

SISTEMA DE TERMINACIÓN INTELIGENTE PARA POZOS INYECTORES DE AGUA EN YACIMIENTOS PETROLEROS

ANEXOS



Hernán Darío Ordoñez Cruz

Juan Pablo Vélez Duque

Universidad Del Cauca

Facultad de Ingeniería Electrónica y Telecomunicaciones

Departamento de Electrónica, Instrumentación y Control

Línea de Automatización y Control

Popayán, Abril de 2015

SISTEMA DE TERMINACIÓN INTELIGENTE PARA POZOS INYECTORES DE AGUA EN YACIMIENTOS PETROLEROS

ANEXOS



Hernán Darío Ordoñez Cruz

Juan Pablo Vélez Duque

**Monografía presentada como requisito parcial para optar por el título de
Ingeniero en Automática Industrial**

Director: Mg. Juan Fernando Flórez Marulanda

Universidad Del Cauca

Facultad de Ingeniería Electrónica y Telecomunicaciones

Departamento de Electrónica, Instrumentación y Control

Línea de Automatización y Control

Popayán, Abril de 2015

TABLA DE CONTENIDO

1	ANEXO A. GENERALIDADES.....	1
1.1	Petróleo.....	1
1.1.1	Origen del petróleo.....	1
1.1.2	Propiedades y Clasificación	2
1.2	Campos petroleros	3
1.2.1	Ciclo de vida de un campo petrolero.....	4
1.2.2	Campos petroleros maduros	4
1.2.3	Campos petroleros marginales	5
1.3	Yacimientos petroleros	5
1.3.1	Características de los yacimientos.....	5
1.4	Producción de petróleo	7
1.4.1	Niveles de producción.....	8
1.5	Pozos petroleros.....	10
1.5.1	Tipos de pozos.....	11
1.5.2	Construcción de pozos petroleros	12
1.5.3	Diseño de trayectorias de pozos	13
1.6	Tecnologías y Equipos.....	14
1.6.1	Separación de petróleo-gas-agua.....	14
1.6.2	Tratamiento de aguas de producción.....	15
1.6.3	Acondicionamiento de pozos	17
1.7	Terminación inteligente	18
1.7.1	Definición de una terminación inteligente	19
1.7.2	Componentes de una terminación inteligente	20
2	ANEXO B. DISEÑO Y CONTROL DE VALVULAS ICV ACCIONADAS HIDRAULICAMENTE	24
2.1	Esquema del sistema de terminación inteligente con accionamiento hidráulico..	24
2.2	Diagrama de P&ID del sistema de terminación inteligente con accionamiento hidráulico	26
2.2.1	Descripción de la unidad hidráulica de control.....	27
2.2.2	Diagrama de mando para el control hidráulico	28
2.3	Simulación del sistema de control hidráulico.....	29

3	ANEXO C. EXPERIENCIA EVOLUTIVA DEL DISEÑO DE LA VALVULA ICV32	
3.1	Diseño uno: Placa cilíndrica deslizante con actuador electromecánico	32
3.2	Diseño dos: cilindro rotatorio con obturador hueco hasta la salida.....	34
3.3	Diseño tres: Obturador hueco rotatorio en el cuerpo de la válvula	36
3.4	Diseño cuatro: Obturador hueco rotatorio en el cuerpo de la válvula con doble salida	38
3.5	Diseño cinco: Obturador cilíndrico hueco con desplazamiento traslacional.....	39
4	ANEXO D. DESCRIPCION DEL MECANISMO ANTIRRETORNO Y MODULO DE MEDICION DE FLUJO.....	42
4.1	Mecanismo antirretorno.....	42
4.1.1	Principio de funcionamiento	43
4.1.2	Estudios de movimiento	43
4.2	Módulo de medición de flujo.....	44
4.2.1	Selección de los sensores de flujo	44
4.2.2	Diseño del módulo de medición de flujo	45
5	ANEXO E. DISEÑO DEL MOTORREDUCTOR DE LA ICV	48
5.1	Objetivos y requerimientos del sistema electromecánico de la ICV	48
5.2	Diseño del motorreductor	49
5.2.1	Etapas de diseño	50
5.2.2	Resultado del diseño del sistema electromecánico	75
5.2.3	Recomendaciones.....	75
6	ANEXO F. RESULTADOS ESTUDIO DE FLUJO ICV	76
6.1	Objetivos.....	76
6.2	Condiciones del proceso de inyección de agua	76
6.3	Condiciones de simulación.....	76
6.4	Resultados de simulación	76
6.4.1	ICV en posición totalmente abierta.....	77
6.4.2	ICV en posición cerrada.....	79
6.4.3	Comparación de resultados	82
6.4.4	Curva inherente de la ICV.....	86
6.4.5	CONCLUSIONES	88
7	BIBLIOGRAFIA.....	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Vista de cerca de petróleo de alta viscosidad.....	1
Figura 1.2. Depositación de sedimentos en el pasado (extremo superior) se traduce en descubrimientos de petróleo en el presente (extremo inferior).....	2
Figura 1.3. Producción de petróleo pesado en frío, con una composición del fluido de 15% de arcilla y sílice, 25% de petróleo viscoso, 60 % de agua.....	2
Figura 1.4. Plataformas para la explotación de campos de petróleos.....	4
Figura 1.5. Los operadores están utilizando nuevo conocimiento en imágenes sísmicas para perforar y manejar sus yacimientos con mayor certeza.....	7
Figura 1.6. Método de producción primaria en Campo San Francisco Neiva - Huila: machín o unidad de bombeo mecánico.....	9
Figura 1.7. Proceso de inyección de agua y producción de petróleo.....	9
Figura 1.8. El personal de Schlumberger durante operaciones de muestreo en un pozo en Westbay.....	11
Figura 1.9. Tipos de pozos utilizados en un sistema de inyección de vapor.....	12
Figura 1.10. Sistema de inyección de agua. (1) El agua disponible en la superficie es preparada para (2) descargarla en el yacimiento a través de un pozo de inyección, estimulando el movimiento del petróleo y su producción en (3) un pozo productor.....	12
Figura 1.11. Tipos de trayectoria utilizados en pozos de producción, inyección o exploración.....	14
Figura 1.12. Proceso de separación y tratamiento de agua.....	15
Figura 1.13. Esquema de los equipos utilizados en el tratamiento de agua para reinyección.....	16
Figura 1.14. Bombas horizontales de inyección de agua, Campo San Francisco Neiva – Huila.....	17
Figura 1.15. Entubación de un pozo con varias capas de tubería de revestimiento.....	18
Figura 1.16. <i>Izq.</i> Componentes de una terminación convencional. <i>Der.</i> Componentes de una terminación inteligente.....	19
Figura 1.17. Componentes de una terminación inteligente.....	20
Figura 1.18. Válvula de control de flujo (ICV).....	21
Figura 1.19. Válvula de primera generación.....	21
Figura 1.20. Comparación de las válvulas de primera y segunda generación.....	21
Figura 2.1. Diagrama del sistema de control con terminación inteligente en pozos inyectoros de agua con accionamiento hidráulico.....	25
Figura 2.2. Diagrama P&ID de un sistema de terminación inteligente con líneas de control hidráulicas.....	26
Figura 2.3. Esquema de la unidad hidráulica de control para un sistema de terminación inteligente.....	27
Figura 2.4. Diagrama de mando eléctrico para el sistema de terminación inteligente hidráulico.....	28
Figura 2.5. Esquema de simulación de la unidad hidráulica.....	29

Figura 2.6. Simulación del mando eléctrico.....	30
Figura 3.1. Descripción del primer diseño realizado: placa cilíndrica deslizante con actuador electromecánico.....	32
Figura 3.2. Mecanismo de apertura y cierre con el actuador electromecánico y placa cilíndrica.....	33
Figura 3.3. Porcentajes de apertura para el diseño 1 dados por la posición del cilindro.....	34
Figura 3.4. Descripción del diseño 2 de la ICV: <i>Izq.</i> Ubicación de la ICV en el mandril. <i>Der.</i> Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco.....	35
Figura 3.5. Porcentajes de apertura para el diseño 2 generados por el giro del actuador.....	35
Figura 3.6. Descripción del diseño 3 de la ICV: <i>Izq.</i> Ubicación de la ICV en el mandril. <i>Der.</i> Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco.....	36
Figura 3.7. Porcentajes de apertura para el diseño 3 generados por el giro del servomotor.....	37
Figura 3.8. Fuerzas sobre el diseño 3 de la ICV. <i>Izq.</i> Descripción del cuerpo y obturador. <i>Der.</i> Fuerzas ejercidas sobre el cuerpo y obturador de la ICV.....	37
Figura 3.9. Descripción del diseño 4 de la ICV: <i>Izq.</i> Ubicación de la ICV en el mandril. <i>Der.</i> Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco.....	38
Figura 3.10. Porcentajes de apertura para el diseño 4 generados por el giro del servomotor.....	39
Figura 3.11. Descripción del diseño 5 de la ICV: <i>Izq.</i> Ubicación de la ICV en el mandril. <i>Der.</i> Descripción de la ICV con obturador hueco y desplazamiento traslacional.....	40
Figura 3.12. Fuerzas sobre el diseño 3 de la ICV. <i>Izq.</i> Descripción del cuerpo y obturador. <i>Der.</i> Fuerzas ejercidas sobre el cuerpo y obturador de la ICV.....	40
Figura 3.13. Porcentajes de apertura para el diseño 4 generados por el desplazamiento del actuador solenoide.....	41
Figura 4.1. Componentes del mecanismo antirretorno diseñado. <i>Izq.</i> El resorte se contrae por la presión de entrada del agua. <i>Der.</i> La válvula antirretorno está cerrada y el pistón sella el paso porque aparece un flujo en sentido contrario.....	42
Figura 4.2. Estudio mecánico de flujo del sistema antirretorno.....	44
Figura 4.3. Diseño del módulo de medición de flujo empleando transductores ultrasónicos no invasivos.....	47
Figura 5.1. Vista superior del inicio del ensamblaje del motorreductor.....	51
Figura 5.2. Vistas dimétricas de la etapa 1 del ensamblaje.....	51
Figura 5.3. Primera relación mecánica del motorreductor formada por engranajes cónicos para cambiar el sentido de movimiento en 90°.....	56
Figura 5.4. Resultados de la primer relación mecánica que reduce la velocidad a 2571°/seg o 428.5 rpm.....	56
Figura 5.5. Segunda relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul.....	57
Figura 5.6. Resultados de la segunda relación mecánica que reduce la velocidad a 1607°/seg o 267.8 rpm.....	57
Figura 5.7. Tercera relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul.....	58

Figura 5.8. Resultados de la tercera relación mecánica que reduce la velocidad a 804°/seg o 134 rpm.....	58
Figura 5.9. Aplicación de carga constante torsional (flecha azul) se opone al movimiento del motor (flecha roja).....	59
Figura 5.10. Errores en la simulación para el consumo de energía del motor.....	59
Figura 5.11. Resultados del consumo de energía del motorreductor luego del ajuste.....	60
Figura 5.12. Cuarta relación mecánica del motorreductor.....	62
Figura 5.13. Resultados de la cuarta relación mecánica que reduce la velocidad a 322°/seg o 53.67 rpm.....	63
Figura 5.14. Problemas mecánicos por mal acople entre dientes en la cuarta relación mecánica.....	63
Figura 5.15. Quinta relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul.....	64
Figura 5.16. Sexta relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul.....	64
Figura 5.17. Resultados del conjunto de relaciones 5 y 6.....	65
Figura 5.18. Resultados de la carga torsional obtenida en la segunda etapa.....	65
Figura 5.19. Séptima relación mecánica del motorreductor.....	68
Figura 5.20. Resultado de la séptima relación mecánica del motorreductor.....	68
Figura 5.21. Diseño mecánico de la relación tuerca-tornillo.....	69
Figura 5.22. Vista seccionada de la relación tornillo – tuerca.....	69
Figura 5.23. Resultado del estudio de movimiento SolidWorks para comprobar la velocidad de la tuerca.....	70
Figura 5.24. Descripción y resultados finales de la descripción tuerca-tornillo.....	71
Figura 5.25. Resultado del consumo de energía de la etapa tres.....	72
Figura 5.26. Cuerpo ICV acoplado al motorreductor con sus ocho relaciones. El motorreductor tiene como funciones entregar la potencia necesaria para mover el eje de la ICV y producir un movimiento lento para facilitar el control de posición del eje de la ICV para regular el caudal de inyección de agua.....	73
Figura 5.27. Resultado del consumo de energía del motorreductor con las 8 relaciones mecánicas bajo el caso hipotético de múltiples cargas. Las cargas (flechas azules), el sentido del movimiento del motor (flecha roja) y el tipo de contacto entre engranajes según el material configurado son variables que se evalúan en el análisis de movimiento.....	74
Figura 5.28. El motor produce una fuerza torsional de 0.672 Kg-m (6593 N-mm) cuando el sistema completo se somete a una carga de 60 lbf.....	74
Figura 6.1. A la izquierda en azul, aparece el volumen que cubre el flujo de agua. Solidworks flow simulation evalúa la geometría de la válvula y crea un recorrido automático para el flujo de agua desde la entrada (extremo superior línea roja) hasta la salida (extremo inferior línea roja).....	77
Figura 6.2. Espectro de velocidad cuando la ICV está totalmente abierta. Configurando la presión total de entrada (3600 psi) y el valor de presión de salida (3540.7 psi) se calcula la velocidad del flujo durante todo el trayecto.....	78

Figura 6.3. Análisis de presión cuando la ICV está totalmente abierta. La presión de entrada es 3600 psi y la presión de salida es 3542 psi aproximadamente (ver video “análisis presión de flujo”).....	79
Figura 6.4. Análisis de velocidad cuando la ICV está cerrada, el flujo de salida es 2.54 gpm y la velocidad máxima que experimenta el flujo es 12.4 m/s al pasar por el baipás.....	80
Figura 6.5. Análisis de presión cuando la ICV está totalmente abierta. La presión de entrada es 3600 psi y la presión de salida es 3541 psi aproximadamente (ver video “análisis presión de flujo ICV cerrada”).....	81
Figura 6.6. Analogía entre el comportamiento dinámico de presión y flujo en la ICV y el voltaje y corriente de un circuito eléctrico de resistencias en serie.....	82
Figura 6.7. Fuerza que experimenta el pistón superior debido al flujo de agua.....	83
Figura 6.8. Fuerza que experimenta el pistón inferior debido al flujo de agua.....	83
Figura 6.9. Fuerza que experimenta el eje central que une los pistones debido al flujo de agua.....	84
Figura 6.10. Velocidad del flujo de agua en la salida de la ICV.....	84
Figura 6.11. La caída de presión es la diferencia de presión entre la entrada del módulo de medición de flujo y la salida de la ICV.....	
Figura 6.12. Caudal de salida de la ICV en galones por minuto a igual caída de presión. La caída de pérdida de presión relacionada son los valores de la <i>figura 6.11</i> . La ICV ofrece un rango de caudal volumétrico de 2.54 gpm a 23 gpm.....	85
Figura 6.13. La presión total de salida promediada es 3542 psi. Este valor es mayor a la presión exterior o presión del yacimiento y representaría la presión con que el agua ingresa a la formación de roca.....	86
Figura 6.14. Curva inherente ICV.....	88

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1. Características generales del sistema de control eléctrico e hidráulico.....	30
Tabla 5.1. Lista de piezas utilizadas en la etapa uno.....	52
Tabla 5.2. Lista de piezas utilizadas en la etapa dos.....	60
Tabla 5.3. Lista de piezas utilizadas en la etapa 3.....	66
Tabla 6.1. Resultado de las variables medidas para la ICV totalmente abierta.....	79
Tabla 6.2. Resultado de las variables medidas para la ICV cerrada.....	81
Tabla 6.3. Resultados de estudio. La caída de presión es aproximada en todas las posiciones.....	86
Tabla 6.4. Capacidad de flujo de la ICV.....	87

1 ANEXO A. GENERALIDADES

En este anexo se describen los conceptos básicos para crear una visión general de la temática tratada en este trabajo de pregrado.

1.1 Petróleo

En la actualidad el petróleo es una de las fuentes de energía fósil no renovable más usada por las grandes industrias para la generación de energía y elaboración de una gran variedad de productos.

La palabra petróleo proviene del latín *pretolium* (aceite de piedra). Este es un líquido de origen natural (Figura 1.1) compuesto por diferentes sustancias orgánicas, en especial por hidrocarburos formados por una composición química de carbono e hidrogeno [1].



Figura 1.1. Vista de cerca de petróleo de alta viscosidad. Tomado de [2].

1.1.1 Origen del petróleo

Técnicas de análisis geológico, han dado cabida a una mayor aceptación de la *teoría orgánica* propuesta por Engler, que explica la procedencia del petróleo a partir de la descomposición de materia orgánica formada a lo largo de los años por restos animales, plantas marinas, la acción de las altas presiones y a la descomposición realizada por bacterias anaeróbicas [1].

Debido a los procesos químicos poco a poco la materia orgánica se transforma en keroseno y luego bajo condiciones de tiempo y temperatura, este keroseno es transformado en hidrocarburos líquidos y gaseosos, así los yacimientos petroleros quedan conformados por petróleo, gas y agua (Figura 1.2). Todo este proceso puede tener una duración de 10 a 100 millones de años [3].

La formación de yacimientos ocurre debido a determinadas características del subsuelo como la presencia de una estructura cerrada (fallas, trampas estructurales o geológicas) e impermeable, los hidrocarburos se acumulan en zonas que funcionan como contenedores del petróleo, las cuales son lugares rocosos y porosos como areniscas, arenas y piedras calizas.

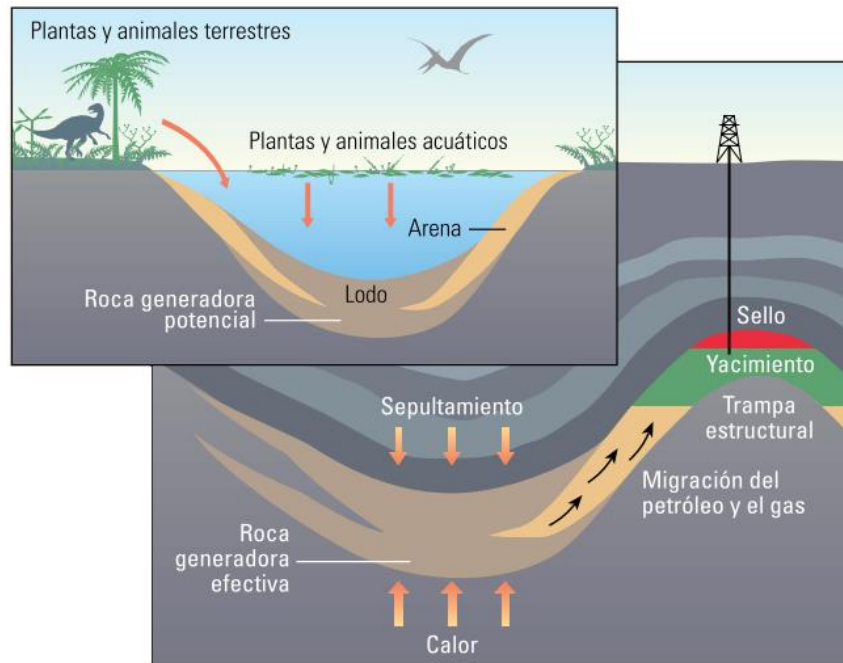


Figura 1.2. Deposición de sedimentos en el pasado (extremo superior) se traduce en descubrimientos de petróleo en el presente (extremo inferior). Tomado de [4].

1.1.2 Propiedades y Clasificación

El petróleo es un compuesto líquido formado por una mezcla compleja de hidrocarburos, compuestos químicos contaminantes de diferente naturaleza, compuestos orgánicos, sedimentos inorgánicos y agua (Figura 1.3). Entre los principales hidrocarburos identificados en el petróleo se encuentran los parafínicos, aromáticos y nafténicos, además de cantidades variables de metano. También se compone de otras sustancias consideradas como impurezas, entre estas están los compuestos de azufre, oxígeno, nitrógeno, compuestos órgano-metálicos, sales, agua y sedimentos [5].



Figura 1.3. Producción de petróleo pesado en frío, con una composición del fluido de 15% de arcilla y sílice, 25% de petróleo viscoso, 60 % de agua. Tomado de [2].

Se proponen clasificaciones para el petróleo de acuerdo a características del país de procedencia y gravedad API (American Petroleum Institute) [6]:

- ***Según su país de procedencia:***

Esta clasificación es dada de acuerdo al precio de referencia, para una zona determinada o para efectuar las transacciones de venta y compra con otras referencias. Entre los más comunes están:

- El WTI (*West Texas Intermediate o Texas Light Sweet*) para el crudo estadounidense, es un tipo de petróleo liviano, que contiene una mínima cantidad de azufre (dulce), que pertenece a las características del petróleo que es extraído en los campos del occidente de Texas [7].
- El petróleo *Brent* es un tipo de hidrocarburo que se caracteriza por ser menos ligero y dulce que el petróleo WTI por lo cual es menos costoso [8], está compuesto de quince crudos procedentes de los campos del Mar del Norte y su precio sirve de referencia para la producción de crudo de Europa, África y Oriente Medio.
- Merey, es un crudo pesado de 16 grados API, producto de un proceso de mezcla de crudos del oriente de Venezuela.
- *Tia Juana Heavy y BCF 17* de Venezuela son otros petróleos de referencia que tienen una alta demanda en el mercado energético internacional por su calidad.
- El saudita *Arab Light*, es un petróleo liviano que fue referencia mundial para el precio del petróleo hasta 1981. Su producción es enorme: en la actualidad, más de cinco millones de barriles. Su yacimiento, *Ghawar*, es el mayor del mundo, con unas reservas estimadas de 70.000 millones de barriles [9].

- ***Según la gravedad API:***

Es la clasificación que determina la densidad o índice de grados API de los diferentes tipos de petróleos [10]. Entre estos están:

- Petróleo liviano: 30 a 40°
- Petróleo mediano: 22 a 29.9°
- Petróleo pesado: 10 a 21.9°
- Petróleo extra pesado: < 10°

1.2 Campos petroleros

Se refiere a la infraestructura diseñada y construida en la superficie terrestre o marina para recuperar o producir petróleo crudo (Figura 1.4). Dos tipos de campos petroleros son: los terrestres que generalmente ocupan varios kilómetros cuadrados de terreno en donde se encuentra una cantidad determinada de pozos de producción, observación e inyección y los campos petroleros marinos que son pequeños pero más complejos y se caracterizan por sus

plataformas de producción flotantes para extraer el petróleo y gas del lecho marino, exigiendo mayor preparación técnica del personal a cargo.



Figura 1.4. Plataformas para la explotación de campos de petroleos. Tomado de [11].

1.2.1 Ciclo de vida de un campo petrolero

El ciclo de vida de un campo petrolero está delimitado desde su descubrimiento hasta el abandono del mismo, relacionado con el tiempo y los porcentajes de producción de los hidrocarburos.

El punto inicial es donde las compañías petroleras determinan los factores favorables y rentables para la exploración de nuevos yacimientos petroleros, en la cual se deben analizar aspectos económicos, sociales, técnicos, políticos y ambientales del lugar. Posteriormente se realiza una serie de *técnicas de exploración* como la sísmica 3D o 4D con la cual se permite identificar las condiciones internas del yacimiento y la presencia de reservas de hidrocarburos como el petróleo o el gas. Luego se realiza un *periodo de evaluación* que pretende verificar la presencia de reservas rentables en la zona de exploración, determinando los volúmenes de hidrocarburos y los costos implicados en el proceso de producción. En el *periodo de desarrollo* básicamente se establecen las mejores técnicas como tipo o arreglos de pozos que se van a diseñar, al igual que las instalaciones de superficie e instrumentación de fondo de pozo a utilizar. Finalmente, en el *periodo de producción*; es donde se extrae del fondo del pozo los hidrocarburos hasta la superficie para su posterior comercialización.

1.2.2 Campos petroleros maduros

Actualmente la producción de hidrocarburos, proviene en gran parte de los campos petroleros maduros, los cuales constituyen cerca del 70% de la producción mundial [12]. Este tipo de campos petroleros son considerados maduros cuando han alcanzado un periodo de vida cercana a los 30 años o han alcanzado su pico de producción e inician un ciclo de declinación. También se considera que un campo es maduro cuando los índices de rentabilidad llegan a su límite económico.

1.2.3 Campos petroleros marginales

Son aquellos campos maduros que han perdido la presión interna en los yacimientos viéndose afectada su producción y por ende; la disminución de la rentabilidad, altos costos de producción y requiere de tecnología especializada en todo el trayecto de los pozos de producción e inyección [13].

Uno de los principales problemas de los campos maduros y marginales es la disminución de la presión al interior del yacimiento y en el pozo, con lo que se ve afectada los índices de producción, una solución a este tipo de inconvenientes es la utilización de técnicas de recuperación secundarias de petróleo como la inyección de agua o gas.

1.3 Yacimientos petroleros

Cundo se habla de un “yacimiento” suele asociarse a yacimientos subterráneos de gas y petróleo, sin embargo, este no es un lago gigante. Los yacimientos están en las rocas mismas, y aunque estas parezcan cuerpos sólidos, en el interior tienen espacios porosos diminutos donde se acumula realmente los hidrocarburos. Entonces, un yacimiento es un cuerpo de roca depositado como sedimentos a 1, 10 o 9000 metros de profundidad, y es allí donde se encuentra el petróleo [14].

1.3.1 Características de los yacimientos

El comportamiento de los yacimientos difiere de acuerdo a la composición de los componentes (petróleo, gas y agua) presentes. Las diferentes presiones y energía del yacimiento están dadas por la mayor cantidad o presencia de cada uno de estos componentes, sin embargo, hay que tener en cuenta que el agua está involucrada en todo el ciclo de producción en los campos petroleros desde la exploración, hasta el abandono de los mismos. Además de que este es un fluido infaltable; en todos los yacimientos petroleros, el agua está en mayor proporción respecto al petróleo y gas [15]. Este tipo de relaciones es importante tenerlas en cuenta ya que la presión y energía contenida en el yacimiento facilita la producción de petróleo, lo cual explica la utilización de técnicas de inyección de fluidos para el aumento de la producción.

Dentro de las características del yacimiento tomadas en cuenta en los proyectos de inyección de agua están [16] [17]:

Porosidad (ϕ)

Se refiere a la medida del espacio existente entre grano. Se define como la capacidad de almacenamiento que posee una roca. A nivel cuantitativo (Ec. 1.1), se refiere a la relación entre el volumen poroso y el volumen total de la roca, entendiéndose por volumen poroso al volumen total menos el volumen de granos o sólidos contenidos en la roca.

$$\phi = \frac{\text{Volumen de poros}}{\text{Volumen de roca}} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Se definen varios tipos de porosidades de acuerdo al tipo de volumen de poro estimado:

- La absoluta considera todos los poros existentes en la roca.
- La efectiva considera todos los poros comunicados en la roca.
- De matriz considera todos los poros inter granulares en la roca.
- De fractura considera todos los poros pertenecientes a las fracturas alojadas en la roca.

La medida de la porosidad efectiva en yacimientos varía en relación a porcentajes que van desde el 55 al 40%, los cuales son clasificados así:

- Baja si: $\phi < 5 \%$
- Media si: $10 \% < \phi < 20 \%$
- Buena si: $20 \% < \phi < 30 \%$
- Excelente si: $\phi > 30 \%$

Permeabilidad (k)

Es una de las propiedades inherentes de la roca, la cual determina la capacidad para dejar fluir o transmitir un fluido a través de los canales que constituye la formación. La permeabilidad es una de las características de la roca de mayor importancia, ya que controla el movimiento y el flujo de los fluidos de la formación.

Tomado en cuenta la presencia en distintas proporciones de agua, gas y petróleo en el yacimiento, hay varios tipos de permeabilidades:

- Permeabilidad absoluta: cuando existe una sola fase, la cual satura 100% el medio poroso.
- Permeabilidad efectiva: cuando existe más de una fase en el medio poroso, las cuales fluyen simultáneamente. Esta permeabilidad es función de la saturación del fluido considerado y es siempre menor que la permeabilidad absoluta.
- Permeabilidad relativa: relación entre la permeabilidad efectiva y absoluta. También es función de la saturación del fluido y siempre será menor o igual a la unidad.

Movilidad (M):

Es la medida de la capacidad de un fluido para moverse en un sistema roca-fluido, es decir, la relación entre la permeabilidad efectiva y la viscosidad del fluido (agua, gas, petróleo). La movilidad se expresa como una relación entre un fluido desplazante y el fluido desplazado (comúnmente en procesos de recuperación secundaria), si el fluido desplazante es agua la razón de movilidad (Ec. 1.2), es determinada por la relación entre la viscosidad y permeabilidad de la roca al agua con respecto a las del petróleo.

$$M = \frac{k_w/\mu_w}{k_o/\mu_o} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Donde; k_w es la permeabilidad de la roca al agua, k_o la permeabilidad de la roca al petróleo, μ_w es la viscosidad del agua y μ_o es la viscosidad del petróleo.

De acuerdo a ello; si $M < 1$, significa que el petróleo se mueve más fácilmente que el agua, si $M=1$ significa que ambos fluidos tienen igual movilidad y si $M > 1$, significa que el agua es muy móvil con respecto al aceite.

1.4 Producción de petróleo

La producción de petróleo es el proceso que tiene lugar después de las fases de exploración (Figura 1.5) y desarrollo de la infraestructura de operación, comprendiendo todo el periodo de tiempo donde el petróleo es drenado hasta llegar a la superficie [18].

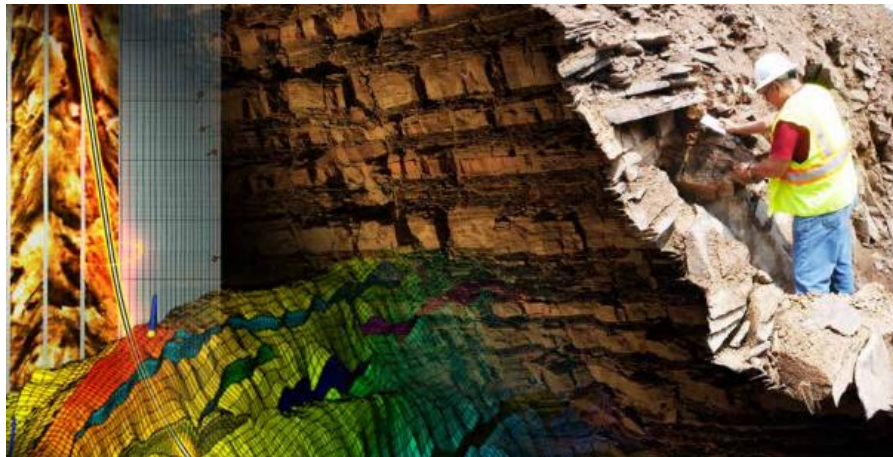


Figura 1.5. Los operadores están utilizando nuevo conocimiento en imágenes sísmicas para perforar y manejar sus yacimientos con mayor certeza. Editado de [19].

Básicamente la producción de petróleo comprende seis etapas que se describen así [20]:

- a. **Flujo en el yacimiento:** se refiere al recorrido completo que realiza el petróleo a kilómetros de profundidad del suelo, a través de los poros de roca que comprende el yacimiento hasta llegar a una sección del pozo. Este desplazamiento puede suceder por la energía natural del yacimiento o típicamente por la estimulación de otros fluidos inyectados desde la superficie por decisión del personal de trabajo.
- b. **Producción en el pozo:** cuando el petróleo ingresa por alguna sección en el fondo del pozo, sigue el recorrido por la tubería de producción hasta alcanzar la superficie. El ascenso del petróleo ocurre normalmente mediante levantamiento artificial con la ayuda de equipos electromecánicos y a medida que se recupera más petróleo en la superficie la presión del yacimiento decae proporcionalmente.
- c. **Recolección de crudo:** el petróleo que ha llegado a la superficie proveniente de todos los pozos del campo petrolero transita desde los cabezales de cada pozo hasta las estaciones de flujo.
- d. **Separación del gas:** el petróleo y el gas entran en los separadores de las estaciones de flujo, la finalidad de este proceso permite que tanto el petróleo y el gas sean utilizados independientemente para múltiples aplicaciones.

- e. **Almacenamiento de crudo:** Es el almacenamiento en tanques de los petróleos provenientes de las estaciones de flujo. Este crudo almacenado es tratado para eliminar el agua contenida y ajustar el crudo a las características físicas necesarias para ser comercializado.
- f. **Transporte en oleoductos:** el petróleo limpio que termina en los tanques de almacenamiento se transporta a través de los oleoductos hasta las refinerías y terminales de embarque para la exportación.

1.4.1 Niveles de producción

Las operaciones de recuperación de petróleo han sido tradicionalmente divididas en tres etapas; primaria, secundaria y terciaria, las cuales se aplicaban desde la creación del pozo cronológicamente, sin embargo los avances en información del modelado de yacimientos ha permitido que después de la producción primaria suceda lo que es producción terciaria o que desde un comienzo de la producción del campo petrolero se inicie con la etapa secundaria [21].

Producción primaria

Es la primera etapa de producción de petróleo, donde este se desplaza hacia el pozo para ascender hasta la superficie, mediante la misma energía natural del yacimiento que no es más que el empuje de agua o gas localizado en el mismo lugar. Ese desplazamiento natural ocurre porque la presión del yacimiento es superior a la presión en el interior en el fondo del pozo, así por presión diferencial y mediante un medio rocoso permeable el petróleo se dirige desde el reservorio petrolífero al interior del pozo. Este procedimiento natural lleva a una disminución proporcional de la presión inicial del yacimiento según la cantidad de petróleo que vaya produciendo el pozo.

Cuando la presión diferencial es tan pequeña para generar un flujo considerable de petróleo dentro del pozo se utilizan equipos electromecánicos o sistemas de levantamiento artificial para aumentar la producción (Figura 1.6). Se dice que esta etapa llega a su fin si el petróleo que ingresa al pozo no es lo suficiente para generar la rentabilidad económica del negocio [22].



Figura 1.6. Método de producción primaria en Campo San Francisco Neiva - Huila: machín o unidad de bombeo mecánico. Fuente propia.

Producción secundaria

Es la segunda etapa de producción de petróleo tiene como objetivo desplazar o barrer el petróleo remanente hasta el pozo productor y mantener la presión deseada del yacimiento. Este procedimiento consiste en inyectar un fluido externo a través de un pozo que está ubicado en un lugar estratégico de la formación para tener comunicación de fluidos en el medio rocoso con el yacimiento y el pozo productor (Figura 1.7). Cuando se habla de producción secundaria comúnmente se asocia a la inyección de agua ya que es uno de los mecanismos de producción más utilizados dentro de esta etapa. El proceso debe suspenderse cuando empieza a producirse en cantidades considerables en el pozo productor donde se recupera más agua que petróleo lo que se traduce en un negocio no rentable [23].

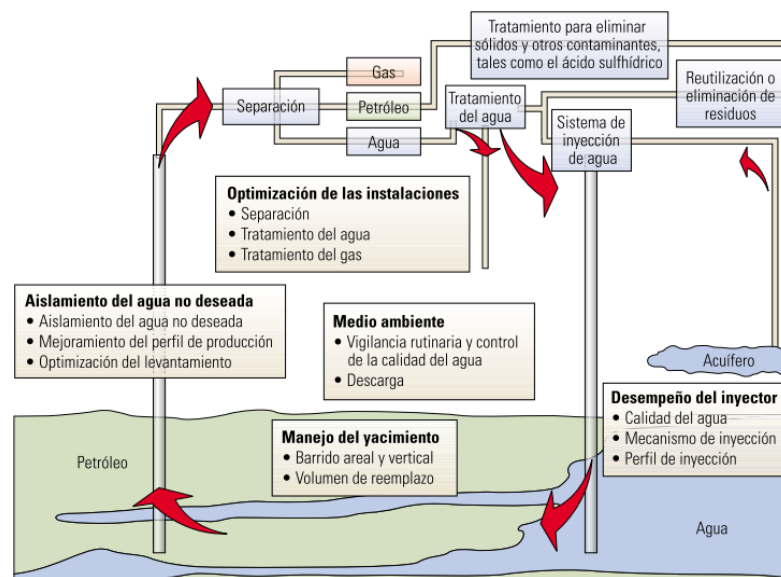


Figura 1.7. Proceso de inyección de agua y producción de petróleo. Tomado de [24].

Producción terciaria

Después del mantenimiento de la presión o inyección de agua aparecen otras técnicas de producción que permiten obtener más del 40% del petróleo existente del yacimiento, cifra que supera al 35% de recuperación de petróleo con la etapa secundaria [24]. Estos métodos consisten en la inyección de gas, de químicos y procesos térmicos principalmente enfocados a cambiar algunas propiedades físicas del petróleo para que se pueda desplazar fácilmente por los poros y fracturas de la formación. Esta etapa también es conocida como recuperación mejorada de petróleo (EOR) y su aplicación depende del perfil de cada pozo según los análisis de la exploración del yacimiento y de la capacidad de inversión económica.

Métodos EOR:

El termino EOR proviene del inglés *Enhanced Oil Recovery*, utilizado comúnmente cuando se habla de producción de petróleo mediante estrategias que permiten un factor incremental de recobro. Los métodos de EOR introducen fluidos que reducen la viscosidad, la tensión interfacial o la relación de movilidad, mejorando así el flujo y la eficiencia del barrido para liberar el petróleo residual que no se puede producir mediante la etapa de producción secundaria y que queda atrapado en espacios porosos de la formación sin poder moverse debido a las fuerzas capilares o que por sus características se dificulta desplazarse, como es el caso del petróleo pesado [25].

La cantidad de petróleo atrapado es una función del método y las condiciones del desplazamiento, lo que hace de este petróleo un objetivo para los procesos EOR. La aparición de estos métodos ha suplido la necesidad de producir más petróleo desde más yacimientos ya conocidos, siempre y cuando las condiciones del yacimiento y el estado de los pozos apliquen a su utilización.

Los procesos EOR más empleados son los térmicos donde se inyecta agua caliente, vapor o aire a alta presión, le siguen los proyectos por inyección de flujos químicos como: polímeros, surfactantes y mezclas adicionales. Otros muy comunes utilizados por sus buenos resultados de producción son los procesos que incluyen la inyección de gases como: CO_2 , Nitrógeno, e inyección alternativa de agua y gas [21].

1.5 Pozos petroleros

Los pozos petroleros constituyen el único medio por el cual se está en contacto con el yacimiento; por tanto constituyen el único método por el cual los hidrocarburos ascienden hasta la superficie, o en el caso de la recuperación secundaria, permiten la inyección de fluidos para el desplazamiento del petróleo.

1.5.1 Tipos de pozos

El diseño y construcción recomendable de los pozos está determinado por los modelos y simulación del yacimiento; la ubicación y forma depende de un estudio avanzado del reservorio [26]. Teniendo en cuenta estas apreciaciones se pueden definir tres tipos:

- Pozos Exploratorios: Son los primeros pozos perforados dentro del proceso de producción. Con este tipo de pozos lo que se busca es determinar la presencia de hidrocarburos dentro del área de exploración, además de definir la mejor estrategia de recuperación de acuerdo a los datos obtenidos.
- Pozos de Evaluación: Con la construcción de un pozo de evaluación se busca determinar el tamaño del pozo y obtener la mayor cantidad de información del reservorio (Figura 1.8). También permite obtener información más detallada y concreta de las condiciones del yacimiento para que los geólogos e ingenieros diseñen el plan de producción.



Figura 1.8. El personal de Schlumberger durante operaciones de muestreo en un pozo en Westbay. Tomado de [27].

- Pozos de Desarrollo: Son pozos que permiten la recuperación de los hidrocarburos (figura A.12). Este tipo de pozos pueden ser de *producción*, a través de los cuales asciende el petróleo desde el reservorio hasta la superficie; *de inyección*, para inyectar fluidos al yacimiento para mantener la presión desplazando los hidrocarburos; y los pozos de *observación* que permiten monitorear algunas variables del yacimiento como presión y temperatura.

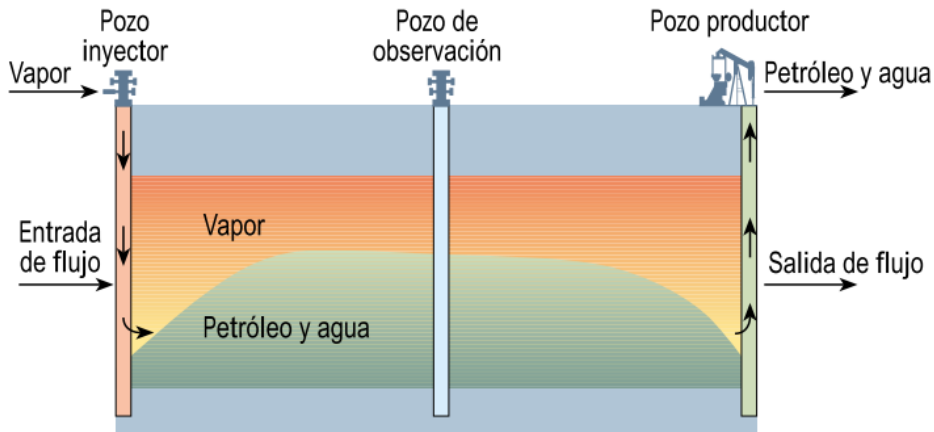


Figura 1.9. Tipos de pozos utilizados en un sistema de inyección de vapor. Editado de [28].

Los pozos de inyección frecuentemente son utilizados desde el momento que inicia la producción de un campo petrolero, tienen como objetivo principal, ser el mecanismo por el cual se suministra agua al reservorio para aumentar la presión en este y barrer el petróleo remanente hasta los pozos de producción (Figura 1.10).

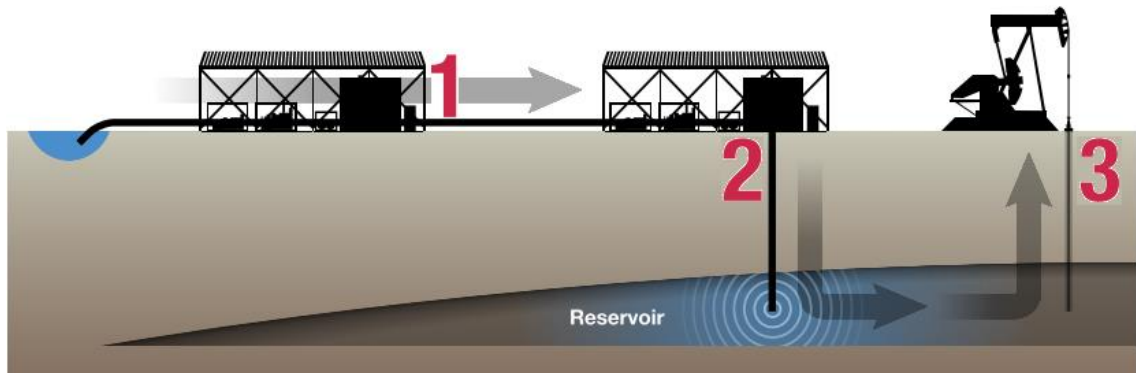


Figura 1.10. Sistema de inyección de agua. (1) El agua disponible en la superficie es preparada para (2) descargarla en el yacimiento a través de un pozo de inyección, estimulando el movimiento del petróleo y su producción en (3) un pozo productor. Editado de [29].

1.5.2 Construcción de pozos petroleros

Luego de verificar mediante técnicas sismográficas la posible presencia de un yacimiento petrolero; el método para corroborar su presencia es la construcción del primer pozo de perforación denominado “*pozo exploratorio*”. En la construcción de este y cualquier otro pozo hay que tener en cuenta la adecuación del área donde se piensa perforar, y condiciones del terreno antes y durante la perforación, para lo cual se deben tomar muestras continuamente de bloques de roca extraídos. Es común que el diseño del pozo tenga un diámetro mayor cerca de la superficie y un diámetro menor a medida que aumente la profundidad [30]. Luego de construir el pozo (perforación del agujero) hasta el sitio donde se encuentra el reservorio, es importante la adecuación de este, para evitar fallas estructurales debido a factores topológicos, geotécnicos, ecológicos e hidrológicos, tanto para la producción de petróleo como para la inyección de fluidos dentro del yacimiento.

1.5.3 Diseño de trayectorias de pozos

Debido a los avances tecnológicos en el proceso de perforación en los últimos años, las empresas de E&P han logrado aumentar el área de contacto de los pozos con los yacimientos con el fin de mejorar los índices de producción. Uno de los factores que los ingenieros de perforación toman en cuenta para la selección de la trayectoria, son los datos geológicos del yacimiento obtenidos con herramientas de visualización geométrica en 3D o 4D, sin embargo, el factor más importante, es conocer cómo será el comportamiento del pozo a corto y largo plazo, y como incidirá en las características del yacimiento [31].

Tipos de trayectorias

Teniendo en cuenta los factores geológicos y datos obtenidos del yacimiento, los operadores e ingenieros definen una de las siguientes trayectorias posibles (Figura 1.11):

a. Trayectoria vertical

Este tipo de trayectoria consiste en realizar un agujero recto o vertical en dirección a la ubicación donde se localiza el yacimiento, alcanzando una profundidad de varios kilómetros. El objetivo principal de este tipo de trayectorias es perforar hasta un punto específico al cual se desea llegar [32].

a. Trayectoria horizontal o direccional:

Este tipo de trayectoria suele ser mucho más compleja en comparación a una vertical, sin embargo, esta permite un mayor contacto con la zona donde se encuentra localizado el yacimiento permitiendo unos mejores niveles de producción. Su principal desventaja son las interrupciones de otros fluidos de yacimiento como el gas o el agua ocasionado por la permeabilidad de la formación y a variaciones de presión que actúan sobre el trayecto horizontal en determinados momentos [33] [34].

a. Trayectoria multilateral:

El avance técnico y tecnológico de la perforación de trayectorias desde la década de 1990 dio inicio al desarrollo de las trayectorias multilaterales construidas a partir de un pozo primario al cual es adicionado conexiones laterales para ampliar el contacto con el yacimiento. Aunque estas trayectorias laterales ayudan a incrementar la producción de petróleo, se constituyen en los elementos más frágiles del pozo. El objetivo de los pozos multilaterales es alcanzar más de un yacimiento o recuperar el petróleo que ha sido pasado por alto [35].

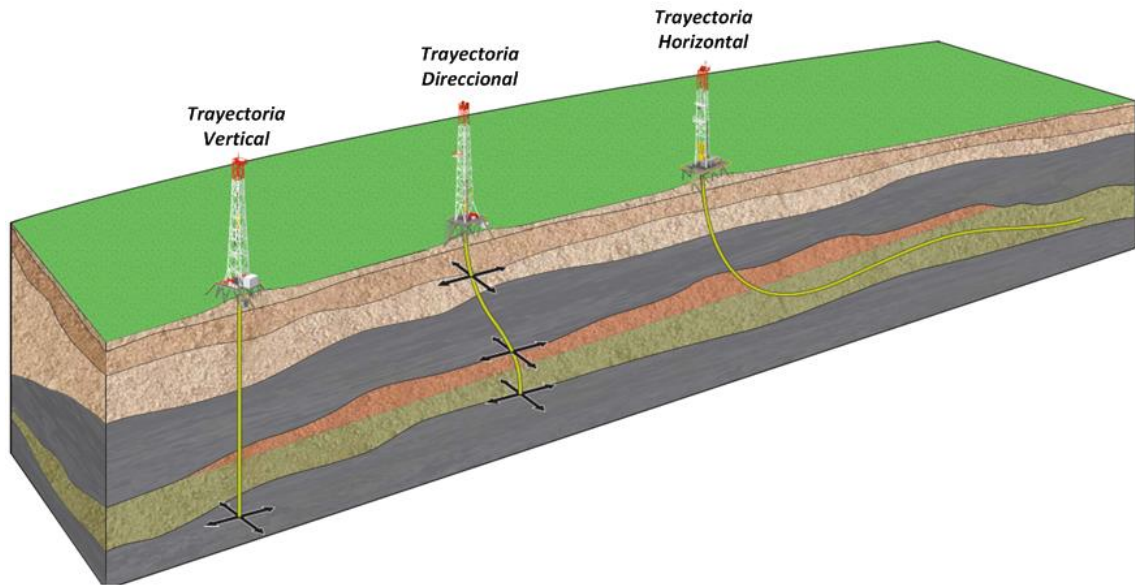


Figura 1.11. Tipos de trayectoria utilizados en pozos de producción, inyección o exploración. Editado de [36].

1.6 Tecnologías y Equipos

La necesidad de recuperar un mayor porcentaje de hidrocarburos de los yacimientos, ha contribuido al desarrollo de nuevas alternativas tecnológicas que permitan cumplir con este fin. Los equipos y tecnologías mencionadas en esta sección, hacen parte de ese progreso alcanzado desde muchos años atrás por las compañías de exploración y producción (E&P) reconocidas a nivel mundial como Schlumberger [37], Halliburton [38], Baker Hughes [39], Weatherford [40], y aquellas empresas que trabajan a nivel local.

1.6.1 Separación de petróleo-gas-agua

Luego de la extracción de los fluidos del yacimiento (gas, petróleo y agua) es necesario realizar un proceso complejo de separación. En el caso del agua, luego de ser separada del petróleo y gas comúnmente es tratada y reinyectada para mantener la presión del yacimiento y barrer el petróleo presente en este (Figura 1.12).

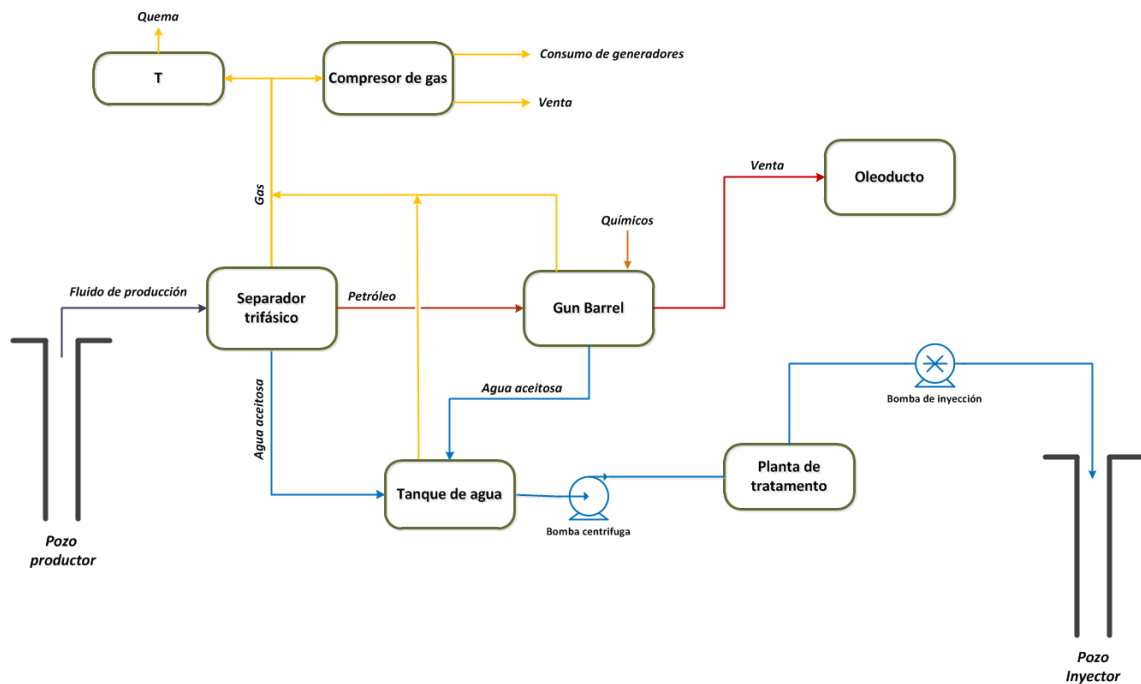


Figura 1.12. Proceso de separación y tratamiento de agua. Editado de [41].

La primera etapa de separación consiste en enviar los fluidos extraídos del pozo productor a un separador trifásico, los cuales por densidad separan el agua aceitosa depositada en la parte inferior, se retira el gas suspendido en el techo y finalmente se retira el petróleo.

El petróleo luego de la separación y luego de un proceso posterior en las unidades *Gun Barrel*, se envía hasta los oleoductos para la venta siempre y cuando cumpla con las especificaciones de calidad mínima (principalmente un porcentaje de agua del 0,5%). El gas presente en todos los procesos de separación, tiene dos destinos: se envía hasta los compresores de gas para consumo de los generadores o para su venta, y una parte que no se consume va a la T (el porcentaje de gas quemado en la T es regulado por la unidad de fiscalización), la cual es una especie de seguro cuando se genera una acumulación grande de gas.

El agua obtenida luego de la etapa de separación es un “agua aceitosa”, porque la separación entre la interface de agua y petróleo no es perfecta; en medio de los dos queda una “nata” (aunque en la teoría el agua y el aceite son incompatibles, con el tiempo se crea una reacción). Esta agua aceitosa contenido en una batería se bombea hasta la planta de tratamiento para su adecuación.

En Colombia “*por cada barril que se produce de crudo se extraen en promedio cinco barriles de agua*”. Toda el agua extraída de los yacimientos tienen tres destinos: Se inyecta nuevamente en los yacimientos, se deposita en un pozo para su almacenamiento o se vierte en los ríos, pero en todos los casos debe realizarse un tratamiento previo de acuerdo a la normatividad ambiental.

1.6.2 Tratamiento de aguas de producción

El proceso de tratamiento del agua para reinyección (agua producida o extraída de la formación) consiste en separar y eliminar los restos de petróleo y sólidos, por medio de diferentes etapas y

equipos dispuestos en superficie, para ser reinyectada en el yacimiento. Estos procesos incluyen sistemas de separación primarios de agua y gas, sistemas de eliminación de impurezas en el agua y tratamientos químicos (Figura 1.13).

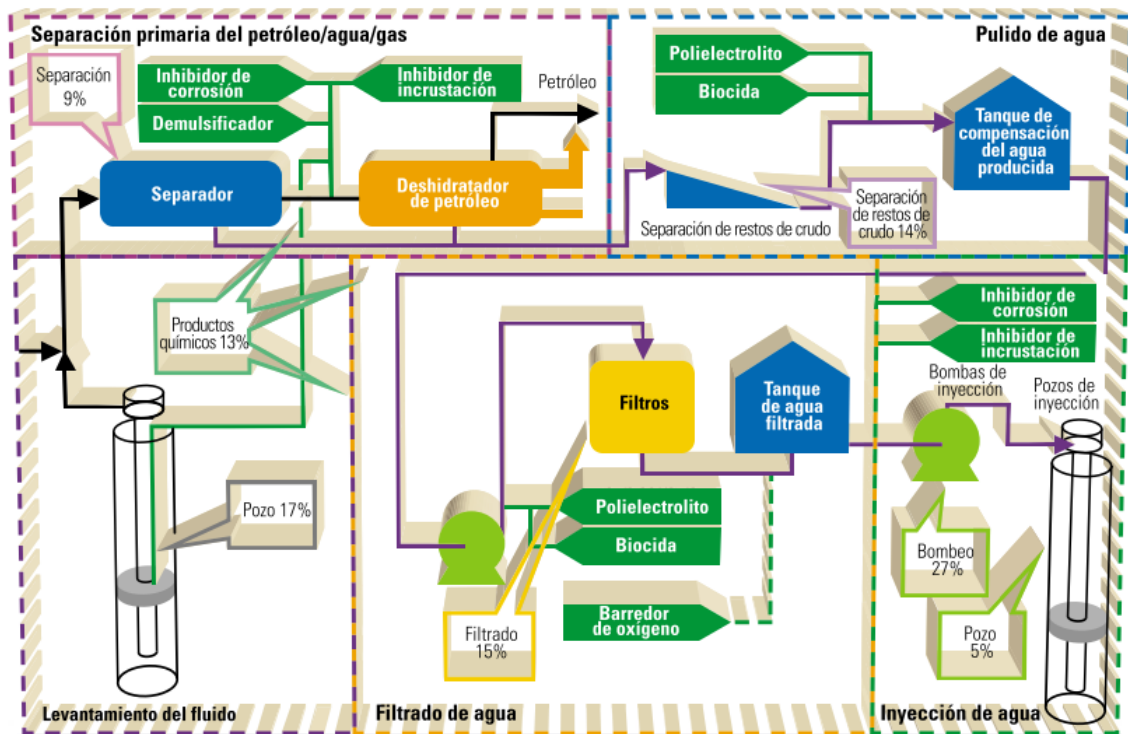


Figura 1.13. Esquema de los equipos utilizados en el tratamiento de agua para reinyección. Tomado de [15].

El objetivo de implementar plantas de tratamiento e inyección de agua en los campos petroleros, es aprovechar los beneficios de esta en los procesos de recobro secundario. Una descripción de los equipos utilizados en el tratamiento e inyección de agua son los descritos a continuación [42].

- Trampa de raspadores o baterías:* Es el sitio donde se almacena el agua luego de ser separada del petróleo y el gas o aquella producida en procesos posteriores.
- Tanque de desnatado:* Equipo utilizado para almacenar el agua durante un tiempo esperando que los residuos y petróleo contenidos en el agua, floten por la diferencia de densidad y posteriormente sean recogidos y retirados.
- Filtros de cascara de nuez:* Este equipo permite separar los sólidos suspendidos en el agua. En este caso el material filtrante es la cascara de nuez debido a sus propiedades para absorber las manchas de petróleo en el agua. La capacidad del filtro define la capacidad de las bombas de inyección.
- Tanque decantador:* Equipo totalmente cerrado para separar el agua de los sólidos por decantación. En el caso de los sólidos son enviados a los lechos de secado y el agua limpia es enviado por medio de motobombas y válvulas al tanque de almacenamiento.

- e) *Tanque de almacenamiento*: Equipo en el cual se almacena el agua limpia que ha sido tratada y se pone a disposición para la posterior inyección.
- f) *Bombas de inyección*: Dentro del tratamiento del agua son utilizadas para transportar el agua de un tanque a otro, pero para la inyección del agua en el yacimiento son utilizadas bombas de alta presión (Figura 1.14).



Figura 1.14. Bombas horizontales de inyección de agua, Campo San Francisco Neiva – Huila. Fuente propia.

1.6.3 Acondicionamiento de pozos

Dentro de los factores tomados en cuenta en el diseño y la construcción de un pozo son las características del yacimiento y los costos involucrados en el proceso. De acuerdo a estos, se realiza la planeación para el acondicionamiento, equipamiento y selección de los equipos necesarios en superficie.

Luego que se haya perforado el pozo en base a la trayectoria definida, se realiza un acondicionamiento de este para protegerlo de derrumbes o filtraciones (Figura 1.15). Las etapas a seguir para su adecuación son [43]:

La primera etapa consiste en insertar en el agujero una tubería de acero (*tubería o sarta de revestimiento*) para aislar las paredes del pozo de la tubería por donde pasan los fluidos. Luego se procede a bombear cemento por detrás de esta para fijarla al pozo y evitar derrumbes que lleguen afectar las zonas de interés. Este proceso se puede realizar una o varias veces, de acuerdo a las condiciones del yacimiento y al deterioro de las estructuras con los años.

La etapa final del proceso de adecuación de un pozo consistente en crear un canal de comunicación entre el pozo y la formación en aquellas zonas de interés por lo cual se realizan cañoneos o disparos sobre el revestimiento (tubería de revestimiento y capa de cemento) para generar grietas en estas zonas específicas.

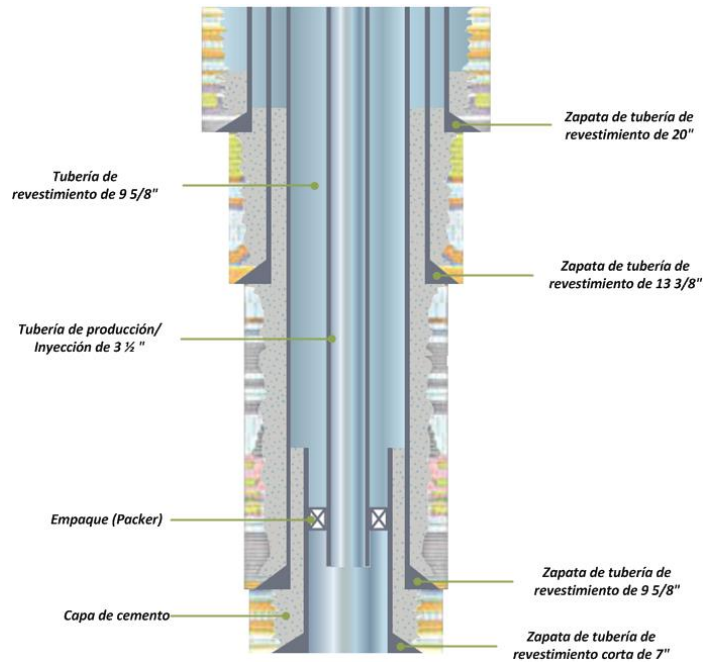


Figura 1.15. Entubación de un pozo con varias capas de tubería de revestimiento. Editado de [44].

Luego de la adecuación final del pozo se procede a instala la tubería de producción/inyección con los componentes necesarios tanto en fondo de pozo como en superficie. La siguiente etapa es la terminación la cual consiste en colocar accesorios dentro del pozo. En este caso la terminación es construida sobre la tubería de producción/inyección ya que esta por donde se desplazan los fluidos y permite comunicar la formación con la superficie.

Los componentes de la terminación normalmente incluyen *empacadores*, los cuales generan un sello entre la tubería de producción/inyección y la de revestimiento, permitiendo aislar zonas de la formación dentro del espacio anular (espacio entre la tubería de producción/inyección y la tubería de revestimiento). En su gran mayoría las terminaciones vienen con una valvular de seguridad ubicada a pocos metros de la superficie para cerrarse de forma automática o manual cuando se presenten problemas en el pozo. Normalmente las terminaciones de los pozos de producción son más complejas en relación a los pozos de inyección, pero realmente la complejidad está determinada por las necesidades específicas del campo o del pozo.

1.7 Terminación inteligente

Debido a la complejidad de los yacimientos petroleros cada día es necesario utilizar nuevas herramientas que maximicen la recuperación de hidrocarburos. Las terminaciones inteligentes han surgido como una alternativa para mejorar la recuperación de petróleo, pero en muchos casos implica altos costos de instalación y operación. Debido a este y otros factores limita su aplicación a campos petroleros donde no es rentable la aplicación de este tipo de tecnología.

1.7.1 Definición de una terminación inteligente

Una terminación de pozo que permita que los ingenieros de yacimiento vigilar y controlar la producción o inyección de al menos una zona de la formación son llamadas “terminaciones inteligentes” (Figura 1.16). Una terminación inteligente es una herramienta efectiva para el control del yacimiento que proporciona a los operadores la capacidad de monitorear y controlar diferentes zonas individuales dentro del pozo. Esta tecnología ayuda también a aumentar las tasas de producción, extender la vida de campo, y reducir la necesidad de intervención de pozos.

Dentro de los procesos de inyección de fluidos donde se busca mantener la presión de yacimiento, mejorar la eficiencia de barrido, y aumentar los factores de recobro, raramente el perfil de flujo inyectado es uniforme a causa de la diferencia de permeabilidades y heterogeneidad de la formación conduciendo a frentes de agua de inyección irregulares. Sin embargo, el uso de terminaciones inteligentes puede ser utilizado para igualar las velocidades de inyección a lo largo del pozo y poder obtener uniformidad en la formación [45].

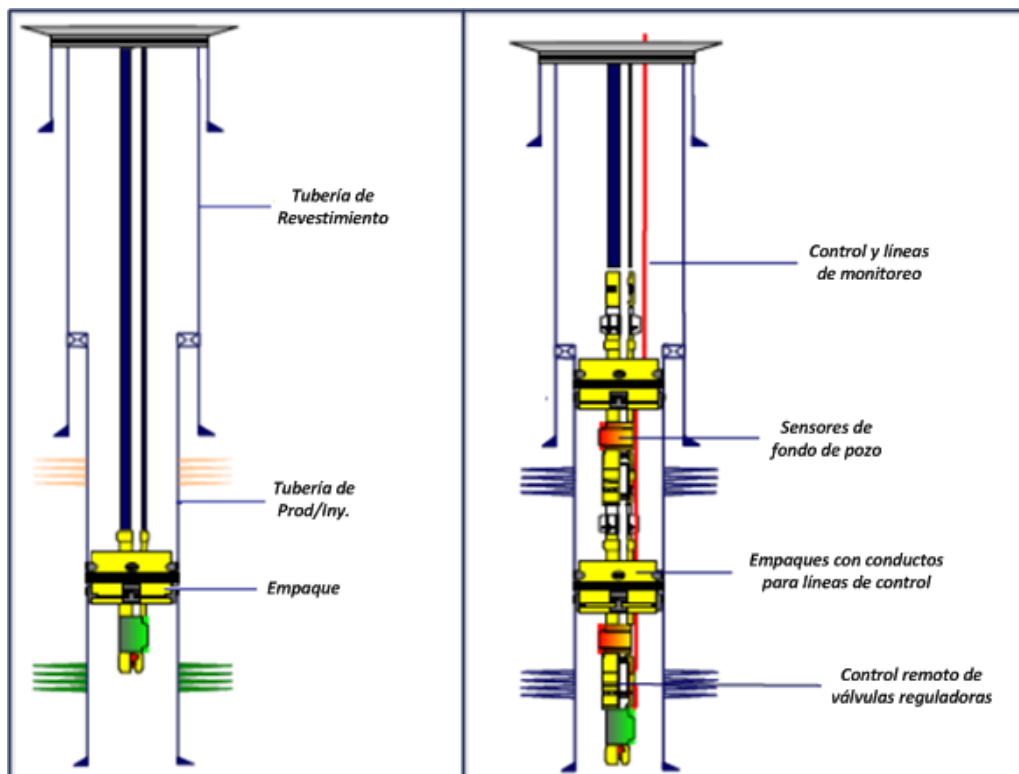


Figura 1.16. *Izq.* Componentes de una terminación convencional. *Der.* Componentes de una terminación inteligente. Tomada de [46].

La primera terminación inteligente fue instalada en noruega en 2007 por la compañía Statoil en un pozo multilateral. La terminación contaba con cuatro zonas de producción separadas con ayuda de empaques hinchables. También se instalaron dispositivos de control de influjo (ICD) y válvulas de regulación de flujo (ICV), estas últimas por operación hidráulica. Los resultados obtenidos luego de las pruebas e instalación permitieron observar el incremento de la capacidad para realizar un control selectivo de la producción zonal, además de ser considerado como un método para aumentar la producción y la vida útil del campo [47].

Los beneficios de una terminación inteligente implementada en un pozo son los siguientes [48]:

- Mejora el barrido de petróleo pasado por alto mediante una inyección de agua expandida de forma proporcional debido al control del flujo de salida.
- Retrasar la interrupción de agua de las zonas con alta permeabilidad.
- Optimizar la producción de petróleo y realizar un manejo más eficiente de agua en superficie, al ser inyectada y al reducir sus volúmenes de producción.
- Realizar un control de los volúmenes de agua inyectada y sobre los datos generados en el fondo del pozo sin intervención.

1.7.2 Componentes de una terminación inteligente

Una terminación inteligente está conformada por tres componentes (Figura 1.17): el principal componente son las válvulas de control de flujo en fondo de pozo accionadas de forma remota (FCV) con las cuales se regula el flujo de fluido en cada zona de manera individual, también incluye sensores, instalados de forma permanente en fondo de pozo, que permitan a los operadores obtener datos de flujo y del yacimiento de forma remota, y un sistema de comunicación y control por medio de líneas hidráulicas y/o eléctricas que accionen las válvulas y envíen la información de los sensores hasta superficie [49].

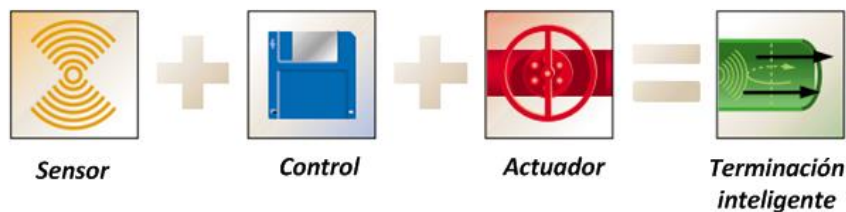


Figura 1.17. Componentes de una terminación inteligente. Editada de [50].

Válvulas de control de flujo a intervalos (ICV)

Las válvulas de control de flujo (ICV) son sistemas remotos accionados desde superficie mediante un sistema hidráulico, un sistema eléctrico o una combinación de ellos (Figura 1.18). La ICV puede hacer parte de una terminación inteligente. Dentro de las características de esta válvula se encuentra el obtener un buen rendimiento en condiciones de alta presión y temperatura, compatibilidad con el sistema de control y posicionamiento, y que tenga la capacidad de estrangular el flujo o cerrarlo completamente. Existen diferentes diseños de ICV: están las válvulas on/off (con flujo o sin flujo), a las válvulas más complejas donde se ajusta la abertura para el paso del flujo y mantener una posición deseada. El sistema de la ICV en conjunto debe tener cinco componentes principales: equipo de control en superficie, líneas de control, conectores, medidores para controlar el flujo, y la propia válvula [51].

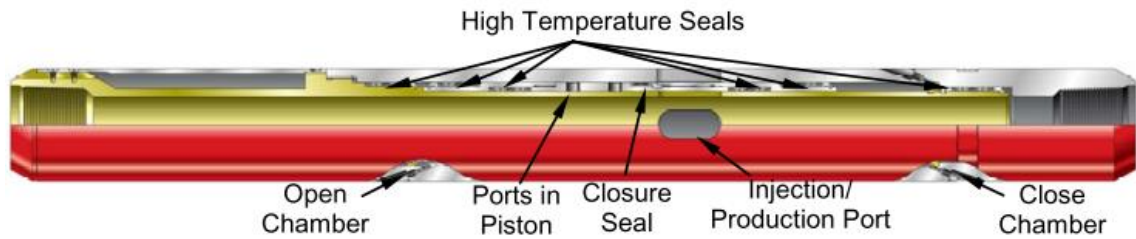


Figura 1.18. Válvula de control de flujo (ICV). Tomado de [52].

Los grandes retos para la recuperación de petróleo ha dado cabida al surgimiento de los sistemas de terminación inteligente, siendo las ICV los componentes más importantes pero los más débiles. Los ICV son componentes diseñados para el control de flujo remoto que puede alcanzar presiones elevadas, por lo cual es necesario contar con equipos robustos y fiables. Hay dos generaciones de válvulas ICV utilizadas en los sistemas de terminación inteligente [53]:

- *Válvulas de primera generación:* El diseño de las ICV de primera generación comprende una capa superior y una inferior (asientos). Estas válvulas contaban con un pistón operado hidráulicamente para posicionar la apertura deseada de la válvula (Figura 1.19).

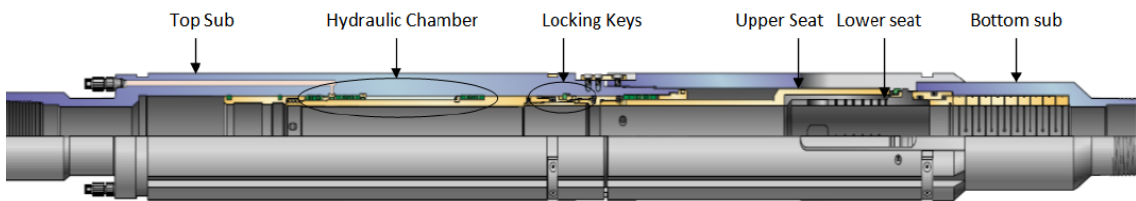


Figura 1.19. Válvula de primera generación. Tomada de [53].

- *Válvulas de segunda generación:* Son similares a los de la primera generación, solo que en esta se hace configuraciones en el asiento superior e inferior, mejorando la eficiencia de apertura de la válvula, mejora la capacidad de sellado y se obtiene una presión equilibrada, evitando la modificación de apertura de la válvula ante los cambios de velocidad de flujo (Figura 1.20). Esta válvula también brinda la posibilidad de instalar sensores de posicionamiento para un mayor control (Figura 1.21).

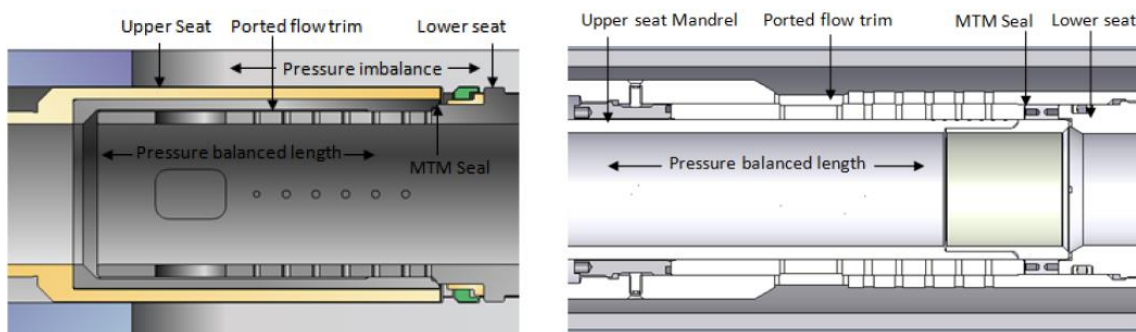


Figura 1.20. Comparación de las válvulas de primera y segunda generación. Tomada de [54].

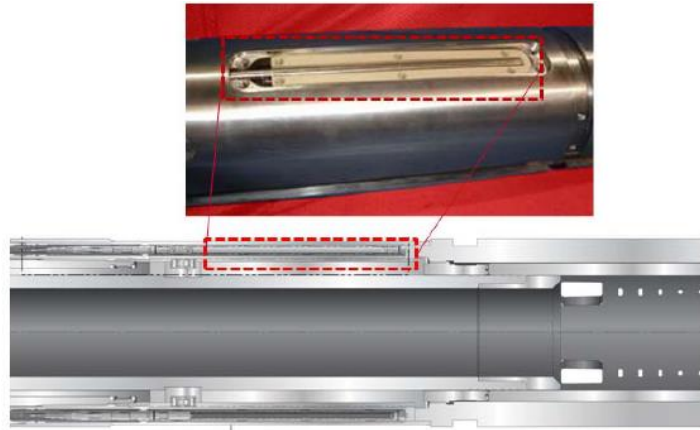


Figura 1.21. Sensor de posicionamiento en la válvula de segunda generación. Tomada de [53]

Sensores de fondo de pozo y sistema de control

Los sensores de fondo de pozo y los sistemas de monitoreo permanente, permiten la adquisición de datos en tiempo real con el fin de realizar un control automatizado del proceso. De igual manera, la utilización de sensores permanentes en fondo de pozo ayuda a optimizar el monitoreo del yacimiento proporcionando a los ingenieros de petróleo y producción datos en tiempo real para tomar una decisión correcta en el momento dado [54].

Los sistemas de monitoreo permanente en pozo, han permitido hacer algo más que una simple recolección de datos. Con la utilización adicional de diversos tipos de software para la comunicación y la interpretación, un sistema de monitoreo ahora puede recopilar e interpretar los datos, y en algunos casos pueden tomar la medida necesaria para controlar el cierre de válvulas con la mínima intervención humana. Cuando un sistema de monitoreo permanente es capaz de tomar ciertas medidas en base a los datos obtenidos por el sistema, con poca o ninguna intervención humana, es conocido como una terminación inteligente [54].

Las operaciones de intervención de pozos comprenden los siguientes trabajos:

- Tomar como mínimo cinco veces al mes por pozo medidas de presiones y caudales de los pozos inyectoros de agua para ajustar y monitorear el comportamiento de los pozos inyectoros garantizando condiciones de operación adecuadas.
- La ruta de pozos a registrar dependerá de las necesidades del campo.
- Los pozos nuevos o pozos intervenidos se les debe realizar un seguimiento continuo en los siguientes cuatro días a su puesta en inyección.

Los reportes de medición de presión y caudales de inyección realizada en pozos inyectoros de cualquier tipo deben entregarse en informes debidamente preparados a Ecopetrol en copia dura y medio magnético, el mismo día en que se realizada la medición de los parámetros de inyección. Dentro de los reportes presentados se debe incluir observaciones y/o novedades relevantes en las facilidades y zonas aledañas al pozo detectadas durante la visita a los mismos.

Para la instalación y servicios de monitoreo en los pozos de inyección se debe tener en cuenta:

- Proveer cada uno de los materiales, accesorios, equipos y herramientas necesarias para la instalación del sistema de monitoreo en fondo y en superficie.
- Proveer el personal capacitado para la instalación en pozo y para el posterior monitoreo del sistema durante el tiempo que Ecopetrol defina dentro de la compra.
- Proveer los equipos e instrumentación requerida para la adquisición y almacenamiento de datos en tiempo real en superficie de las variables críticas del pozo, en el protocolo de comunicaciones establecido por Ecopetrol.
- Proveer el servicio de instalación y desinstalación del sistema de fondo de pozo en caso de requerirse la intervención del pozo por falla en el sistema o pérdida de la integridad en los pozos.
- Capacitar al personal que Ecopetrol designe en el manejo y la interpretación de la información adquirida por este sistema, para este sistema de monitoreo.

2 ANEXO B. DISEÑO Y CONTROL DE VALVULAS ICV ACCIONADAS HIDRAULICAMENTE

Adicionalmente a la propuesta de control eléctrico para el accionamiento de las válvulas ubicadas en el fondo del pozo, se presenta una alternativa de control hidráulica para el accionamiento de las ICVs. Un sistema de control hidráulico es conveniente cuando se desea inyectar agua en una sola zona de la formación, ya que este sistema es más robusto y menos vulnerable a las condiciones de alta presión y temperatura en el fondo del pozo. Sin embargo, su dificultad radica en la instalación de varias líneas de control hidráulico hasta la terminación del pozo dado que los empaques no cuentan con conductos especiales para este propósito o si los poseen no son suficientes para la cantidad de líneas necesarias.

Luego, esta alternativa es ideal en pozos donde solo se desea inyectar el agua en una zona de la formación, con lo cual se requiere una única válvula. A continuación se realiza una descripción detallada del sistema de control hidráulico propuesto.

2.1 Esquema del sistema de terminación inteligente con accionamiento hidráulico

En el siguiente esquema se observa una propuesta para el control del sistema de terminación inteligente con accionamiento hidráulico desde superficie (Figura 2.1), el cual comprende los siguientes componentes:

- Válvula y sensor de flujo.
- Transmisores de caudal y presión en superficie.
- Unidad hidráulica de control.
- Armario de control en superficie (PLC y sistema de radio).

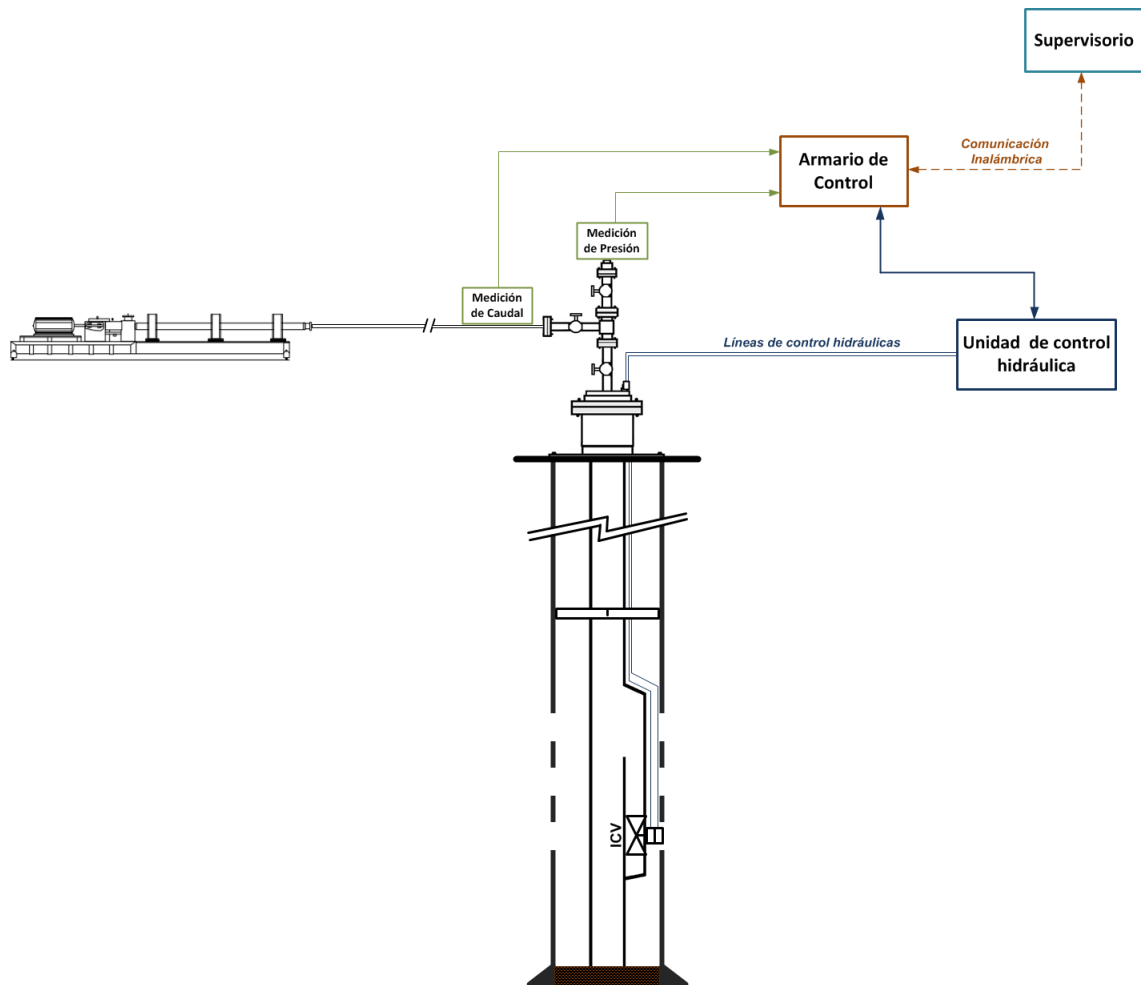


Figura 2.1. Diagrama del sistema de control con terminación inteligente en pozos inyectoros de agua con accionamiento hidráulico. Fuente propia.

El diagrama representa el sistema de control sobre la terminación inteligente accionada hidráulicamente para una única zona de inyección. La propuesta de un sistema hidráulico a diferencia del sistema de control eléctrico difiere en relación al mecanismo de accionamiento de la válvula ICV. En el caso de este sistema, una unidad hidráulica en superficie es la encargada de accionar la ICV mediante dos líneas hidráulicas conectadas en serie con el actuador de la válvula.

Desde el PLC es enviado el esfuerzo de control hacia la unidad hidráulica y esta se encarga de posicionar la válvula en fondo de pozo. En este esquema los sensores de posición instalados en la unidad hidráulica y los transmisores de flujo y presión en el cabezal utilizan líneas de comunicación analógicas que se conectan directamente al PLC. En este caso los sensores de caudal en el fondo del pozo no son necesarios ya que el caudal inyectado en la única zona de inyección es el mismo que ingresa en el cabezal.

2.2 Diagrama de P&ID del sistema de terminación inteligente con accionamiento hidráulico

En el caso del diagrama de lazo e instrumentación para el control de la terminación inteligente con líneas de control hidráulicas (Figura 2.2) se utilizan la misma lógica de control que en el sistema eléctrico, solamente que en este caso se trata de una única válvula ICV (un intervalo y zona) que se acciona directamente desde una unidad hidráulica ubicada en superficie.

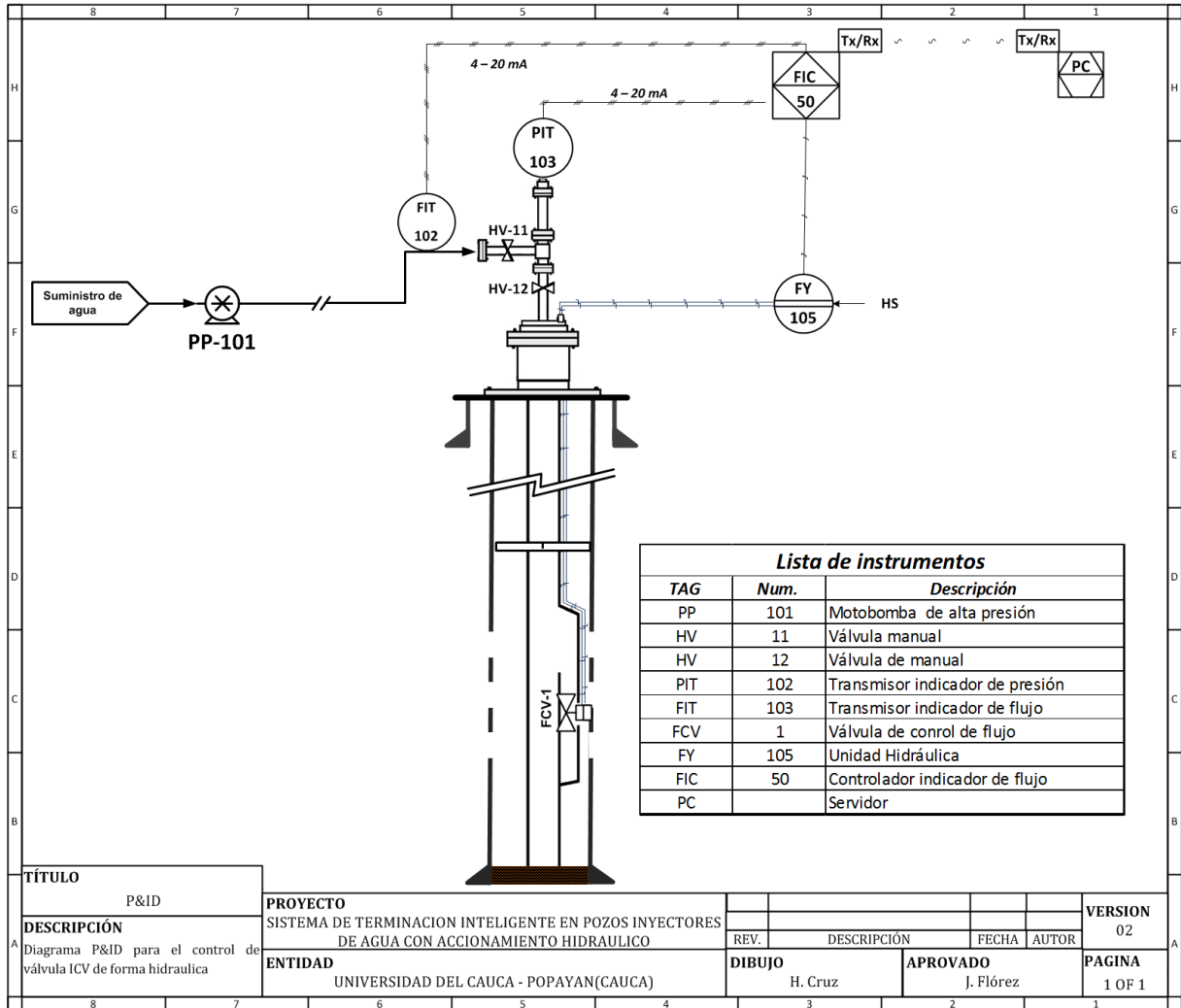


Figura 2.2. Diagrama P&ID de un sistema de terminación inteligente con líneas de control hidráulicas. Fuente propia.

El P&ID del sistema de terminación inteligente con líneas de control hidráulico, presenta algunas semejanzas y diferencias con el correspondiente P&ID del sistema de control accionado con líneas eléctricas. El agua proveniente desde la planta de tratamiento e inyectada a presión por la *motobomba* (PP-101) hasta el cabezal del pozo inyector. En esta segunda propuesta de control, también se mide la presión en cabeza e pozo mediante un *transmisor de presión* (PIT-103) y el caudal total inyectado en el pozo por medio de un *transmisor de flujo* (FIT-102), con el cual se infiere el caudal en fondo pozo tomando en cuenta que el sistema hidráulico propuesto solo posee una zona de inyección. El cabezal cuenta con sus respectivas *válvulas manuales* (HV-12/13/14) para el cierre o desvío del flujo de agua en caso de problemas.

El *controlador de flujo* (FC-50) ubicado en el armario de control envía las órdenes de control hasta la *unidad hidráulica* (FY-105) para el accionamiento de la ICV en fondo de pozo. De igual manera la información de los sensores de posición dentro de la unidad de control permite establecer el porcentaje de apertura o cierre de la ICV. La información de los transmisores y sensores de posición en superficie se envían hasta el centro de control y monitoreo de forma inalámbrica desde donde se establecerán el nuevo valor de caudal en dicha zona.

2.2.1 Descripción de la unidad hidráulica de control

A continuación se realiza una descripción detallada de la unidad hidráulica de control utilizada para el accionamiento de las ICVs en cada intervalo (figura B.3).

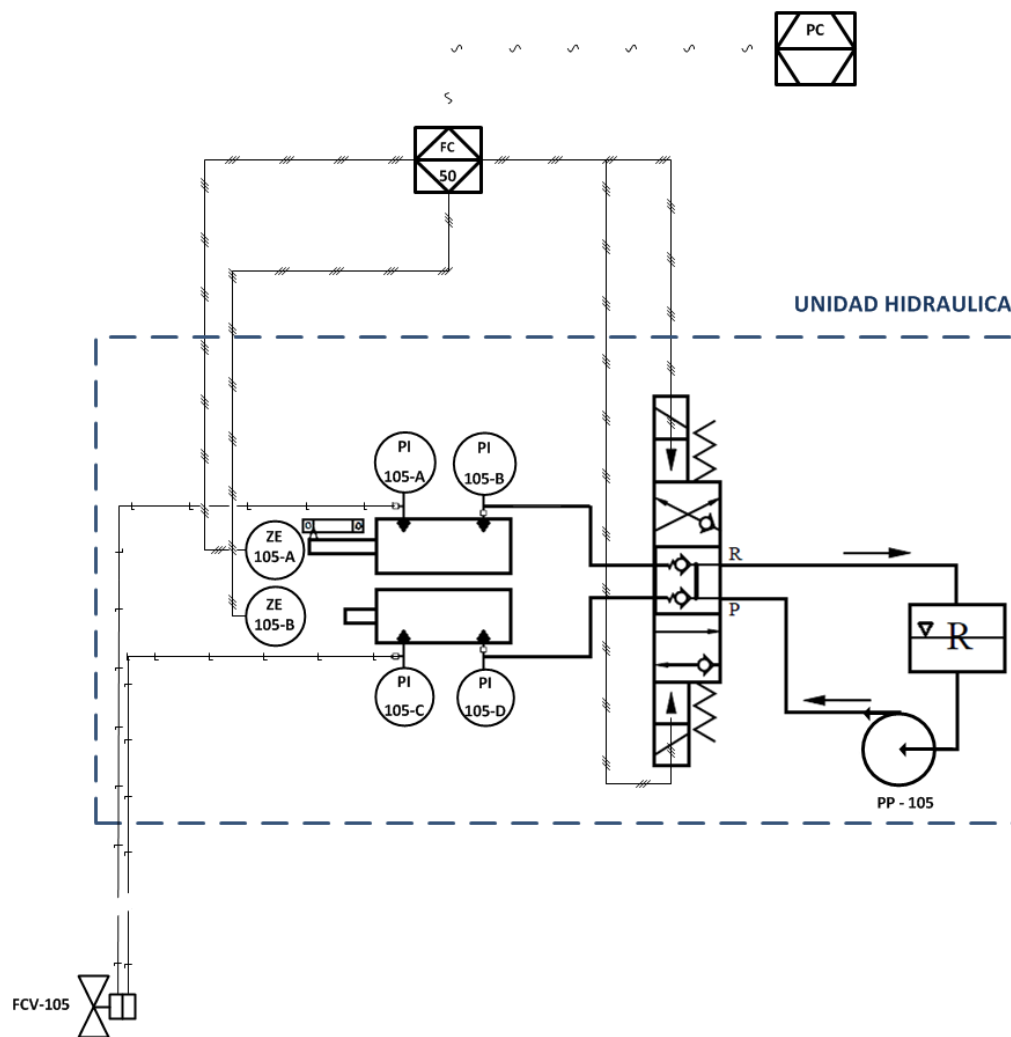


Figura 2.3. Esquema de la unidad hidráulica de control para un sistema de terminación inteligente. Editado de [55].

El esquema anterior (Figura 2.3) describe la *unidad hidráulica* y el sistema de control realizado sobre esta, para el accionamiento de la válvula de control de flujo (FCV-105) instalada en el fondo del pozo. El sistema cuenta con una bomba hidráulica (PP-105) que proporcionan el fluido hidráulico y la potencia para operar el sistema. Una electroválvula de 4 vías y tres posiciones es accionada desde el controlador de flujo (FC-50), el cual permite detener los

cilindros de doble efecto en cualquier posición entre cierre y la apertura, y bloquearlos en esa posición. Los cilindros están conectados en serie con las líneas hidráulicas para accionar la válvula en fondo de pozo, por lo tanto al cambiar la posición de los cilindros en superficie se está modificando la posición de la válvula en el fondo del pozo, estableciendo el caudal deseado en el intervalo.

Los cilindros de doble efecto cuentan con un sensor de posición (ZE-105A Y ZE-105B) con los cuales indirectamente permiten determinar la posición de la válvula ICV. Adicionalmente, se cuenta con indicadores de presión (PI-105A, PI-105B, PI-105C Y PI-105D,) en ambos extremos de los dos cilindros para verificar que no existan fugas y para el mismo control del sistema. Finalmente el sistema hidráulico cuenta con un sistema de retorno hacia la motobomba cuando la electroválvula no permite el paso de fluido hidráulico hacia los dos cilindros.

2.2.2 Diagrama de mando para el control hidráulico

Adicionalmente se proporciona la descripción del diagrama de mando (figura B.4) para la operación de la motobomba en base a las intrusiones del sistema de control PLC.

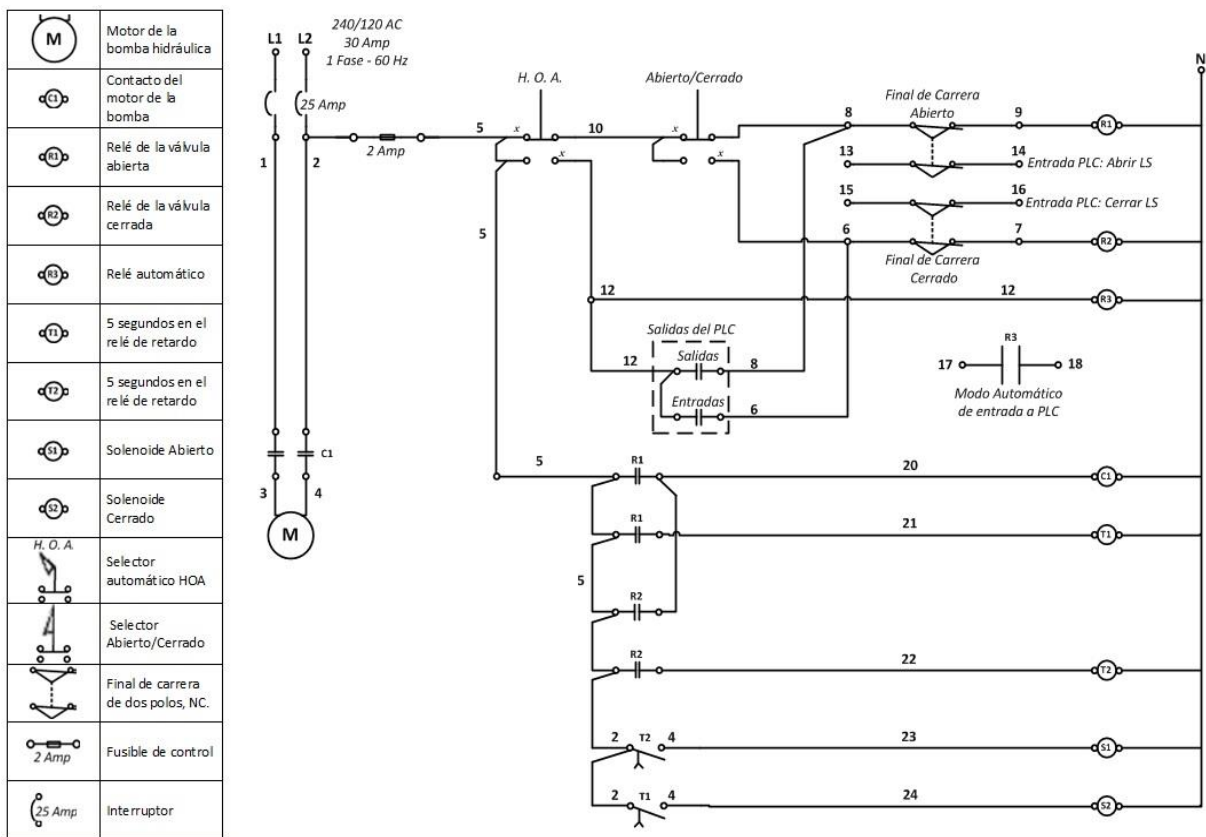


Figura 2.4. Diagrama de mando eléctrico para el sistema de terminación inteligente hidráulico. [55].

Dentro de las principales características del sistema de control hidráulico para el accionamiento de la ICV se encuentran:

- La bomba hidráulica se alimenta 5 segundos antes de que el solenoide de la válvula 4/3 se energice.
- La electroválvula de tres posiciones permite al operador detener la ICV en cualquier parte del cierre y apertura y bloquearla en esa posición, estableciendo el caudal deseado de la ICV. Estos sensores de posición tienen varios contactos de salida que facilita utilizarlos en cualquier modo de operación.
- Los sensores de posición de los cilindros deslizantes de la superficie permite realimentar una señal eléctrica para elegir adecuadamente la posición de la válvula 4/3 que dirija el flujo hidráulico por la vía correcta.
- El circuito consta de dos modos de operación: manual o automático. Cualquier modo será habilitado por un interruptor principal de accionamiento manual.
- El modo manual requiere la intervención de un operario para activar un pulsador hasta que la ICV alcance la posición deseada.
- El modo automático requiere de la programación de un PLC para que se ejecute la lógica pertinente que manipula la ICV y permite un caudal de agua definido. Si los sensores son analógicos se facilitaría programar la posición de la ICV en diferentes puntos para que se generen caudales de inyección definidos.
- Hay dos relés R1 y R2 que pueden ser activados en cualquier modo de operación del circuito. Estos relés permiten que las solenoides de la válvula 4/3 se energicen para que esta válvula entregue flujo hidráulico por la vía que lleva a la ICV a más apertura o al cierre.

2.3 Simulación del sistema de control hidráulico

Las figuras 2.5 y 2.6 muestran el circuito hidráulico y eléctrico de simulación para el control del proceso de inyección realizado en el Software *Festo FluidSIM*.

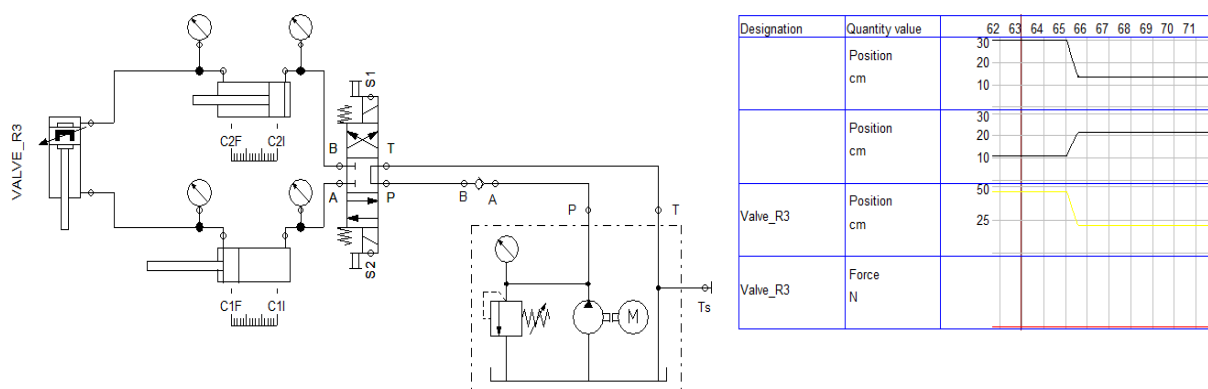


Figura 2.5. Esquema de simulación de la unidad hidráulica. Fuente propia.

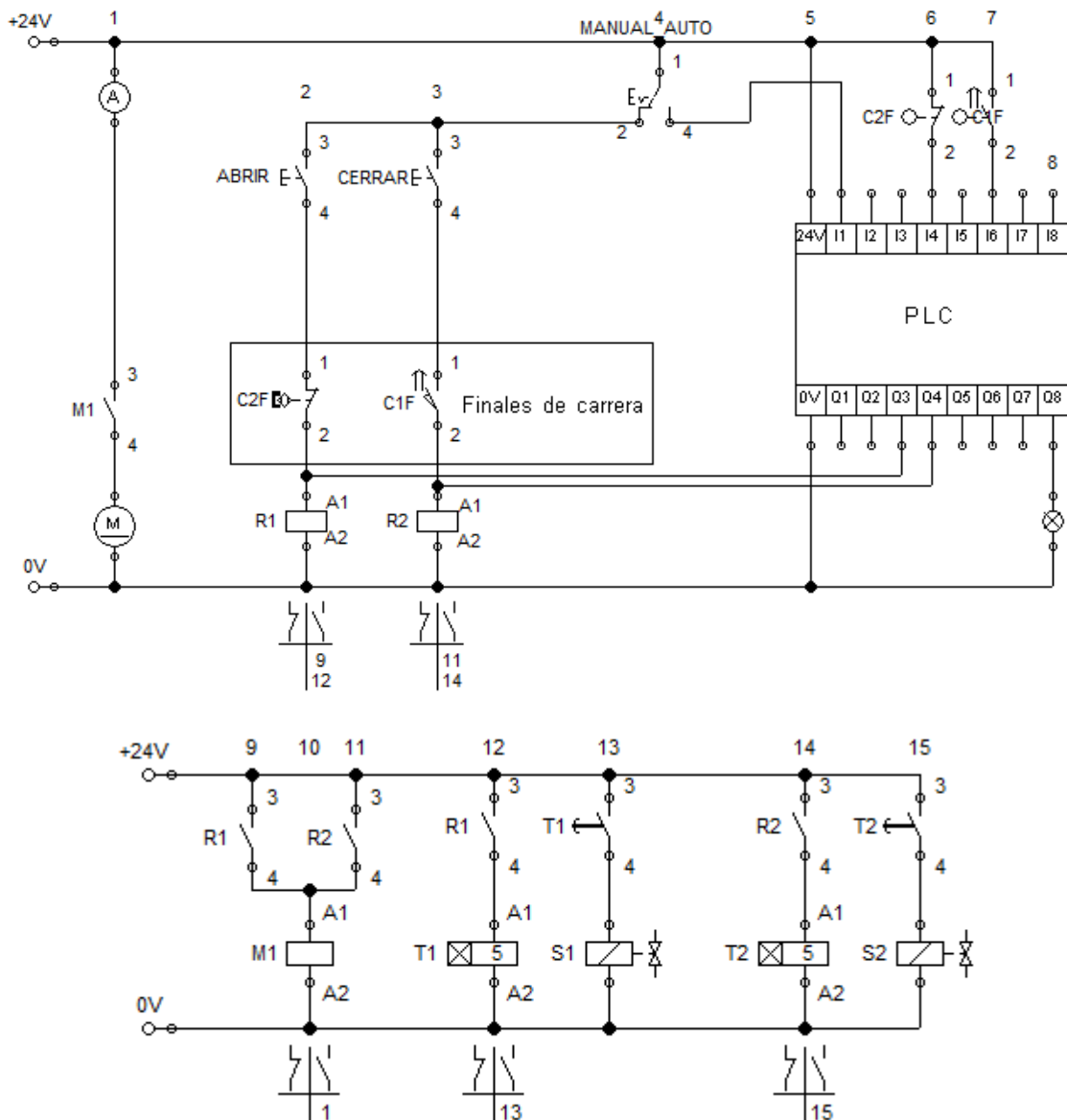


Figura 2.6. Simulación del mando eléctrico. Fuente propia.

Para mostrar las ventajas y desventajas de los sistemas de control y accionamiento de las ICV, en la tabla 2.1 se realiza una descripción de las características de los sistemas eléctricos e hidráulicos.

Tabla 2.1. Características generales del sistema de control eléctrico e hidráulico.

Sistema de control eléctrico	Sistema de control hidráulico
Permite el control de varias válvulas por una sola línea de control.	Para cada válvula son necesarias dos líneas hidráulicas de control.
Permite el control de varias zonas de inyección	Las zonas de inyección que permite controlar son restringidas
El monitoreo de la posición se realiza directamente en ICV en el fondo del pozo	El monitoreo de la posición se realiza de manera remota desde superficie

Los componentes de la terminación cuentan con aplicaciones para conductos eléctricos	Los componentes de la terminación cuentan con aplicaciones para conductos hidráulicos pero son restringidos.
Las líneas y componentes eléctricos son más propensos a sufrir daños debido a las condiciones en fondo de pozo.	Las líneas hidráulicas y componentes mecánicos son más robustos y tiene menos posibilidades de sufrir daños.
A causa de la profundidad a la cual se encontrarían las válvulas es probable que haya pérdida de información.	Dado que el sistema hidráulico trabaja en serie no se presentan pérdidas en el recorrido.

Fuente propia.

3 ANEXO C. EXPERIENCIA EVOLUTIVA DEL DISEÑO DE LA VALVULA ICV

Dentro del anexo se muestra un resumen de las principales características, dimensiones, ventajas y desventajas, y funcionalidad de los diferentes diseños construidos antes de llegar al diseño final de la ICV escogido.

Inicialmente se trabajó en el diseño de una válvula donde se eliminara el uso de un mandril o que este fuera parte del cuerpo de la válvula, sin embargo este tipo de diseños no arrojaron los resultados esperados. En una segunda etapa de diseño se trabajaron varios mecanismos de una válvula instalada en el bolsillo lateral de un mandril convencional donde actualmente se instalan diferente tipo de válvulas fijas. Una de las dificultades encontradas en estos diseños era las altas presiones y fuerzas que debería soportar el obturador de la válvula y el mecanismo de accionamiento. Finalmente se trabajó en un obturador balanceado que compensara las presiones y fuerzas generadas por la columna de agua, dando como resultado el diseño final del obturador de la ICV.

3.1 Diseño uno: Placa cilíndrica deslizante con actuador electromecánico

El diseño inicial utiliza idénticas dimensiones a las de un mandril convencional, su longitud total es de 104.4" y 5.25" de diámetro exterior, y conexiones de 2 7/8". En su interior un actuador electromecánico desplaza una placa cilíndrica que bloquea los orificios de salida de flujo (Figura 3.1).

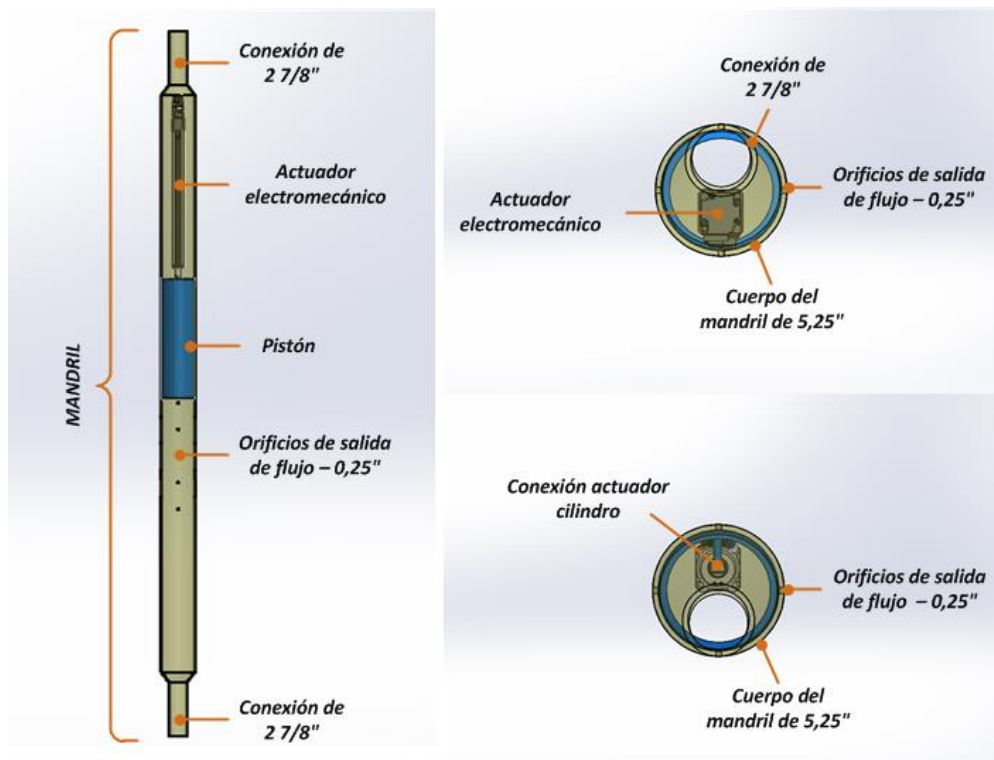


Figura 3.1. Descripción del primer diseño realizado: placa cilíndrica deslizante con actuador electromecánico. Fuente propia.

El actuador es un mecanismo electromecánico accionado por una señal eléctrica permitiendo desplazar verticalmente la placa acoplada al eje (Figura 3.2). Por su parte, el cuerpo del mandril tiene orificios disponibles para la salida del flujo según el recorrido de la placa. El diseño está compuesto por 18 orificios de salida de 0.25” de diámetro.

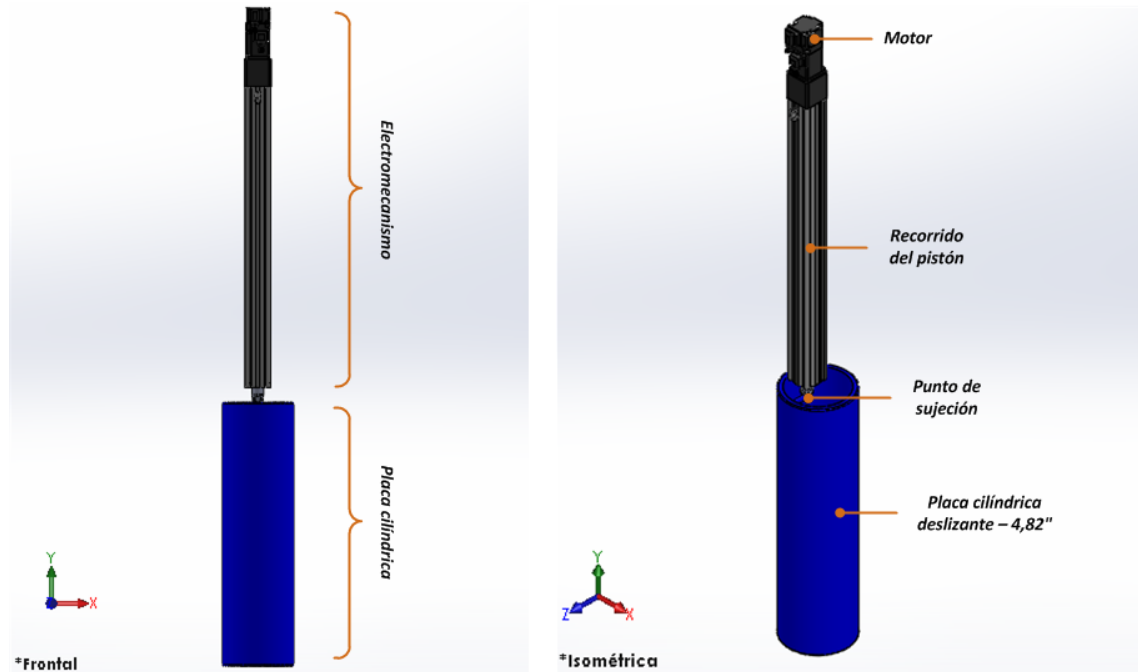


Figura 3.2. Mecanismo de apertura y cierre con el actuador electromecánico y placa cilíndrica. Fuente propia.

El actuador permite realizar una translación de la placa cilíndrica para obstruir o facilitar el paso de flujo sobre los orificios de salida (Figura 3.3), además, posee dos finales de carrera al interior de su armazón para medir si la ICV estaría en posición cerrada o abierta (no mostrados). Cualquier otra posición intermedia se logra entregando una determinada señal de control desde superficie de manera que el actuador desplace el mecanismo hasta una determinada ubicación.

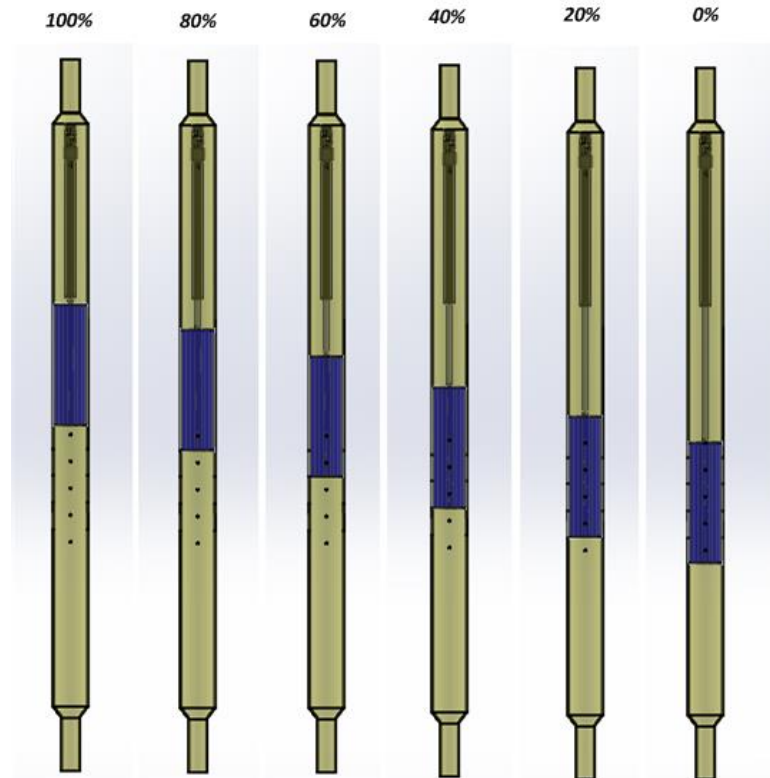


Figura 3.3. Porcentajes de apertura para el diseño 1 dados por la posición del cilindro. Fuente propia.

La dificultad de los actuadores electromecánicos utilizados para este diseño no fueron fabricados para trabajos exigentes en el fondo de un pozo, aunque algunas de sus características como la resistencia a filtraciones de agua y la potencia de desplazamiento serian una ventaja, el mecanismo se verá demasiado vulnerable frente a las altas temperaturas y presiones en el fondo del pozo.

Otra dificultad en este mecanismo es la medición de posiciones intermedias precisas que permita posicionar la válvula.

3.2 Diseño dos: cilindro rotatorio con obturador hueco hasta la salida

El segundo diseño también se desarrolla en el interior de un mandril (Figura 3.4). En el bolsillo del mandril existe un servomotor que ejerce movimiento rotacional sobre un obturador hueco. A medida que el obturador gira el orificio de salida se sellara proporcionalmente (Figura 3.5). El obturador es un cilindro solido pero con una forma hueca que conduce el agua que entra por el bolsillo hasta la salida del mandril. El bolsillo tiene 1.77” de diámetro interno y allí el mecanismo de la ICV estaría ubicado.

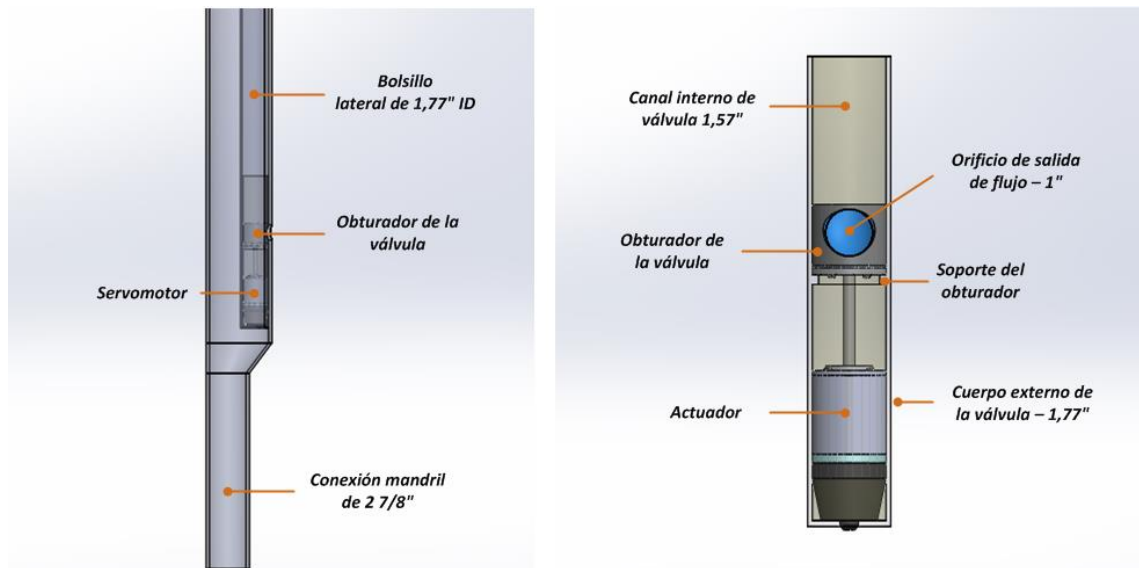


Figura 3.4. Descripción del diseño 2 de la ICV: *Izq.* Ubicación de la ICV en el mandril. *Der.* Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco. Fuente propia.

El obturador de la ICV es ubicado sobre una base soldada en el interior del cuerpo de la válvula, el cual posee un orificio concéntrico para permitir el paso del rotor, y de esta manera evitar que la fuerza ejercida por la columna de agua caiga directamente sobre el actuador.

En este diseño se mantiene la idea de utilizar la geometría de un mandril para facilitar la instalación de la ICV. Reemplazar el actuador electromecánico de desplazamiento lineal por uno rotacional, permitirá llevar el control de la válvula a una zona específica del mandril (bolsillo) pretendiendo tener dominio sobre todo el recorrido del obturador.

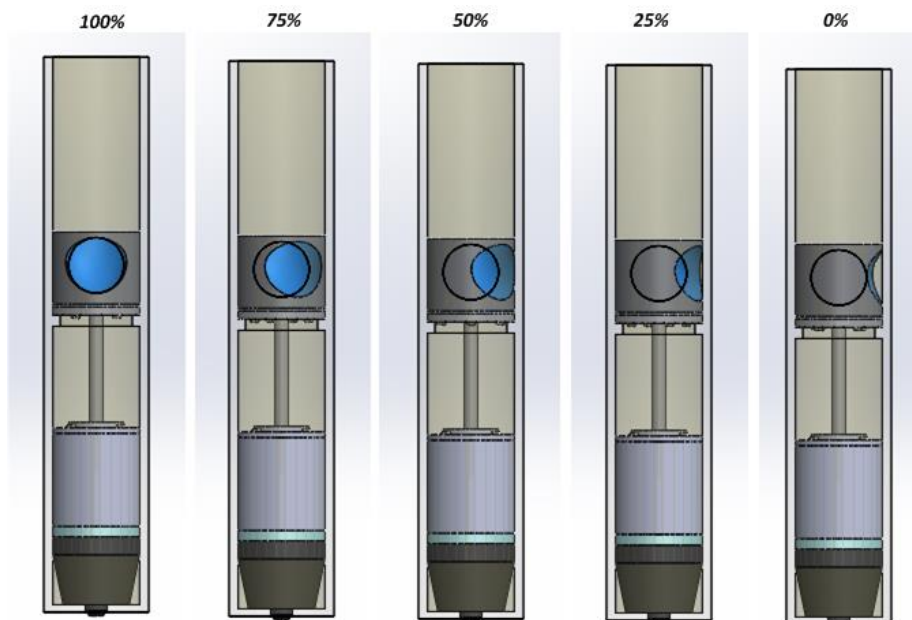


Figura 3.5. Porcentajes de apertura para el diseño 2 generados por el giro del actuador. Fuente propia.

Los desafíos para este diseño será la operación en un entorno hostil de presiones elevadas. El principal problema que se presenta en este diseño son las presiones de inyección de agua que

se generan al interior del bolsillo, las cuales generan fuerzas lo suficientemente alta para impedir cualquier movimiento en el obturador y dañar el actuador por sobrecarga.

A pesar de mejorar las posibilidades para asegurar una posición intermedia el desplazamiento circular es corto entre las posiciones cerrada y totalmente abierta. El orificio de salida tiene como diámetro 1" y representaría un reto adicional en el diseño del actuador para conseguir un movimiento lento adecuado.

3.3 Diseño tres: Obturador hueco rotatorio en el cuerpo de la válvula

El tercer diseño considera el cuerpo de la válvula, el actuador y el obturador para confrontar una nueva idea frente a las problemáticas del diseño anterior. En este nuevo diseño se presenta una válvula con un cuerpo especial (Figura 3.6) para reducir la fuerza que ejerce el agua a presión sobre el obturador y actuador. La forma del cuerpo de la válvula reduce el área de contacto con el fin de disminuir la presión que genera el agua sobre el obturador donde la máxima área de contacto será un orificio de 0.6" de diámetro.

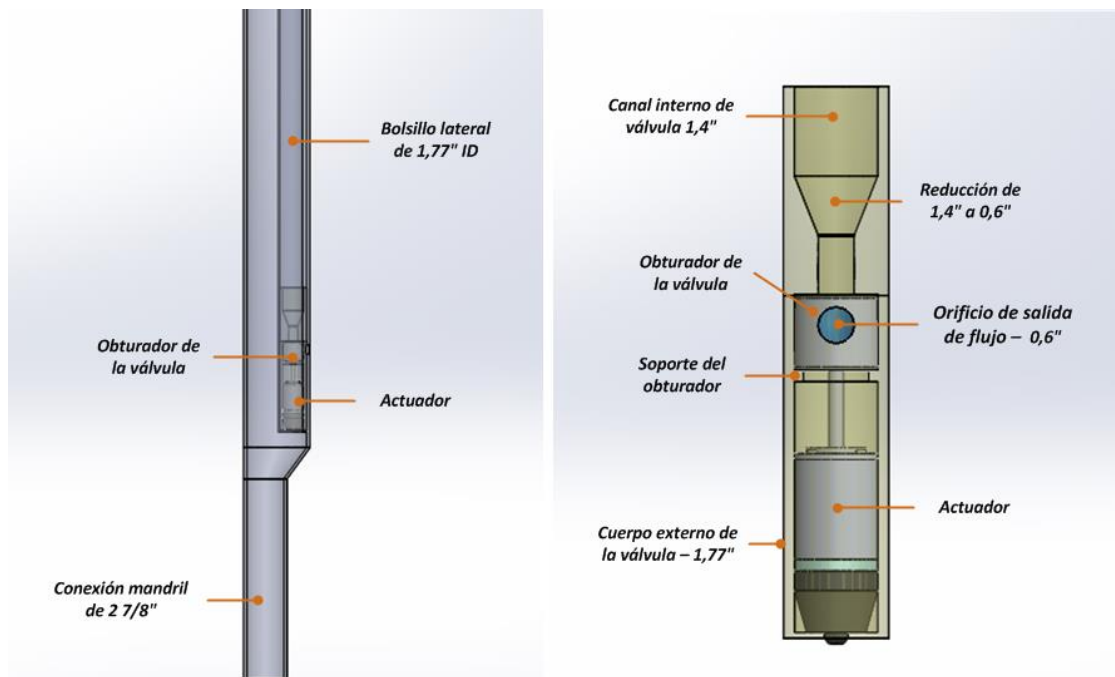


Figura 3.6. Descripción del diseño 3 de la ICV: *Izq.* Ubicación de la ICV en el mandril. *Der.* Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco. Fuente propia.

Este mecanismo respeta el espacio disponible de un mandril con bolsillo de 1.77" de diámetro. El obturador estará dirigido por la acción de un actuador tal como el modelo anterior. El movimiento deberá vigilar de forma precisa la rotación del obturador para reducir el área de salida del agua (Figura 3.7).

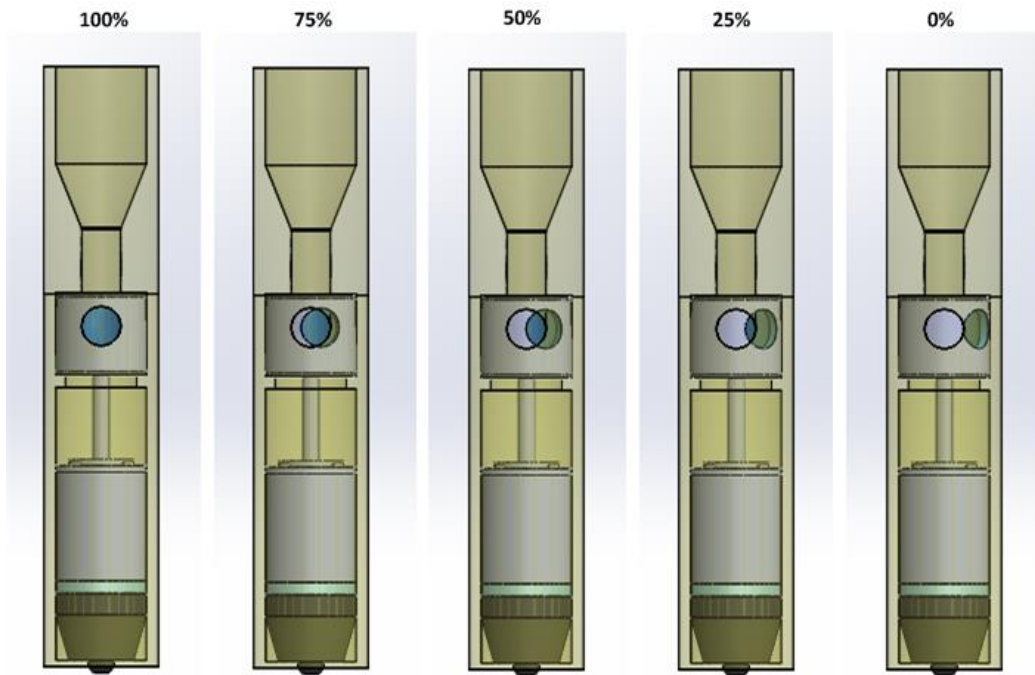


Figura 3.7. Porcentajes de apertura para el diseño 3 generados por el giro del servomotor. Fuente propia.

La alta presión del agua en el fondo del pozo sigue siendo un problema para lograr un sistema seguro. La fuerza que ejerce el agua en un punto de la cara del obturador es tan grande que limitaría el movimiento circular del mismo (ver fuerza 2 en la figura 3.8). De igual forma, cualquier impedimento sobre el obturador para que se mueva cuando el actuador pretende inducir movimiento es un error de diseño.

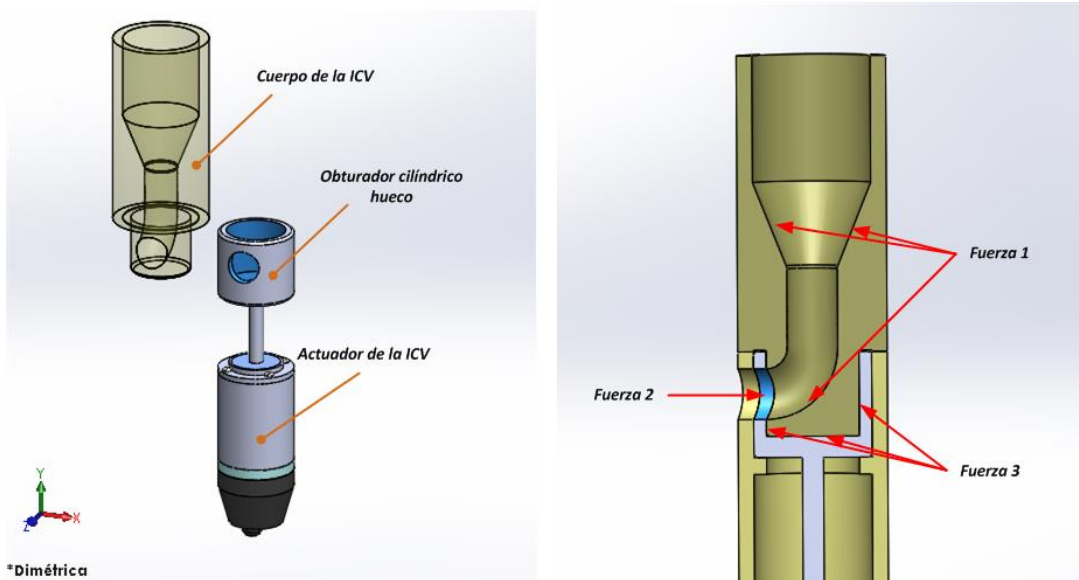


Figura 3.8. Fuerzas sobre el diseño 3 de la ICV. *Izq.* Descripción del cuerpo y obturador. *Der.* Fuerzas ejercidas sobre el cuerpo y obturador de la ICV. Fuente propia.

Cuando la válvula está parcial o totalmente cerrada, la fuerza que ejerce el agua sobre el obturador que restringe su salida es muy grande, y será imposible que el obturador tenga un

giro suave y sin bloqueo. También aparecen las fuerzas de fricción como dificultad (ver fuerza 3 en la figura C.8) en una parte del diseño que debe ser hermético y móvil.

3.4 Diseño cuatro: Obturador hueco rotatorio en el cuerpo de la válvula con doble salida

Tiene como base el diseño anterior, simplemente que es este nuevo diseño tiene dos orificios de salida en el obturador en lugar de uno, con el propósito de regular el caudal de inyección por dos salidas (figura 3.9). Los orificios de salida están a 180° entre si y ocasionara los mismos efectos en dos zonas opuestas de la pared del obturador para buscar balanceo.

Si el obturador está ubicado de tal manera que los orificios de salida no tienen ninguna restricción habrá máximo caudal de salida y el obturador no soportara ninguna fuerza a causa del agua.

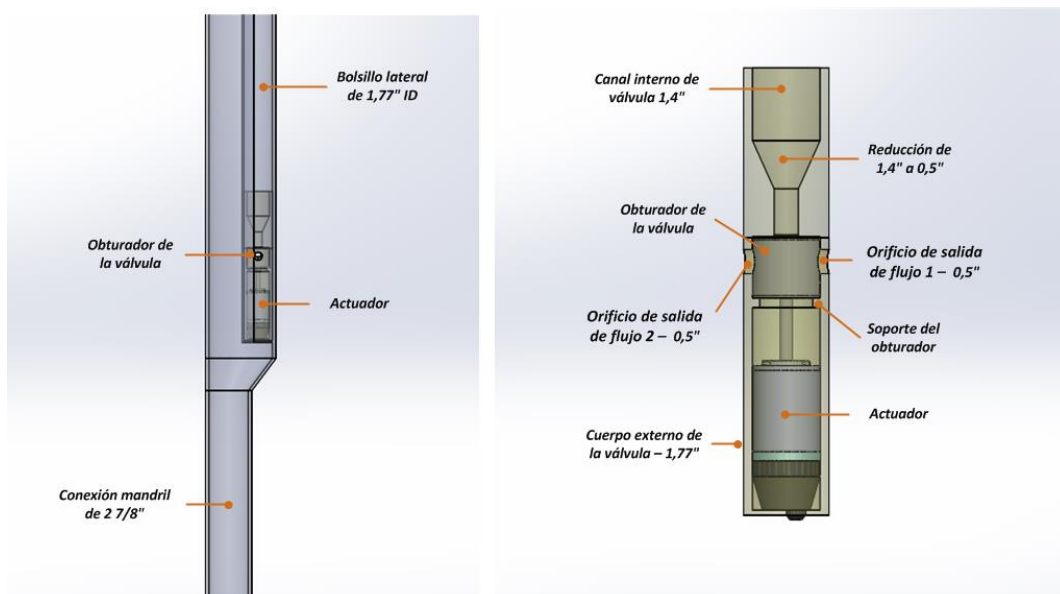


Figura 3.9. Descripción del diseño 4 de la ICV: *Izq.* Ubicación de la ICV en el mandril. *Der.* Descripción de la ICV con cilindro rotatorio y obturador hueco. Fuente propia.

Al momento de cambiar la posición del obturador las salidas tendrán mayor restricción debido a que la superficie del obturador obstruye el paso de fluido sobre estas. La fuerza del agua hará contacto con la superficie del obturador e intentara bloquear el movimiento de este y aunque el efecto es igual en las dos zonas opuestas del obturador, la fuerza del agua se opondrá a cualquier movimiento a medida que su superficie obstruya en mayor medida los orificios de salida (Figura 3.10).

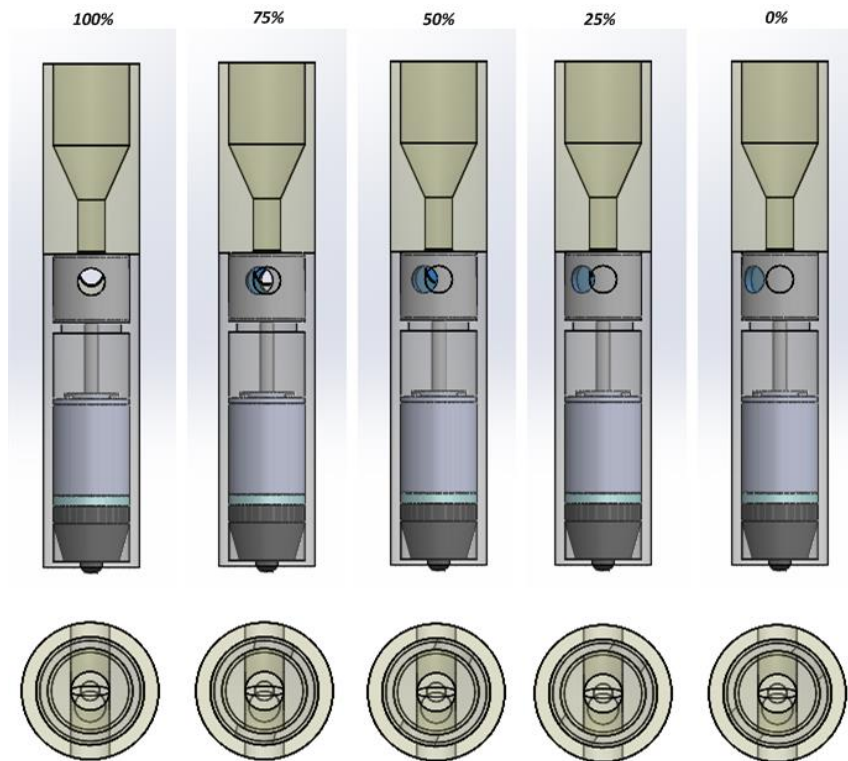


Figura 3.10. Porcentajes de apertura para el diseño 4 generados por el giro del servomotor. Fuente propia.

Otra dificultad que se presenta en los diseños 3 y 4 es la elevada fricción que se presenta al movimiento del obturador en comparación a los otros diseños. Tomando en cuenta que la cara interna del obturador siempre permanecerá en contacto con el cuerpo de la válvula cuando este se encuentra en movimiento, se debe disminuir en lo posible la fricción para facilitar el giro del actuador, sin embargo la relación entre las caras debe garantizar un buen sello que no será posible si generar un alto grado de fricción.

3.5 Diseño cinco: Obturador cilíndrico hueco con desplazamiento traslacional

Este mecanismo está diseñado para ser instalado en un bolsillo del mandril de 1.77" de diámetro. El mecanismo móvil consta de un cilindro que tiene dos cavidades opuestas y en cada una de ellas hay un orificio de 0.4" de diámetro (Figura 3.11). El cilindro se desplaza verticalmente hacia arriba o hacia abajo por la acción de un actuador situado en la zona inferior.

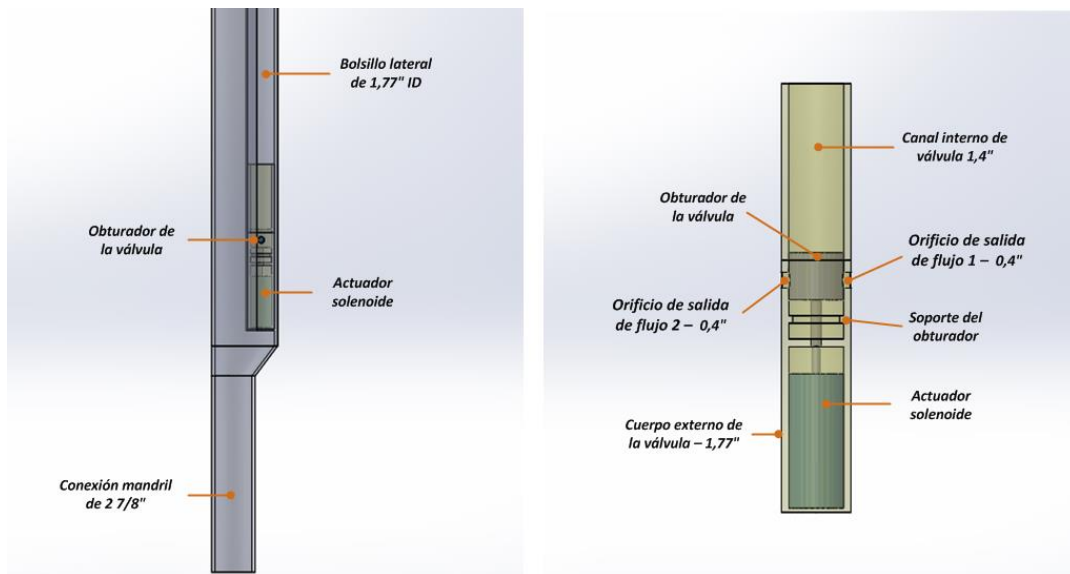


Figura 3.11. Descripción del diseño 5 de la ICV: *Izq.* Ubicación de la ICV en el mandril. *Der.* Descripción de la ICV con obturador hueco y desplazamiento traslacional. Fuente propia.

La forma del obturador tiene como propósito conducir el agua que entra por el bolsillo hacia el exterior y disminuir el área en donde la fuerza generada por agua inyectada a presión hace efecto sobre el mecanismo móvil para oponerse a su movimiento (figura C.12). Las fuerzas arriba y debajo del obturador se oponen entre si y reducen el efecto del agua a presión que impide el movimiento del mecanismo, sin embargo, los resultados demuestran que la fuerza arriba es mucho mayor a la fuerza debajo del obturador cuando la válvula está cerca del cierre total.

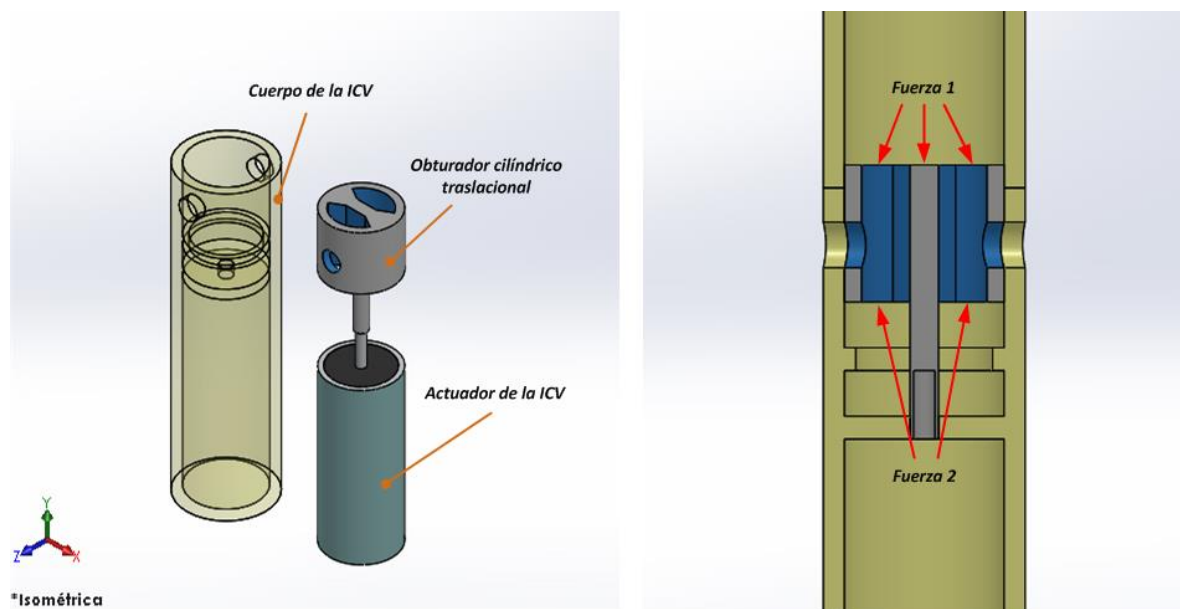


Figura 3.12. Fuerzas sobre el diseño 3 de la ICV. *Izq.* Descripción del cuerpo y obturador. *Der.* Fuerzas ejercidas sobre el cuerpo y obturador de la ICV. Fuente propia.

Las variaciones en el caudal de inyección se producen a medida que el cilindro se traslada verticalmente, pasando de máximo caudal cuando los orificios del cilindro y válvula están completamente alineados (concéntricos) a un caudal menor cuando los orificios no están

ubicados en forma concéntrica reduciendo el área de salida por la válvula (figura 3.13). La válvula está cerrada cuando el obturador cilíndrico obstruye totalmente los orificios de salida impidiendo el paso de flujo hacia la formación.

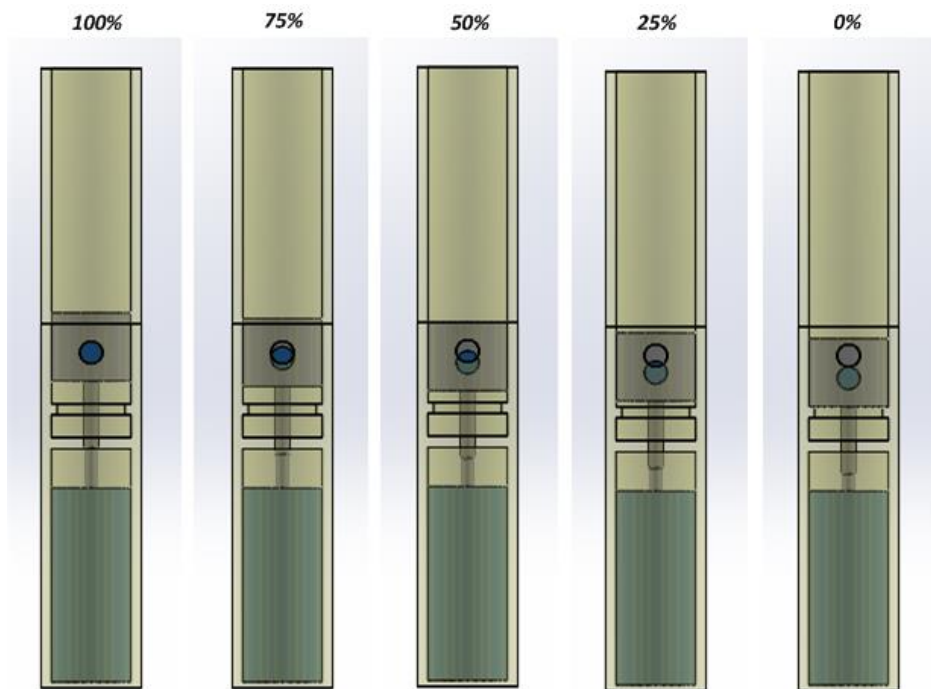


Figura 3.13. Porcentajes de apertura para el diseño 4 generados por el desplazamiento del actuador solenoide. Fuente propia.

Los problemas de diseño del obturador se presentan cuando se quiere lograr un desplazamiento traslacional mediante un eje central que recibe la energía necesaria del actuador. La división central de las cavidades es un cuerpo sólido que permite acoplar el eje del actuador a la cara cilíndrica del obturador; si este espacio central es mayor, la fuerza que generaría el agua a presión en el obturador impedirá su desplazamiento o exigirá mayor potencia al actuador, y si el espacio central tiene un área menor, el agua a presión producirá una fuerza que puede causar fatiga o rotura del material, todo dependerá de los materiales aplicables a esta pieza.

4 ANEXO D. DESCRIPCION DEL MECANISMO ANTIRRETORNO Y MODULO DE MEDICION DE FLUJO

En este anexo se realiza una descripción detallada de dos componentes que conforman la terminación inteligente: el mecanismo antirretorno y el módulo de medición de flujo.

4.1 Mecanismo antirretorno

El mecanismo antirretorno fue constituido como un elemento de seguridad y protección para evitar que el agua inyectada a cada zona de la formación regrese hacia la tubería de inyección cuando se pare el proceso o la presión de inyección sea menor a la generada por la formación.

El sistema antirretorno es el primer componente que entra en contacto con el agua inyectada a presión desde superficie, por lo cual es el componente más vulnerable a sufrir desgastes ocasionado por las altas presiones y fuerzas generadas. En la siguiente figura se hace una descripción del mecanismo antirretorno:

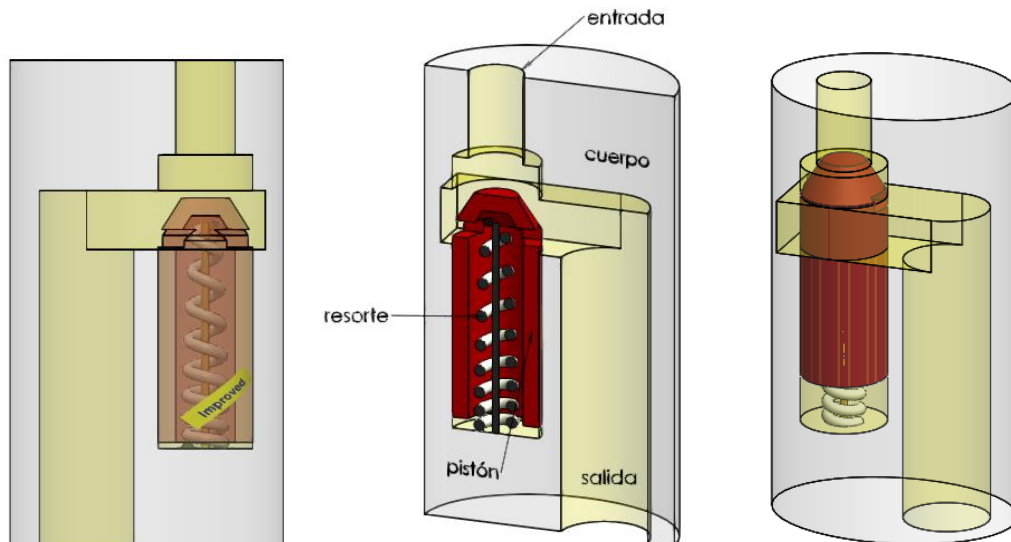


Figura 4.1. Componentes del mecanismo antirretorno diseñado. *Izq.* El resorte se contrae por la presión de entrada del agua. *Der.* La válvula antirretorno está cerrada y el pistón sella el paso porque aparece un flujo en sentido contrario. Fuente propia.

El *cuerpo* del mecanismo antirretorno es una pieza que cuenta con una entrada de 0,635 cm de diámetro, por la cual ingresa el flujo de agua a presión hacia el interior de la terminación inteligente ubicada en el bolsillo de un mandril. El recorrido interno del cuerpo hace que el fluido realice una pequeña desviación hacia el lado opuesto donde se encuentra la salida del mecanismo, la cual tiene un diámetro de 1,016 cm.

Un *pistón* ubicado dentro del cuerpo del mecanismo, paralelo a la entrada de flujo es una pieza cilíndrica de 1,016cm de diámetro y una longitud de 4,445cm, con una forma cónica en la parte superior la cual se acopla perfectamente en el conducto de entrada del mecanismo antirretorno para crear sello metal-metal si la presión del flujo de entrada no vence la fuerza del resorte. A cada lado en el cuerpo del pistón hay dos orificios rectangulares que permite el ingreso del

fluido al interior del pistón y disminuir la fuerza del agua sobre la superficie en dirección horizontal.

En el interior del pistón hay un *resorte* soportado entre la base del cuerpo que sirve de receptáculo del antirretorno y la cara interna superior del pistón (estructura cónica).

4.1.1 Principio de funcionamiento

El sistema antirretorno permite el paso del agua desde la tubería de inyección hacia la formación, pero impide la circulación de flujo desde la formación hasta la tubería de inyección.

Cuando no hay bombeo de agua o no desciende agua el resorte hace que el pistón obstruya la entrada del mecanismo antirretorno. Ahora cuando el sistema de terminación inteligente está operando, la fuerza del agua inyectada a presión vence la fuerza ejercida por el resorte ocasionando que el pistón descienda y permita el paso del fluido hacia el módulo de medición.

Cuando se presente algún problema dentro del proceso que ocasione el paso de agua desde la formación hasta la tubería de inyección, con ayuda del resorte y el agua que ingresa por los orificios laterales en el pistón hacen que este se mueva hasta la entrada del cuerpo de antirretorno para impedir la circulación del fluido hacia la tubería de inyección.

4.1.2 Estudios de movimiento

Para que el mecanismo antirretorno funcione según lo esperado se debe escoger el tipo de resorte adecuado. De acuerdo a la resistencia del resorte se tiene mayor o menor caída de presión. Se revisó en un primer estudio de movimiento como trabaja el mecanismo antirretorno con dos tipos de resortes diferentes cuando existe un flujo desde arriba hacia abajo para observar el comportamiento del mecanismo al simular la fuerza que genera el agua sobre la superficie alta del pistón “Vélez, J. (2015, Febrero). *Check valve abierta - movimiento con R1 [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia*”, “Vélez, J. (2015, Febrero). *Check valve abierta - movimiento con R2 [Videograbación]. Fuente propia*”. En los estudios se utilizó 252 lbf como la magnitud de fuerza que genera el flujo de agua sobre la superficie alta del pistón (Figura 4.2).

Un segundo estudio muestra el movimiento del pistón con un tipo de resorte cuando no aparece una fuerza mayor a la de él en la superficie alta del pistón, en este caso el agua fluye desde abajo hacia arriba en la dirección indeseable. “Vélez, J. (2015, Febrero). *Check valve bloqueo [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia*”. Los parámetros seleccionados para el resorte según los estudios son:

- Constante del resorte: 10.00 lbf/pulgadas³
- Longitud libre del resorte: 2.5 pulgadas
- Exponente de expresión de fuerza de resorte: 3
- Diámetro del espiral: 0.49 pulgadas
- Diámetro del alambre: 0.17 pulgadas
- Numero de espirales: 5

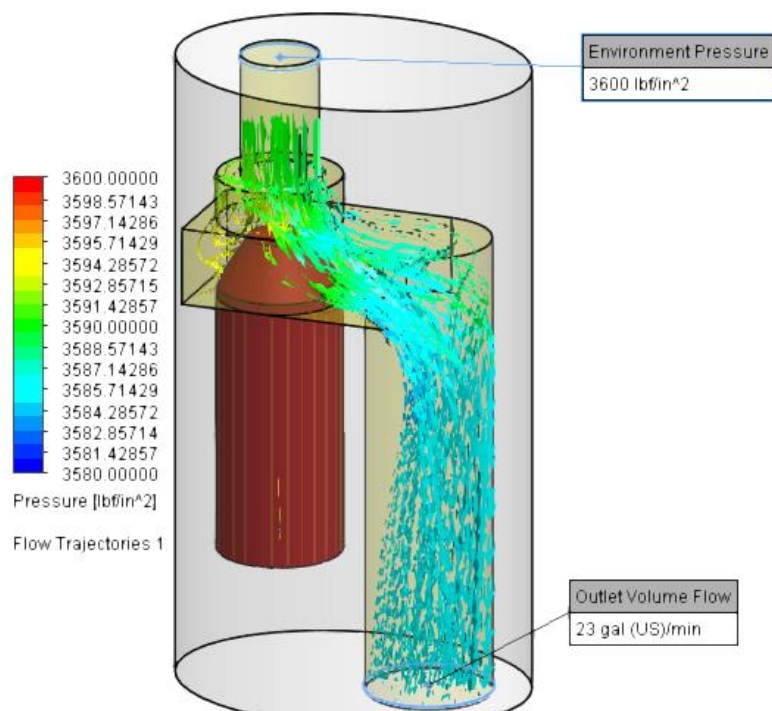


Figura 4.2. Estudio mecánico de flujo del sistema antirretorno. Fuente propia.

El estudio de flujo del mecanismo antirretorno (Figura 4.2) muestra que cuando la ICV está totalmente abierta (23 gpm es el flujo que circula en toda la terminación inteligente) la fuerza sobre el pistón es 252 lbf y la caída de presión es de 13 psi.

4.2 Módulo de medición de flujo

El módulo de medición de flujo es uno de los componentes que hacen parte del diseño final de la terminación inteligente propuesta.

Objetivo:

- El objetivo de este, es determinar el caudal de agua que la ICV está dejando pasar desde la tubería de inyección hacia el espacio anular y posteriormente a la formación.

El diseño y construcción del módulo surgió de la necesidad de contar con un elemento que permitiese medir el caudal de agua inyectada en cada intervalo, tomando en cuenta que comercialmente no existen sensores de flujo instalados de forma permanente en el fondo de pozo para este propósito.

4.2.1 Selección de los sensores de flujo

El punto de partida para el diseño de este módulo de medición de flujo, fue la selección de los sensores capaces de operar dentro de las condiciones de alta presión y temperatura en fondo de pozo. Para realizar la selección del sensor de medición de flujo se tomaron en cuenta los siguientes requerimientos:

- Hacer medición del caudal de agua inyectada desde superficie con las siguientes características:
 - Agua sin partículas y sólidos en suspensión.
 - Temperatura del agua de 30 a 50 °C
- Rango de medición 10,22 a 87 l/min (2,7 a 23 gpm).
- El agua es inyectada a presión desde superficie y en fondo de pozo alcanza valores > 3000 psi (>24,82Mpa).
- La temperatura de operación hasta 130°C.
- Los sensores son ubicados en un *módulo de medición de flujo* que posee un conducto de 2cm (0,8”) de diámetro por el cual fluye el agua inyectada hacia la válvula.
- Los sensores deben ser pequeños para poder ser instalados dentro del módulo de medición de flujo.
- Los sensores seleccionados deben ser no invasivos.

Según los requerimientos anteriormente planteados se determinó que la mejor opción para la medición del caudal de agua son los sensores ultrasónicos de tiempo de transito no invasivos seleccionados en base a los siguientes argumentos:

- ✓ El uso de sensores ultrasónico no invasivos (*clamp on*) elimina el uso de elementos dentro de la tubería por la cual fluye el agua causando una caída de presión no deseada.
- ✓ El flujo de agua sobre la tubería de medición alcanza presiones mayores a 3000 psi, lo cual hace inviable la implementación de algún tipo de sensor instalado directamente sobre la tubería de medición, mostrando una ventaja en el uso de los sensores ultrasónicos no invasivos.
- ✓ Los sensores ultrasónicos permiten la medición de flujo para líquidos con un mínimo porcentaje de partículas en suspensión (tiempo de transito) o para porcentajes elevados (Doppler).

Dentro de la presente propuesta se utilizara el transductor ultrasónico no invasivo de tiempo de transito FSQ de Flexim [56].

4.2.2 Diseño del módulo de medición de flujo

Luego de la selección de los sensores de flujo, se describe el procedimiento realizado para el diseño y construcción del módulo de medición de flujo propuesto.

Un aspecto importante que se debe tener en cuenta para el diseño de este módulo son las recomendaciones dadas por los fabricantes para la instalación de los transductores ultrasónicos no invasivos en tuberías. Dentro estos están:

- Los transductores de flujo de tiempo de tránsito (sensor seleccionado), indican un caudal volumétrico verdadero siempre y cuando la tubería por donde fluye el agua este lleno.
- La distancia mínima del medidor respecto a válvulas, codos, bombas y similares tanto agua arriba como aguas abajo se expresa generalmente en diámetros de tubería que por lo general deben ser 10 a 20 diámetros aguas arriba y 5 diámetros aguas abajo.

- Los medidores de tiempo de transito se basan en una señal ultrasónica que atraviesa la sección transversal de la tubería, por lo cual el fluido de la tubería debe estar libre de sólidos y burbujas de aire o gas.
- Como regla general, la relación de diámetro de tubería con respecto al espesor de la pared debe ser 10:1; es decir, si la tubería tiene 10" de diámetro no debe tener un espesor > 1".

Al igual que todos los componentes el sistema de medición de flujo se ubica en el bolsillo lateral de un mandril, por lo cual su diseño posee las dimensiones del cuerpo de la ICV y las del sistema antirretorno. Dentro de la terminación este módulo estará ubicado antes del cuerpo de la ICV y luego del sistema antirretorno.

Descripción del módulo de medición de flujo propuesto

En base a los requerimientos dados por los fabricantes y la ubicación del módulo dentro del sistema de terminación inteligente, a continuación se describe el módulo de medición de flujo diseñado en la herramienta SolidWorks (Figura 4.3):

- *Configuración de instalación:* disposición por reflexión (tipo V).
- *Tubería de instalación (AISI):*
 - Diámetro interior: 20mm (~ 3/4").
 - Diámetro exterior: 26,7mm (~ 1").
- *Punto de medición:* 5D aguas abajo y 10D aguas arriba.

A continuación se presenta una descripción detallada de los componentes que conforman el módulo.

- Cuerpo principal del módulo.
- Bloque reductor.
- Transductor de flujo ultrasonido no invasivo (2) con las respectivas líneas eléctricas.
- Tornillo de sujeción para cada sensor.
- Cubierta superior e inferior.

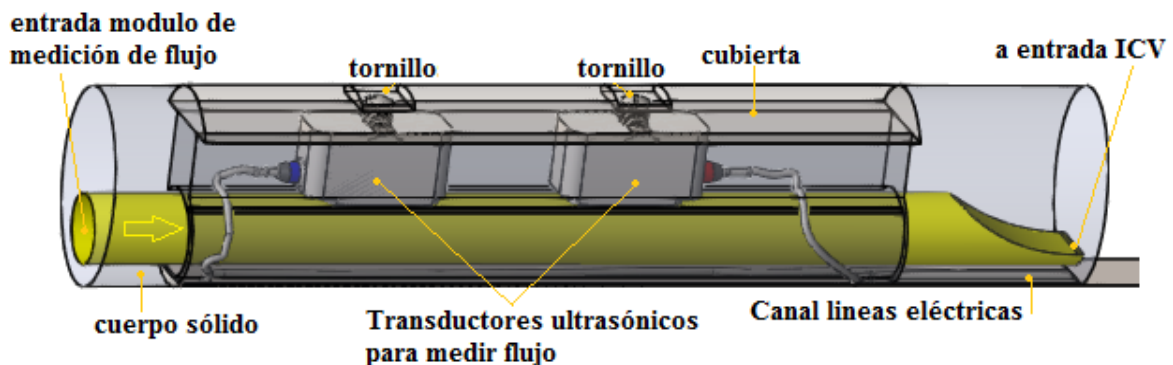


Figura 4.3. Diseño del módulo de medición de flujo empleando transductores ultrasónicos no invasivos. Fuente propia.

El *cuerpo principal del módulo* es el componente donde se encuentra la tubería de 0,8” (2cm) por la cual ingresara el agua inyectada a presión. Este también permite posicionar los transductores ultrasónicos sobre la tubería y pasar las líneas eléctricas hasta el conducto de salida. En líneas generales este es un componente solido con ductos y cavidades para proteger los sensores.

Los sensores o *transductores ultrasonido* son dispositivos ubicados en la parte externa de la tubería (no invasivos) para determinar en primera instancia la velocidad del fluido. Los transductores son posicionados dentro del cuerpo del módulo uno frente al otro de manera que la señal de sonido enviada desde un transductor refleja en la pared interna de la tubería y es recibida por el segundo transductor creando una trayectoria transversal o tipo V. Los transductores seleccionados dentro de sus principales características soportan altas temperaturas y dado que no están en contacto con el fluido determina una gran ventaja para las altas presiones adicionales a soportar generadas por el agua a presión. Finalmente, los transductores cuentan con líneas eléctricas por la cual se envía y recibe desde el transmisor de flujo hasta los transductores la señal de frecuencia y la alimentación.

La fijación de los transductores en la posición deseada se realiza por medio de un par de *tornillo de sujeción* y una *cubierta superior* la cual además sirve como protección de los sensores en el interior. Adicionalmente el modulo cuenta con una *cubierta inferior* por la cual se colorar y sujetan los cables de os transductores para llevarlos hasta el obturador de la ICV y posteriormente al Módulo Modem PLC.

5 ANEXO E. DISEÑO DEL MOTORREDUCTOR DE LA ICV

En este anexo se describe el diseño del sistema electromecánico de la ICV. Comprende los estudios mecánicos para determinar la reducción de velocidad y el consumo de energía del sistema.

5.1 Objetivos y requerimientos del sistema electromecánico de la ICV

Objetivos del diseño del sistema:

- Diseñar un sistema mecánico que sirva para mover el eje de la ICV.
- Demostrar la reducción de velocidad que ofrece el sistema mecánico para desplazar el eje de la ICV.
- Demostrar el consumo de energía del motor cuando debe mover una carga constante de 60 lbf/in (libras fuerza por pulgada).
- Identificar cuales aspectos son necesarios profundizar en un estudio posterior para lograr la construcción de un prototipo funcional.

Para finalizar el diseño de la ICV es necesario especificar con qué tipo de energía y de qué forma se manipula la posición del eje de doble pistón de la ICV. En esta sección se pretende exponer el diseño de un sistema para manipular el eje de la ICV y conseguir la posición deseada lo que significa suministrar el flujo de agua que se ha planeado inyectar.

Los desafíos para proponer un diseño del sistema mecánico son:

- Espacio físico limitado: Las dimensiones del bolsillo del mandril son reducidas y los motorreductores comerciales dejan de ser una opción pues estos mecanismos ocupan mucho más del espacio disponible.
- Encontrar las piezas adecuadas para conformar el sistema mecánico: Motor, ruedas dentadas, tipos de engranajes y accesorios necesarios para permitir el movimiento correcto.
- Obtener un desplazamiento lento del eje de la ICV para facilitar su posicionamiento. Se debe controlar el desplazamiento vertical del eje en un recorrido total de 3.3”.
- Medir la posición o el desplazamiento de la ICV durante todo el tiempo.
- Obtener un sistema mecánico capaz de mover adecuadamente el eje de la ICV suponiendo una carga con una fuerza opuesta diez veces mayor a la obtenida en el estudio de simulación de flujo de la ICV sobre el eje (4 lbf).

Preguntas planteadas:

¿Por qué se escoge un sistema electromecánico como fuente de energía para mover el eje de la ICV?

Por facilidad se elige un sistema eléctrico para transportar energía hasta el fondo del pozo y un sistema mecánico para convertir energía eléctrica en energía cinética y así solucionar la necesidad de mover cargas (mover el eje de la ICV a pesar de la fuerza del agua al pasar).

¿Por qué diseñar el sistema electromecánico motorreductor y no comprar uno comercial?

La ICV y todos los componentes necesarios en el fondo para ser operada están restringidos por el espacio disponible para su diseño. No se conoce ningún motorreductor comercial que se ajuste a las condiciones del entorno pero si se sabe que adelantar un diseño básico en una herramienta CAD es un paso habitual en el diseño de un producto, lo que reduce la necesidad de elaborar costosos prototipos, acaba con las repeticiones o demoras, y ahorra tiempo y costes de desarrollo.

5.2 Diseño del motorreductor

A continuación se describe el procedimiento del diseño del motorreductor donde se establece la reducción de velocidad y el consumo de energía:

- Establecer el espacio limite que no debe superar el ensamblaje del sistema mecánico: la base es un área en forma de elipse de 1.77 x 2.3 pulgadas y una longitud de 40 pulgadas (Figura 5.1).
- Seleccionar un motor de alta potencia, alto torque y de alimentación de voltaje de corriente continua: Se selecciona el motor Leopard serie LBP4082 de 40 mm de diámetro por 82 mm de largo sin escobillas, 3500 W, 1000 rpm por voltio (kv) con un voltaje máx. de 48Vdc.
- Seleccionar el tipo de engranajes (ruedas dentadas) predominante para transmitir potencia de un componente a otro dentro del sistema mecánico motorreductor: Se elige implementar relaciones mecánicas con engranajes helicoidales para eliminar el empuje axial (fuerzas producidas en el mismo sentido del eje de rotación) y porque tienen la ventaja que transmiten más potencia y son más resistentes respecto a los engranajes rectos. Para cambios de 90° en la transmisión de movimiento se usan engranajes cónicos por su simplicidad para elaborarlos y trabajar con ellos. Aunque en el siguiente análisis de estudio de movimiento se utiliza engranajes cónicos rectos se recomienda cambiar estos por engranajes cónicos helicoidales para soportar mayor esfuerzo.
- Seleccionar los accesorios o piezas auxiliares necesarias para que la relación de transmisión de movimiento se conserve siempre constante, para que los engranajes no resbalen, para transmitir el incremento de fuerza y para reducir la velocidad: Es necesario utilizar rodamientos, chavetas, anillos de retención, ejes y una estructura fija que sirva de soporte.
- Todas las piezas del sistema deben ser piezas estandarizadas o normalizadas.
- Construir un modelo 3D del sistema mecánico y realizar un estudio de análisis de movimiento en SolidWorks para evaluar cómo se comporta y mueve el motorreductor: Es necesario construir piezas rígidas para todo el sistema, empezando con el soporte metálico, el motor y los engranajes que forman la primera relación mecánica. Establecer relaciones de posición de ensamblaje para visualizar el movimiento y el contacto entre estas piezas. Si el movimiento resultante es favorable analizar cómo implementar la siguiente relación

mecánica (un par de engranajes) y repetir el proceso de construcción de piezas, ensamblaje y verificación del movimiento.

- Para la construcción del modelo sólido 3D del sistema mecánico es necesario tener claro el módulo de los engranajes (dimensión de los dientes) y el cálculo previo matemático de cuál es la velocidad resultante al utilizar engranajes mecánicos. Luego de verificar el movimiento de los engranajes se requiere comprobar cuál es la velocidad resultante: Para validar los cálculos se utiliza el *análisis de movimiento de SolidWorks*, que tiene un solver cinemático computacional basado en la física del movimiento del ensamblaje para determinar con precisión los efectos físicos con y sin carga.
- Tener presente los dos puntos anteriores hasta que se obtenga la velocidad adecuada por medio de un desplazamiento traslacional vertical en la pieza final del sistema. El diseño del motorreductor termina cuando el desplazamiento vertical de la pieza final es suave, sin atascos ni vibraciones.

Conceptos necesarios:

Análisis de movimiento: herramienta computacional de SolidWorks para simular y analizar con precisión el movimiento de un ensamblaje a la vez que se incorporan los efectos de los elementos de Estudio de Movimiento (incluyendo fuerzas, resortes, amortiguadores y fricción). Un estudio de Análisis de movimiento combina fuerzas, fricción, amortiguación, etc., con relaciones de posición de las piezas del ensamblaje para los cálculos de movimiento.

Solver cinemático: Está implícito en el análisis de movimiento, desde el punto de vista del cálculo, tiene en cuenta las propiedades de los materiales así como la masa e inercia y los contactos entre componentes del ensamblaje para trazar resultados de simulación. Utiliza un conjunto de ecuaciones diferenciales y algebraicas relacionadas que definen las ecuaciones de movimiento para un modelo de SolidWorks. La integración de las ecuaciones diferenciales y la satisfacción de las ecuaciones de restricción algebraicas en cada paso de tiempo dan como resultado una solución numérica.

5.2.1 Etapas de diseño

A continuación se describen las etapas de diseño del motorreductor realizadas:

5.2.1.1 Etapa 1

Comprende el inicio del ensamblaje del motorreductor y las tres primeras relaciones mecánicas entre engranajes (Figura 5.2).

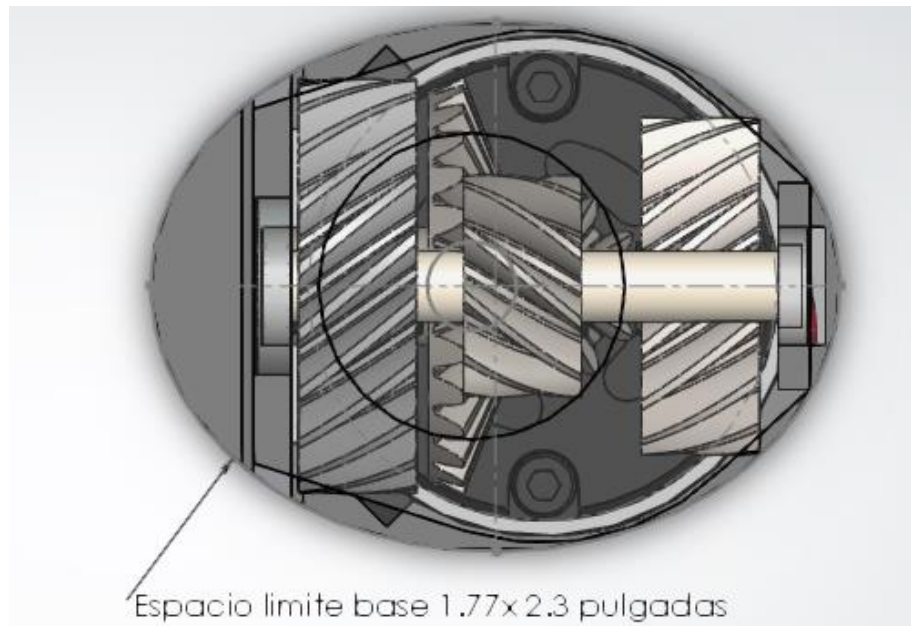


Figura 5.1. Vista superior del inicio del ensamblaje del motorreductor. Fuente propia.

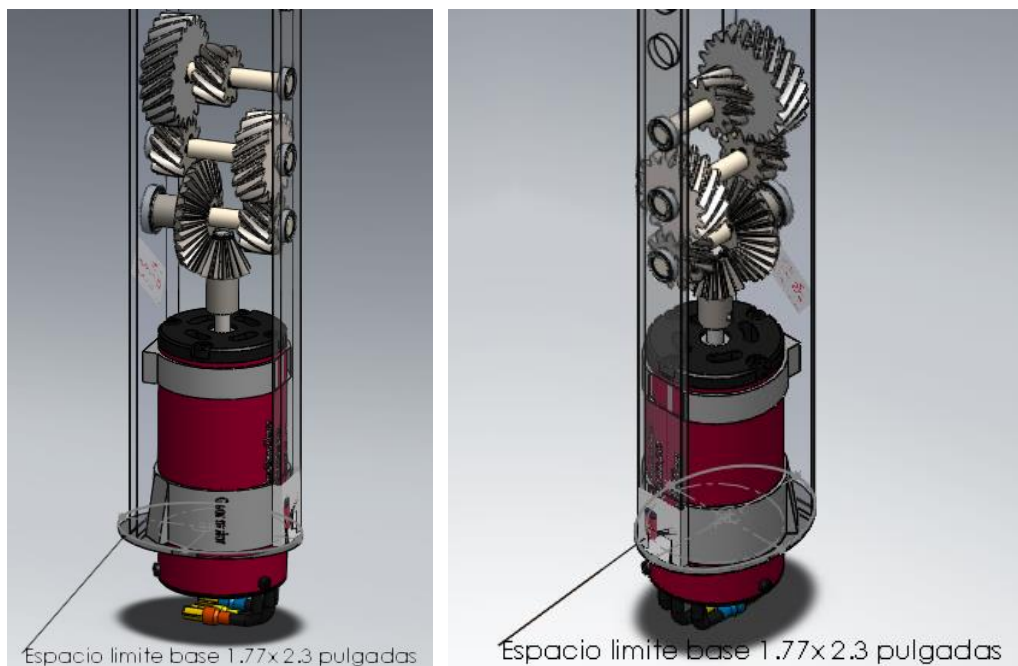



Figura 5.2. Vistas dimétricas de la etapa 1 del ensamblaje. Fuente propia.

Lista de piezas

Los engranajes, anillos de retención y rodamientos utilizados son piezas estándar. Las dimensiones en toda la geometría de las piezas que se utilizan en el motorreductor están estandarizadas según normas internacionales y dependiendo la necesidad específica de cada parte del diseño se consultaron (Ansi metric, JIS, ISO, SKF y Ansi inch) para definir la dimensión de la pieza. En la tabla E.1 se listan las piezas utilizadas en esta etapa.

Tabla 5.1. Lista de piezas utilizadas en la etapa uno.

N.º	PIEZA (CANTIDAD)	DESCRIPCIÓN	SOLIDO 3D CONSTRUIDO
1	Leopard motor LBP4082 1000Kv (1)	Leopard Brushless Motor, 1000 rpm por voltio, 3500W, 0.0075 Ohm, Voltaje máx. 33Vdc. De uso frecuente en la industria automotriz.	
2	Soporte ensamblaje (1)	<p>Estructura metálica que sirve de soporte a todas las piezas del ensamblaje.</p> <p>Material: Acero DIN 1.4 X6Cr13</p> <p>Volumen: 3.51 pulgadas cuadradas</p> <p>Masa: 0.98 libras</p>	
3	Rodamiento de rodillos con jaula (5).	Ofrecen mayor capacidad de carga radial (fuerzas perpendiculares al eje del rodamiento). Permite el giro de los ejes transversales. 10mm de diámetro exterior JIS B 1512-1 - 176 - R,Full,DE,AC,Full.	
4	Rodamiento de rodillos con jaula (1).	15mm de diámetro exterior. JIS B 1512-1 - 1710 - R,24,DE,AC,24.	
5	Anillo de retención (10).	Anillo de seguridad para mantener la posición del piñón cónico acoplado al motor y de los engranajes. C-RINGS B18.27.2 NA6-21	
6	chaveta (13).	Cuñas para acoplar piezas individuales en un solo eje de rotación.	

7	Engranaje helicoidal 10 dientes (3)	<p>Rueda dentada para transmitir movimiento y potencia. Modulo: 1.25, dirección de la hélice: mano derecha, ángulo de la hélice: 40°, ángulo de precisión: 20°, ancho de cara 10mm, doble ranura de chaveta. Metric - RH Helical gear -10N75H50L</p> <p>Material: Acero inoxidable forjado</p> <p>Volumen: 1717.36 mm cúbicos</p> <p>Masa: 13.74 g</p>	
8	engranaje helicoidal 16 dientes (1)	<p>Modulo: 1,25, dirección de la hélice: mano izquierda, ángulo de la hélice: 40°, ángulo de precisión: 20°, ancho de cara 10mm, doble ranura de chaveta. Metric - LH Helical gear - 16N75H50L</p> <p>Material: Acero inoxidable al cromo.</p> <p>Volumen: 4976.7 mm cúbicos</p> <p>Masa: 38.66 g</p>	
9	engranaje helicoidal 20 dientes (1)	<p>Modulo: 1,25, dirección de la hélice: mano izquierda, ángulo de la hélice: 40°, ángulo de precisión: 20°, ancho de cara 10mm, doble ranura de chaveta. Metric - LH Helical gear - 20N75H50L</p> <p>Material: Acero inoxidable al cromo</p> <p>Volumen: 7952.77 mm cúbicos</p> <p>Masa: 62.03 g</p>	
10		<p>Forma una relación mecánica con el piñón cónico para cambiar el sentido de movimiento en 90°. ISO - Straight bevel</p>	

	engranaje cónico 28 dientes (1)	gear 1.25M 28GT 12PT 20PA 11FW -28O10H20MD6.0S2 Material: Acero inoxidable forjado Volumen: 4460.77 mm cúbicos Masa: 35.69 g	
11	piñón cónico 12 dientes (1)	Esta acoplado con chaveta al rotor del motor. ISO - Straight bevel pinion 1.25M12PT 28GT 20PA 11FW ---12O10H25MD6.0N. Material: Acero inoxidable forjado Volumen: 0.09 pulgadas cúbicas Masa: 13.61 g	
12	eje transversal (3).	Eje para acoplar los engranajes. Giran sobre su eje porque están montados en rodamientos cuando se someten a fuerzas.	

Fuente propia.

Análisis de movimiento

El reductor (todas las piezas mecánicas sin el motor), además de reducir la velocidad, aumenta el torque o el par del motor. Si se Tiene un motor de 1000 rpm, y se necesita al menos 20 rpm en el eje de la última pieza, entonces se requiere un reductor con una relación de 1:50, la velocidad a la salida del reductor sería 50 veces menor pero el par a la salida es 50 veces superior. Por ejemplo si se tiene un motor de 469hp con ese reductor, y se pretende eliminar el reductor, se debería poner un motor de 469hp para que tenga el mismo par que con el reductor, y eso se no sería económicamente viable, además de ser requerida una velocidad pequeña parece imposible encontrar un motor lo suficientemente potente y lento para ubicarlo en el bolsillo de un mandril.

El torque del motor (Ec. 5.1) es la potencia que puede transmitir en cada giro, matemáticamente se calcula como el cociente de la potencia sobre la velocidad, según la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ec. 5.1}$$

La misma ecuación expresada en unidades (Ec. E2) será:

$$\text{Torque(Kgf)} = \frac{\text{Potencia (hp)}}{\text{Velocidad angular (rpm)}} \times 706,2 \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde, P es la potencia en hp (caballo de fuerza mecánico) y equivale a 746 Vatios (caballo de fuerza eléctrico), T es el torque o fuerza torsional en Kilogramo fuerza, ω es la velocidad angular en revoluciones por minuto y el valor de 706,2 es el factor de conversión de unidades.

Se cuenta con un motor de 1000kv (rpm por voltio), 3500 Vatios nominales (equivalente a 4.69 hp) y menos de 5 voltios de alimentación. Se tendrá 1000 rpm como fuente de velocidad. Aplicando la ecuación Ec. 5.2, se tendrá un torque de 3.31kgf iniciales para mover el eje de doble pistón de la ICV. Ahora 3,31 kgf es un poco más de la fuerza que experimenta el sistema balanceado de la ICV para impedir el movimiento del eje de doble pistón (según los resultados del estudio de simulación de flujo en el cuerpo de la ICV). Sin embargo se tiene un recorrido de 3.3 pulgadas (8.38 cm) para variar la posición del eje y regular un caudal de inyección de agua diferente. La distancia total que recorre el eje es pequeña, entonces es necesario generar una velocidad baja con el sistema motorreductor. Si la velocidad final es baja el torque final será mayor (según la ecuación) y se cumplirá con los objetivos planteados en el diseño del motorreductor: Fuerza y velocidad adecuada para mover el eje de doble pistón de la ICV.

Análisis de los resultados de velocidad y consumo de energía

El análisis de estudio de movimiento permite determinar la reducción de velocidad que ofrece el sistema mecánico del motorreductor y el consumo de energía del motor sometido a una carga constante.

El cálculo de velocidad y consumo de energía se realiza aplicando una velocidad de 1000 rpm y revisando la gráfica de salida de la primera relación mecánica. Se comprueba que se ha obtenido la velocidad precalculada y se repite el procedimiento con la segunda relación mecánica aplicando la velocidad resultante previa.

Luego de evaluar todas las relaciones mecánicas del motorreductor se obtendrá la velocidad final que ofrece el sistema electromecánico. Mientras que el consumo de energía es evaluado en base a la gráfica de resultados que arroja la herramienta software cuando el motor se somete a una carga constante de 60lbf.

El precálculo de la velocidad (Ec. 5.3) que produce una relación mecánica se calcula así:

$$Vx = \frac{D1}{D2} \times Vi \quad \text{Ec. 5.3}$$

Donde; Vx es la velocidad producida por la relación mecánica, $D1$ es la cantidad de dientes del primer engranaje, $D2$ es la cantidad de dientes del segundo engranaje y Vi es la velocidad de entrada o la velocidad a la cual gira el primer engranaje.

Relación mecánica 1: una relación mecánica es definida como un par de engranajes que tienen contacto entre sí por medio de sus dientes. La primera relación mecánica (Figura 5.3) tiene como entrada 1000 rpm que es la velocidad que entrega el motor.

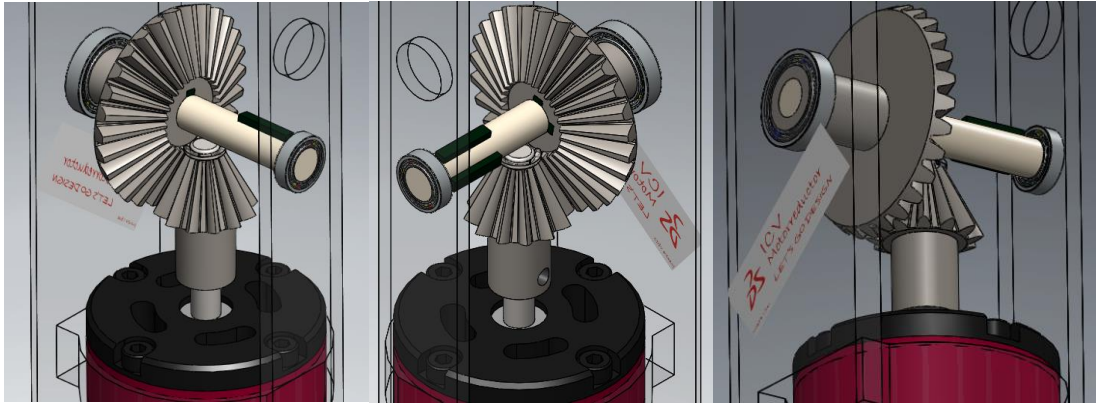


Figura 5.3. Primera relación mecánica del motorreductor formada por engranajes cónicos para cambiar el sentido de movimiento en 90°. Fuente propia.

Primer engranaje: piñón cónico de 12 dientes.

Segundo engranaje: engranaje cónico de 28 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 1000 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 1: 428,57 rpm.

Se verifica con la herramienta computacional el desempeño de los engranajes y el precálculo obtenido (Figura 5.4).

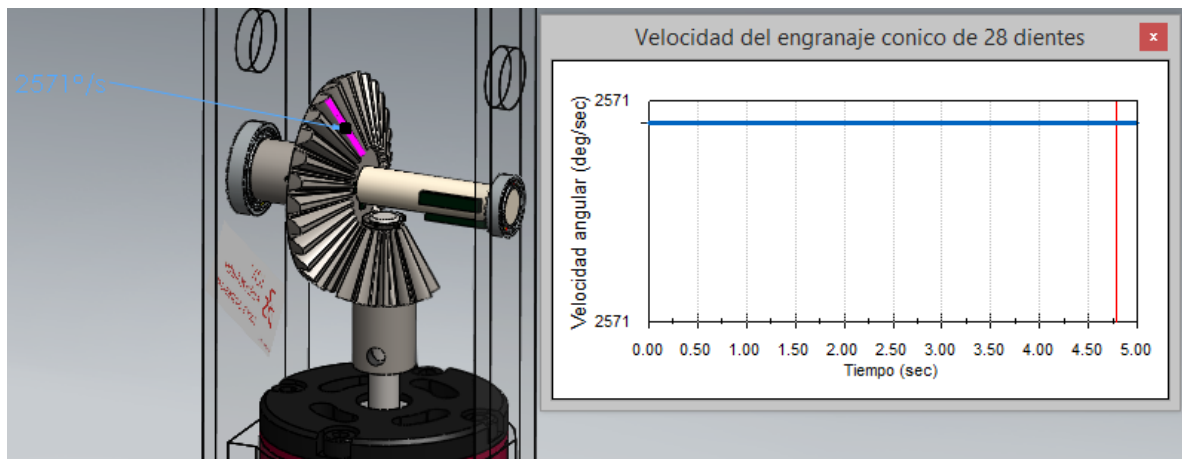


Figura 5.4. Resultados de la primera relación mecánica que reduce la velocidad a 2571°/seg o 428.5 rpm. Fuente propia.

Relación mecánica 2: La segunda relación mecánica (Figura 5.5) tiene como velocidad de entrada 428.5 rpm que es la velocidad angular final obtenida en la anterior relación.

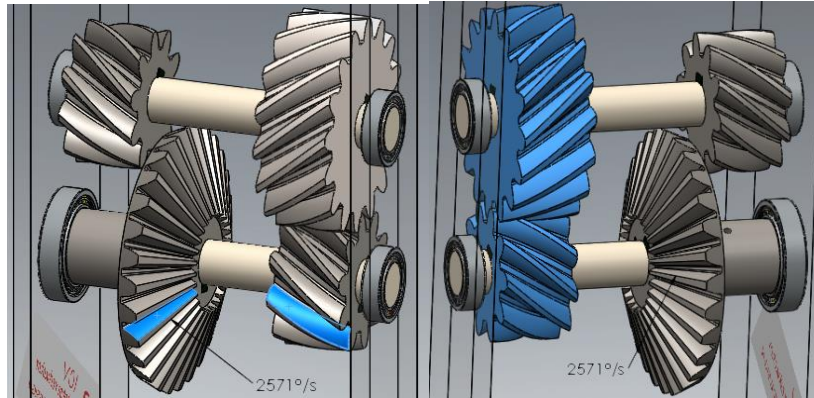


Figura 5.5. Segunda relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul. Fuente propia.

El primer engranaje helicoidal se mueve a la misma velocidad del engranaje conico porque estan acoplados a un mismo eje.

Primer engranaje: engranaje helicoidal de 10 dientes.

Segundo engranaje: engranaje helicoidal de 16 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 428.5 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 2: 267.81 rpm.

Se verifica con la herramienta computacional el desempeño de los engranajes y el precálculo obtenido (*Figura 5.6*).

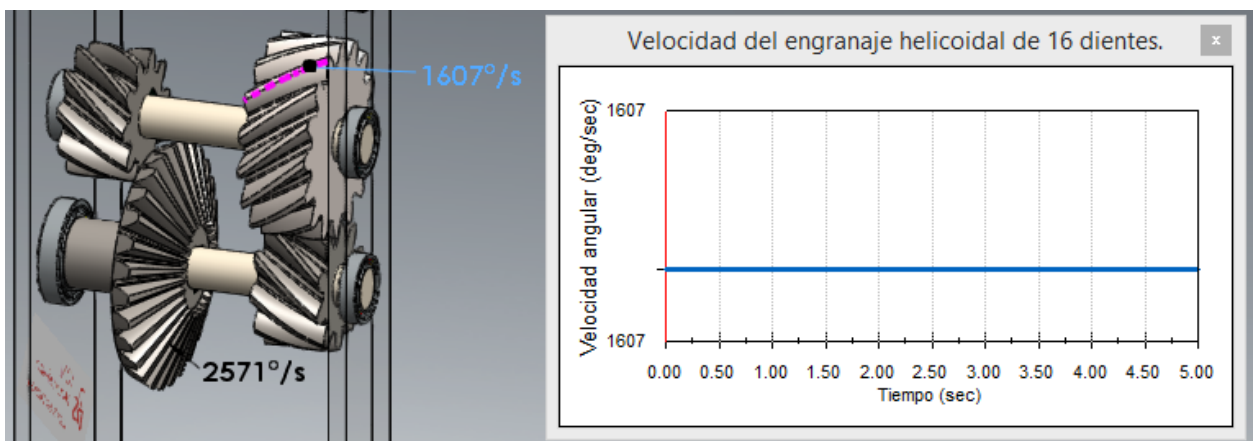


Figura 5.6. Resultados de la segunda relación mecánica que reduce la velocidad a 1607°/seg o 267.8 rpm. Fuente propia.

Relación mecánica 3: La tercera relación mecánica (*Figura 5.7*) tiene como velocidad de entrada 267.8 rpm que es la velocidad angular final obtenida en la anterior relación.

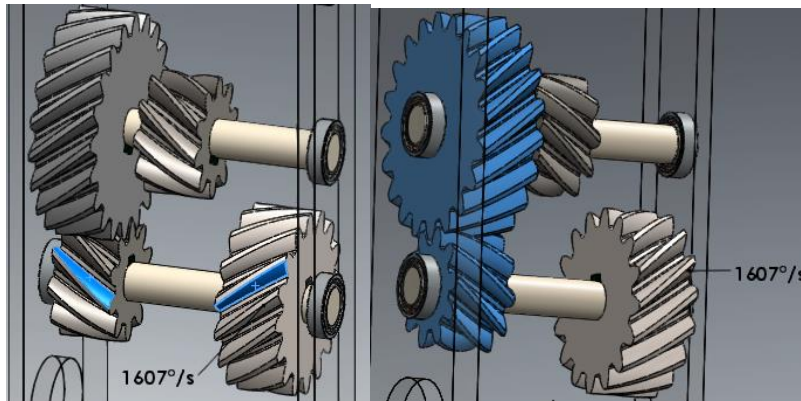


Figura 5.7. Tercera relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul. Fuente propia.

Los engranajes que están acoplados al mismo eje transversal se mueven a la misma velocidad.

Primer engranaje: engranaje helicoidal de 10 dientes.

Segundo engranaje: engranaje helicoidal de 20 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 267.8 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 3: 133.9 rpm.

Se verifica con la herramienta computacional el desempeño de los engranajes y el precálculo obtenido (Figura 5.8).

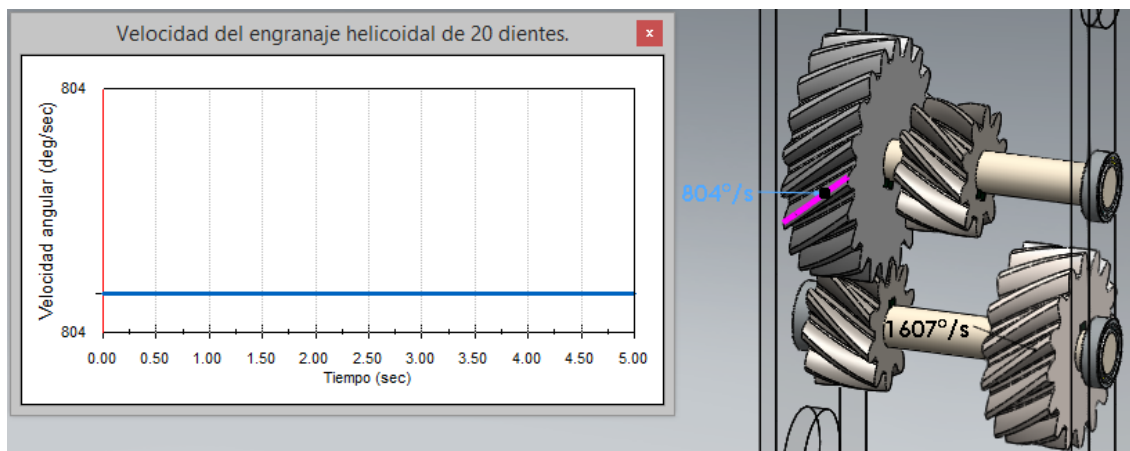


Figura 5.8. Resultados de la tercera relación mecánica que reduce la velocidad a 804°/seg o 134 rpm. Fuente propia.

Conclusión: La etapa 1 del motorreductor comprende tres relaciones mecánicas que ofrecen un factor de reducción de velocidad de 0.134 y mediante el análisis de movimiento de SolidWorks se verificó que con una velocidad inicial de **1000 rpm** se obtiene en la salida **134 rpm** “Vélez, J. (2015, Febrero). Análisis 1 de movimiento gearmotor [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

Consumo de energía del motor en la etapa 1

La etapa 1 del motorreductor se somete a una carga torsional constante de 60 lbf por pulgada (Figura 5.9) con el fin de observar cual es la exigencia que experimenta el motor y que cambios suceden en el movimiento de los engranajes

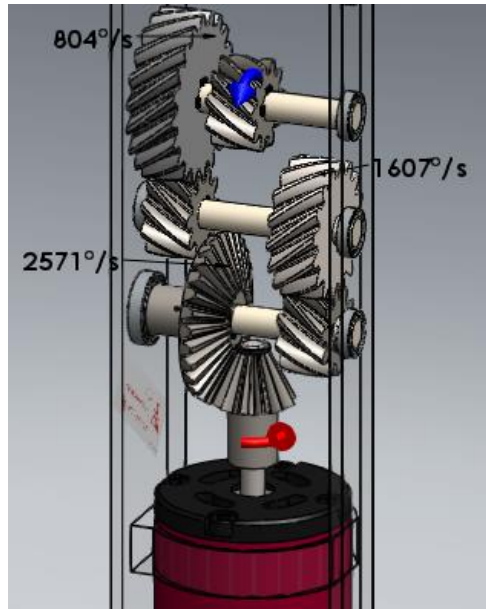


Figura 5.9. Aplicación de carga constante torsional (flecha azul) se opone al movimiento del motor (flecha roja). Fuente propia.

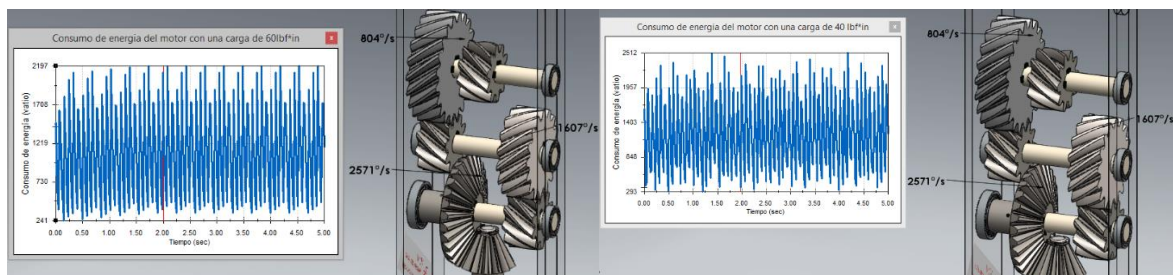


Figura 5.10. Errores en la simulación para el consumo de energía del motor. Fuente propia.

Se aplica una carga constante de 60 lbf*in a los 2seg y el consumo de energía del motor alcanza picos de 2197 Vatios. A la derecha al aplica una carga constante de 40 lbf*in a los 2 seg el consumo de energía del motor alcanza picos de 2512 Vatios.

Luego de realizar ajustes mecánicos al sistema (Figura 5.11), el consumo de energía con carga constante de 40lbf*in, la velocidad angular se mantiene pero el consumo de energía aumenta cuando aparece la carga alcanzando un valor aproximado de 100 Vatios.

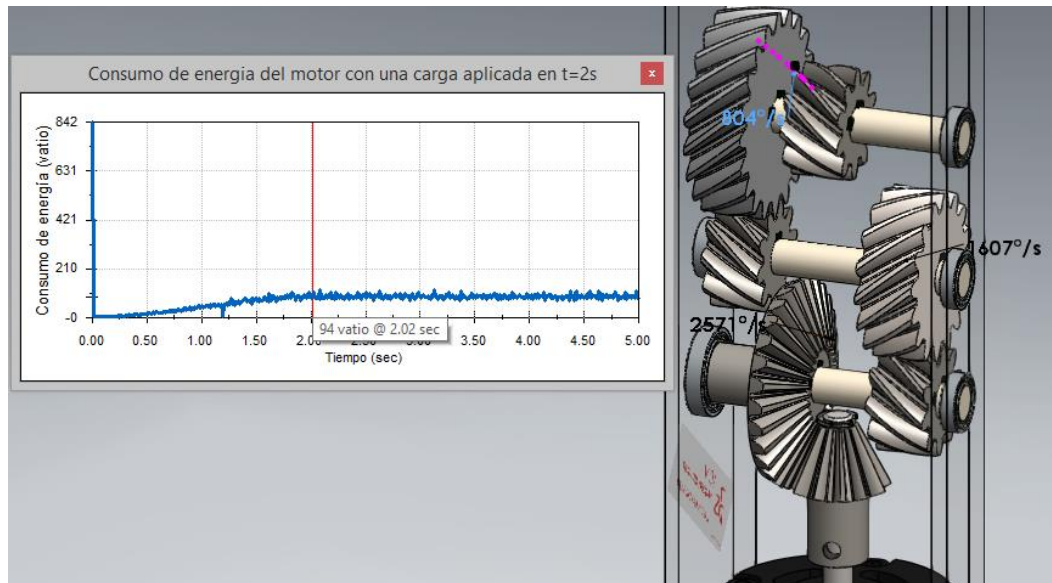


Figura 5.11. Resultados del consumo de energía del motorreductor luego del ajuste. Fuente propia.

5.2.1.2 Etapa 2





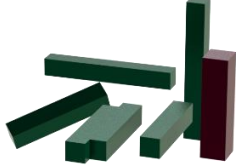
Comprende tres relaciones mecánicas y es la continuación del ensamblaje mecánico de la etapa 1. En esta etapa se aplica una velocidad de 134 rpm y se revisa el trazado de velocidad de la cuarta relación mecánica, se comprueba la velocidad precalculada y se repite el procedimiento con la quinta y sexta relación mecánica aplicando las velocidades resultantes previas. Luego de analizar las relaciones mecánicas de esta etapa se evalúa que cambios ocurren cuando se aplique una carga constante.

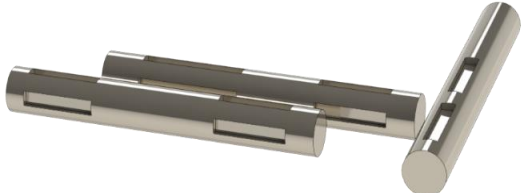
Lista de piezas

Al igual que la etapa anterior, los engranajes, anillos de retención y rodamientos utilizados son piezas estándar. En la tabla 5.2 se listan y describen las piezas diseñadas en esta etapa.

Tabla 5.2. Lista de piezas utilizadas en la etapa dos.

N.º	PIEZA (CANTIDAD)	DESCRIPCIÓN	SOLIDO 3D CONSTRUIDO
13	Engranaje helicoidal 10 dientes (2)	Rueda dentada para transmitir movimiento y potencia. Metric - RH Helical gear 1.25M 10T 40HA 20PA 10FW ---10N75H50L6.0S2 Material: Acero inoxidable forjado Volumen: 1717.36 mm cúbicos Masa: 13.74 g	

14	engranaje helicoidal 13 dientes (1)	Metric - LH Helical gear 1.25M 13T 40HA 20PA 10FW - --13N75H50L6.0S2	
		Material: Acero AISI 304	
		Volumen: 3148.95 mm cúbicos	
		Masa: 25.19 g	
15	engranaje helicoidal 15 dientes (1)	Metric - RH Helical gear 1.25M 15T 40HA 20PA 10FW - --15N75H50L6.0S1	
		Material: Acero inoxidable AISI 316L	
		Volumen: 4544.01 mm cúbicos	
		Masa: 36.47 g	
16	engranaje helicoidal 25 dientes (1)	Metric - LH Helical gear 1.25M 25T 40HA 20PA 10FW - --25N75H50L6.0S2	
		Material: Acero aleación nitrada DIN 1.8519	
		Volumen: 12639.01 mm cúbicos	
		Masa: 98.58 g	
17	Rodamiento de rodillos con jaula (5).	<p>Ofrecen mayor capacidad de carga radial (fuerzas perpendiculares al eje del rodamiento). Permite el giro de los ejes transversales.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Ball bearing ISO 1224 - 170610 • JIS B 1512-1 - 1710 - R,24,DE,AC,24. 	
	Rodamiento de bolas con jaula (1).	Ansi metric AFBMA 12.1.4.1 - 0030-7 - Full,DE,AC,Full_68	
18	Anillo de retención (8).	<p>Anillo de seguridad para mantener la posición del piñón cónico acoplado al motor y de los engranajes.</p> <p>C-RINGS BS3673-4 - S003M, Truarc 5560-10</p>	
19	chaveta (12).	Cuñas para acoplar piezas individuales en un solo eje de rotación. JIS B 1301 2x2-C	

20	eje transversal (3).	Eje para acoplar los engranajes. Giran sobre su eje porque están montados en rodamientos cuando se someten a fuerzas.	
----	----------------------	---	--

Fuente propia.

Relación mecánica 4: la etapa 2 comienza con el contacto entre sí de dos engranajes helicoidales acoplando mecánicamente la transmisión de potencia desde la etapa 1 a la etapa 2. La cuarta relación mecánica (Figura 5.12) tiene como entrada 134 rpm que es la velocidad final de la etapa 1.

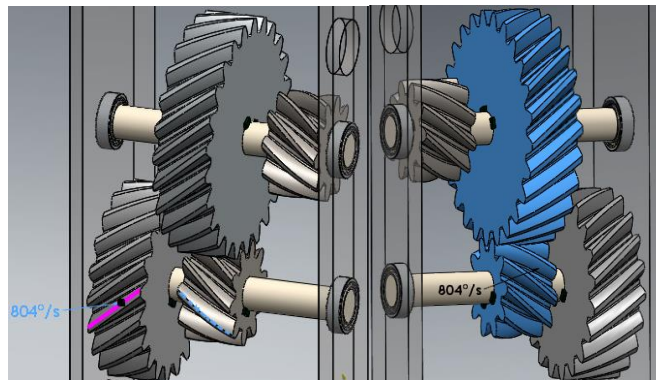


Figura 5.12. Cuarta relación mecánica del motorreductor. Fuente propia.

La cuarta relación mecánica representa el fin de la etapa 1 y el comienzo de la etapa 2, formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul. Los engranajes que están acoplados al mismo eje transversal se mueven a la misma velocidad.

Primer engranaje: engranaje helicoidal de 10 dientes.

Segundo engranaje: engranaje helicoidal de 25 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 134 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 4: 53,6 rpm.

Se verifica con la herramienta computacional el desempeño de los engranajes y el precálculo obtenido (Figura 5.13).

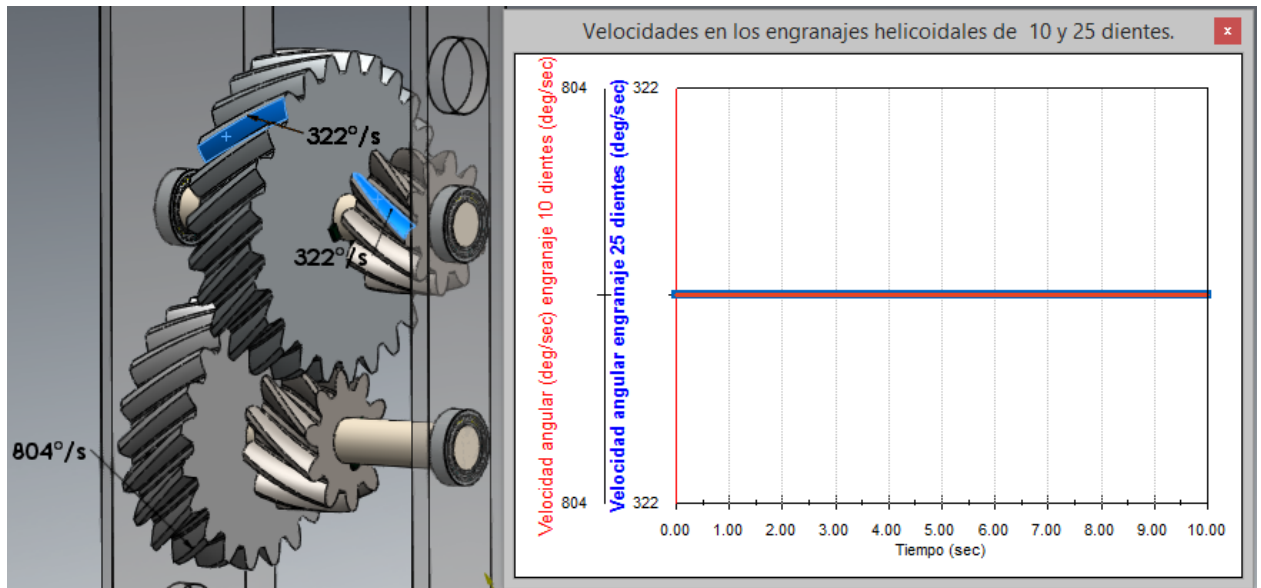


Figura 5.13. Resultados de la cuarta relación mecánica que reduce la velocidad a $322^\circ/\text{seg}$ o 53.67 rpm. Fuente propia.

Algunos problemas mecánicos (Figura 5.14). En la verificación del desempeño de los engranajes con la herramienta computacional encontramos variaciones en la velocidad del engranaje de 25 dientes, esto se debe a un acople inadecuado entre dientes.

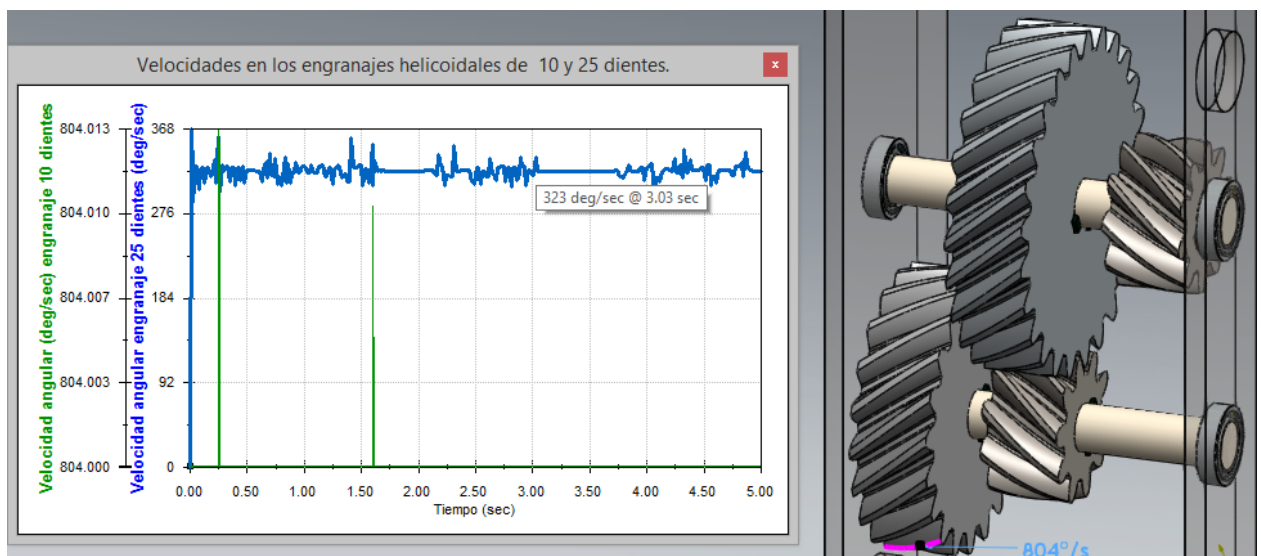


Figura 5.14. Problemas mecánicos por mal acople entre dientes en la cuarta relación mecánica. Fuente propia.

En la cuarta relación mecánica del motorreductor se evidencian en un trazado inestable con graficas de velocidad afectadas por ruido que se debe a impactos inadecuados entre engranajes.

Relación mecánica 5: La quinta relación mecánica (Figura 5.15) tiene como velocidad de entrada 53.67 rpm.

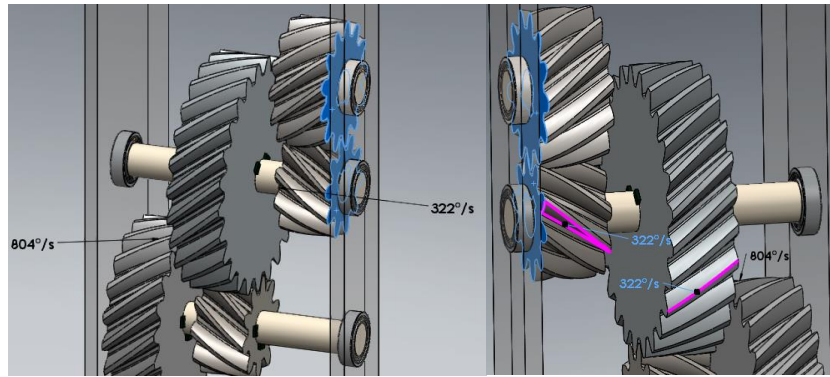


Figura 5.15. Quinta relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul. Fuente propia.

Primer engranaje: engranaje helicoidal de 10 dientes.

Segundo engranaje: engranaje helicoidal de 13 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 53.67 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 5: 41.28 rpm.

Relación mecánica 6: La sexta relación mecánica (Figura 5.16) tiene como velocidad de entrada 41.28 rpm según el precálculo de velocidad en la relación anterior.

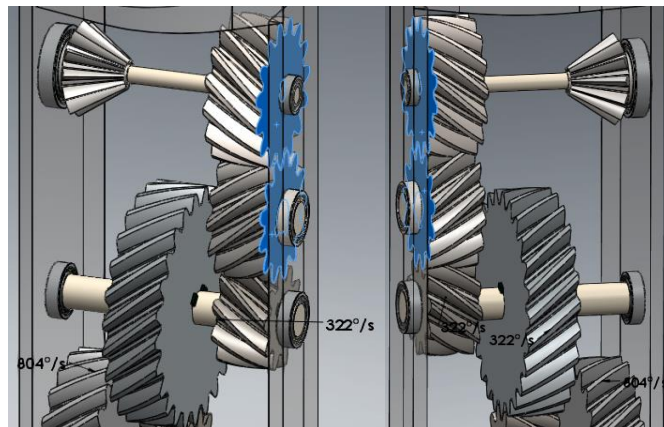


Figura 5.16. Sexta relación mecánica del motorreductor formada por engranajes helicoidales resaltados en color azul. Fuente propia.

Primer engranaje: engranaje helicoidal de 13dientes.

Segundo engranaje: engranaje helicoidal de 15 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 41.28 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 6: 35.77 rpm.

Las relaciones 5 y 6 más que para transmitir potencia son importantes para lograr un espacio adecuado para acoplar la siguiente etapa del motorreductor. Los resultados del análisis de movimiento para estas dos relaciones se muestran a continuación (Figura 5.17) “Vélez, J. (2015, Febrero). Análisis 2 de movimiento gearmotor [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

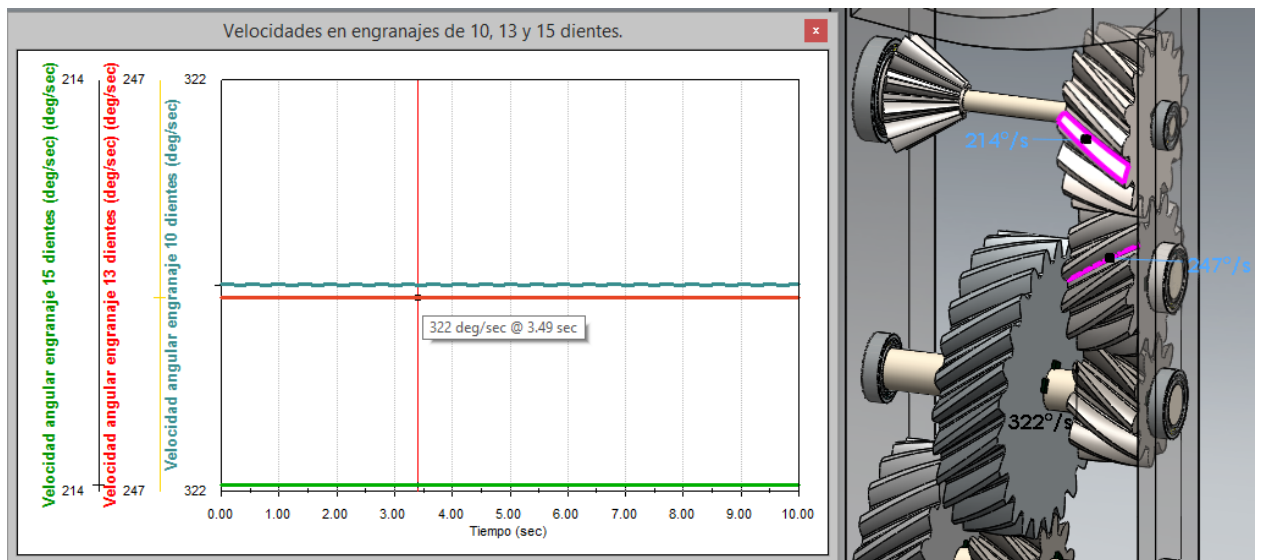


Figura 5.17. Resultados del conjunto de relaciones 5 y 6. Fuente propia.

Las relaciones mecánicas 5 y 6 generan una velocidad final de $214^\circ/\text{s}$ o lo que es equivalente 35.67 rpm. Los resultados del estudio de movimiento permiten verificar las velocidades precalculadas y el comportamiento del tren de engranajes.

Ahora se revisa los resultados obtenidos cuando aparece una carga torsional de $60 \text{ lbf}\cdot\text{in}$ en el último eje transversal de la etapa dos (Figura 5.18).

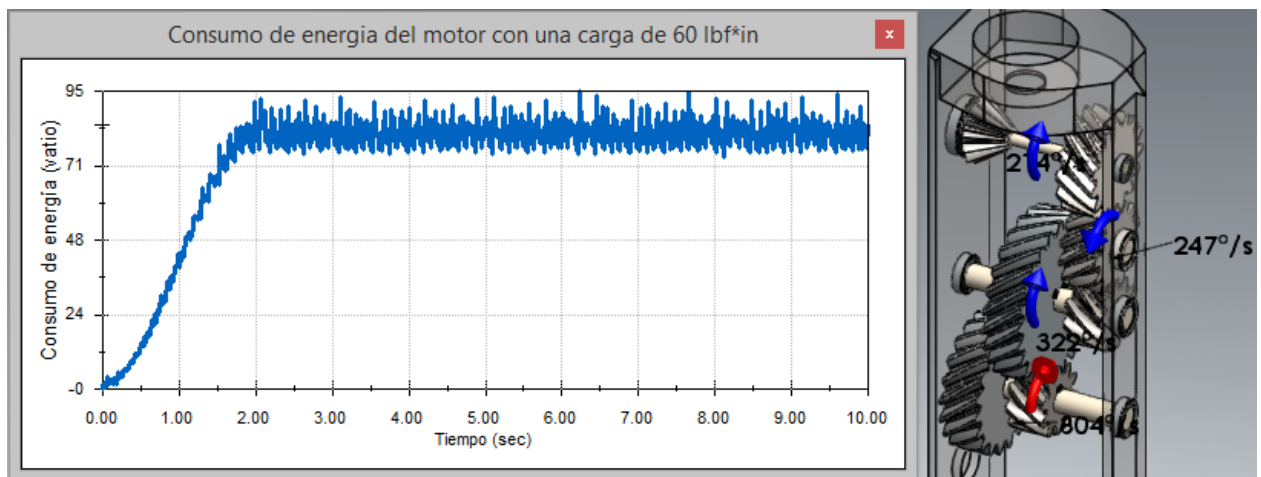


Figura 5.18. Resultados de la carga torsional obtenida en la segunda etapa. Fuente propia.

La aplicación de carga constante torsional (flecha azul) se opone al movimiento del giro de los engranajes. La flecha roja torsional representa un velocidad de giro de 134 rpm (inicio de la etapa 2). La velocidad de los engranajes no se altera pero si aumenta el consumo de energía del motor. El consumo de energía es aproximadamente 85 Vatios y este incremento se evidencia cuando se aplica la carga constante de $60 \text{ lbf}\cdot\text{in}$ en $t=2\text{seg}$.

Conclusión: La etapa 2 del motorreductor comprende tres relaciones mecánicas que ofrecen un factor de reducción de velocidad de 0.2662 y mediante el análisis de movimiento de SolidWorks

se verifico que con una velocidad inicial de **134 rpm** se obtiene en la salida **35.67 rpm** y cuando la etapa se somete a una carga fija torsional de 60 lbf*in el consumo de energía es casi de 95 Vatios “Vélez, J. (2015, Febrero). *Movimiento reductor de velocidad [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia*”.

5.2.1.3 Etapa 3


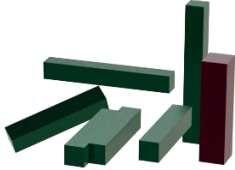

Comprende dos relaciones mecánicas, una es para cambiar el sentido de transmisión de movimiento y la otra es para acoplar y mover verticalmente el eje de doble pistón de la ICV. Es la continuación del ensamblaje mecánico de la etapa 2 y el final del diseño del sistema electromecánico o motorreductor.

Lista de piezas

Al igual que las etapas anteriores, los engranajes, anillos de retención y rodamientos utilizados son piezas estándar. En la tabla 3.3 se listan y describen las piezas diseñadas en esta etapa.

Tabla 5.3. Lista de piezas utilizadas en la etapa 3.

N.º	PIEZA (CANTIDAD)	DESCRIPCIÓN	SOLIDO 3D CONSTRUIDO
21	Engranaje helicoidal 15 dientes (1)	Rueda dentada para transmitir movimiento y potencia. Metric - RH Helical gear 1.25M 15T 40HA 20PA 10FW ---15N75H50L4.0N	
		Material: Acero inoxidable AISI 316L	
		Volumen: 4544.01 mm cúbicos	
		Masa: 36.47 g	
22	Engranaje cónico 12 dientes (1)	Metric - Straight bevel pinion 1.25M12PT 30GT 20PA 12FW - 12O10H30MD6S2	
		Material: Acero AISI 304	
		Volumen: 1068.31 mm cúbicos	
		Masa: 8.55 g	
23	Engranaje cónico 22 dientes (1)	Metric - Straight bevel gear 1.25M 22GT 12PT 20PA 12FW ---22O10H25MD6N	
		Material: Acero A286 Súper aleación a base de hierro.	
		Volumen: 3417.25 mm cúbicos	
		Masa: 27.06 g	

24	Rodamiento de rodillos con jaula (1).	15mm de diámetro exterior. JIS B 1512-1 - 1710 - R,24,DE,AC,24.	
	Rodamiento de bolas con jaula (1).	AFBMA 12.1.4.1 - 0030-7 - 10,SI,NC,10_68	
	Rodamiento de empuje (1)	El rodamiento axial sirve para atenuar el efecto de cargas axiales que aparecen en el mismo sentido del eje de rotación (fuerza vertical sobre la tuerca) AFBMA 24.1.5 - 10TA12 - Full,DE,NC,Full_68.	
25	Arandelas de retención o de seguridad (8).	Arandela de seguridad para mantener la posición de las piezas móviles. C-RINGS BS3673-4 – S003M, Truarc 5560-10, lock washer DIN 6799-7	
	eje transversal (1).	Eje para acoplar los engranajes. Giran sobre su eje porque están montados en rodamientos cuando se someten a fuerzas. Sin dimensiones estándar.	
26	chaveta (12).	Cuñas para acoplar piezas individuales en un solo eje de rotación. JIS B 1301 2x2-C	
28	Tornillo-tuerca ball screws	Relación tornillo – tuerca para acoplar el eje de doble piston de la ICV. Hiwin code R12-5B1-FSW-110-180-0.008.	

Fuente propia.

Relación mecánica 7: La séptima relación mecánica (Figura 5.19) tiene como velocidad de entrada 35.67 rpm según la velocidad final de la etapa 2. Su función es cambiar en 90° el sentido de movimiento y el sentido de transmisión de potencia.

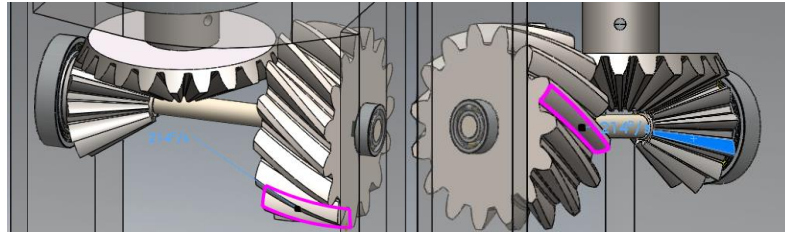


Figura 5.19. Séptima relación mecánica del motorreductor. Fuente propia.

Primer engranaje: engranaje cónico de 12 dientes.

Segundo engranaje: engranaje cónico de 22 dientes.

Velocidad del primer engranaje: 35.67 rpm.

Precálculo de la velocidad producida por la relación mecánica 7: 19.456 rpm.

Se hace una revisión de la gráfica resultante del estudio de movimiento para comprobar que se obtuvo la velocidad precalculada y que la relación mecánica trabaja adecuadamente (Figura 5.20).

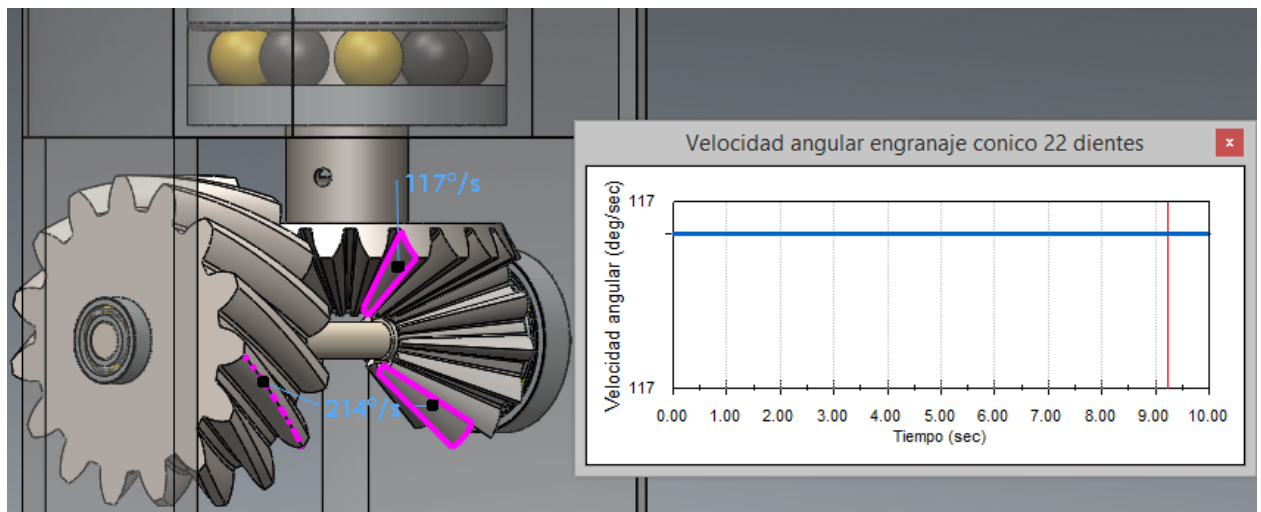


Figura 5.20. Resultado de la séptima relación mecánica del motorreductor. Fuente propia.

El estudio de movimiento en SolidWorks permite verificar cual es la velocidad resultante que produce la séptima relación mecánica. El precalculo es aproximado al cálculo del solver cinemático de SolidWorks donde se obtiene 117°/s o lo que es equivalente 19.5 rpm.

Relación mecánica 8: La última relación mecánica es una relación tornillo-tuerca (Figura 5.21) que convierte el movimiento de rotación del tornillo en movimiento lineal con la tuerca. El tornillo esta acoplado al mismo eje de rotación del engranaje cónico de 22 dientes de la relación anterior por medio de chavetas y la tuerca es una pieza que va a desplazarse verticalmente cuando rota el tornillo.

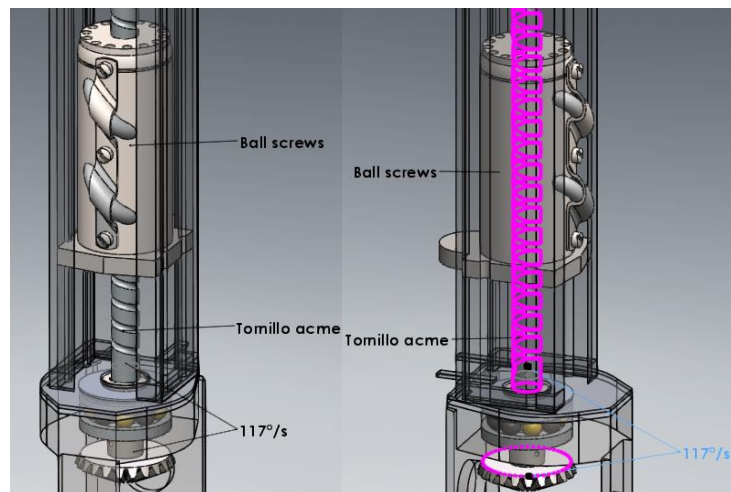


Figura 5.21. Diseñomecánico de la relación tuerca-tornillo. Fuente propia.

La relación tornillo-tuerca está compuesta por un tornillo acme y una tuerca con tecnología ball screws para tener mejor precisión en el desplazamiento vertical y mayor resistencia para soportar cargas.

Características de tornillo - tuerca con tecnología ball screws

La tecnología ball screws es utilizada en la etapa final del sistema mecánico de la ICV con Tornillo-Tuerca, fue implementada para resolver las siguientes dificultades:

- Acoplar y mover el eje de doble pistón de la ICV de una forma precisa.
- Disminuir la fricción al desplazar la carga.
- Soportar o aplicar altas cargas de empuje.

Un eje roscado proporciona un camino de rodadura helicoidal a unas bolas (figura 5.22). Las bolas están confinadas dentro de la tuerca y realizan un circuito cerrado por unos conductos. El movimiento lineal de la tuerca se debe a la recirculación de las bolas cuando existe rotación del eje (no por deslizamiento). El esfuerzo se reparte entre todas las bolas para aplicar o resistir altas cargas de empuje “Hiwin. (2010). *demonstración de características de tornillo - tuerca con tecnología ball screws [Videograbación]. Editado*”.

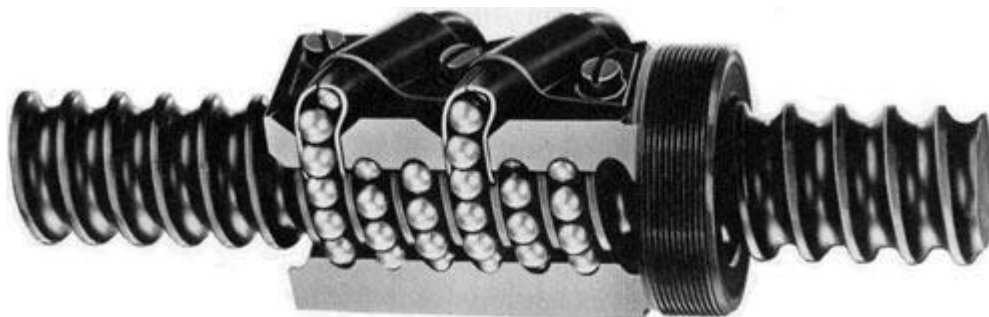


Figura 5.22. Vista seccionada de la relación tornillo – tuerca. Fuente Hiwin.

Analisis de la relacion tornillo – tuerca en solidworks

El paso de rosca o el paso del husillo en el tornillo es de 6.5 mm. Esta es la distancia vertical que recorre la tuerca por cada revolucion que completa el tornillo. Si el tornillo gira a 19.5 rpm o 0.325 revoluciones por segundo (según el resultado de la relación mecanica 7) se necesitara 3.07 segundos para que la tuerca se desplace 6.5 mm hacia arriba o hacia abajo según el sentido de giro del tornillo.

Luego los resultados obtenidos en el análisis de movimiento demuestran que la relación tuerca-tornillo alcanza una velocidad constante de 2mm por segundo cuando el tornillo gira a 19.5 rpm (Figura 5.23).

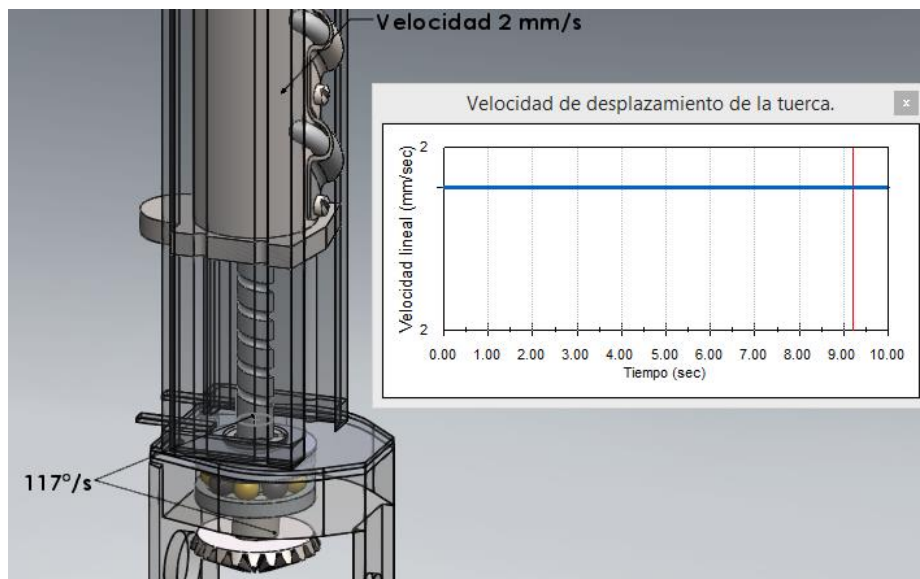


Figura 5.23. Resultado del estudio de movimiento SolidWorks para comprobar la velocidad de la tuerca. Fuente propia.

Si se tiene en cuenta que el eje de doble piston puede moverse aproximadamente 83 mm en una direccion, la ICV tomara 41.5 segundos para cambiar de minima apertura a maxima apertura (Figura 5.24).

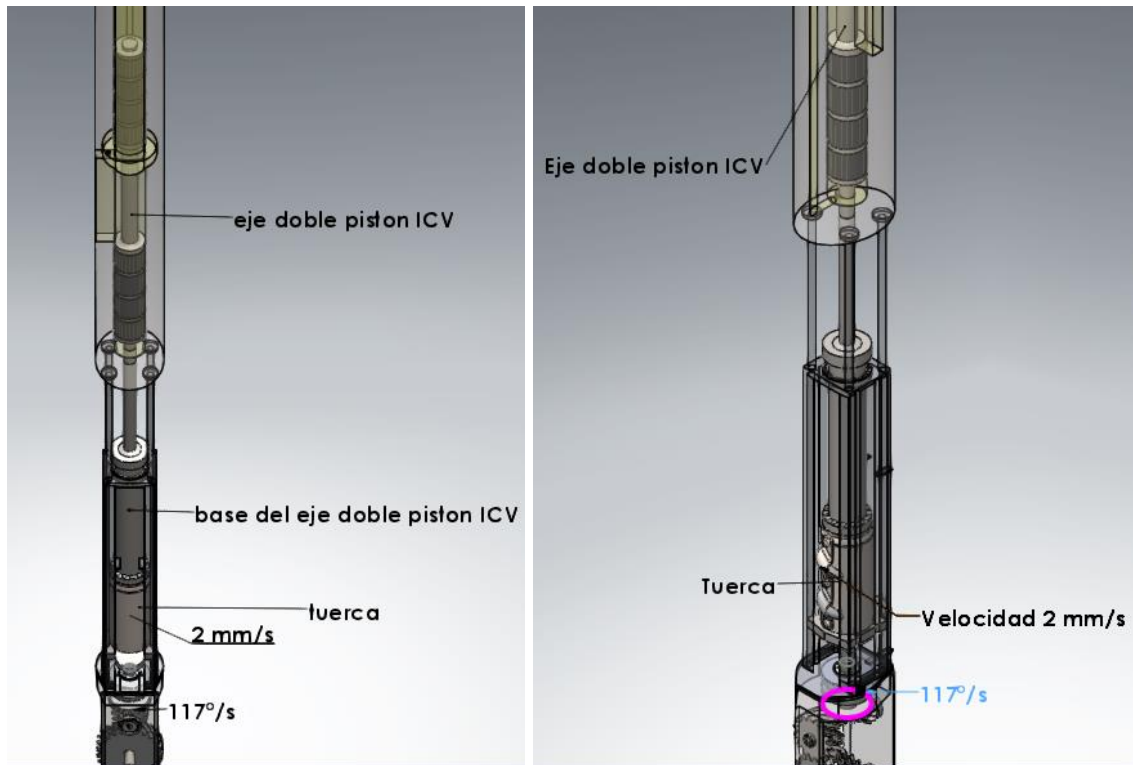


Figura 5.24. Descripción y resultados finales de la descripción tuerca-tornillo. Fuente propia.

La tuerca sirve como actuador para mover el eje de la ICV. El eje de doble pistón de la ICV está acoplado en la parte superior de la tuerca y experimenta la misma velocidad de desplazamiento 2mm/seg.

Conclusión: La etapa 3 del motorreductor comprende dos relaciones mecánicas. La primera relación completa el factor de reducción de velocidad total del motorreductor entregando a la salida una velocidad de **19.5 rpm** a partir de 1000 rpm iniciales, entonces tenemos un reductor de velocidad con un factor de 1:50. La segunda relación es para acoplar el eje de la ICV y permite su desplazamiento de forma suave, **2 mm/seg** “Vélez, J. (2015, Marzo). Análisis 3 de movimiento gearmotor [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

Resultados del consumo de energía de la tercera etapa del motorreductor

Mediante el análisis de movimiento de Solidworks se verificó que el consumo de energía aumenta cuando aparece a una carga de 60 lbf (Figura 5.25).

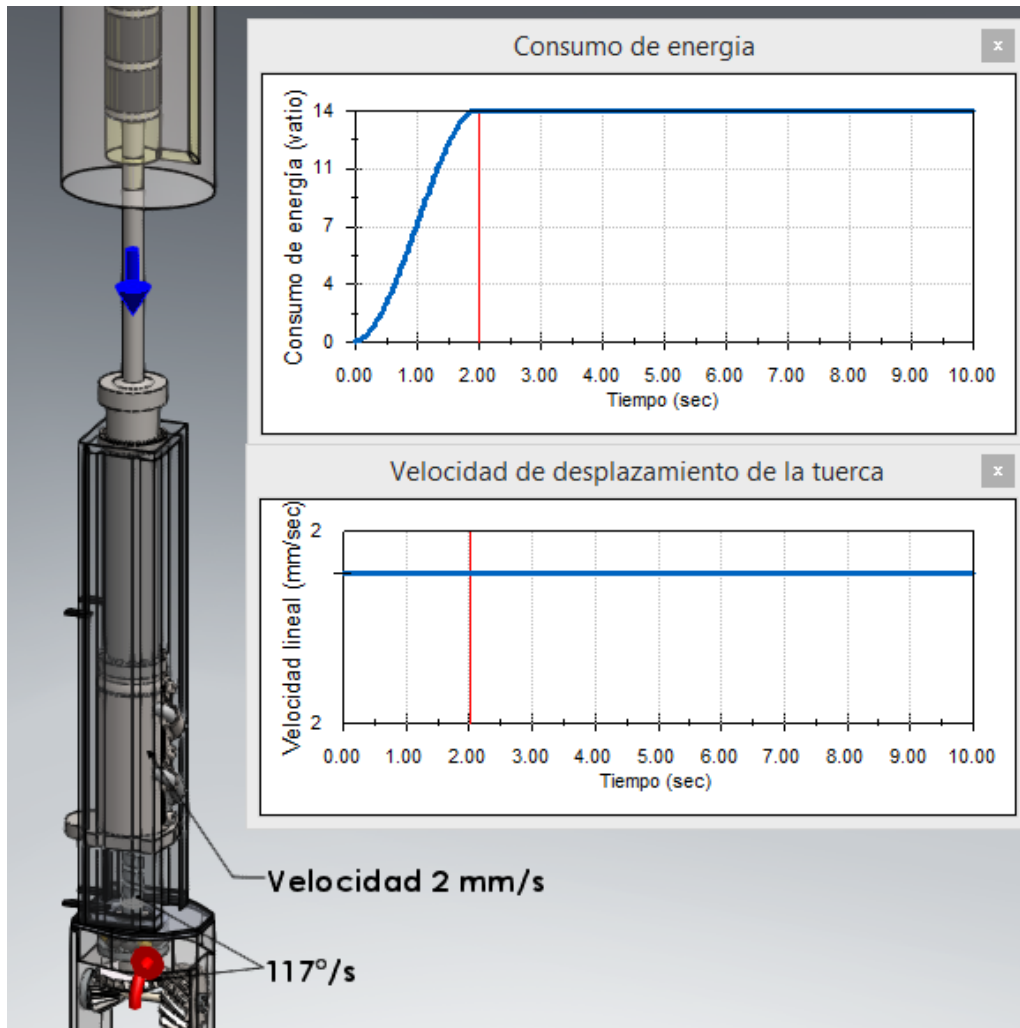


Figura 5.25. Resultado del consumo de energía de la etapa tres. Fuente propia.

La carga de 60lbf (flecha azul) aparece en $t=2\text{seg}$, esta magnitud simula un valor aumentado de la carga que ejercería sobre la tuerca el eje de la ICV. La velocidad original del inicio de la etapa 3 (flecha roja) se mantiene y la velocidad de la tuerca también. El consumo de energía en la fuente de movimiento se estabiliza en 14 Vatios cuando es aplicada la carga.

Ahora se revisa los resultados de un estudio de movimiento completo con las 8 relaciones mecánicas presentadas en las etapas 1, 2 y 3 (Figura 5.26).



Figura 5.26. Cuerpo ICV acoplado al motorreductor con sus ocho relaciones. El motorreductor tiene como funciones entregar la potencia necesaria para mover el eje de la ICV y producir un movimiento lento para facilitar el control de posición del eje de la ICV para regular el caudal de inyección de agua. Fuente propia.

El motorreductor se somete a una fuerza vertical de 60lbf sobre la tuerca en $t=2s$ para simular la carga que pueda generar el eje de la ICV y se somete a varias fuerzas torsionales opuestas al movimiento de los engranajes de 60 lbf*in (figura 5.27). La carga no interrumpe el movimiento de los engranajes pero si incrementa el consumo de energía del motor. El consumo de energía realizado para mover los engranajes de acero y tolerar las cargas alcanza 686 Vatios.

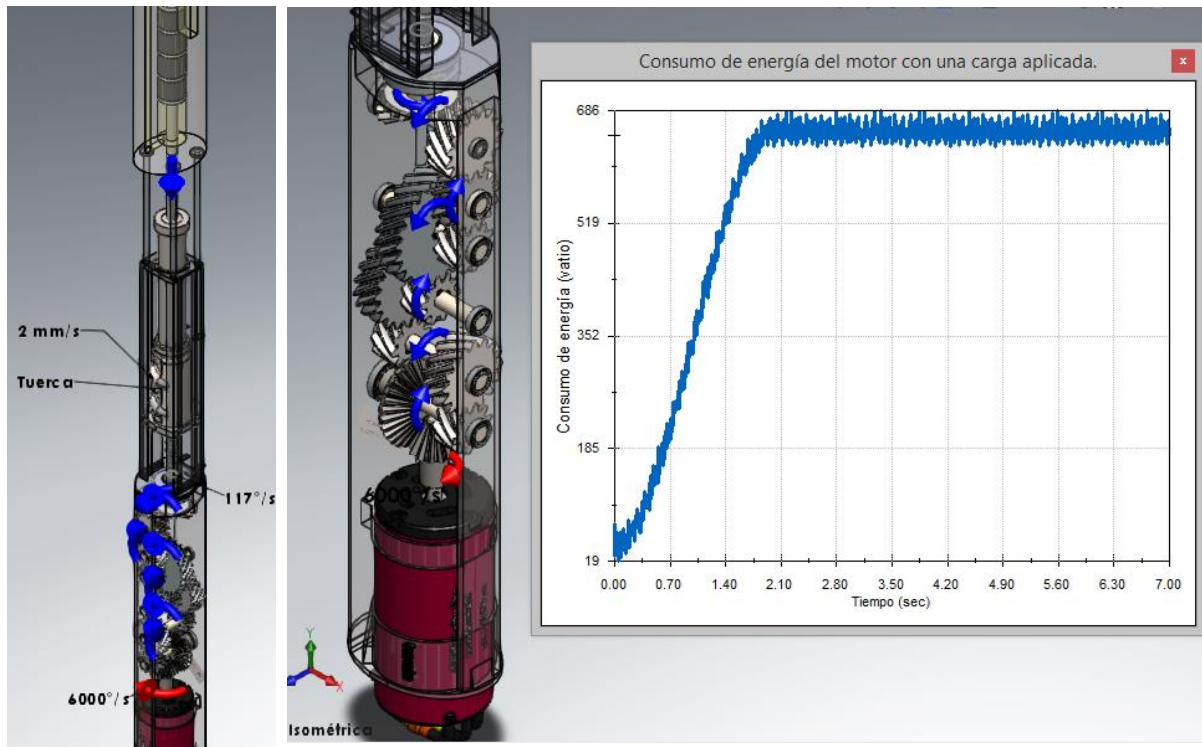


Figura 5.27. Resultado del consumo de energía del motorreductor con las 8 relaciones mecánicas bajo el caso hipotético de múltiples cargas. Las cargas (flechas azules), el sentido del movimiento del motor (flecha roja) y el tipo de contacto entre engranajes según el material configurado son variables que se evalúan en el análisis de movimiento. Fuente propia.

El torque que produce el sistema electromecánico se incrementa según el aumento de consumo de energía (Figura 5.28) “Vélez, J. (2015, Marzo). Gearmotor con carga [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

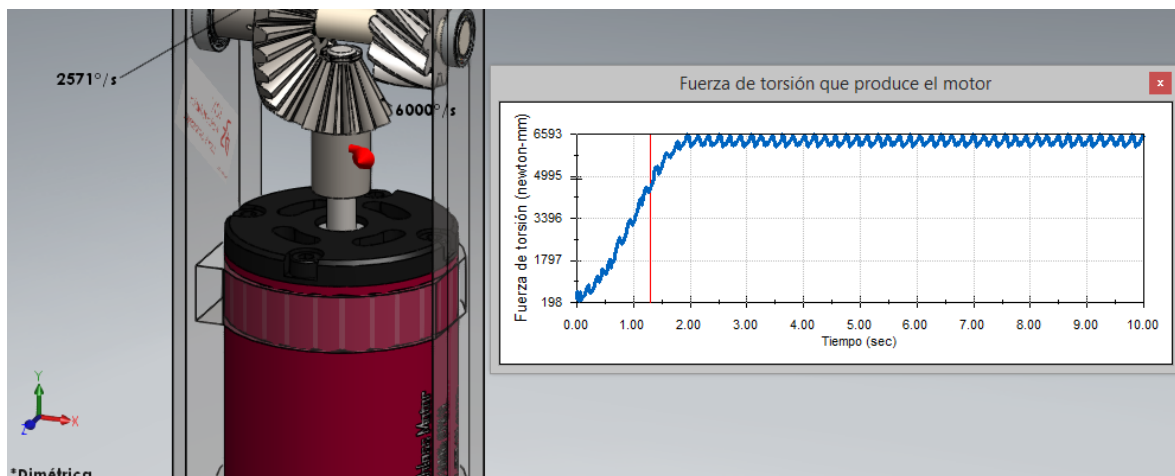


Figura 5.28. El motor produce una fuerza torsional de 0.672 Kg-m (6593 N-mm) cuando el sistema completo se somete a una carga de 60 lbf. Fuente propia.

Cuando la ICV permanece en una posición específica y el motor esta desenergizado, el sistema balanceado de fuerzas de la ICV, el tornillo – tuerca con su sistema interior de bolas y el reductor se encargan que la ICV mantenga su posición sin importar la presión del agua.

5.2.2 Resultado del diseño del sistema electromecánico

El motor propuesto para este diseño tiene características eléctricas y mecánicas adecuadas para cumplir con el tipo de funcionamiento estudiado (mover el eje de la ICV) y sería una buena opción utilizarlo en una prueba experimental con un prototipo de este reductor mecánico. Teniendo en cuenta los valores de carga que soporta el eje de doble pistón de la ICV (fuerzas sobre el eje y los pistones en resultados de estudio de flujo ICV, en Anexo F) el diseño del motorreductor podría responder adecuadamente a las exigencias del proceso de inyección de agua.

5.2.3 Recomendaciones

El diseño y estudio de un sistema electromecánico requiere la evaluación de todas las piezas que lo componen para asegurar la fiabilidad del producto. Para lograr la construcción de un prototipo funcional es necesario revisar en un estudio posterior otros aspectos como:

- Robustez del soporte del motorreductor donde se sujetan todas las piezas.
- Vida útil de los rodamientos.
- Estudio estático en cada pieza para identificar tensiones y deformaciones.
- Respuesta del ensamblaje ante cargas axiales o fuerzas paralelas a los ejes de rotación de los engranajes.

Dificultades del diseño: El desarrollo del diseño presento varias dificultades en el acople entre engranajes en diferentes puntos del ensamblaje. Algunas dificultades típicas fueron atascos en el contacto entre dientes de engranajes y vibraciones en los ejes transversales. “Vélez, J. (2015, Marzo). Problema mecánico 1. Problema mecánico 2 [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

6 ANEXO F. RESULTADOS ESTUDIO DE FLUJO ICV

El estudio de flujo de la ICV comprende un análisis breve del impacto del fluido cuando fluye a través de la terminación inteligente. Es necesario evaluar cual es la cantidad de flujo de agua que puede regular la ICV y que efectos genera el paso de agua a alta presión en las paredes de los elementos. El siguiente estudio solo tiene en cuenta el modulo de medicion de flujo y el cuerpo de la ICV.

6.1 Objetivos

- Determinar presiones, velocidades y flujo en el modulo de medicion de flujo y el cuerpo de la ICV bajo condiciones del proceso de inyeccion predefinidas.
- Determinar el rango de caudal de la ICV.
- Determinar las fuerzas que se ejercen en la superficie del eje de doble pistón de la ICV.

6.2 Condiciones del proceso de inyección de agua

- Presión del agua en la entrada: 3600 psi
- Temperatura del agua: 68.8 °C
- Presión exterior o presión del yacimiento: 1500 psi.

6.3 Condiciones de simulación

- Tipo de flujo: laminar y turbulento
- Proceso adiabático
- Sin rugosidad en las paredes de contacto con el flujo de agua.

6.4 Resultados de simulación

El primer paso es determinar y asignarle a SolidWorks cuál es el trayecto 3D que se pretende evaluar (Figura 6.1). Luego el cálculo computacional de la simulación de flujo se realiza para evaluar presión, velocidad y flujo dentro de la geometría de recorrido (Figura 6.1).

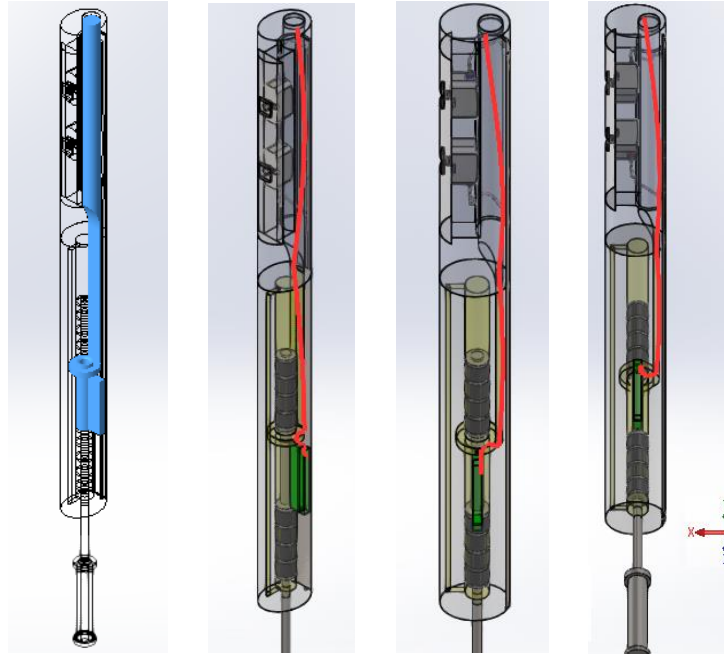


Figura 6.1. A la izquierda en azul, aparece el volumen que cubre el flujo de agua. Solidworks flow simulation evalúa la geometría de la válvula y crea un recorrido automático para el flujo de agua desde la entrada (extremo superior línea roja) hasta la salida (extremo inferior línea roja). Fuente propia.

Las condiciones del proceso se utilizan como variables de configuración en el estudio de simulación de flujo. Es necesario especificar una variable de entrada (caudal, presión o velocidad) y una variable de salida (caudal, presión o velocidad) para que la herramienta computacional evalúe la geometría del diseño de la ICV y calcule las variables de interés. Para este caso de estudio utilizamos un valor de presión nominal de inyección [57] (según la presión de yacimiento del campo petrolero la presión de inyección es diferente) como valor de presión en la entrada del modelo-sólido 3D, mientras la presión de salida es un valor que se seleccionó para tener una presión de inyección cercana y para conocer la dinámica que ofrece la ICV con un delta de presión constante y no mayor a 60 psi.

A continuación se analiza la dinámica del flujo de agua a través de la ICV en dos posiciones diferentes con igual caída de presión: ICV totalmente abierta y ICV cerrada.

6.4.1 ICV en posición totalmente abierta

Se muestran los cálculos de velocidades, presiones, flujos y fuerzas sobre el eje de doble pistón cuando la ICV ofrece la mínima restricción al paso del flujo.

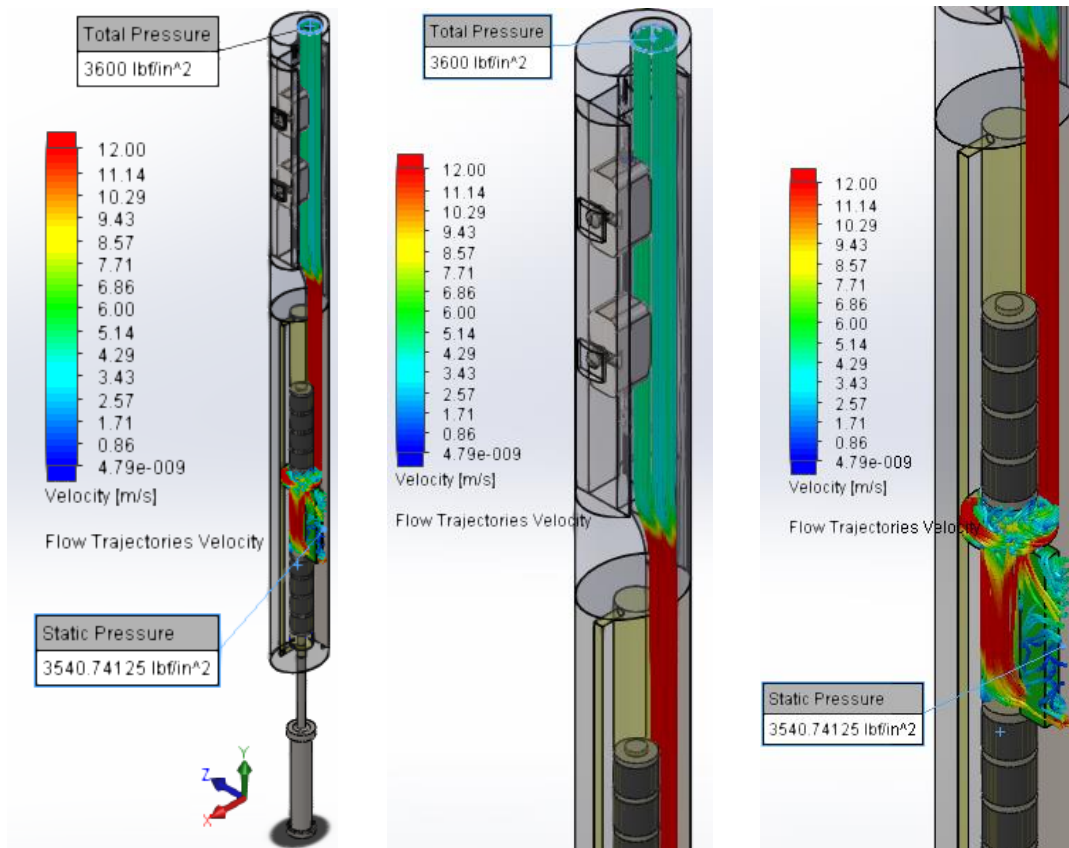


Figura 6.2. Espectro de velocidad cuando la ICV esta totalmente abierta. Configurando la presión total de entrada (3600 psi) y el valor de presión de salida (3540.7 psi) se calcula la velocidad del flujo durante todo el trayecto. Fuente propia.

En el recorrido del agua hay una reducción del área seccional en la entrada del cuerpo de la ICV que genera un incremento de velocidad del flujo de agua (máxima velocidad de 12.3m/s), la ICV está totalmente abierta y ofrece la menor resistencia posible al paso del flujo, en la sección media donde está el eje se reduce la velocidad en algunas zonas y luego en la salida, el flujo de agua tiene una velocidad más baja de 3.37 m/s “Vélez, J. (2015, Marzo). Análisis velocidad de flujo [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

La presión que experimenta el flujo a su paso a través de la ICV (Figura 6.3) esta correlacionada con los cambios de velocidad expuestos. Un estrechamiento del área por la que circula el flujo produce disminución de la presión y aumento de velocidad. La presión se mantiene constante mientras el agua fluye por el módulo de los medidores de ultrasonido, luego la presión se reduce cuando entra al cuerpo de la ICV porque el flujo paso por una reducción de área, en ese mismo punto la velocidad ya es mayor (Figura 6.2).

En la sección de salida no hay más restricciones importantes al paso del flujo, el pistón inferior no restringe la salida y el área por la que fluye el agua es mayor, esto atenúa mayor caída de presión y disminuye la velocidad del agua “Vélez, J. (2015, Marzo). Análisis presión de flujo [Videograbación estudio de simulación]. Fuente propia”.

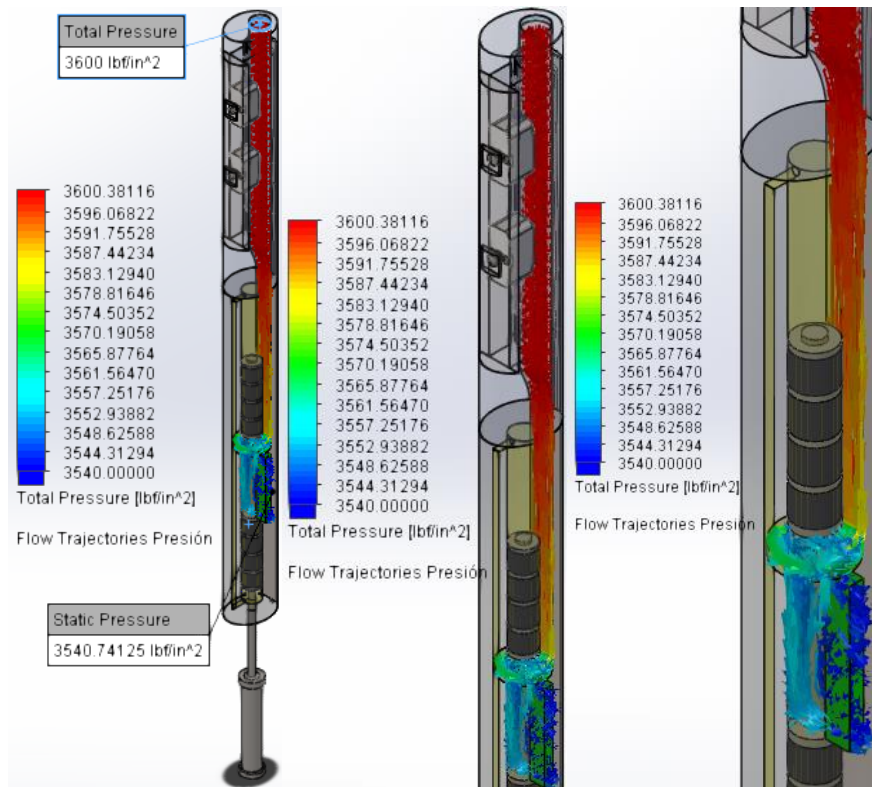


Figura 6.3. Analisis de presión cuando la ICV esta totalmente abierta. La presión de entrada es 3600 psi y la presión de salida es 3542 psi aproximadamente. Fuente propia.

Todas las variables que se evaluaron cuando la ICV esta totalmente abierta estan en la tabla 6.1 de resultados.

Tabla 6.1. Resultado de las varibales medidas para la la ICV totalmente abierta

Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value
Presión total salida	[lb/in ²]	3542.01795	3542.39689	3541.90312	3542.80445
Caudal volumétrico salida	[gal (US)/min]	-23.34	-23.47	-23.60	-23.29
Av Velocidad salida	[m/s]	3.37	4.23	3.35	4.99
Fuerza pistón superior	[lb]	746.722	746.994	746.650	747.314
Fuerza pistón inferior	[lb]	746.571	746.084	745.835	746.659
Fuerza eje central	[lb]	3.116	2.608	2.298	3.116
Caida de Presión	[lb/in ²]	57.98205	57.60311	57.19555	58.09688

Fuente propia.

6.4.2 ICV en posición cerrada

Se muestran los resultados de variables como velocidades, presiones, flujos y fuerzas sobre el eje de doble pistón cuando la ICV ofrece maxima restriccion al paso del flujo. Realmente la posicion cerrada se refiere a que el unico medio de salida es el baipás.

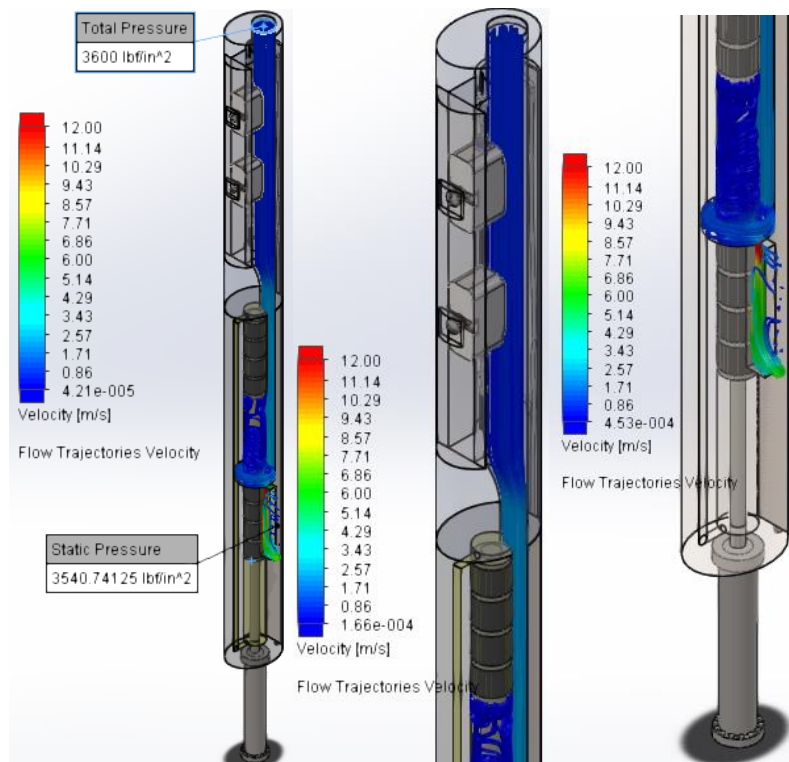


Figura 6.4. Analisis de velocidad cuando la ICV esta cerrada, el flujo de salida es 2.54 gpm y la velocidad maxima que experimenta el flujo es 12.4 m/s al pasar por el baipás. Fuente propia.

El máximo cambio de velocidad que experimenta el flujo sucede cuando el agua pasa por el baipás, luego rápidamente la velocidad disminuye hasta un valor de 1.47 m/s. El estrechamiento en la entrada del cuerpo de la ICV ya no presenta un cambio notable en la velocidad, la mayor restricción al paso del agua es la que ofrece el baipás (Figura 6.4).

El cambio de presión según el recorrido del agua (Figura 6.5) mantiene correlación con el cambio de velocidad cuando la ICV está cerrada, la caída de presión se hace evidente solo cuando el flujo pasa a través del baipás.

Los valores de todas las variables que se evalúan cuando la ICV está cerrada están en la tabla 6.2 de resultados.

Tabla 6.2. Resultado de las variables medidas para la ICV cerrada

Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value
Presión total salida	[lbf/in ²]	3541.12879	3541.14634	3541.12879	3541.18761
Caudal volumétrico salida	[gal (US)/min]	-2.54	-2.54	-2.55	-2.53
Av Velocidad salida	[m/s]	1.47	1.54	1.47	1.73
Fuerza pistón superior	[lbf]	764.318	764.321	764.307	764.334
Fuerza pistón inferior	[lbf]	766.923	766.928	766.914	766.941
Fuerza eje central	[lbf]	0.006	0.009	0.005	0.013
Caida de Presión	[lbf/in ²]	58.87121	58.85366	58.81239	58.87121

Fuente propia.

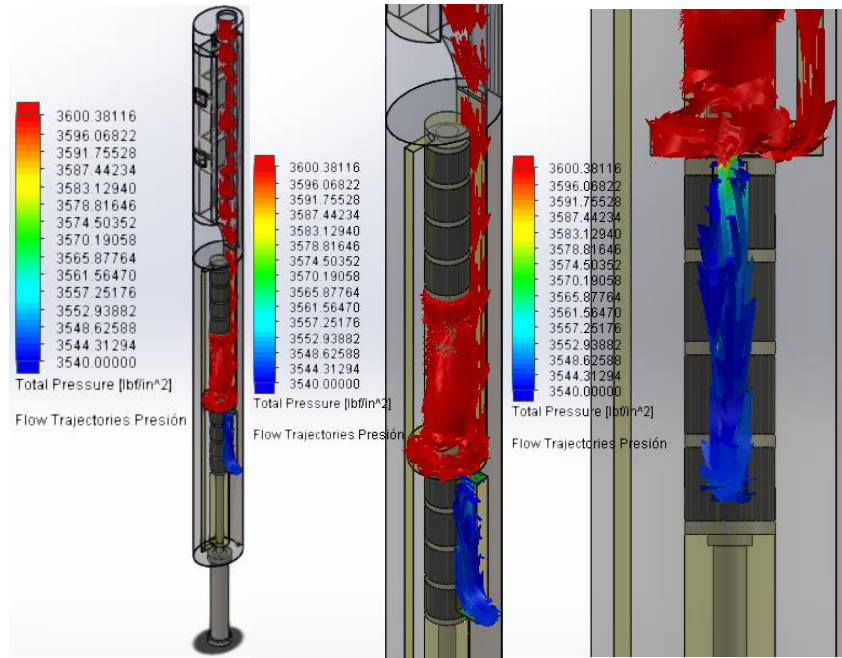


Figura 6.5. Analisis de presión cuando la ICV esta cerrada. La presión de entrada es 3600 psi y la presión de salida es 3541 psi aproximadamente. Fuente propia.

De acuerdo a la dinámica de flujo que presenta la ICV se puede hacer una analogía con una un circuito eléctrico serie conformado por dos resistencias (Figura 6.6): La fuente de voltaje $V1$ (presión total de entrada) está conectada a una resistencia fija $R1$ (estrechamiento en la entrada del cuerpo de la ICV) y esta resistencia está conectada en serie a una resistencia variable $R2$ (restricción ocasionada por la posición del eje de doble pistón y el baipás). El voltaje obtenido al final de la resistencia variable $V2$ (presión de salida ICV) depende del valor de la resistencia total que ofrece la serie.

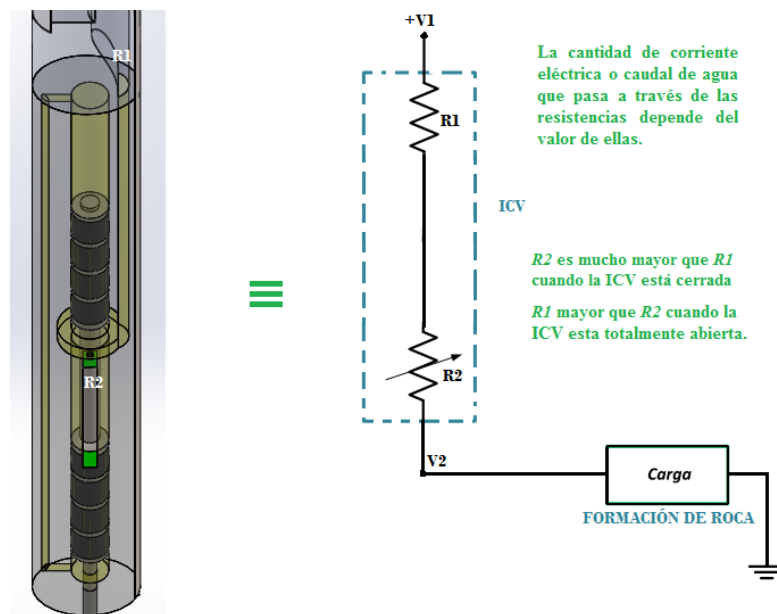


Figura 6.6. Analogía entre el comportamiento dinámico de presión y flujo en la ICV y el voltaje y corriente de un circuito eléctrico de resistencias en serie. Fuente propia.

Si la salida de flujo es solo a través del baipás; R_2 es mucho mayor que R_1 y la caída de voltaje en R_1 es despreciable respecto a la de R_2 , equivalente es decir la restricción al paso del flujo es mucho mayor en el baipás que en el estrechamiento de la entrada de la ICV o la caída de presión en la entrada de la ICV es despreciable cuando el flujo solo pasa a través del baipás.

Si la ICV empieza abrir, el flujo pasa a través del baipás y del espacio que permite los pistones; R_2 disminuye hasta ser una resistencia un poco menor a R_1 , la caída de voltaje en R_1 es más notoria.

La cantidad de corriente eléctrica o caudal de agua que pasa a través de las resistencias depende del valor de ellas. La presión en la salida de la ICV es la presión de entrada menos la pérdida de presión en las resistencias. Esta presión de salida será la presión con la que el agua llega a la formación de roca.

6.4.3 Comparación de resultados

Según el estudio de la dinámica de flujo, la convergencia de la magnitud de las variables de interés varía dependiendo la posición del eje de doble pistón. Los efectos del intercambio de posición entre cerrada y abierta se observa en los gráficos de resultados.

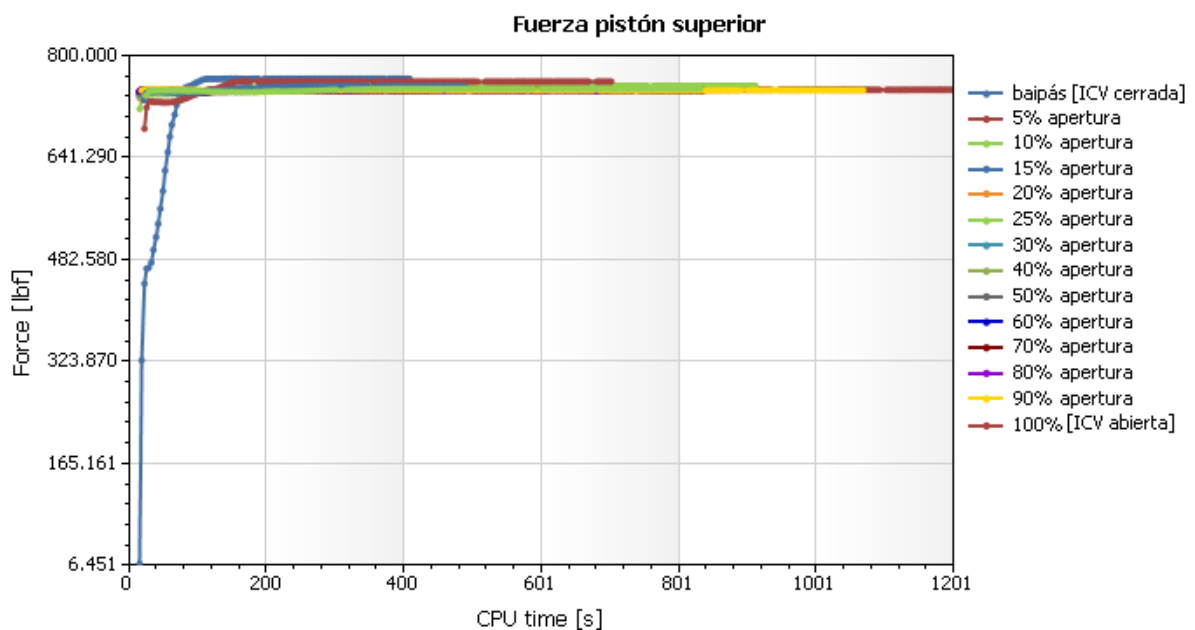


Figura 6.7. Fuerza que experimenta el pistón superior debido al flujo de agua. Fuente propia.

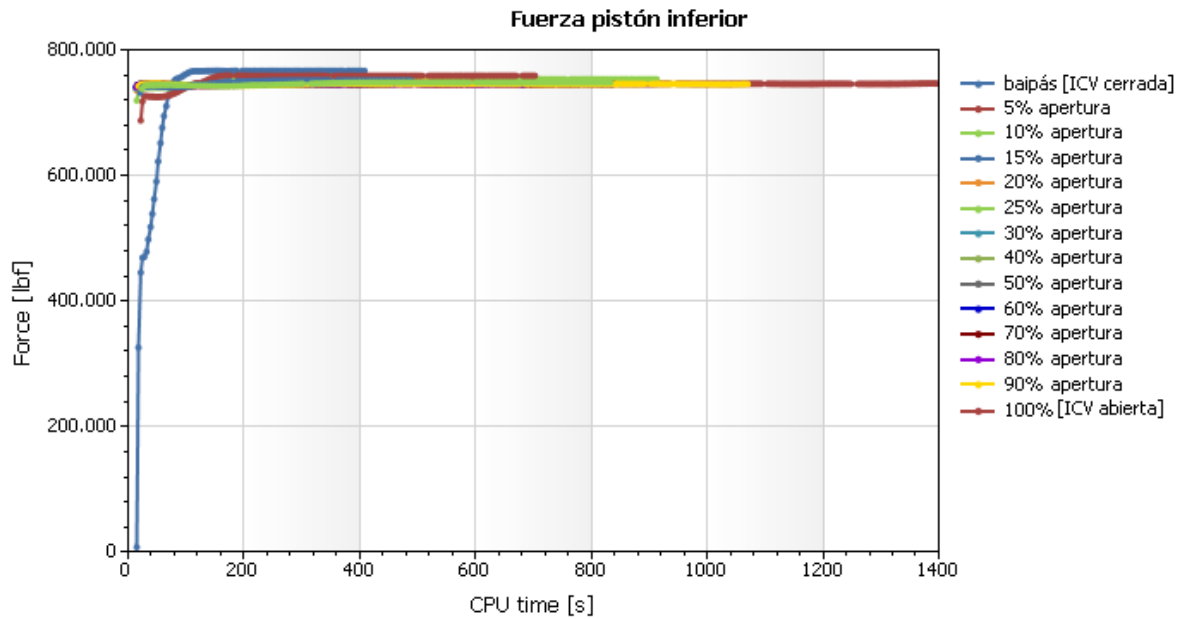


Figura 6.8. Fuerza que experimenta el pistón inferior debido al flujo de agua. Fuente propia.

El eje de doble pistón representa un sistema balanceado de fuerzas porque la fuerza que ejerce el agua verticalmente sobre ambos pistones es idéntica (Figura 6.7) y (Figura 6.8). En un diagrama de cuerpo libre de fuerzas sobre el eje de la ICV se tiene tres fuerzas que se destacan: La fuerza hacia arriba y la fuerza hacia abajo del agua sobre los pistones y la tercera es la fuerza que puede crear el motorreductor. Las fuerzas verticales que ejerce el flujo de agua son semejantes en magnitud y opuestas en dirección entonces se eliminan (casi por completo). La fuerza resultante que gobierna el movimiento del eje de la ICV es la fuerza que genera el motorreductor. La fuerza perpendicular que ejerce el agua en el eje central que une los pistones es pequeña porque en este sentido también existe equilibrio de fuerzas: Se ejerce vectores de fuerza perpendiculares al eje en 360° pero estas fuerzas se suprimen entre sí.

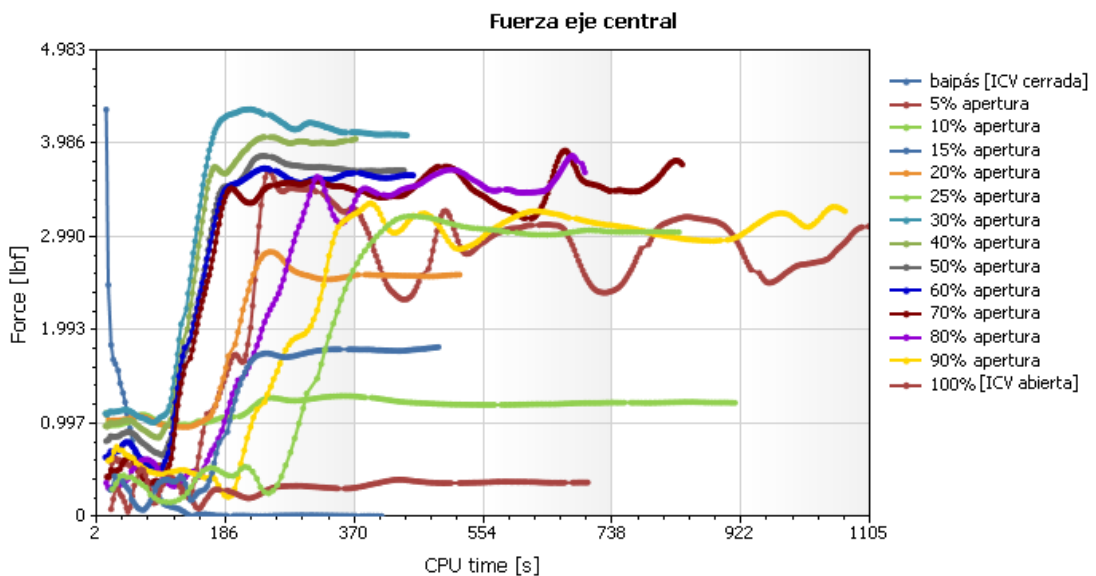


Figura 6.9. Fuerza que experimenta el eje central que une los pistones debido al flujo de agua. Fuente propia.

La ICV no presenta la misma efectividad del equilibrio de fuerzas horizontales para todas las posiciones, a medida que la ICV abre la efectividad disminuye (Figura 6.9). Mientras que la mayor fuerza resultante vertical que experimenta el eje de la ICV es 2.6 lbf hacia abajo también cuando la ICV esta totalmente abierta. El sistema electromecánico debe estar preparado para vencer la resistencia al movimiento que produce una fuerza resultante horizontal de 4 lbf y una fuerza vertical de 2.6 lbf.

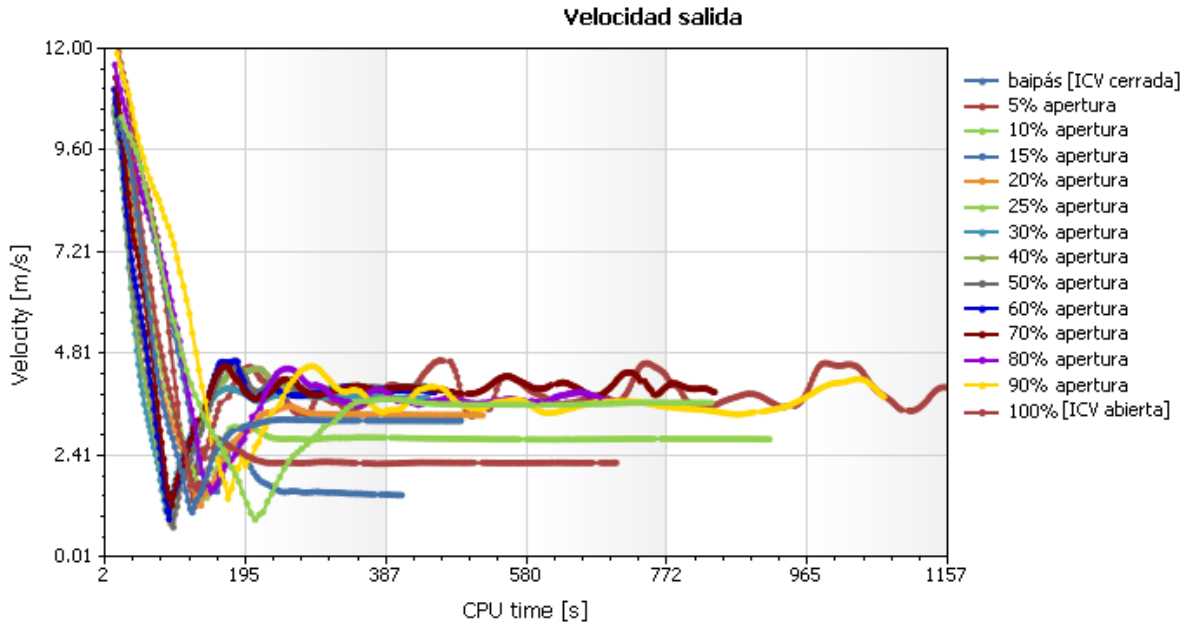


Figura 6.10. Velocidad del flujo de agua en la salida de la ICV. Fuente propia.

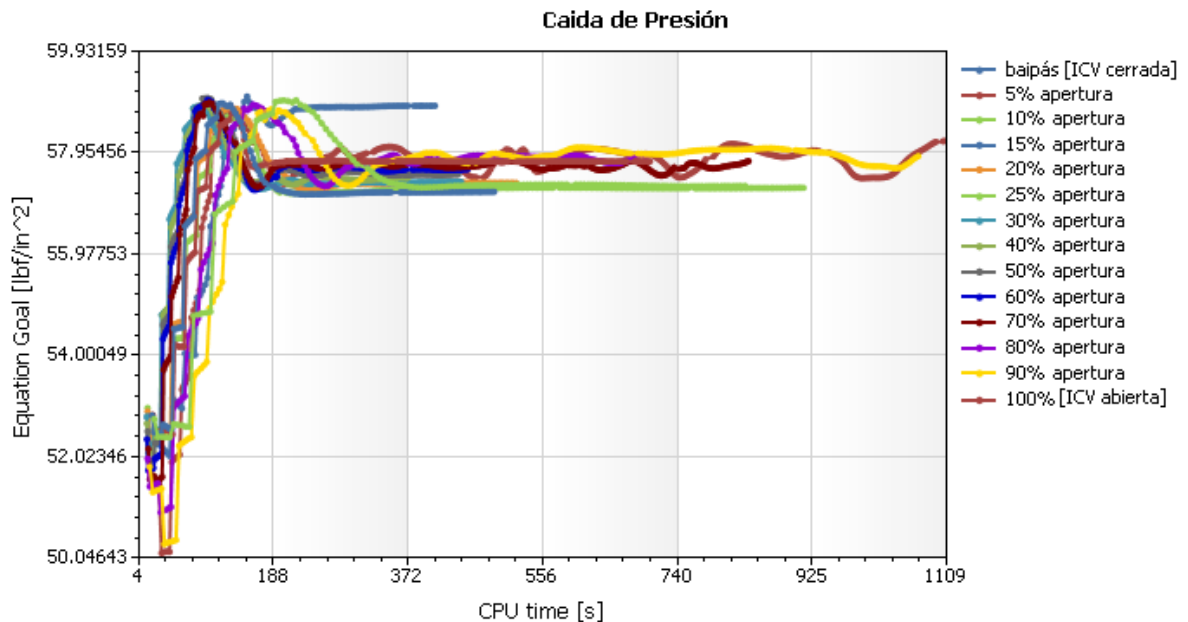


Figura 6.11. La caída de presión es la diferencia de presión entre la entrada del módulo de medición de flujo y la salida de la ICV. Fuente propia.

La convergencia de los resultados se utiliza en el posterior cálculo de la curva inherente de la ICV.

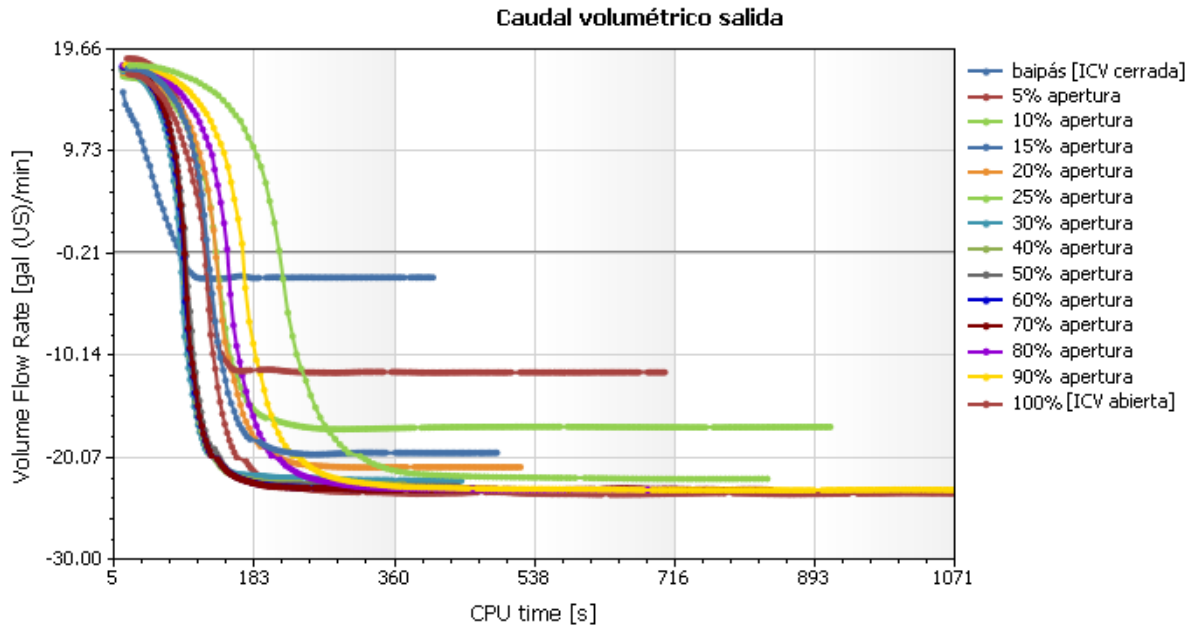


Figura 6.12. Caudal de salida de la ICV en galones por minuto a igual caída de presión. La caída de pérdida de presión relacionada son los valores de la *figura 11*. La ICV ofrece un rango de caudal volumétrico de 2.54 gpm a 23 gpm. Fuente propia.

La presión de salida de la ICV (Figura 6.13) cumpliría dos premisas importantes en el proceso de inyección de agua:

1. La presión de salida de la ICV es mayor en un 200% (doble) a la presión del yacimiento y se podría alcanzar el espacio físico de la formación que se quiere invadir con agua.
2. La relación caída de presión y presión de entrada en la ICV es mayor al 60% :

$\frac{\Delta P}{P_1} < 0.6$, esto implica que no hay grandes riesgos de erosión y/o cavitación en la ICV [58] (se verifico con el espectro de velocidad y presión que experimenta el flujo que no hay perdida de presión alta en el interior que sea menor a la presión de vapor del agua).

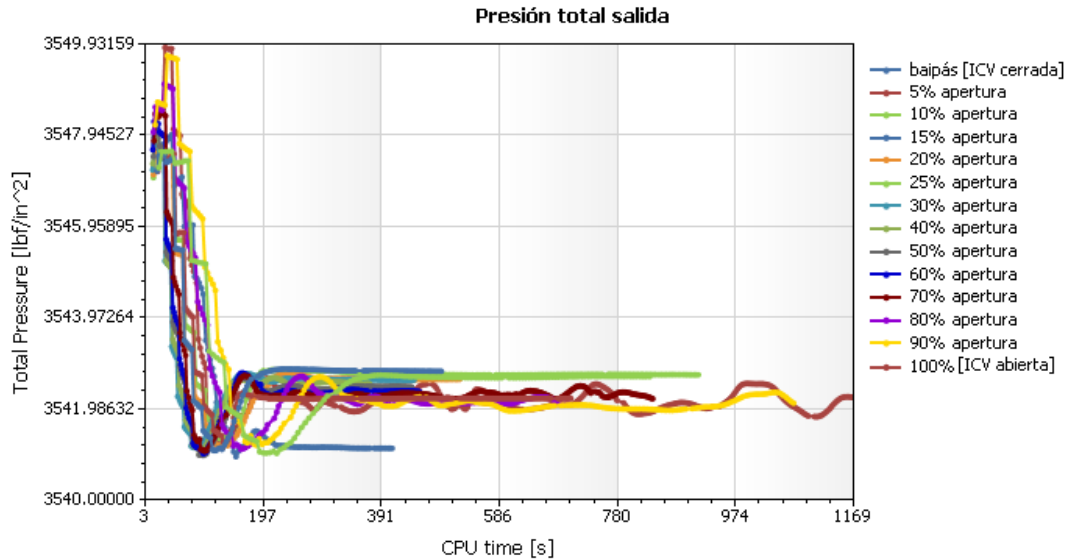


Figura 6.13. La presión total de salida promediada es 3542 psi. Este valor es mayor a la presión exterior o presión del yacimiento y representaría la presión con la que el agua ingresa a la formación de roca. Fuente propia.

6.4.4 Curva inherente de la ICV

La curva inherente de la ICV muestra la relación entre el recorrido del eje de doble pistón y el caudal que circula por la terminación inteligente [59]. Esta curva tiene en cuenta igual caída de presión al paso del agua para todas las posiciones del eje de la ICV. Para ello se define 14 puntos diferentes de posición del eje distribuidos proporcionalmente para calcular en cada posición la capacidad de flujo Cv (Caudal que circula por la ICV en condiciones definidas).

Para calcular todas las variables que se desea conocer, en la simulación se asigna la presión total de entrada en 3600psi y la presión estática de salida en 3540.7 psi. Con este diferencial de presión la herramienta computacional evalúa la geometría del diseño y de acuerdo al volumen del trayecto realiza el estudio de la dinámica de fluidos (CFD). En la tabla 6.3 se reúnen los resultados finales de convergencia del estudio de flujo para cada posición de la ICV.

Tabla 6.3. Resultados de estudio. La caída de presión es aproximada en todas las posiciones.

Goal (Value)	baipás [ICV cerrada]	5%	10%	15%	20%	25%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100% apertura
Presión total salida [lbf/in ²]	3541,129	3542,215	3542,730	3542,806	3542,633	3542,632	3542,617	3542,532	3542,466	3542,361	3542,209	3542,097	3542,113	3542,018
Caudal volumétrico salida [gal (US)/min]	-2,537	-11,763	-17,075	-19,584	-20,983	-22,115	-22,304	-22,641	-22,827	-23,011	-23,181	-23,197	-23,198	-23,340
Av Velocidad salida [m/s]	1,474	2,237	2,795	3,228	3,357	3,655	3,752	3,973	4,045	3,902	3,905	3,701	3,793	3,368
Fuerza pistón superior [lbf]	764,318	759,681	753,242	752,025	748,344	748,644	746,534	746,302	746,227	746,169	746,022	746,205	746,230	746,722
Fuerza pistón inferior [lbf]	766,923	759,049	753,540	751,296	749,202	748,289	747,426	746,852	746,525	746,357	745,954	745,962	745,832	746,571
Fuerza eje central [lbf]	0,006	0,364	1,215	1,810	2,583	3,038	4,072	4,035	3,698	3,645	3,761	3,678	3,262	3,116
Caída de Presión [lbf/in ²]	58,871	57,785	57,270	57,194	57,367	57,308	57,383	57,468	57,534	57,639	57,791	57,903	57,887	57,982

Fuente propia.

La capacidad de flujo Cv es un término que sirve para representar la pérdida de presión y la característica de caudal volumétrico en la ICV [60]. Cv es calculado con la información de caída presión y caudal volumétrico de salida de acuerdo a Ec. 6.1.

$$Cv = Q * \sqrt{\frac{Sg}{\Delta P}} \quad \text{Ec. 6.1}$$

Donde; C_v es la capacidad de flujo de la ICV, Q es el caudal volumétrico de salida de la ICV en galones por minuto, S_g es la densidad específica del agua en lb/ft^3 a $68.8^\circ C$, ΔP es la caída de presión en la ICV en psi. Asumiendo $S_g = 0.95$ como un valor aproximado de la densidad del agua que disminuye por la temperatura elevada del proceso tenemos la tabla 6.4 de resultados.

Tabla 6.4. Capacidad de flujo de la ICV

Posición	Caudal volumétrico salida [gal (US)/min]	Caída de Presión [lbf/in ²]	C_v	% C_v
baipás [ICV cerrada]	2,537	58,871	0,322	10,79
5%	11,763	57,785	1,508	50,48
10%	17,075	57,270	2,199	73,61
15%	19,584	57,194	2,524	84,48
20%	20,983	57,367	2,700	90,38
25%	22,115	57,308	2,847	95,31
30%	22,304	57,383	2,870	96,06
40%	22,641	57,468	2,911	97,44
50%	22,827	57,534	2,933	98,18
60%	23,011	57,639	2,954	98,88
70%	23,181	57,791	2,972	99,48
80%	23,197	57,903	2,971	99,45
90%	23,198	57,887	2,972	99,47
100% apertura	23,340	57,982	2,988	100,00

Fuente propia.

La curva característica de caudal inherente de la ICV (Figura 6.14) indica que la válvula entrega casi el máximo flujo con un mínimo recorrido. Esta relación entre el movimiento del eje de doble pistón y el caudal que pasa a través de la ICV muestra una dificultad para el control de inyección de agua, se tendría un recorrido efectivo del eje del 50% del recorrido total. Esto significa que para 38 mm de los 76.2mm de desplazamiento posible, el cambio de posición del eje la ICV resulta en una variación de caudal.

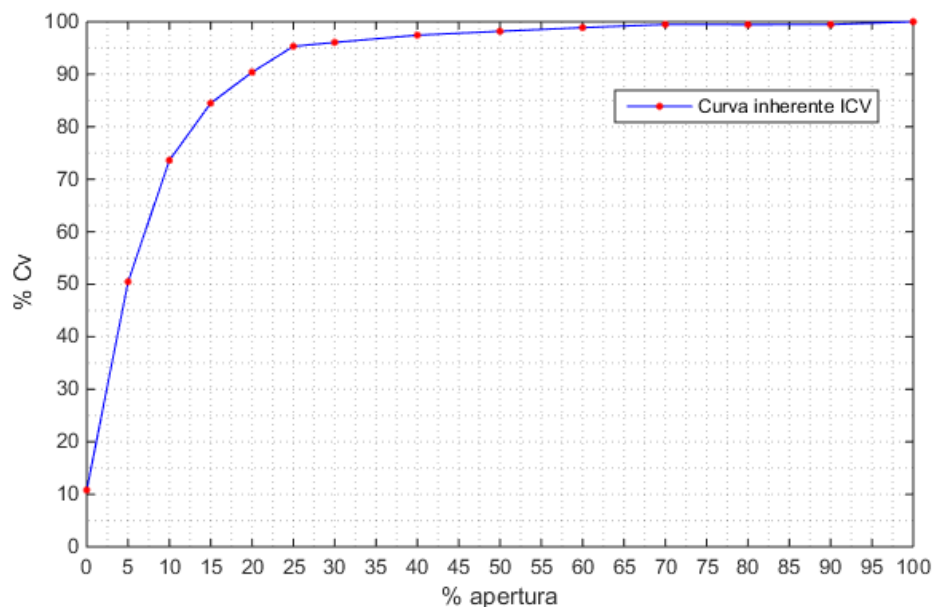


Figura 6.14. Curva inherente ICV. Fuente propia.

6.4.5 CONCLUSIONES

- Los estudios de dinámica de fluidos computacional (CFD) ofrecen información significativa sobre el impacto del flujo de fluidos, Esto es muy importante para solucionar los problemas con antelación si se desea construir una válvula o crear costosos prototipos pues elimina las repeticiones de inversión y resultados experimentales fallidos.
- El análisis CFD para el flujo de agua en la ICV sirve para desarrollar un diseño innovador y obtener mayor eficacia de la válvula resolviendo el problema típico de la caída de presión de la válvula. Por ejemplo la implementación de un estrangulamiento en la entrada del cuerpo de la ICV genero una caída de presión con resultados convenientes
- El estudio de flujo permitió encontrar áreas problemáticas en el diseño de la ICV y mejorarlas, lo que favorece para fabricar las piezas y crear un prototipo funcional.

7 BIBLIOGRAFIA

- [1] I. R. Calzada, “Formación de Petróleo a Partir de Animales Marinos,” *Petroquimex*, México, pp. 20–30, 2012.
- [2] J. J. Felix, C. Bremner, B. Brough, A. Baker, K. Pattison, G. Brown, R. Hathcock, K. Koerner, T. Hughes, and J. L. De Cárdenas, “La importancia del petróleo pesado,” *Oilf. Rev.*, vol. 18, no. 2, pp. 38–59, 2006.
- [3] C. L. Jimeno, J. I. Burgos, and P. Antonio G. Fernandez, “El petróleo. El recorrido de la energía,” *Madridinnova*, vol. Primera ed, p. 19, 2002.
- [4] L. Stewart, “La búsqueda de petróleo y gas,” *Oilf. Rev.*, vol. 23, no. 2, pp. 65–66, 2011.
- [5] J. P. Wauquier, *El Refino del Petróleo*. 2004.
- [6] R. R. Domínguez, “Grados API y gravedad específica de los hidrocarburos,” *Ingeniería Energética General*, pp. 1–6, 2013.
- [7] A. Á. Cerutti, *La refinación de petróleo. Tomo I*. Universidad Nacional de Cuyo, 2001.
- [8] Z. Economica, “Petróleo Brent,” *petróleo Brent Blend*, 2011. [Online]. Available: <http://www.zonaeconomica.com/petroleo/brent>. [Accessed: 24-May-2014].
- [9] Expansión, “Brent, West Texas, Arab Light.,” *Díario de la cumbre*, 2014. [Online]. Available: <http://www.expansion.com/especiales/petroleo/crudos.html>. [Accessed: 02-Jun-2014].
- [10] PDVSA, “Clasificación del crudo según API,” <http://www.pdvsacom>, 2005. [Online]. Available: http://www.pdvsacom/PESP/Pages_pespectostecnicos/produccion/tipos_crudos.html. [Accessed: 25-May-2014].
- [11] J. Boggs and B. Hughes, “Industry Insight,” *Connexus*, vol. 4, no. 2, p. 72, 2013.
- [12] Usman Ahmed, “Máximo aprovechamiento de los campos petroleros maduros,” *Oilf. Rev.*, p. 1, 2004.
- [13] E. P. Martínez, G. Enrique P. Morales, A. R. Figueroa, and M. de J. C. López, “Desarrollo de Campos Marginales - Caso de Estudio: Campo Ku Maloob Zaap Formación Eoceno Medio,” *Ingeniería petrolera*, vol. 53, no. 5, Mexico, pp. 298–315, 2013.
- [14] B. Kleinberg and S. Herron, “Origen de un yacimiento,” *Schlumberger Excellence in Education Development (SEED)*, 2015. [Online]. Available: <http://www.planetseed.com/es/relatedarticle/que-son-los-yacimientos-donde-se-los-puede-hallar>. [Accessed: 20-Feb-2015].
- [15] B. Bailey, M. Crabtree, J. Tyrie, J. Elphick, F. Kuchuk, C. Romano, and L. Roodhart, “Control del agua,” *Oilf. Rev.*, vol. 12, no. 2, pp. 32 – 53, 2000.

- [16] S. J. Morales, “Recuperación secundaria en campos de petróleo y su convención en almacenamiento subterráneos de gas natural,” Escuela técnica Superior de Ingenieros de Minas, 2008.
- [17] J. H. Bravo, “Métodos y herramientas para estimar la presión de formación de yacimiento antes y después de la terminación de un pozo,” UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO, 2009.
- [18] Schlumberger, “Producción,” *Oilfield Glossary*, 2015. [Online]. Available: <http://www.glossary.oilfield.slb.com/es/Terms/p/production.aspx>. [Accessed: 17-Feb-2015].
- [19] A. Clark, J. W. Stringer, and O. V. Vejbæk, “Detección sísmica de fallas y fracturas sutiles,” *Oilf. Rev.*, vol. 24, no. 2, pp. 30–45, 2012.
- [20] M. Arrieta, “Etapas de Producción,” UNEFA, Venezuela, 2005.
- [21] R. Al-mjeni, S. T. Oman, J. Edwards, B. J. Felber, G. J. Hirasaki, C. A. Miller, M. R. Kristensen, and F. Lim, “¿Llegó el momento para la tecnología EOR?,” *Oilf. Rev.*, vol. 22, no. 4, pp. 19–21, 2011.
- [22] P. Censi, “El camino hacia la recuperación del petróleo pesado,” *Petroleum*, vol. 233, no. 6, p. 29, 2009.
- [23] T. J. Abreu, F. M. A., J. R. Silva, and E. L. M., “Apuntes de Recuperación Secundaria,” Universidad Nacional Autónoma de México, 1985.
- [24] R. Arnold, D. B. Burnett, and J. Elphick, “Manejo de la producción de agua: De residuo a recurso,” *Oilf. Rev.*, vol. 16, pp. 30–45, 2004.
- [25] O. S. Ramirez, “Recuperación mejorada de hidrocarburos mediante desplazamiento miscible con CO₂ en yacimientos naturalmente fracturados,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2009.
- [26] Schuler, “Schlumberger Oilfield Glossary,” *Oilfield Glossary*, 2014. [Online]. Available: <http://www.glossary.oilfield.slb.com/es/Terms.aspx?filter=p&LookIn=termname&searchtype=starts with>. [Accessed: 23-Aug-2014].
- [27] Carbon Services, *Singular sistema de caracterización y monitoreo de agua subterránea de múltiples niveles*, vol. 1. 2012, pp. 1–2.
- [28] C. Curtis, A. Guzmán-garcía, C. Huggins, L. Knauer, M. Minner, and H. Rough, “Yacimientos de petróleo pesado,” *Oilf. Rev.*, vol. 12, no. 6, pp. 32 – 55, 2003.
- [29] Weatherford, “Temporary Water Injection Services,” Bakersfield California, 2013.
- [30] J. L. G. Franco and T. R. A., “Curso técnico de la industria petrolera,” *Oilwatch*, Bogotá, p. 39, 1999.

- [31] A. Amer, F. Chinellato, S. Collins, I. Dubourg, R. Griffiths, R. Koepsell, and D. Murray, “Navegación estructural: Un camino hacia la productividad,” *Oilf. Rev.*, vol. 25, no. 1, pp. 14–33, 2012.
- [32] P. Lewis and M. Williams, “Perforación de pozos verticales,” *Oilf. Rev.*, no. Invierno, pp. 14–17, 2005.
- [33] O. Bravo, L. Carrillo, and B. Miranda, “Pruebas de presión e interpretación en pozos horizontales,” *OilProduction*, no. 1, Guayaquil- Ecuador, p. 7, 2012.
- [34] J. Cuadros and G. Cuadros, “Optimización del posicionamiento de pozos horizontales para la explotación de petróleo pesado,” *Petroleum*, vol. 244, no. 5, pp. 28–30, 2010.
- [35] M. Jardon, P. Harcourt, R. Paez, G. P. G. Sotomayor, and K. Umudjoro, “Nuevos aspectos de la construcción de pozos multilaterales,” *Oilf. Rev.*, vol. 8, no. 3, pp. 56–75, 2003.
- [36] L. Chou, R. Griffiths, and K. Watson, “Hacia un mejoramiento de la producción,” *Oilf. Rev.*, vol. 2, p. 12, 2006.
- [37] Schlumberger, “Schlumberger - Services & Products,” <http://www.slb.com>, 2014. [Online]. Available: <http://www.slb.com/services.aspx>. [Accessed: 05-Jun-2014].
- [38] Halliburton, “Halliburton - Products & Services,” <http://www.halliburton.com>, 2014. [Online]. Available: <http://www.halliburton.com/en-US/ps/default.page?node-id=h8cyv98a>. [Accessed: 05-Jun-2014].
- [39] BakerHughes, “Baker Hughes - Products and Services,” <http://www.bakerhughes.com>, 2014. [Online]. Available: <http://www.bakerhughes.com/products-and-services>. [Accessed: 05-Jun-2014].
- [40] Weatherford, “Weatherford - Products and Service,” <http://www.weatherford.com>, 2013. [Online]. Available: <http://www.weatherford.com/Products/Completion/>. [Accessed: 05-Jun-2014].
- [41] Ecopetrol, “Visita Campo San Francisco.” Neiva - Huila, 2015.
- [42] L. J. Á. Álvarez, “Vertimiento cero,” *Carta petrolera, Ecopetrol*, 2011. [Online]. Available: http://www.ecopetrol.com.co/especiales/carta_petrolera125/produccion.htm. [Accessed: 04-Jun-2014].
- [43] R. Von Flatern, “La ciencia de la construcción de pozos de petróleo y gas,” *Oilf. Rev.*, vol. 23, no. 4, pp. 52–54, 2012.
- [44] D. Abdallah, K. Al-hendi, M. Al-muhailan, R. Jawale, A. A. Al-khalaf, and K. S. Al-yateem, “Medición de la corrosión en las tuberías de revestimiento para prolongar la vida de los activos,” *Oilf. Rev.*, vol. 25, no. 3, p. 22, 2013.
- [45] B. Montaron, “Intelligent Completions,” *Middle East Asia Reserv. Rev.*, vol. 8, p. 9, 2007.

- [46] Germán de Jesús Sánchez Medina, “Aplicación del bombeo electrocentrífugo sumergido (BEC) en terminaciones inteligentes,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2012.
- [47] B. O. Dahle, P. E. Smith, G. Gjelstad, and K. Solhaug, “First Intelligent Well Completion in the Troll Field Enables Feed-Through Zonal Isolation: A Case History,” *Presentation at the 2012 ATCE*, p. 8, 2012.
- [48] A. S. C. Berry and P. Company, “Optimizing the Waterflooding Performance of a Carbonate Reservoir with Internal Control Valves,” in *75th EAGE Conference & Exhibition incorporating SPE EUROPEC 2013 London, UK, 10-13 June 2013*, 2013, pp. 10–13.
- [49] K. Beveridge, J. A. Eck, G. Goh, W. R. Sablerolle, K. Lumpur, and G. Scamparini, “Terminaciones inteligentes modulares,” *Oilf. Rev.*, vol. 23, no. 3, pp. 18 – 27, 2012.
- [50] J. Algeroy, J. Davies, O. Johannessen, H. Gai, P. Newberry, and O. Malde, “Control remoto de yacimientos,” *Oilf. Rev.*, vol. Otoño, pp. 18 –29, 1999.
- [51] J. Gimre, “Efficiency of ICV/ICD systems,” University of Stavanger, 2012.
- [52] M. Bedry and J. Shaw, “Using a new intelligent well technology completions strategy to increase thermal EOR recoveries - SAGD field trial,” *SPE EOR Conference at Oil and Gas West Asia*, Muscat, Oman, p. 11, Apr-2012.
- [53] J. U. Rahman, C. Allen, and G. Bhat, “Second Generation Interval Control Valve (ICV) Improves Operational Efficiency and Inflow Performance in Intelligent Completions,” in *IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference and Exhibition*, 2013, p. 6.
- [54] K. Schrader, “Intelligent completion reaches the dawn of its second decade,” *Offshore*, 2007. [Online]. Available: <http://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-67/issue-12/drilling-completion/intelligent-completion-reaches-the-dawn-of-its-second-decade.html>. [Accessed: 05-Jun-2014].
- [55] K. Madison, “3R Valve: Down-Hole Control Valves for Aquifer Storage and Recovery (ASR),” 2012. [Online]. Available: <http://www.3rvalve.com/>. [Accessed: 02-Mar-2015].
- [56] Flexim, “Especificación técnica FLUXUS F601.” datasheet, pp. 1–25, 2012.
- [57] E. R. Paredes, “Evaluación técnica de la implementación de un proceso de inyección de agua en el Campo Lisama mediante simulación numérica de yacimientos,” Universidad Industrial de Santander, 2009.
- [58] JPT Consulting and Service, “Chokes,” Mcallen, TX, 2009.
- [59] A. Andr, M. Wilson, and A. Quitian, “Diseño y construcción de un banco de pruebas para el estudio del fenómeno de la cavitación en válvulas de control hidráulicas,” Universidad Industrial de Santander, 2008.

[60] J. S. Gudmundsson, "Pressure drop in petroleum production operations.," Trondheim, Norway.