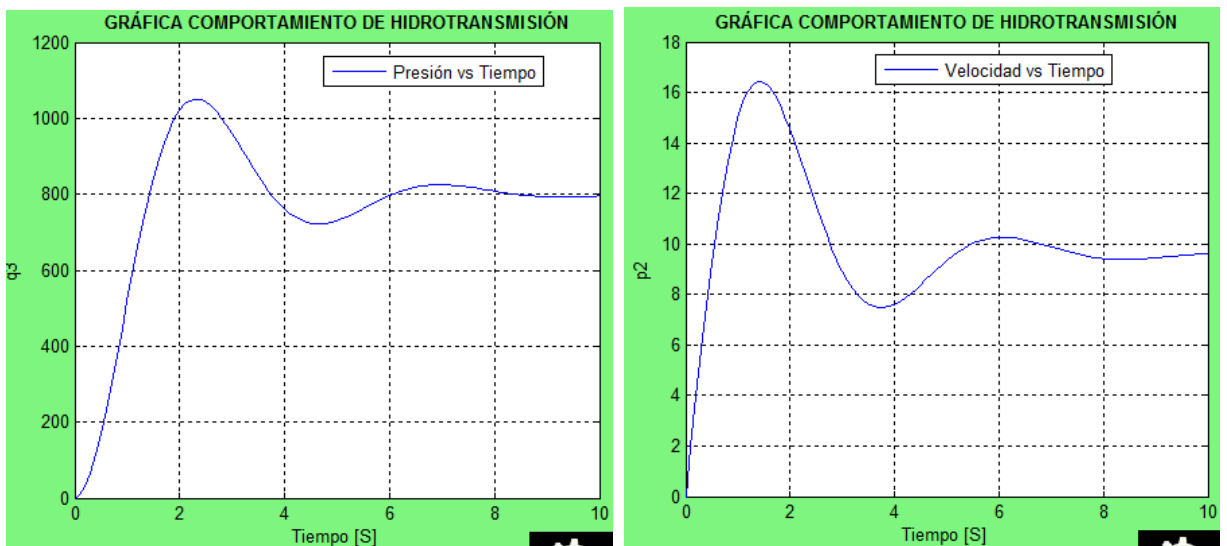


Fuente: Autores

En la gráfica 12, ya observamos otro tipo de comportamiento debido al cambio en el valor de la resistencia al igual que un tiempo de respuesta más lento $t=10$.

En la siguiente grafica vamos a ver un comportamiento esperado $Q = V * A$ por lo tanto $V = Q/A$, que al aumentar el caudal incrementa la velocidad proporcionalmente. Para este caso aumentamos el caudal $Q= 20 \text{ cm}^3/\text{s}$

Grafica 13. Comportamiento 2 Presión y velocidad

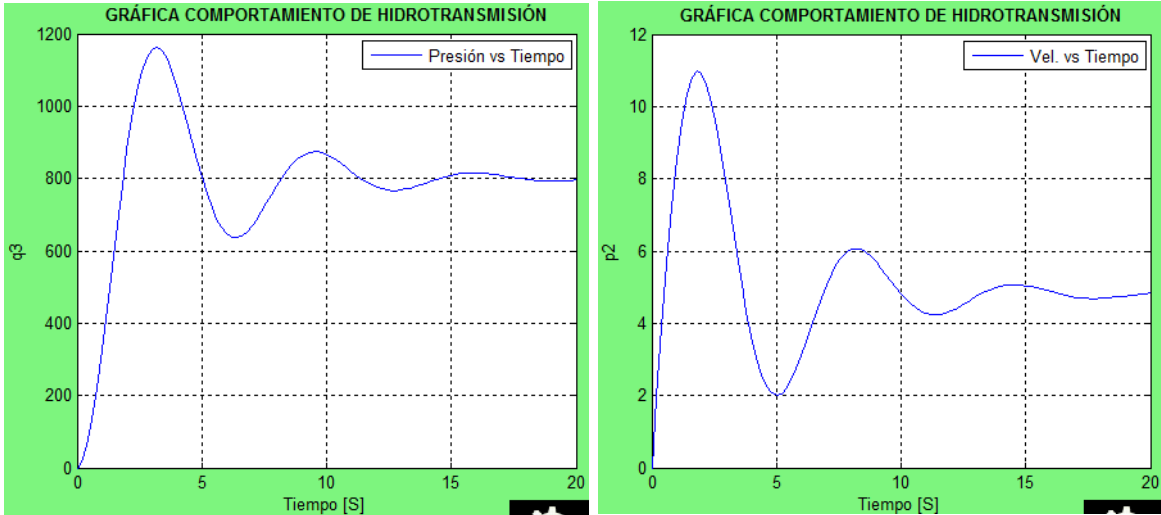


Fuente: Autores

Si aumentamos el caudal el doble, obtenemos el doble de velocidad $V = 10 \text{ cm/s}$ en la masa, pero también un aumento en la presión.

Al variar el valor de la masa vamos a ver que esta no es influyente en su velocidad pero si en la presión que se genera en el sistema. Para la siguiente grafica vamos a tener el caudal inicial $Q = 10 \text{ cm}^3/\text{s}$ y el valor de masa en el doble $M = 60 \text{ kgf/s}$

Grafica 14. Comportamiento 3 Presión y velocidad

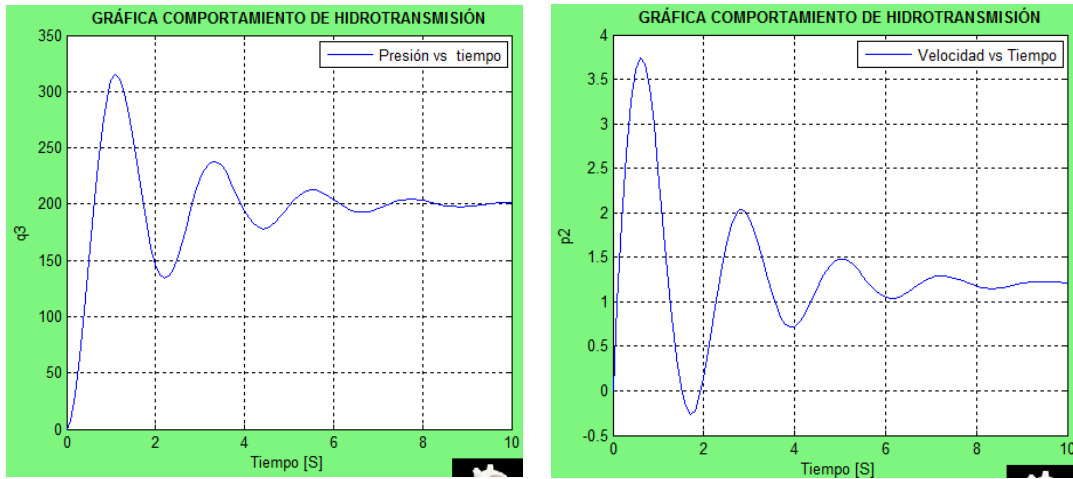


Fuente: Autores

La velocidad se conservó y la presión aumento al doble, al igual que el tiempo de respuesta también es un poco más lento.

Al variar el valor del transformador, para este caso el área del cilindro $A = 2 \text{ cm}^2$, su comportamiento va a ser lo contrario al del caudal, ya que al aumentar este, la velocidad disminuye al igual que su presión.

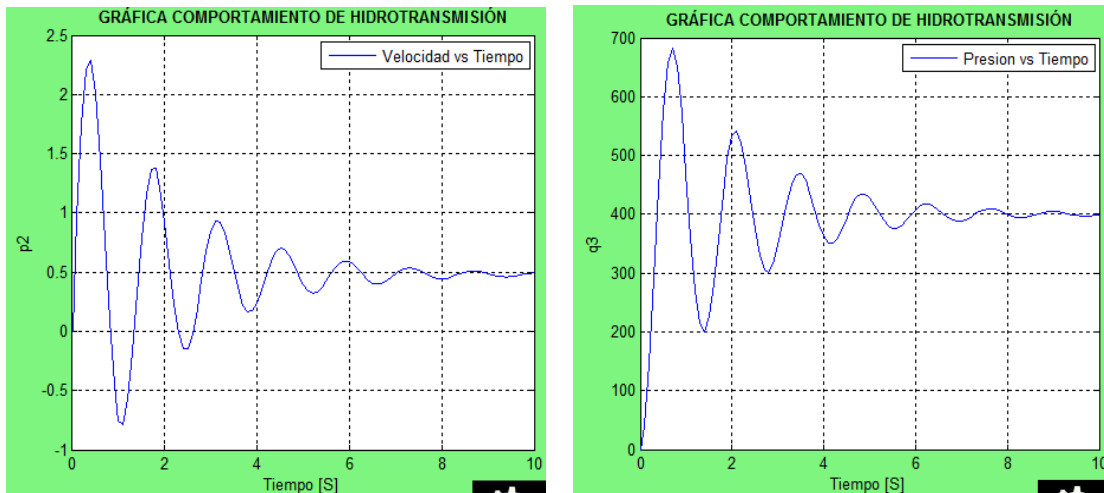
Gráfica 15. Comportamiento 4 Presión y velocidad



Fuente: Autores

Y finalmente variamos el valor de la compresibilidad a $c = 3 \times 10^{-4} \text{ cm/s}$, para el cual podemos ver que afecta el comportamiento del sistema así:

Gráfica 16. Comportamiento 5 Presión y velocidad



Fuente: Autores

El sistema se vuelve más oscilatorio, y la velocidad baja considerablemente.

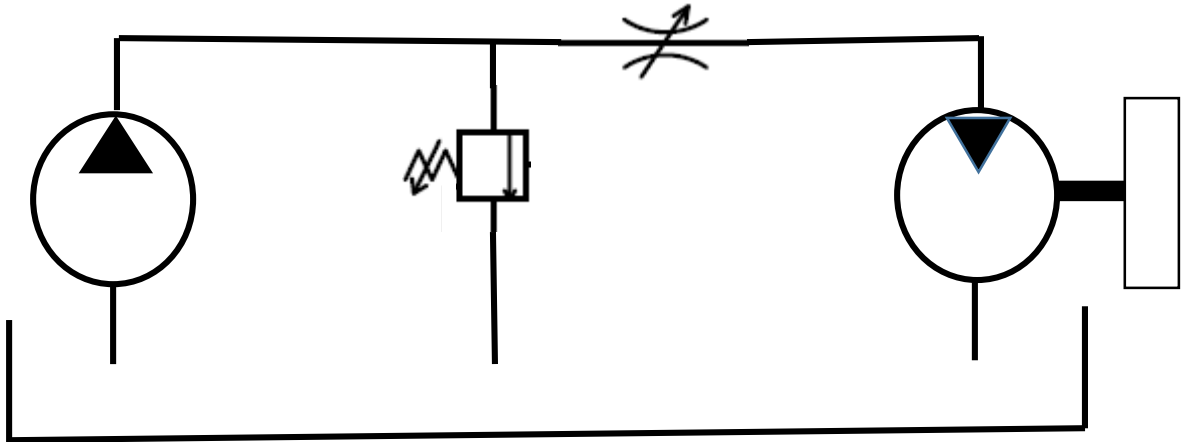
Luego de variar cada una de los elementos importantes del sistema, se pudo observar el comportamiento de la transmisión ante cada uno de estos cambios.

Después de haber realizado este ejemplo podemos ver la importancia de tener un programa de simulación como este, ya que en pocos segundos podemos ver el comportamiento del sistema ante cada cambio que realizamos, sacando conclusiones valiosas, ahorrándonos tiempo y mejorando el aprendizaje.

4.2 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – MOTOR FIJO

Esta transmisión es muy útil para ciertas aplicaciones, para este caso tenemos una transmisión hidrostática, la cual es usada para trabajos de elevación de carga en condiciones estables. El tambor que se une al motor representa cualquier sistema mecánico de elevación de carga, como por ejemplo, polipastos.

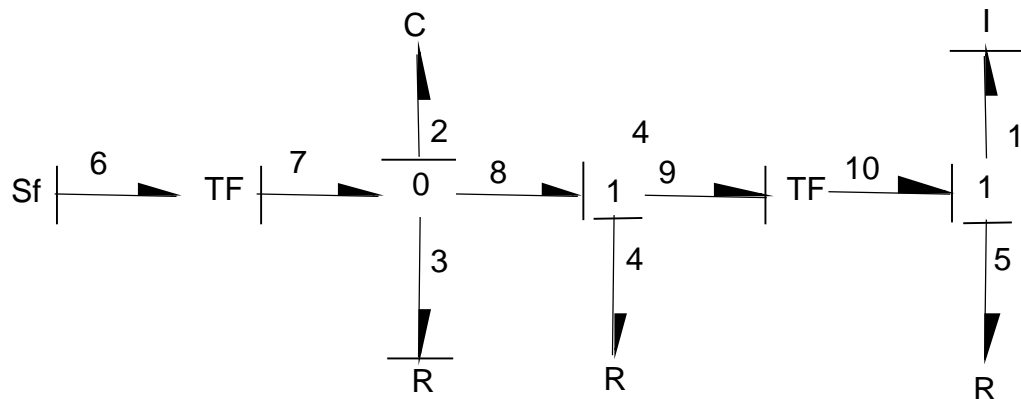
Figura 117. Bomba fija - motor fijo



Fuente: Autores

El Bond Graph que modela esta transmisión es la siguiente:

Figura 118. Bond Graph bomba fija - motor fijo



Fuente: Autores

Este modelo se compone de:

- Una capacitancia C, que representa la compresión del aceite a la salida de la bomba.
- Tres elementos resistores R, el ubicado en el enlace cuatro (4) representa las pérdidas de presión debido a la válvula reguladora de caudal, el ubicado en el enlace tres (3) representa las pérdidas de caudal de la bomba y la resistencia del enlace cinco (5) representa la fricción mecánica en el conjunto del motor.
- Un elemento I, el cual representa la inercia rotacional de la masa cuyo valor es el momento polar de inercia.
- Un origen de flujo Sf, que representa la entrada de velocidad constante del motor eléctrico.
- Dos elementos transformadores, el primero representa la transformación realizada por la bomba, el siguiente representa la transformación que se realiza en el motor.

Los parámetros dados, calculados y asumidos para este ejemplo son los siguientes:

Tabla 10. Datos ejemplo 2

Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Revoluciones de motor eléctrico	Sf	6	30	<i>RPS</i>
Compresibilidad	C	2	3×10^{-3}	in^5/Lbf
Momento polar de inercia de la masa	I	1	25	$Lbf * in^2$
Perdidas bomba	R	3	125	$Psi/(in^3/s)$
Perdidas válvula Dir. (k)	R	4	3	$Psi^{1/2}/(in^3/s)$
Fricción mecánica	R	5	20	$Psi/(in^3/s)$
Capacidad volumétrica bomba	TF	6-7	1.2	in^3/rev
Capacidad volumétrica motor	TF	9-10	0.9	in^3/rev

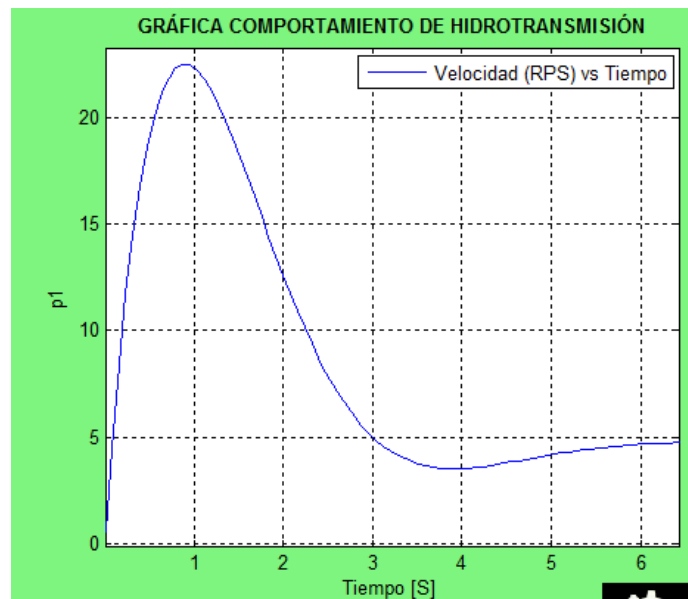
Para este ejemplo debemos ingresar los datos de $R_3, R_5, TF_{9,10}$, con sus respectivos inversos.

$$R_3 = 1/125 \quad R_5 = 1/20 \quad TF_{9,10} = 1/0.6$$

Luego de ingresar la descripción del Bond Graph y estos valores obtenemos los siguientes resultados.

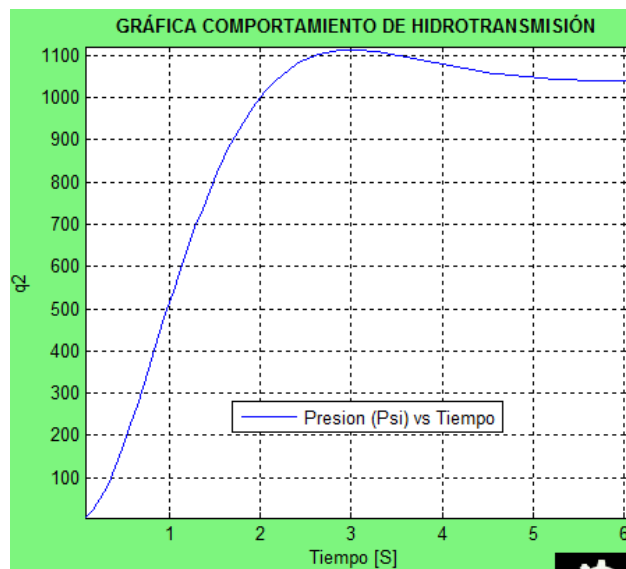
En estas figuras observamos que para las condiciones dadas, el sistema tiene un arranque rápido y luego se estabiliza a una velocidad de rotación de 300 RPM y una presión de 1050 Psi.

Grafica 17. Comportamiento velocidad vs tiempo



Fuente: Autores

Grafica 18. Comportamiento presión vs tiempo



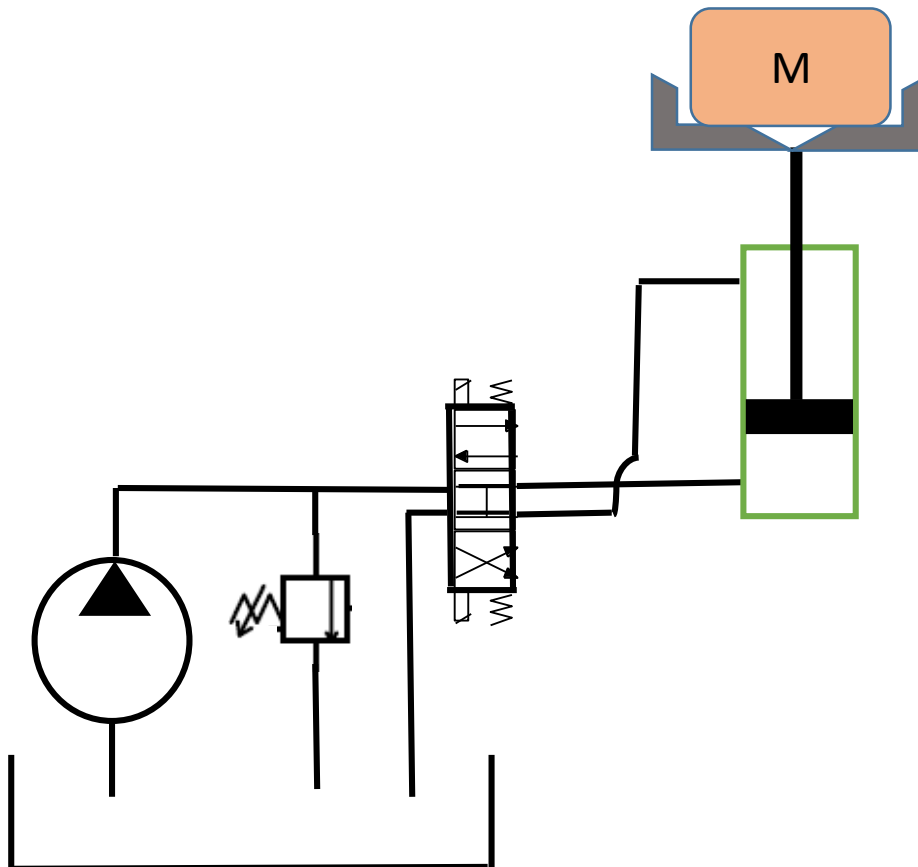
Fuente: Autores

Para este ejemplo no se van a mostrar más graficas variando los valores de los elementos que componen esta transmisión hidrostática, ya que con el ejemplo anterior y con las indicaciones dadas podrán realizarlo cada uno en el programa y viendo cómo cambia el comportamiento del sistema.

4.3 HIDROTRANSMISION BOMBA FIJA – ACTUADOR

Esta hidrotromsion es muy similar al primer ejemplo que realizamos, con la diferencia que esta se acerca más a la realidad al contar con mayor cantidad de elemento que le da versatilidad en aplicaciones industriales.

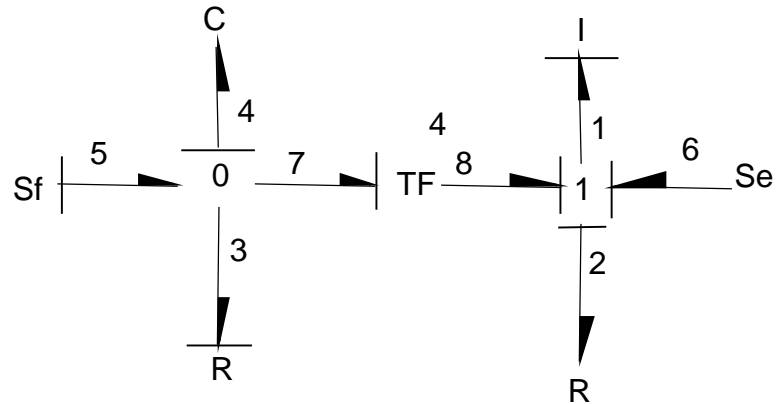
Figura 119. Hidrotromsion bomba fija - actuador



Fuente: Autores

El Bond Graph que modela esta transmisión es la siguiente:

Figura 120. Bond Graph Bomba fija - actuador



Fuente: Autores

Este modelo se compone de:

- Una capacitancia C, que representa la compresión del aceite en el cilindro
- Dos elementos resistores R, el ubicado en el enlace cuatro (2) representa las fuerza de fricción mecánica presente en el actuador, el ubicado en el enlace tres (3) representa las pérdidas en conjunto bomba – actuador.
- Un elemento inercia I, el cual representa la inercia de la masa empujada por el cilindro.
- Un origen de flujo Sf, que representa la entrada de caudal proveniente de la bomba.
- Un origen de esfuerzo Se, el cual representa la fuerza de gravedad que actúa sobre la masa.
- Un elemento transformador, que representa la conversión de energía hidráulica en mecánica por medio del área del cilindro.

Los parámetros dados, calculados y asumidos para este ejemplo son los siguientes:

Tabla 11. Datos ejemplo 2

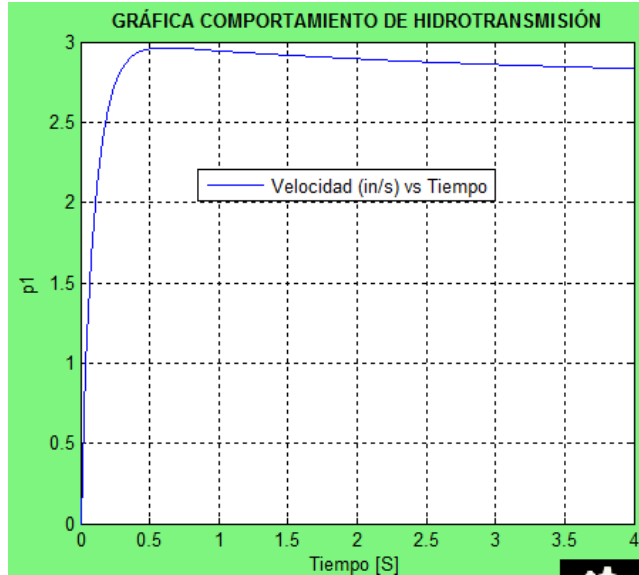
Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Entrada de caudal al cilindro	Sf	5	14	<i>RPS</i>
Fuerza de gravedad	Se	6	40	<i>Lbf</i>
Compresibilidad	C	4	4×10^{-4}	<i>in⁵/Lbf</i>
Masa	I	1	40	<i>Lbm</i>
Perdidas bomba - actuador	R	3	20	<i>Psi/(in³/s)</i>
Fricción cilindro	R	2	3.5	<i>Psi/(in³/s)</i>
Área actuador	TF	7 - 8	4	<i>in²</i>

Para este ejemplo debemos ingresar los datos de $R_3, TF_{7,8}$, con sus respectivos inversos.

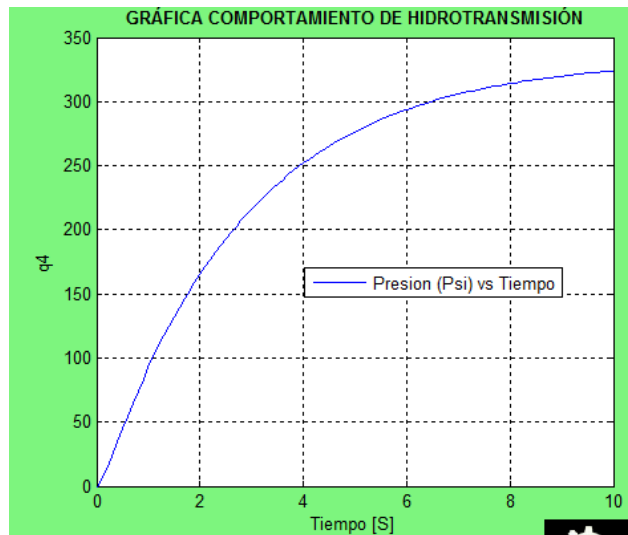
$$R_3 = 1/20 \quad , \quad TF_{7,8} = 1/4$$

Luego de ingresar la descripción del Bond Graph y estos valores obtenemos los siguientes resultados.

Grafica 19. Comportamiento velocidad vs tiempo



Grafica 20. Comportamiento presión vs tiempo



Para esta transmisión hidrostática podemos ver sus resultados de velocidad de elevación de carga y la presión que esta genera. Con el programa se puede observar qué pasa si aumentamos la masa de la carga, si disminuimos el área del cilindro, si variamos el caudal, entre otras variables que cambiar y analizar su efecto para poder concluir en qué punto la transmisión funciona mejor.

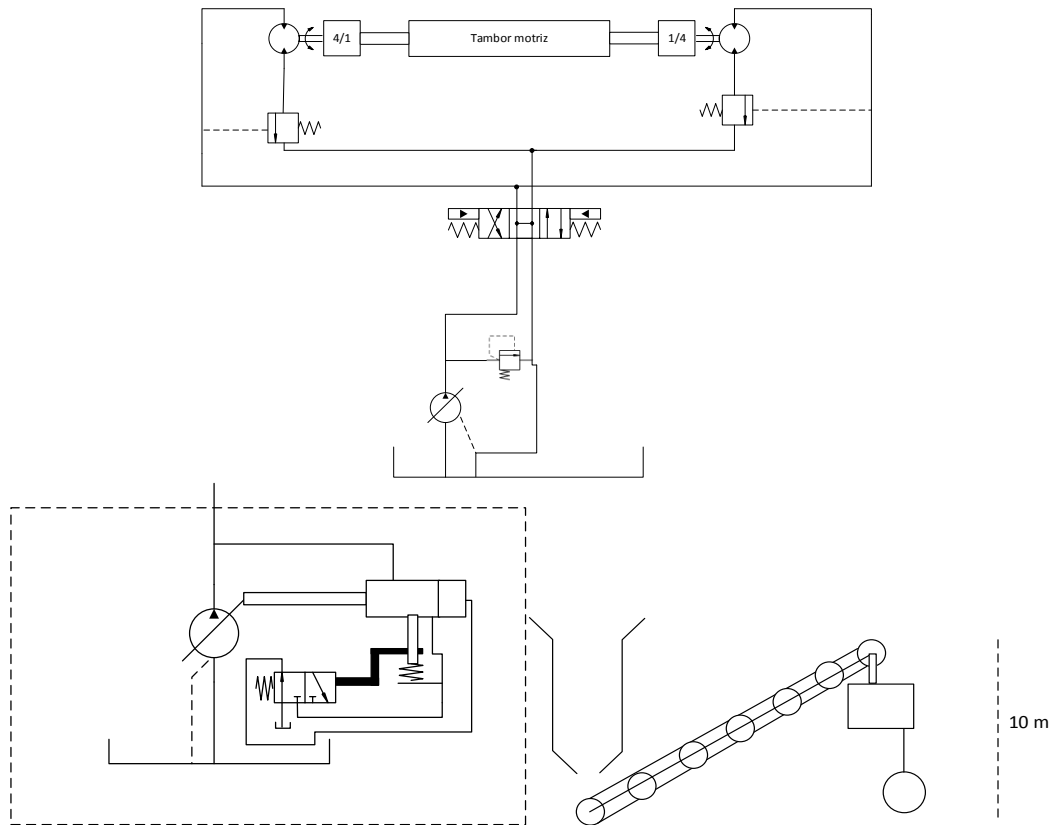
4.4 HIDROTRANSMISION BOMBA VARIABLE – MOTORES FIJOS

Este tipo de transmisión hidrostática es la más utilizada en la industria, está nos genera ciertas ventajas ya nombradas en el capítulo uno que la hacen ser la preferida.

Para esta transmisión traemos un ejemplo práctico usado comúnmente en la industria, como lo es el transporte de material a través de bandas transportadoras.

La siguiente figura nos muestra una banda transportadora de cangilones los cuales se deben elevar de 0 a 5 [m]. La transmisión debe suministrar potencia para transportar un flujo másico de material de 10 Ton/Hora. La eficiencia de toda la hidrotransmisión (tubería, mangueras, válvulas, entre la bomba y entre los motores): 65%. Eficiencia volumétrica (motor y bomba)= 92%. Eficiencia total (motor y bomba)= 82%. $N_{bomba}=2000$ RPM

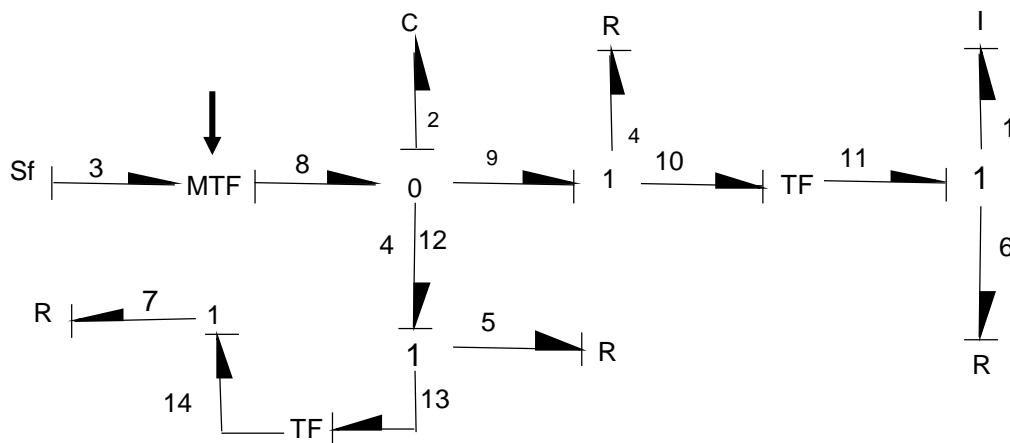
Figura 121. Bomba variable - motor fijo



Fuente: BORRAS, Carlos. Taller potencia fluida. UIS. 2013

El Bond Graph que representa esta transmisión es el siguiente:

Figura 122. Bond Graph bomba variable - motor fijo



Fuente: Autores

Este modelo se ha realizado lo más sencillo posible y a su vez muy aproximado a la realidad, este se compone de:

- Una capacitancia C , que representa la compresión del aceite a la salida de la bomba. Su valor está determinado por las ecuaciones presentadas en el capítulo dos.
- Tres elementos resistores R , el ubicado en el enlace cuatro (4) representa las pérdidas de la válvula direccional, el ubicado en el enlace 5 representa las pérdidas de caudal de la bomba y la resistencia del enlace siete (7) representa la perdidas en el cilindro de control.
- Un elemento I , el cual representa la masa que tiene que tiene que transportar la banda, traducida en el torque que tienen que realizar los motores para esta labor.
- Un origen de flujo S_f , que representa la entrada de velocidad constante del motor eléctrico.
- Tres elementos transformadores, el primero representa la bomba variable por lo cual en ciertos instantes de tiempo su módulo variara, el siguiente representa la transformación que realiza el motor, y el ultimo ubicado en la parte inferior no representa el cilindro de control.
- El transformador de la bomba variable contiene un enlace de flecha completa, lo que significa un enlace activo y flujo en un solo sentido, para este caso conociendo el C_{Min} y el Cb_{Max} , vamos a variarlo directamente en el programa y ver su comportamiento.

Los parámetros dados, calculados y asumidos para este ejemplo son los siguientes:

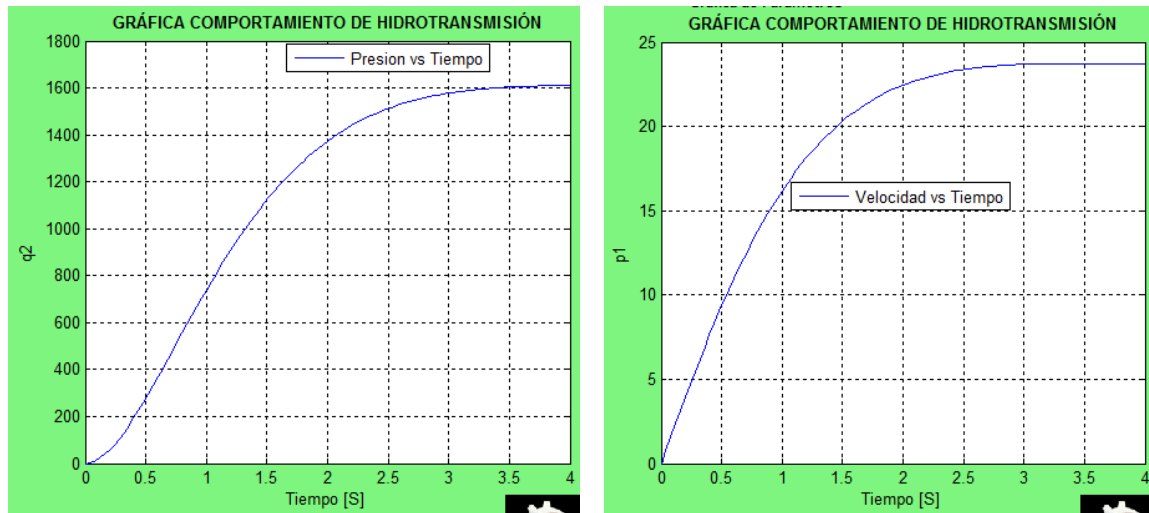
Tabla 12. Datos ejemplo 1

Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Revoluciones de motor eléctrico	Sf	3	20	<i>RPS</i>
Compresibilidad	C	2	0.0003	Cm^5/Kgf
Inercia	I	1	50	Kgf/cm^2
Válvula direccional	R	4	0.35	$(Kgf)^{\frac{1}{2}} * s/cm^4$
Perdidas bomba	R	5	0.1	$Kgf * s/cm^5$
Perdidas cilindro	R	6	0.05	$Kgf * s/cm^5$
Fricción mecánica	R	16	40	$Kgf * s / Rps$
Capacidad volumétrica bomba	MTF	3-8	1	Cm^3/rps
Capacidad volumétrica del motor	TF	10-11	0.5	Cm^3/rps
Área cilindro	TF	13-14	4	Cm^3/rps

$$R_3 = 1/20 \quad , \quad TF_{10,11} = 1/2 \quad , \quad TF_{13,14} = 1/4$$

Luego de ingresar la descripción del Bond Graph y estos valores obtenemos los siguientes resultados.

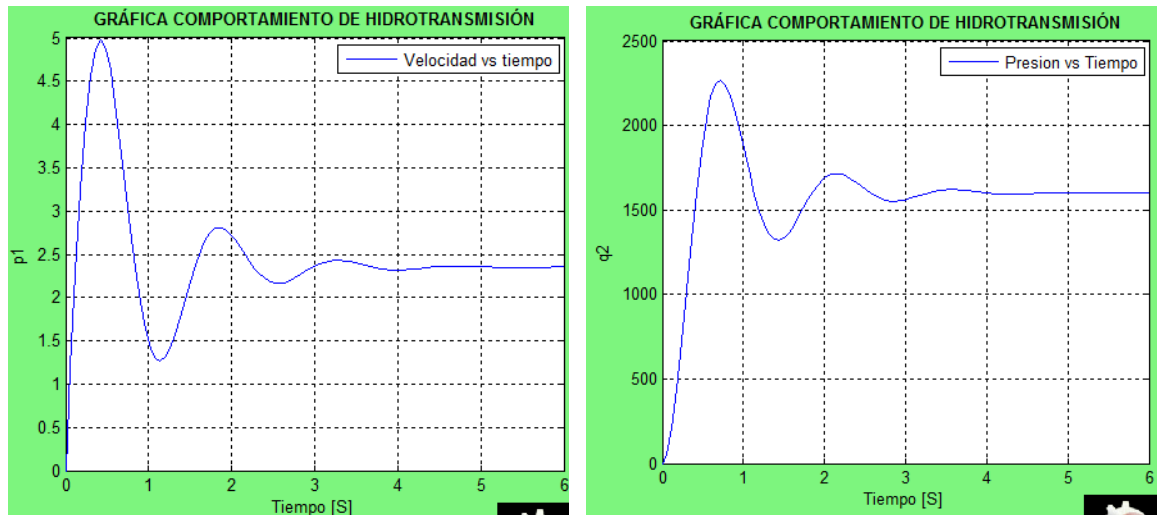
Grafica 21. Comportamiento 1 velocidad y presión



Fuente: Autores

Si variamos la compresibilidad a $c = 3 \times 10^{-4}$ tendremos:

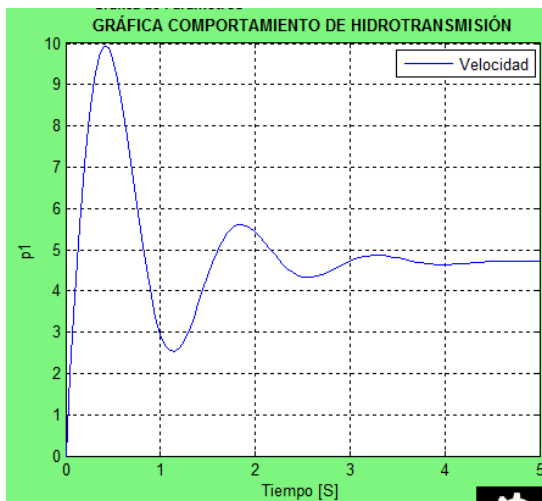
Grafica 22. Comportamiento 2 velocidad y presión



Fuente: Autores

Si comenzamos a variar el C_b ($C_b = 2 \text{ cm}^3/\text{rps}$) de la bomba, veremos que la velocidad del sistema incrementa prácticamente al doble (figura 23).

Grafica 23. Comportamiento 3 velocidad vs tiempo



Fuente: Autores

Con estos cuatro ejemplos logramos ver el tipo de resultados que entrega el programa, y los análisis que se le pueden hacer a estos, este tiene grandes ventajas ya mencionadas, solo falta que lo trabajen y le saquen el mayor provecho a esta herramienta.

5. CONCLUSIONES

- ✓ Se elaboró un programa en Matlab / simulink, como herramienta de ayuda en el aprendizaje de análisis e interpretación del funcionamiento de las transmisiones hidrostáticas y sistemas mecánicos, a través de una interfaz amigable que facilita la interacción con el usuario.

- ✓ El software diseñado permite obtener los siguientes parámetros:
 - Se presenta los resultados de forma gráfica y numérica, lo cual permite realizar comparaciones del comportamiento del modelo de un sistema en diferentes situaciones.
 - Permite seleccionar la variable de interés a graficar (Presión, velocidad, caudal), para observar su comportamiento con respecto al tiempo, además muestra los valores de amplitud, dampers, developing y tiempo de respuesta del sistema.

- ✓ Se realizó en el software un fundamento teórico explicativo de cada uno de los elementos que componen un Bond Graph, estos pueden ser consultados por el usuario en su respectivo momento del proceso.

- ✓ El método Bond Graph resulta una herramienta de análisis dinámico útil, versátil y ampliamente aplicable a muchas áreas de la ingeniería, además ofrece una extensa perspectiva para el desarrollo de herramientas computacionales de simulación de sistemas dinámicos.

- ✓ La simulación en Bond Graph permite diseñar y aproximarse al comportamiento del sistema en estudio, pero en general sus resultados no son completamente exactos, su exactitud depende de la cantidad de fenómenos que se tengan en cuenta al construir un modelo. Su aplicación permite minimizar el número de pruebas - error para definir un diseño, reduciendo de esta manera el tiempo requerido y sus costos para realizarlo.
- ✓ Se elaboró el manual de usuario donde se consignaron las principales características, funciones y modo de uso del software.
- ✓ Los resultados obtenidos para cada uno de los ejemplos mostrados en este proyecto fueron corroborados al compararse con otras aplicaciones computacionales basadas en Bond Graph y con cálculos efectuados manualmente

6. RECOMENDACIONES

La técnica bond Graph es muy usada en países como Japón, Estados Unidos, España, Portugal, entre otros, por sus grandes ventajas ya mencionadas a la hora de trabajar con sistema dinámicos.

En nuestro país por falta quizá de conocimiento se está perdiendo la oportunidad de usar esta gran técnica, este programa de simulación de modelos dinámicos que puede trabajar con sistemas mecánicos e hidráulicos es de los primeros desarrollados en este medio.

Con el desarrollo de este trabajo se genera un aporte teórico – práctico para posterior aplicación del método Bond Graph en áreas tales como la transferencia de calor, sistemas eléctricos, control, vibraciones mecánicas, entre otros campos de la ingeniería donde las restricciones del método lo permitan.

El método Bond Graph es muy amplio y lo abarcado en este trabajo aunque es bastante no deja de ser lo básico, la invitación para un próximo proyecto es trabajar más a fondo esta técnica y a partir del software diseñado incluir la entrada de datos al sistema en forma gráfica, obviando la entrada descriptiva que se realiza actualmente. Esto permitiría una mayor comprensión de los modelos y a su vez facilitaría el trabajo al usuario del programa.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ARDILA JAIMES, Olith y JAIMES ALFONSO, Wilson. Fundamentos para la aplicación computacional del método de Bond Graph en sistemas de potencia fluida. Trabajo de grado para optar el título de ingeniero. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, Bucaramanga 1998.
- [2] Bombas motores y transmisiones hidráulicas. Disponible en <<http://www.slideshare.net/gatocc/54784140-bombasmotoreshidrotransmisionesfallasyacumuladores>>
- [3] EXNER, H; FREITAG, R y GEIS, H. "Fundamentos y componentes de la oleohidráulica". 1 ed Editorial Mannesmann Rexroth 1978
Fluid Power Handbook & Pneumatic. Hydraulics and Pneumatic.1990
- [4] HU, Jibin; YUAN, Shihua y LIN, Xiao. Dynamic Characteristics on the Dual-Power State of Flow in Hydro-Mechanical Transmission. [En línea][Citado el 02 de febrero del 2013] disponible en < <http://ieeexplore.ieee.org>>
- [5] Introducción a la técnica de bond Graph disponible en< http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/simulacion-en-ingenieriamecanica/contenidos/teoria/T01_Introduccion.pdf>
- [6] KARNOPP, Dean; MARGOLIS, Donald y ROSENBERG, Ronald. Modeling and simulation of mechatronic systems. New Jersey (EEUU): John Wiley & Sons, 2006.
- [7] SAKURAI, Yasou. Calculation of Dynamic Overall Efficiency of a Load Sensing Hydraulic System by Bondgraphs [en línea] [citado el 02 de febrero de 2013] disponible en <<http://ieeexplore.ieee.org/>>
- [8] SAMANTARAY, Arun y OULD, Belkacem. Model-based Process Supervision A Bond Graph Approach. Londres: Springer, 2008. p. 13-133
- [9] VICKERS, Sperry. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Blume 1981.

ANEXOS

ANEXO A
MANUAL DE USUARIO

MANUAL DE USUARIO: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA LA SIMULACION DE HIDROTRANSMISIONES

En este anexo se presenta una explicación del modo de uso del software, para que el usuario cuente con una herramienta que facilite una interacción rápida y correcta con el programa, cuando vaya a realizar la simulación de cualquier hidrotromisión.

Se detalla el modo de ingreso al programa, el acceso y la utilización de cada uno de los módulos y la obtención de los resultados para el cual fue hecho este software. Cada una de las ventanas de este programa, contiene una ayuda para garantizar que el usuario este en la capacidad de saber cómo se completan los espacios, además de una definición pequeña de cada uno de los elementos que componen un Bond Graph. En el presente manual se muestra la utilización de todo el software por lo que se recomienda una lectura previa al uso del programa.

INTRODUCCION

Este manual abarca el uso y aplicación del software para la simulación de hidrotromisiones, que se ejecuta bajo el ambiente MATLAB 2012a o superior. Para el uso de este programa es necesario manejar los conceptos básicos del método de análisis de sistemas dinámicos Bond Graph, el cual es el fundamento de esta herramienta y preferentemente conocer el funcionamiento básico de MATLAB.

SOFTWARE PARA LA SIMULACION DE HIDROTRANSMISIONES APARTIR DEL METODO BOND GRAPH

Este software fue diseñado por la necesidad de implementar el método para el análisis de sistemas dinámicos Bond Graph, que tiene las características mencionadas en el capítulo dos; diseñando una herramienta versátil y de fácil utilización, reduciendo los cálculos para obtener los resultados.

Previo a la ejecución del programa se debe haber realizado el diagrama Bond Graph completo del sistema a analizar con todos sus enlaces numerados consecutivamente y su causalidad bien definida; se recomienda un especial cuidado con las unidades en que se encuentren expresadas las variables a ingresar para que sean dimensionalmente consistentes entre sí.


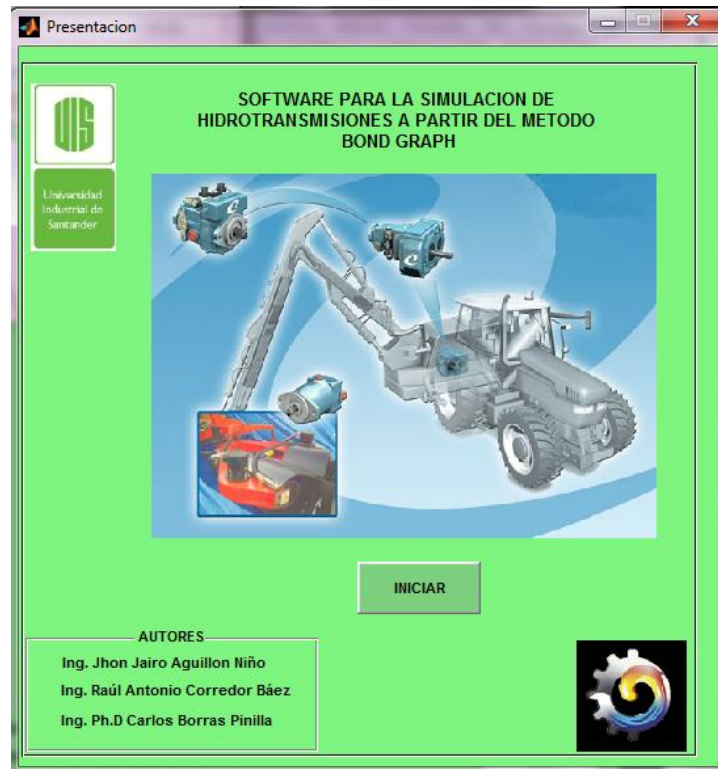
Para ejecutar el programa es necesario abrir la primera interfaz. Esto se hace desde el GUIDE de MATLAB, abriendo la carpeta del programa donde están contenidos todos los subprogramas del software se busca el nombre "Presentacion.fig" y se da la opción correr  apareciendo la interfaz que se muestra en la figura 1.

Figura A1 Interfaz de presentación del software

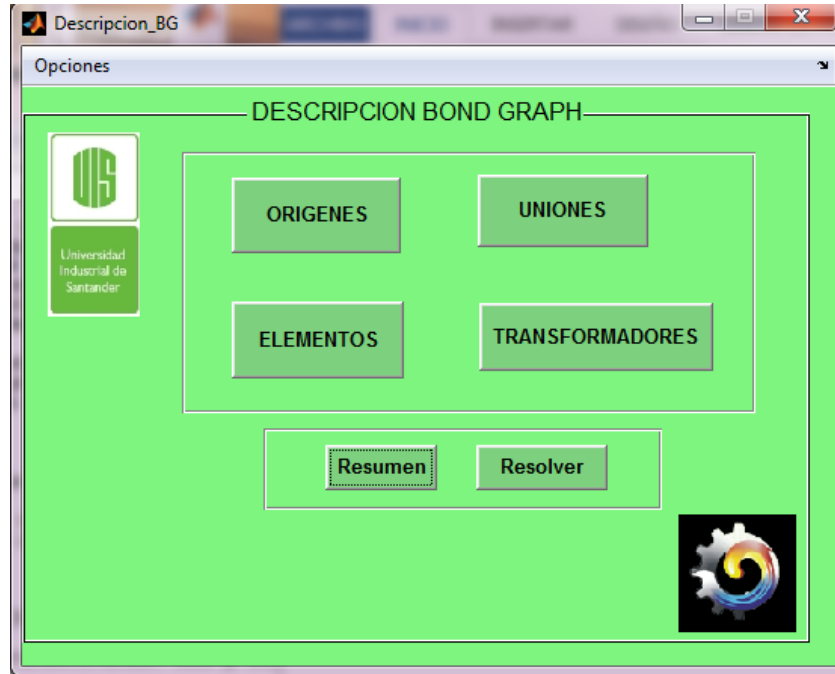


Fuente: Los Autores

En este momento se selecciona la opción iniciar que abre la interfaz “Descripcion_BG” en la cual se encuentra cada uno de los elementos que componen un modelo de Bond Graph (figura 2), “Orígenes”, “Elementos”, “Uniones” y “Transformadores”. Estas opciones se tienen que seleccionar siguiendo cualquier orden, aquí se muestra el que normalmente se realizó para la simulación de los modelos. Cuando se selecciona la opción “Orígenes”, es porque se desea ingresar los datos para flujos constantes (S_f) y esfuerzos constantes (S_e), la interfaz que se abre es la de “Orígenes”, como se muestra en la figura 4, seleccionando cualquiera de las dos opciones que se muestran en esta ventana la interfaz de “Datos” ya sea para (S_f o S_e) se abre; el procedimiento para ingresar datos, consiste en seleccionar la cantidad de esfuerzos que existen en el modelo dependiendo de la interfaz en la que este, S_f o S_e respectivamente, luego de escribir la cantidad de esfuerzos se selecciona la opción ‘ver tabla’, que muestra los espacios que hay que completar, con los nombres correspondientes en la parte superior de cada columna ‘NOMBRE’, ‘ENLACE’, ‘VALOR’ y dependiendo de la cantidad de esfuerzos que existan en el modelo se desplegará el número de filas como se muestra en la figura 4. Que como se dan 4 esfuerzos se despliegan 4 filas,

y al final se prosigue a llenar los datos con el nombre, el número de enlace al que pertenece y el valor del esfuerzo.

Figura A2. Interfaz Descripción del Bond Graph



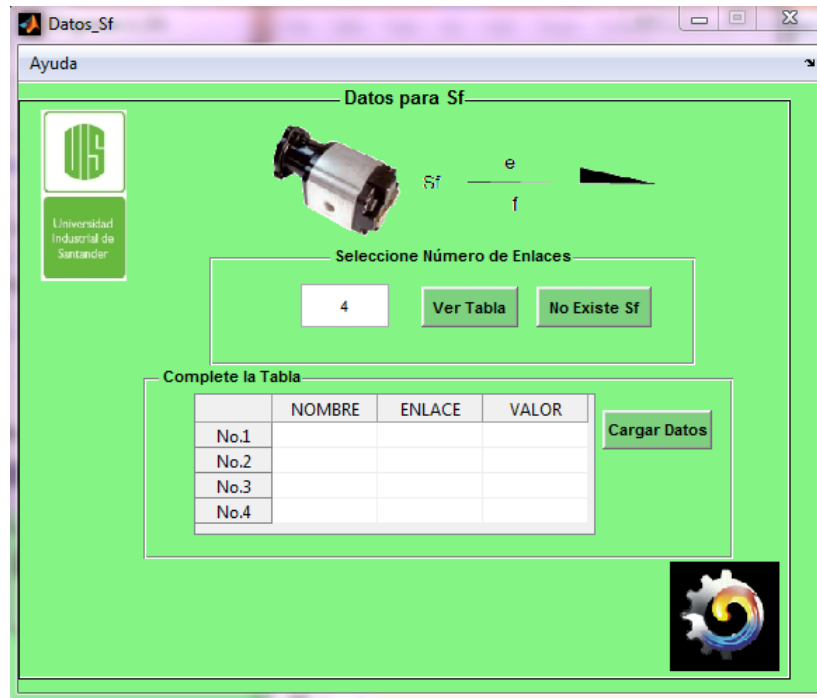
Fuente: Los Autores

Figura A3. Interfaz de Orígenes de Bond Graph



Fuente: Los Autores

Figura A4. Interfaz de datos para flujo constante



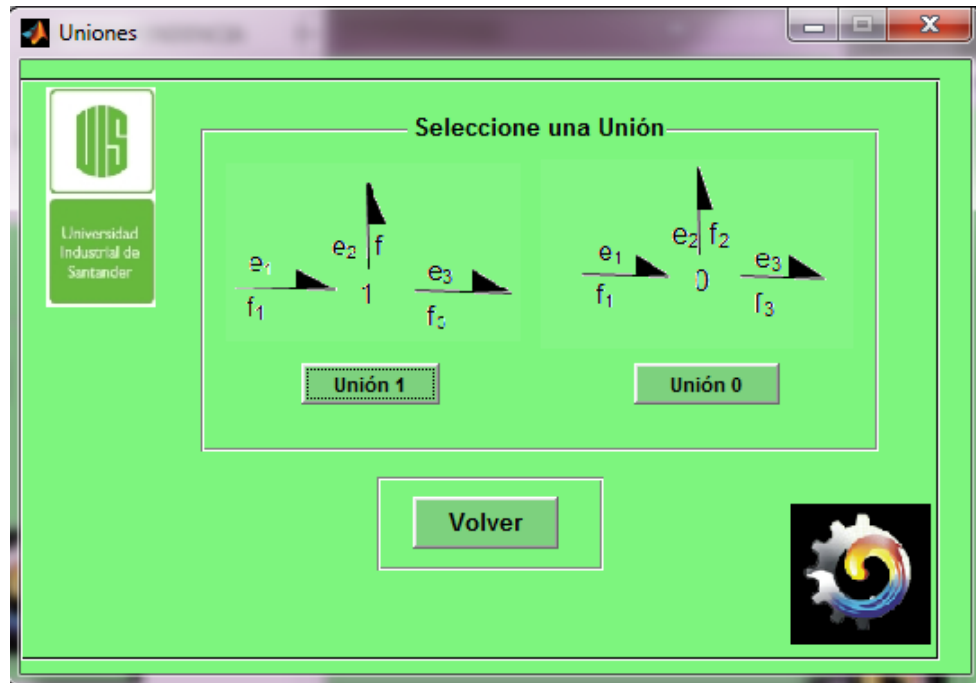
Fuente: Los Autores

Después de ingresar los datos se da la opción “Cargar Datos” que internamente los va guardando en matrices y al instante vuelve a la interfaz de ‘Descripcion_BG’. Todas las interfaces poseen la opción ‘No Existe’ que se utiliza cuando cualquiera de los elementos no exista en el modelo Bond Graph

Como se muestra en la última figura, en la parte superior se ha creado un menú de ayuda, en el cual se va a encontrar un tutorial para que el usuario sepa las características de cada elemento que selecciona y las instrucciones para ingresar los datos en la interfaz. Esta ayuda se encuentra en cada una de las diferentes interfaces que se necesita ingresar datos.

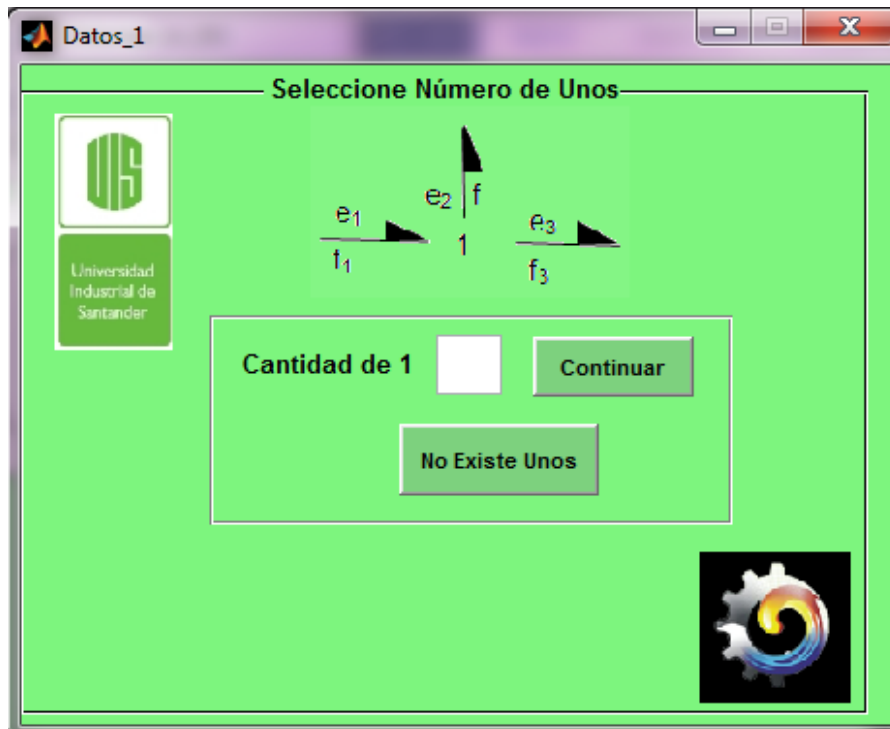
El paso número dos, es ingresar a “Uniones” que abre su interfaz; en donde se encuentran los dos tipos de uniones que existen en un modelo Bond Graph (unos y ceros) figura 5, a los cuales se debe ingresar para abrir la interfaz de “Datos_0 o Datos_1”, figura 6, para seguir el procedimiento que consiste en escribir el número de uniones en su respectiva interfaz y presionar continuar, acción que genera que se abra una nueva ventana con el nombre de “Tabla_0 o Tabla_1”, figura 8, que se abrirá las veces, de la cantidad de unos o ceros que se hallan ingresado anteriormente; en esta última ventana se debe ingresar la cantidad de enlaces que llegan o salen de la unión, para activar en las tablas los espacios que hay que

Figura A5. Interfaz Uniones



Fuente: Los Autores

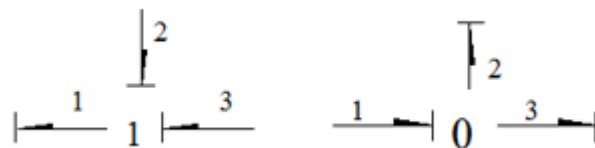
Figura A6. Interfaz para la cantidad de unos



Fuente: Los Autores

Completar con los datos del modelo correspondientes a cada enlace; en este punto se debe tener mucho cuidado con los espacios que se están llenado, puesto que hay una tabla para ingresar la dirección de los enlaces con causalidad, con la connotación que es positivo cuando la línea causal está al lado de la unión y negativa cuando se encuentra al lado opuesto (ver figura 7), y otra tabla que solo tiene en cuenta la dirección de los enlaces con la relación de positivos entrando y negativos saliendo. En las figuras 7 y 8 se observa como a la unión 1 entran los enlaces 2 y 3, y sale el enlace 1, mientras que la barra causal está al lado de la unión en los enlaces 2 y 3, y del enlace 1 se encuentra al lado opuesto de la unión. Los datos se tienen que ingresar tal cual se ve en la figura 8.

Figura A7. Dirección causal y de enlaces para uniones unos y ceros



Fuente: Los Autores

Figura A8. Interfaz para ingresar los datos para la unión 1

Datos para Unos 1

Seleccione Número de Enlaces:

Complete las Tablas

Dirección Causalidad

ENLACES	-1	2	3
---------	----	---	---

Dirección Enlaces

ENLACES	-1	2	3
---------	----	---	---

Fuente: Los Autores

Finalmente se selecciona “Cargar Datos” para que internamente se guarden los datos y vuelva a la interfaz de “Uniones” en donde se encuentra la opción “Volver” para regresar a la interfaz de “descripción” o se puede seleccionar la otra unión.

El tercer paso es ingresar a la opción de elementos que abre su respectiva interfaz “Elementos” figura 9. En donde se encuentran los diferentes elementos almacenadores que componen un modelo Bond Graph “Capacitor”, que lo representa un acumulador, “Inductor” que lo representa una masa cilíndrica y “Resistor” que lo representa una válvula direccional, estos elementos se tienen que seleccionar para ingresar sus datos. El procedimiento para ingresar sus datos, es similar al de los esfuerzos, ya que se ingresa la cantidad de elementos, de cuyo valor va a depender la cantidad de filas que genere tabla, los datos que se ingresaran son el “nombre del elemento”, el “enlace al que pertenece” y el “valor” correspondiente ver figura 10. Las interfaces para todos como se mencionó anteriormente son similares.

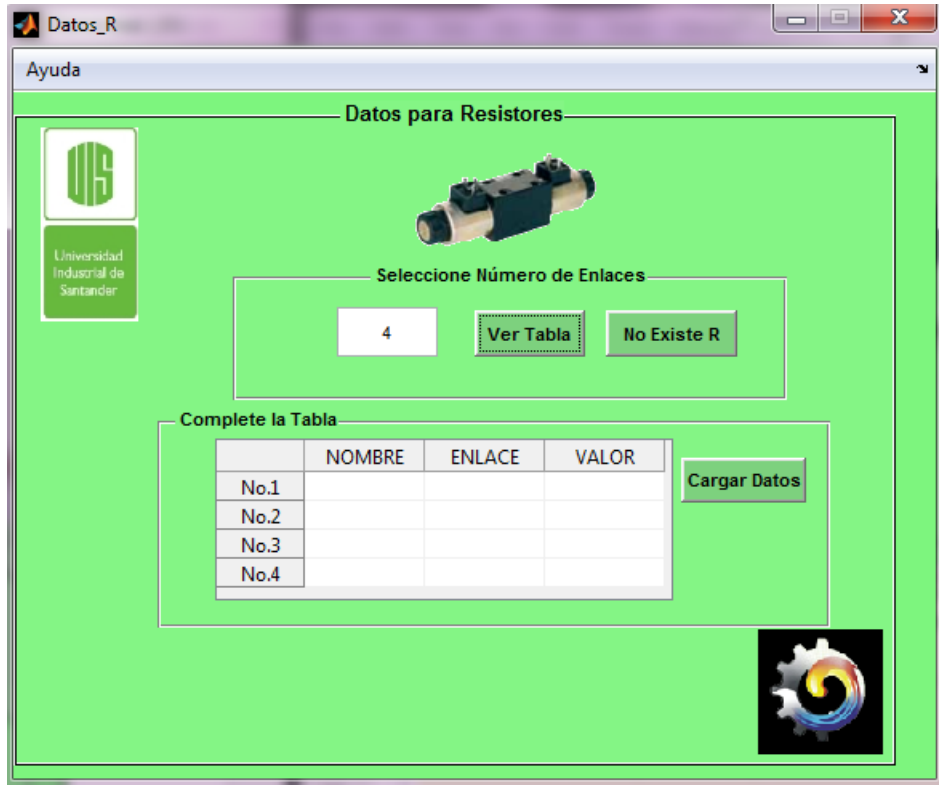
Con el valor que se ingresa a la tabla en el elemento R hay que tener la siguiente recomendación, que es ingresar el valor inverso de la resistividad como parámetro de los elementos R. Con la condición para el caso hidráulico la constante K y la constante $1/b$ para el caso mecánico cumpliendo la relación $F=b*v$

Figura A9. Interfaz para los elementos almacenadores



Fuente: Los Autores

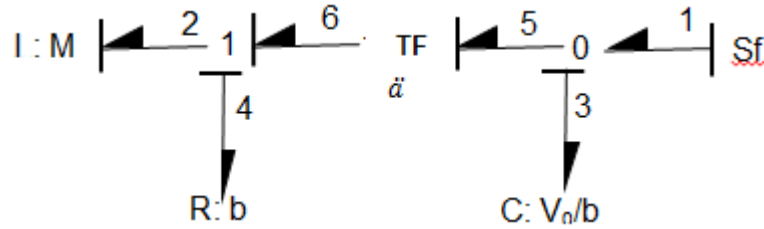
Figura A10. Interfaz para ingresar los datos a resistores



Fuente: Los Autores

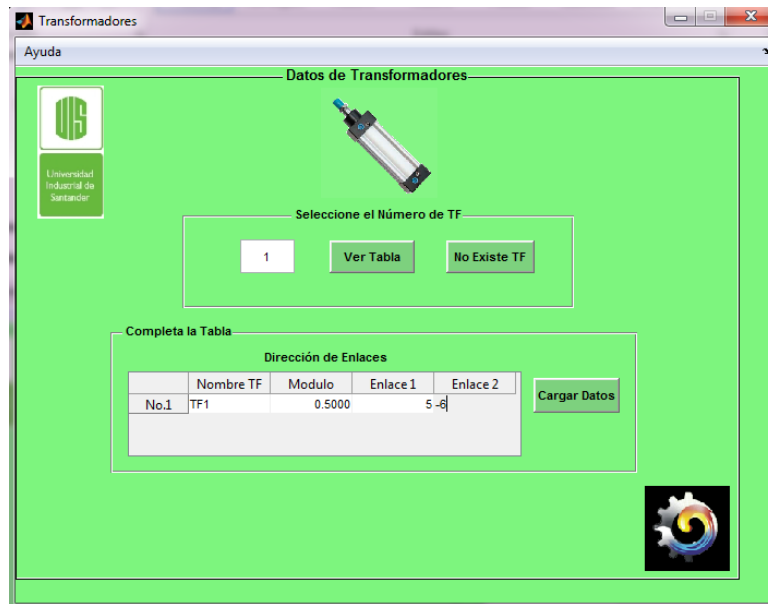
El paso número cuatro es el de seleccionar “Transformadores” que abre su interfaz para poder ingresar los datos correspondientes, el procedimiento consiste en ingresar la cantidad de transformadores que hay en el modelo, valor que desplegará la cantidad de filas para llenar, en las cuales se tendrá que ingresar “Nombre”, “Modulo”, y “Enlaces” en sus columnas correspondientes; Para el ingreso de los enlaces hay que tener en cuenta la connotación positivo al que entra al transformador y negativo al que sale de este. Ver figura 11, en este se observa que el enlace 5 es positivo porque entra al TF y el enlace 6 es negativo porque sale, aquí no se tiene en cuenta la causalidad. Para ingresar el modulo, se observa si la entrada es un Sf y si la barra causal está o no al lado del TF, si está al lado, se pone el inverso, si no se deja normal, lo contrario ocurre en el caso de que la entrada fuese un Se. El valor del módulo para este caso es $\ddot{a} = 2$; pero como en este caso cumple con la condición de ingresar el inverso el valor que se pondrá en la tabla es 0.5. Los datos se ingresan como se muestra en la figura 12. Finalmente ingresados los datos se da “Cargar Datos” para volver la interfaz de “descripción”.

Figura A11. Enlaces que entran y salen del transformador



Fuente: Los Autores

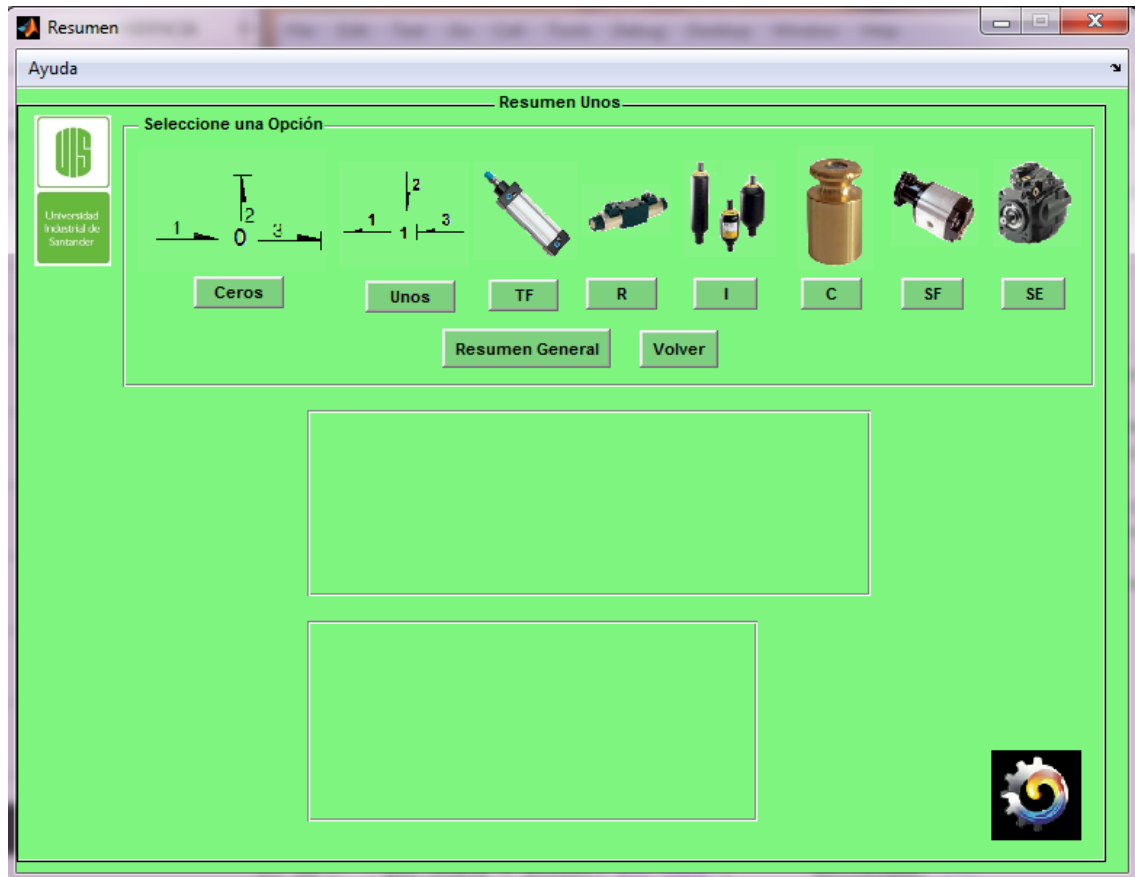
Figura A12. Interfaz para ingresar datos de transformadores



Fuente: Los Autores

Después de suministrados todos los datos, el software da la opción de que el usuario obtenga un resumen de los datos del modelo ingresados al programa seleccionando la opción “Resumen” en la interfaz de descripción. Este resumen tiene la opción de ver los datos de cada uno de los elementos que componen el modelo seleccionando el que el usuario desee y da la opción de volver a la interfaz del objeto seleccionado para editar los valores que considere estén errados figura 13; esta ventana también da la opción de entregar un resumen completo de los nombres y valores que se ingresaron en cada elemento descrito anteriormente.

Figura A13. Interfaz de Resumen de datos



Fuente: Los Autores

Antes de dar la opción de “Resolver” se ha puesto un menú en la interfaz de descripción el cual contiene una serie de opciones figura 14, como “Guardar Datos” que funciona para almacenar los datos de un modelo ingresados por el usuario para su posterior utilización, estos son guardados en un archivo de MATLAB cuya extensión es “.mat”. “Cargar Datos” permite recoger aquellos datos de modelos anteriormente ingresados al programa y que han sido guardados en un archivo de datos de extensión “.mat”. “Ayuda” en esta opción va a estar disponible este manual, que se recomienda leer con anterioridad para no tener problemas con el manejo del software. “Salir” se utiliza para cerrar la ventana y dar por terminada la sesión del programa.

Finalmente se da la opción “Resolver” en la ventana “Descripcion_BG”, que abre la Interfaz ‘Condiciones Iniciales’, en la que se exige ingresar los valores iniciales de las variables de estado (momentum y desplazamiento) que están designadas por las variables p y q , que se observan al presionar la opción “Ver Tabla” en la parte inferior de este menú se encuentra la opción para digitar del tiempo su valor inicial

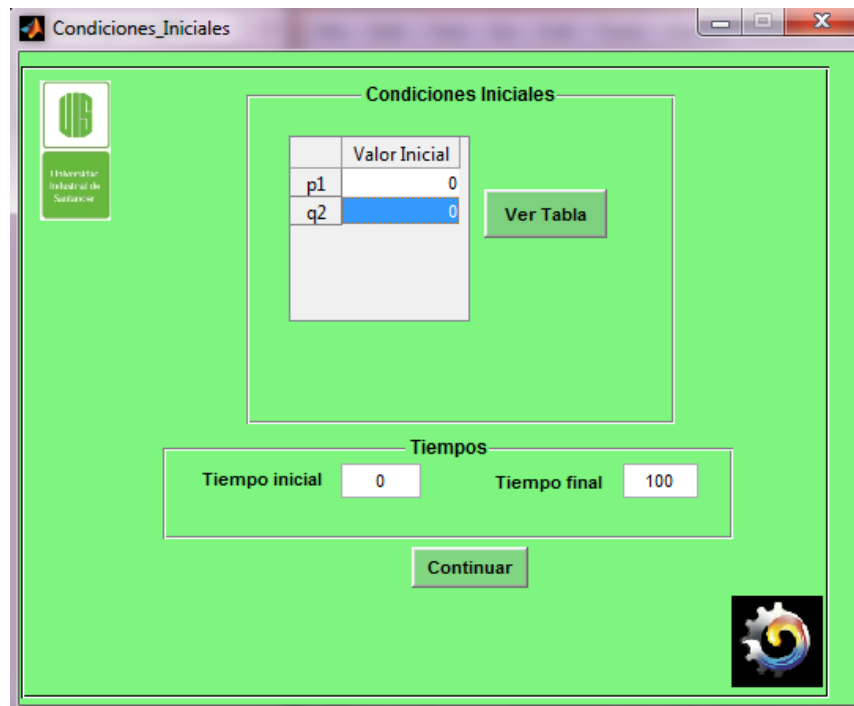
y final como se muestra en la figura 14. Luego de ingresados estos datos se selecciona “Continuar” y se abre la interfaz “Grafica”.

Figura A14. Menú de opciones en la interfaz Descripcion_BG



Fuente: Los Autores

Figura A15. Interfaz de Condiciones Iniciales

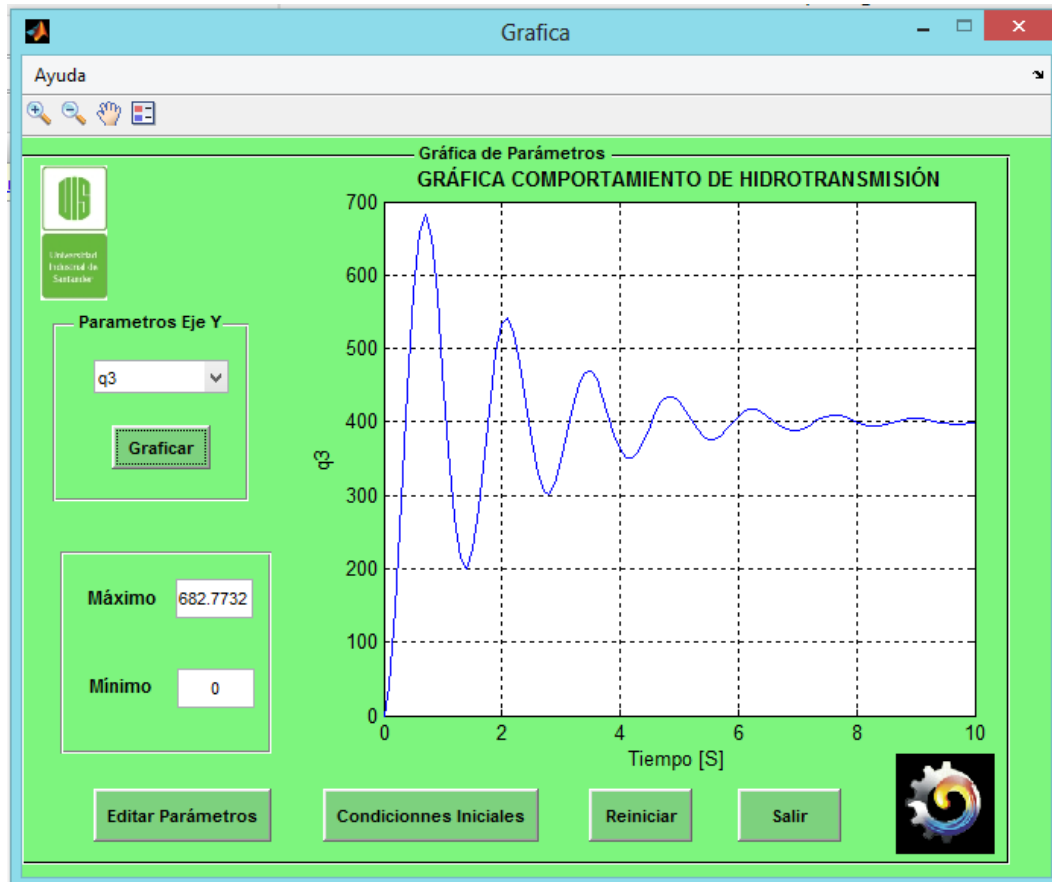


Fuente: Los Autores

Al estar en la interfaz “Grafica” hay que seleccionar la variable que se desea graficar y de la cual se quiere ver su comportamiento. Como se ve en la figura 16. Esta ventana también tiene las opciones de “Editar Parámetros” que abre la ventana “Resumen General” permitiendo que se puedan modificar los valores de los elementos que el usuario considere debe modificar. “Condiciones Iniciales” esta

opción permite regresar a dicha interfaz para cambiar todo lo que tiene que ver con los valores iniciales desplazamiento, momentum y tiempo, si el usuario lo desea. “Reiniciar” esta opción permite reiniciar todos los datos y dejar el software para el ingreso de un nuevo modelo. Finalmente se tiene la opción salir que cierra por completo todo el programa de MATLAB.

Figura A17. Interfaz para graficar la variables de estado



Fuente: Los Autores

ANEXO B
ANALISIS DE RESULTADOS

Tabla B1. Datos ejemplo 1

Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Caudal (Q)	Sf	1	10	Cm^3/s
Compresibilidad	C	3	3×10^{-3}	Cm^5/Kgf
Masa	I	2	30	Kg
Fricción mecánica	R	4	180	$Kgf * s / Cm$
Área cilindro	TF	5 - 6	1	Cm^2

DESARROLLO MANUAL METODO BOND GRAPH

De la unión $0_{1,3,5}$ se obtiene

$$\sum f = 0$$

$f_1 - f_3 - f_5 = 0$ Y ordenando de acuerdo a la causalidad

$$f_3 = f_1 - f_5$$

$e_1 = e_3 = e_5$ Y ordenado de acuerdo a la causalidad

$$e_3 = e_1 \quad e_5 = e_1$$

De la unión $1_{7,2,4}$ se obtiene

$$\sum e = 0$$

$e_7 - e_2 - e_4 = 0$ Y ordenado de acuerdo a la causalidad

$$e_2 = e_7 - e_4 = 0$$

$f_7 = f_2$; $f_4 = f_2$ Y ordenado de acuerdo a la causalidad

Del TF_2 se obtiene

$$e_5 = a * e_7$$

$$a * f_5 = f_7$$

Además, se tiene las leyes constitutivas de los elementos:

Para los elementos C $e_3 = \frac{1}{c_3} * V_3$

Donde e_3 es el esfuerzo para cada una de los elementos C respectivamente, V_3 Es el volumen entregado por la bomba, c_3 es la constante de compresibilidad.

Para los elementos I $f_2 = \frac{P_2}{I_2}$

Donde I es la masa, f_2 es el flujo y p es el momentum.

Para los elementos R $e = b * f$

Donde b es la constante de perdidas

Combinando el grupo de ecuaciones de las leyes constitutivas de los elementos y las ecuaciones de la estructura de unión, se busca despejar las derivadas de las variables de energía (vector \dot{X}) las cuales son, \dot{P} que es el esfuerzo que entra a los elementos I y \dot{V} que es el flujo de entrada a los elementos C. Dichas ecuaciones se obtienen en función de las \dot{V} variables de energía p y q , según se expone a continuación:

$e_2 = \dot{P}_2$ Variables de energía

$f_3 = \dot{V}_3$

Para \dot{V}_3

$$\dot{V}_3 = f_1 - f_3 = Q(t) - f_5 = Q(t) - \frac{f_7}{a} = Q(t) - \frac{f_2}{m}$$

$$\dot{V}_3 = Q(t) - \frac{P_2}{I_2 * a}$$

Para \dot{P}_2

$$\dot{P}_2 = e_7 - e_4 = e_7 - b f_4 = e_7 - \frac{b * P_2}{I_2}$$

$$\dot{P}_2 = \frac{e_5}{a} - \frac{b * P_2}{I_2} = \frac{V_3}{C_3 * a} - \frac{b * P_2}{I_2}$$

$$\dot{P}_2 = \frac{B}{V_0 * a} q_3 - \frac{b}{m} * P_2$$

De las ecuaciones anteriores y como $\dot{V}_3 = \dot{q}_3$ reemplazando obtenemos

$$\dot{P}_2 = \frac{1}{C_3 * a} q_3 - \frac{b}{I_2} * P_2$$

$$\dot{q}_3 = -\frac{1}{(I_2 * a)} * P_2 + Q(t)$$

Finalmente obtenemos la matriz de ecuaciones de estado.

$$\dot{X} = A * X + B * U$$

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{C_3 * a} & -\frac{b}{I_2} \\ 0 & -\frac{1}{I_2 * a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_3 \\ p_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} [Q(t)]$$

Recordando en el capítulo cuando usamos este ejemplo en para mostrar la implementación computacional obtuvimos lo siguiente.

De las ecuaciones 2.36 y 2.37 se obtienen las matrices A y B.

$$A = \left(\begin{bmatrix} 0 & a \\ -a & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} [1 \quad -b0]^{-1} [b \quad 1] \right) \begin{bmatrix} \frac{1}{M} & 0 \\ 0 & \frac{B}{V_0} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} [1 \quad -b0]^{-1} [b \quad 0]$$

Obteniéndose las ecuaciones de estado del sistema

$$A = \begin{bmatrix} \frac{b}{M} & a \frac{B}{V_0} \\ -\frac{a}{M} & 0 \end{bmatrix} \quad \text{y} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Teniendo en cuenta que $I_2 = M$, $C_3 = V_0/B$, y en el programa “a” aparece en el numerador debido a que por las convenciones adoptadas se debe ingresar el inverso del valor de a.

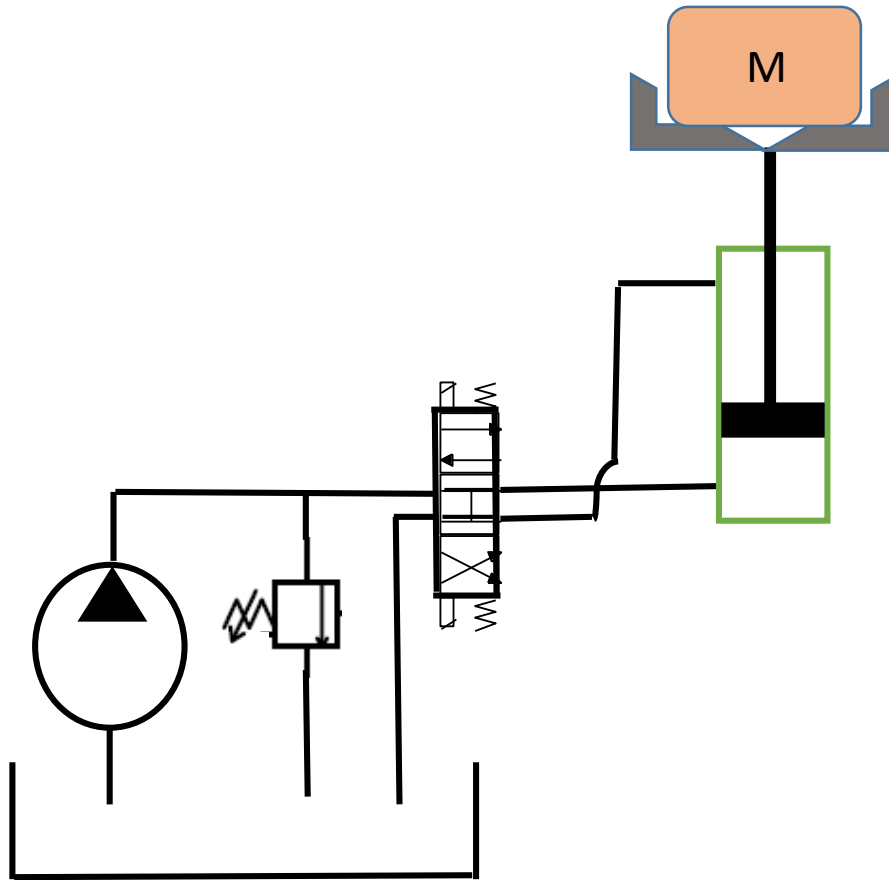
El programa se basa en un sistema matricial, el cual esencialmente genera las matrices A y B.

Con los detalles anteriores podremos ver que el desarrollo de software está generando las matrices A y B adecuadamente al compararse con el desarrollo manual de la técnica, ya el siguiente paso para las dos es el mismo que es el desarrollo interno que contiene Matlab para su desarrollo y posterior graficada.

2. Ejercicio

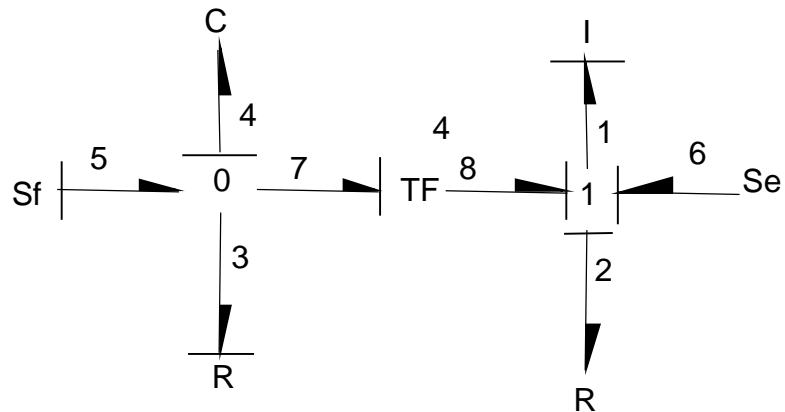
El ejercicio numero dos es el ejercicio tres del capítulo cuatro bomba fija - actuador

Figura B3. Bomba fija - actuador lineal



Fuente: Autores

El Bond Graph que modela esta transmisión es la siguiente:



Fuente: Autores

Los parámetros dados, calculados y asumidos para este ejemplo son los siguientes:

Tabla B2. Datos ejemplo 2

Nombre	Elemento	Enlace (s)	Valor	Unidades
Entrada de caudal al cilindro	Sf	5	14	<i>RPS</i>
Fuerza de gravedad	Se	6	40	<i>Lbf</i>
Compresibilidad	C	4	4×10^{-4}	<i>in⁵/Lbf</i>
Masa	I	1	40	<i>Lbm</i>
Perdidas bomba - actuador	R	3	20	<i>Psi/(in³/s)</i>
Fricción cilindro	R	2	3.5	<i>Psi/(in³/s)</i>
Área actuador	TF	7 - 8	4	<i>in²</i>

DESARROLLO MANUAL METODO BOND GRAPH

De la unión $0_{5,4,7,3}$ se obtiene

$$\sum f = 0$$

$$f_5 - f_4 - f_7 - f_3 = 0 \quad \text{Y ordenando de acuerdo a la causalidad}$$

$$f_4 = f_5 - f_7 - f_3$$

$$e_5 = e_4 ; e_7 = e_4 ; e_3 = e_4 \quad \text{Y ordenando de acuerdo a la causalidad}$$

De la unión $1_{8,1,6,2}$ se obtiene

$$\sum e = 0$$

$$e_8 - e_1 - e_6 - e_2 = 0 \quad \text{Y ordenando de acuerdo a la causalidad}$$

$$e_1 = e_8 - e_6 - e_2$$

$$f_8 = f_1 ; f_6 = f_1 ; f_2 = f_1 \quad \text{Y ordenando de acuerdo a la causalidad}$$

Del transformador $TF_{7,8}$ se obtiene

$$e_7 = a * e_8$$

$$a * f_7 = f_8$$

Leyes constitutivas

$$\text{Para el capacitor} \quad e_4 = \frac{1}{c_4} * q_4$$

$$\text{Para el inductor} \quad f_1 = \frac{1}{l_1} * p_1$$

$$\text{Para los resistores} \quad e_2 = b_2 * f_2$$
$$e_3 = b_3 * f_3$$

El procedimiento es similar al del ejercicio anterior.

$$f_5 = U$$

$$e_6 = m * g$$

$$f_4 = q_4$$

$$e_1 = \dot{p}_1$$

$$\dot{q}_4 = f_5 - f_7 - f_3$$

Con estas ecuaciones y despejando.

$$q_4 = U - \frac{1}{m * l} * p_1 - \frac{1}{b_3 * c_4} * q_4$$

$$\dot{p}_1 = e_8 - e_6 - e_2$$

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{m * C_4} * q_4 - m * g - \frac{b_2}{I_2} * p_1$$

$$q_4 = -\frac{1}{b_3 * c_4} * q_4 - \frac{1}{a * l} * p_1 + U$$

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{a * C_4} * q_4 - \frac{b_2}{I_2} * p_1 - m * g$$

Al final tenemos la matriz de ecuaciones de estados

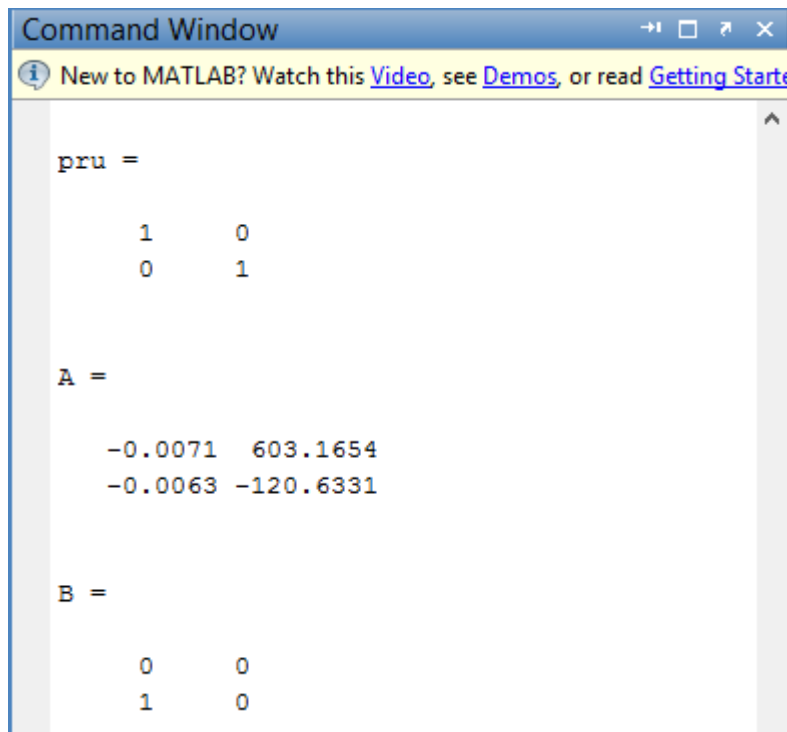
$$\dot{X} = A * X + B * U$$

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{b}{I_1} \\ \frac{1}{C_4 * a} & -\frac{1}{a * I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_4 \\ p_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ m * g \end{bmatrix}$$

El programa se basa en un sistema matricial, el cual esencialmente genera las matrices A y B. y posteriormente con métodos de solución de ecuaciones de Matlab las desarrollamos y graficamos.

Al reemplazar los elementos por los valores correspondientes en la tabla.

$$A = \begin{bmatrix} 603.86 & -0.00756 \\ -120.7729 & -0.0063 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$



```

Command Window
New to MATLAB? Watch this Video, see Demos, or read Getting Started

pru =

     1     0
     0     1

A =

   -0.0071   603.1654
   -0.0063  -120.6331

B =

     0     0
     1     0

```

Comparando los resultados del desarrollo manual como los obtenidos con el programa no damos cuenta que son iguales, simplemente difiere en cifras significativas.

Con esto podemos ver que el programa está desarrollando muy bien la técnica Bond Graph, y por lo tanto podemos tener confianza de la solución de los ejercicios desarrollados en este.

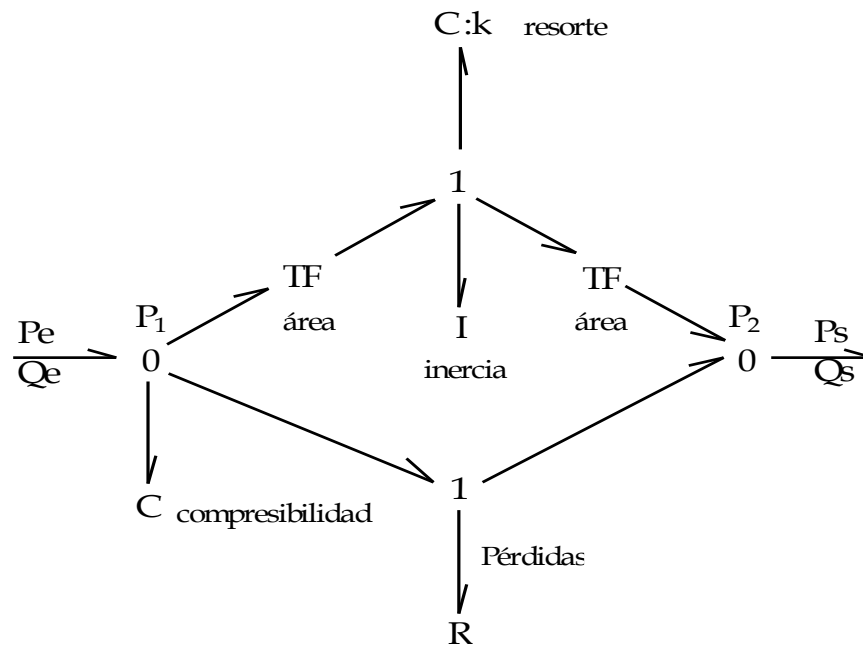
ANEXO C
MODELOS BOND GRAPH AMPLIADOS DE SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

1. VALVULAS DIRECCIONALES

1.1 VALVULAS ANTIRRETORNO

Un modelo completo de la válvula sería:

Figura C1. Bond Graph modelo completo válvula anti retorno

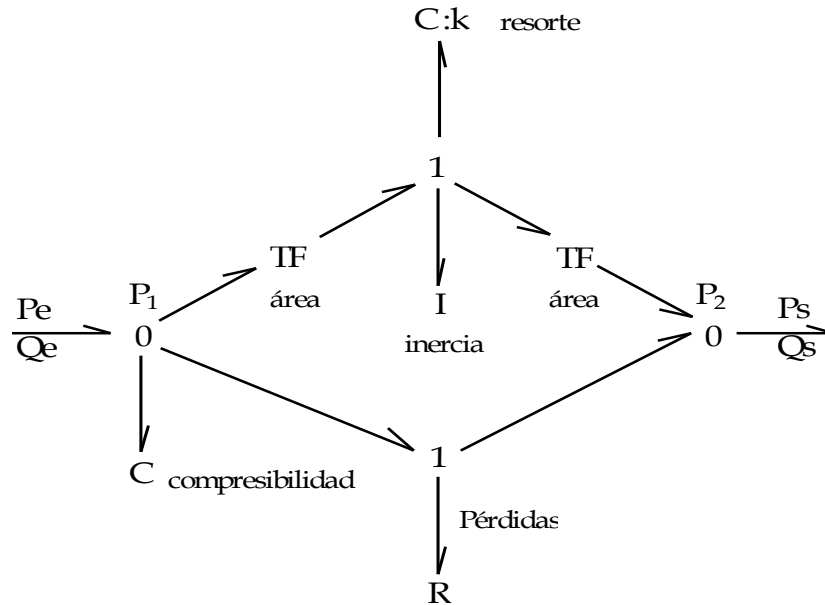


Fuente: Ardila [1]

Un modelo completo que podría ser utilizado incluso para el diseño de la válvula por medio de Bond Graph se muestra en la siguiente figura¹⁹

¹⁹ ARDILA JAIMES, Olith y JAIMES ALFONSO, Wilson. Fundamentos para la aplicación computacional del método de Bond Graph en sistemas de potencia fluida. Trabajo de grado para optar el título de ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, 1998. p. 205.

Figura C2. Bond Graph modelo completo con enlace activo válvula anti retorno



Fuente: Ardila [1]

Por otra parte, se puede realizar un modelo ampliado que incluya elementos de diagramas de bloque para simular acciones externas, dándole mayor precisión y continuidad al modelo, sin embargo la complejidad del mismo aumenta, esto se muestra en la figura A2. Para este modelo aparece una unión cero a la izquierda del gráfico a la cual llega una señal de esfuerzo o flujo (para el caso mostrado es una señal de flujo, con el objeto de mantener causalidad integral). En la misma unión cero se adicionan un elemento C que tiene en cuenta la compresibilidad fluida. De la unión cero se desprenden dos enlaces, uno de los cuales llega a un transformador cuyo modulo es el área de la esfera sometida a presión, llegando luego a una unión uno donde se adicionan elementos C e I que modelan la compresión del resorte y la inercia de la esfera respectivamente. El otro enlace que parte de la dándole mayor precisión y continuidad al modelo, sin embargo la complejidad del mismo aumenta, esto se muestra en la figura 6.5. Para este modelo aparece una unión cero a la izquierda del gráfico a la cual llega una señal de esfuerzo o flujo (para el caso mostrado es una señal de flujo, con el objeto de mantener causalidad integral). En la misma unión cero se adicionan un elemento C que tiene en cuenta la compresibilidad fluida. De la unión cero se desprenden dos enlaces, uno de los cuales llega a un transformador cuyo modulo es el área de la esfera sometida a presión, llegando luego a una unión uno donde se adicionan elementos C e I que modelan la compresión del resorte y la inercia de la esfera respectivamente. El otro enlace que parte de la unión cero se conecta a una unión

En general para todas las válvulas direccionales se obtienen modelos similares en Bond Graph, ya que su funcionamiento cumple el mismo principio. Estos modelos solo varían en el número de puertos y restricciones (elementos R) que aparecen según sea el caso.

2. VALVULAS DE SEGURIDAD

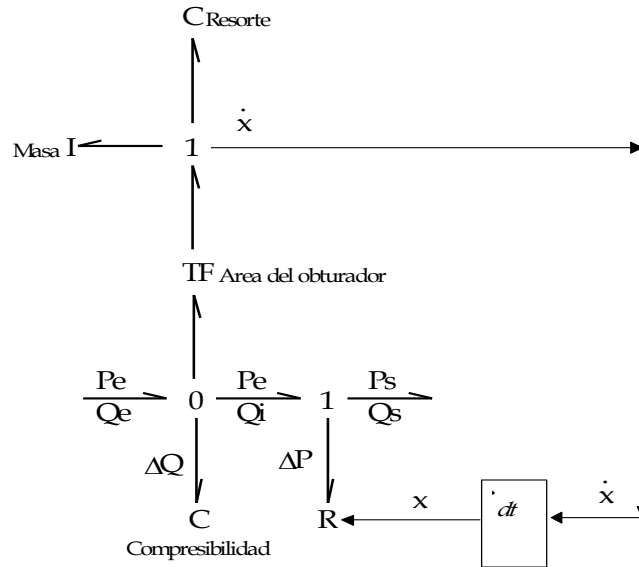
2.1 TIPO SIMPLE

Un Bond Graph ampliado de la válvula de seguridad simple se desarrolla en la figura A4. Al modelo básico se le adicionan una unión cero y una unión uno; la unión cero representa la presión de entrada P_i , la cual genera un efecto de compresibilidad a la entrada que es modelado por un elemento C en la unión. Por otra parte la presión P_i actúa sobre el área del obturador haciendo que este ejerza una fuerza sobre el resorte, este comportamiento es modelado enlazando un transformador a la unión cero, el cual a su vez se conecta a una unión uno que representa la velocidad del desplazamiento del obturador. En dicha unión uno se conecta un elemento inercial I y un elemento capacitivo C, que representan el efecto de la masa del obturador y el del resorte respectivamente.

Adicionalmente se ha ubicado un enlace activo en el modelo, el cual integra la velocidad del obturador para modular el valor del elemento resistivo que representa la caída de presión en la válvula, ya que esta depende del desplazamiento del obturador.²¹

²¹ Ibid., p. 210

Figura C4. Bond Graph ampliado de válvula de seguridad simple.



Fuente: Ardila [1]

Partiendo del modelo ampliado es posible obtener modelos más sencillos que representen los efectos importantes de la válvula, llegando incluso a obtener el modelo básico.

2.2 Válvula de seguridad compuesta

Un Bond Graph ampliado para la válvula de seguridad compuesta es mostrado en la figura A5, allí se incluyen gran cantidad de efectos así como dos enlaces activos que modulan las resistencias hidráulicas de cada uno de los elementos de obstrucción, uno de ellos posee un resorte de alta constante y es el que regula el taraje de la válvula, este se ubica en la parte superior del modelo; el otro elemento de obstrucción posee un resorte de baja constante y por esta razón se abre con gran facilidad cuando la válvula ha alcanzado su taraje.²²

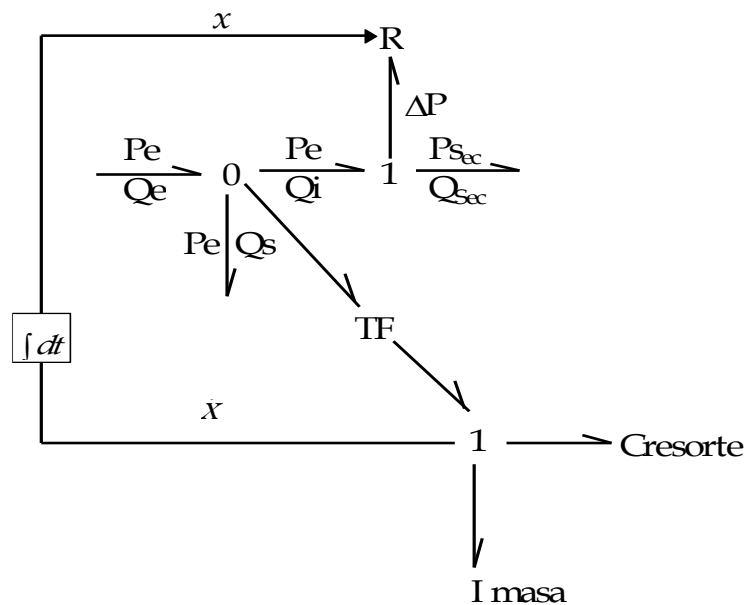
²² Ibid., p. 213.

Si la válvula es pilotada aparecerá un elemento Se que modelará una nueva entrada de presión, dicho elemento se debe colocar enlazado a una unión cero que para el caso del modelo mostrado se encuentra en la parte superior en medio de dos transformadores.

2.2 Válvula tipo R

Un modelo ampliado para la válvula R incluirá de nuevo un enlace activo, que modulará la resistencia según sea el desplazamiento de la corredera. La velocidad de dicho desplazamiento se modela por medio de una unión uno, a la cual se conectan un elemento C y un elemento I además del enlace activo. El elemento C representa el resorte de la válvula que se comprime con la acción de la fuerza en la corredera, transmitida por el elemento TF en el modelo; mientras que el elemento I representa la masa de la corredera.

Figura C6. Bond Graph ampliado para la válvula tipo R



Fuente: Ardila [1]

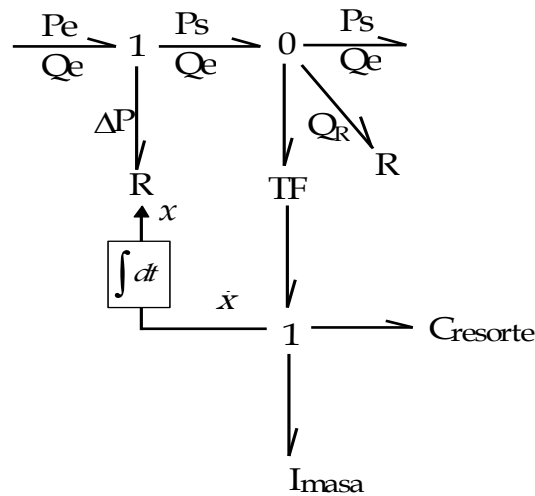
Si se realizan modificaciones a la válvula, por ejemplo para realizar pilotaje externo, el modelo anterior no varía en su forma, simplemente será necesario adicionar algunos elementos que modelen las variaciones. Este será el caso de un elemento Se, que represente la presión de pilotaje, el cual se conecta a un elemento TF de modo que se transforme dicha presión en fuerza sobre la corredera.²⁴

²⁴ Ibid., p. 219.

3.1 Válvula Reductora de Acción Directa

Un modelo ampliado para la válvula reductora de acción directa que incluye los efectos del desplazamiento del carrete sobre la resistencia es mostrado en la figura A7. La resistencia que produce la caída de presión se modula por medio de un enlace dinámico que parte de una unión uno, la cual representa la velocidad del desplazamiento del carrete, allí se enlazan además un elemento C y un elemento I que modelan el resorte y la inercia del carrete respectivamente. ²⁵

FIGURA C7. Bond Graph Válvula Reductora de Acción Directa

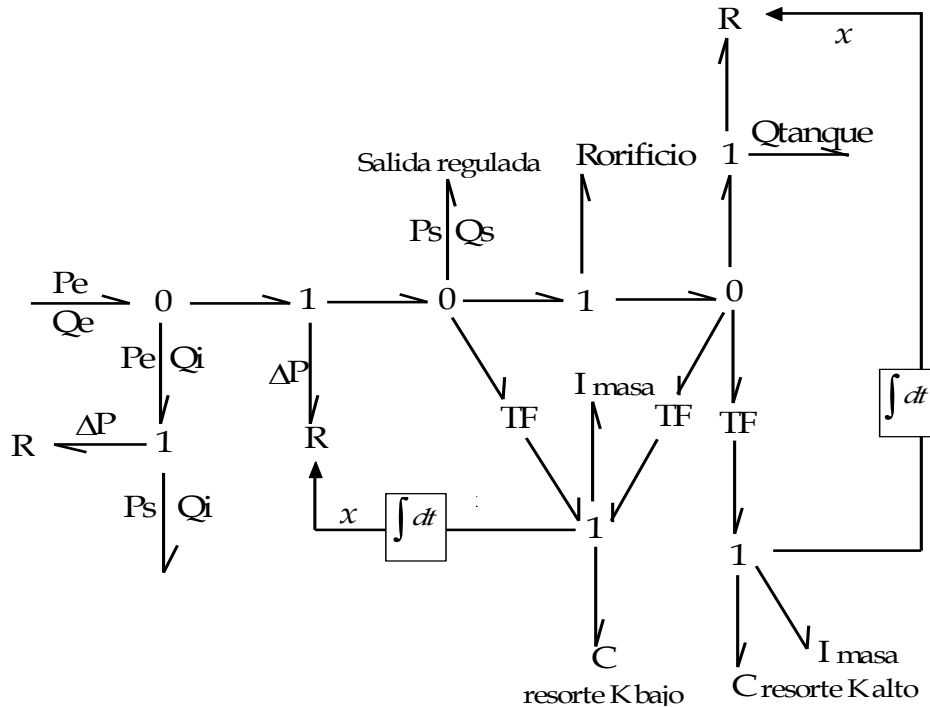


Fuente: Ardila [1]

²⁵ Ibid., p. 222.

3.2 Válvula Reductora de Presión Pilotada

Figura C8. Bond graph Bond Graph ampliado para una válvula reductora pilotada.



Fuente: Ardila [1]

La presión se mantiene aproximadamente constante a la salida de la válvula, la resistencia que produce la caída de presión varía en forma modulada, esto hace que el elemento resistivo, considerado constante en el modelo de Bond Graph, sea solo una aproximación. La modulación de la caída de presión es realizada por la corredera que se acciona mediante la línea de pilotaje, esta se encuentra a la presión de salida de la válvula.

Teniendo en cuenta lo anterior se obtiene el Bond Graph ampliado de la figura A8 como modelo del sistema. En dicho Bond Graph se observan dos resistencias moduladas por medio de enlaces dinámicos, la primera situada en la parte inferior del gráfico, corresponde a la caída de presión que modula la salida regulada de la válvula, la segunda que se ubica en la parte derecha del gráfico, representa la variación de resistencia debida al movimiento del obturador. Los enlaces dinámicos parten de uniones uno que representan las velocidades de desplazamiento de la corredera y del obturador, a estas uniones se enlazan, como es de esperar, los correspondientes elementos C e I que representan los resortes y las masas de cada elemento respectivamente.

En el modelo se encuentran también elementos TF o transformadores, los cuales representan las áreas de la corredera y del obturador que al ser sometidas a presión producen una fuerza sobre su respectivo resorte, por lo cual se enlazan a las uniones uno ya mencionadas.

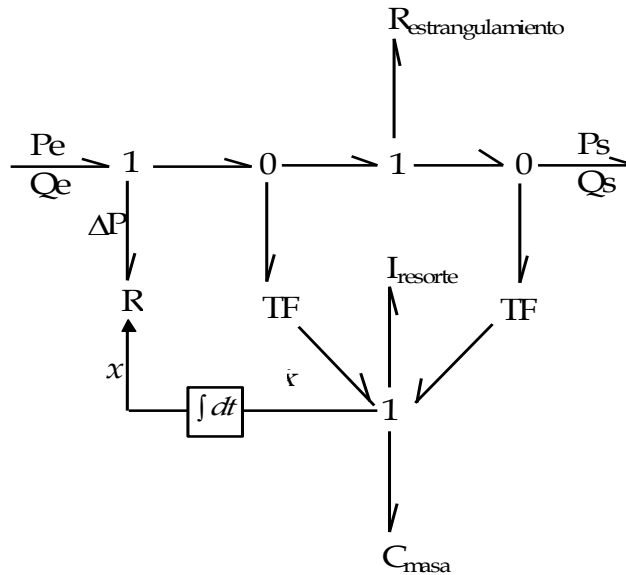
El modelo ampliado de la válvula reductora de presión pilotada incluye la mayor parte de efectos posible, sin embargo resulta bastante complejo a la hora de analizar un circuito de potencia fluida por lo cual este puede ser simplificado de acuerdo a los requerimientos de análisis.

3.3 Válvula Reguladora de Caudal Compensada por Derivación

El modelo de Bond Graph ampliado para la válvula reguladora de caudal compensada por derivación, es mostrado en la figura A9. En este, se tienen en cuenta algunos efectos adicionales al modelo básico, como el de las inercias de los carretes y la compresión de los resortes; a su vez se utiliza un enlace activo para modular la resistencia que produce la caída de presión del flujo derivado a tanque. Dicho enlace activo parte de una unión uno, la cual representa la velocidad de desplazamiento del carrete.

La resistencia que modela la obstrucción en la válvula reguladora de caudal es constante y no está modulada en ningún momento, salvo en los casos donde externamente se regula el taraje de la válvula; por esta razón en el modelo aparece conectada solamente a una unión cero (parte superior del gráfico).

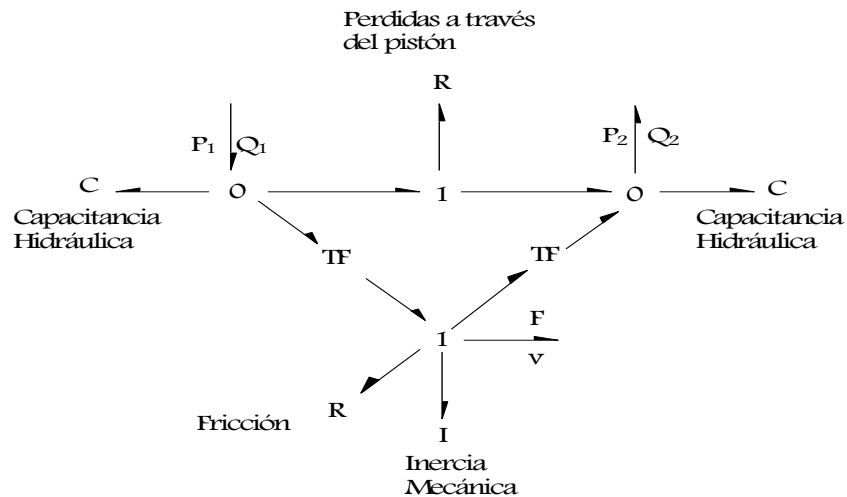
Figura C10. Modelo ampliado para la válvula reguladora de caudal compensada por presión.



Fuente: Ardila [1]

4. CILINDROS HIDRAULICOS

Un modelo completo en Bond Graph para el cilindro hidráulico de doble efecto se muestra en la figura A11, en el cual se han tenido en cuenta efectos tales como la compresibilidad fluida, las pérdidas por fricción en los sellos y la inercia mecánica del vástago.



Fuente: Ardila [1]