



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

TESIS

**DESARROLLO DE UNA BOMBA PARA LA
EVALUACIÓN DE BIOPRÓTESIS VALVULARES
CARDIACAS**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

PRESENTA

VÍCTOR ALFONSO GONZÁLEZ TÉLLEZ

DIRIGE DR. LEOPOLDO RUÍZ HUERTA



CIUDAD UNIVERSITARIA

MAYO, 2011



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

Presidente: M. I. Eduardo Medina Hernández

Vocal: Dr. Leopoldo Ruíz Huerta

Secretario: M. I. Yukihiro Minami Koyama

1er. Suplente: Dr. Jesús Manuel Dorador González

2do. Suplente: Dr. Alberto Caballero Ruíz

Lugar donde se realizó la tesis:

Grupo de Micromecánica y Mecatrónica

Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico

Universidad Nacional Autónoma de México

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Leopoldo Ruíz Huerta

Firma

Este trabajo fue realizado en el Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico (CCADET) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM). Apoyado por CONACyT a través del proyecto N° 103466 **“Diseño de un sistema de bombeo para la evaluación de bioprótesis cardiacas”**. Se agradece la colaboración del Dr. José Roberto Zenit Camacho, investigador del Instituto de Investigaciones en Materiales (IIM) de la UNAM.

DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

A mi mamá

Quien es el motor de mi vida. Gracias por sacarme adelante en momentos difíciles y darme una carrera. Mis palabras jamás alcanzarán para agradecerte todo lo que me has dado, pero... gracias por todo tu amor. Indudablemente eres la mejor mamá del mundo. Te quiero mucho.

A Ray

Quien más que un hermano se ha convertido en un padre. Eres un ejemplo a seguir y un hombre a quien siempre admiraré. Gracias por tus palabras de aliento y tu hospitalidad en todo este tiempo. Siempre estaré en deuda contigo.

A Leví y Gisela

Quienes me han apoyado incondicionalmente. Gracias por su confianza.

A mi papá

Quien con su ausencia, ha forjado mi carácter de superación. Ojalá supieras que ocupas un lugar especial.

A Miriam

Quien, con su rigor, me ha apoyado a ser mejor persona y a valorar las cosas. Gracias por tus consejos y por hacerme sentir parte de tu familia en mi estancia.

A Meli

Aunque todavía eres pequeña, sé que llegarás muy lejos.

A mi tía Mago

Quien me enseñó mis primeras letras y cuyos consejos me han ayudado en mi vida. Gracias por su confianza.

A Maribel

Quien con su amor y a pesar de la distancia me ha apoyado a ser mejor persona. Gracias por tus palabras peke.

A Lalo

Quien más que un amigo es un hermano dentro y fuera de la Facultad. Fueron estupendos los momentos de estudio y relaxo.

A mis amigos

A Paulina y a Ares, quienes son en mis amigas invaluableles, a David Donge, quien ha sido mi amigo de casi toda la vida. A Emilio, Betito, Richard, Germán, Rafita, Angélica, Héctor y Ángel quienes me hicieron sentir en familia durante mi estancia en el laboratorio. A mis demás amigos: José Manuel, Faquis, Rulo, JL, Karina, Tona, Ana Line, Jeanette y a todos aquellos que he omitido, no por descortesía sino por falta de espacio. Muchas gracias por su amistad.

A Polo y a Beto

Quienes me impulsaron a la realización de esta tesis y me brindaron siempre su amistad dentro y fuera del laboratorio. Muchas gracias por su confianza. Son ejemplo de profesionalidad que nunca olvidaré.

A Marcos

Quien me apoyó en la manufactura de piezas. Gracias por los buenos momentos en el taller.

A mis sinodales

Al M.I. Yukihiro, al M.I. Eduardo Medina y al Dr. Dorador, quienes dedicaron minutos de su valioso tiempo en la revisión de esta tesis.

A mi alma máter...mi querida UNAM

Por darme la oportunidad de formar parte de tu grandeza y darme lo mejor para mi éxito personal y profesional.

Y finalmente, pero no por ello menos importante,

Gracias a Dios...

*“Lo oí y lo olvidé”
“Lo ví y lo entendí”
“Lo hice y lo aprendí”
Confucio*

Índice general

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES	3
1.1 El corazón	3
1.2 Las válvulas cardiacas	5
1.3 Prótesis valvulares cardiacas	7
1.3.1 Válvulas protésicas mecánicas	7
1.3.2 Bioprótesis valvulares cardiacas	10
1.3.3 Las bioprótesis valvulares en México	11
1.4 Bombas de flujo pulsátil comerciales	12
1.5 Bombas para simulación de flujo pulsátil realizadas en el GMM	16
CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO	21
2.1 Objetivo	21
2.2 Metas	21
2.3 Requerimientos	22
2.4 Especificaciones	22
2.5 Infraestructura	22
CAPÍTULO 3 DESARROLLO	25
3.1 Diseño conceptual	25
3.2 Sistema de accionamiento	26
3.2.1 Generalidades del mecanismo leva-seguidor	26
3.2.2 Cinemática de la leva	26
3.2.3 Dimensionamiento de la leva	29
3.2.4 Modelado del mecanismo leva-seguidor	33
3.2.5 Diseño y selección de elementos del mecanismo de leva-seguidor	37
3.2.6 CAD del mecanismo de leva-seguidor	49
3.2.7 CAE del mecanismo de leva-seguidor	51
3.3 Ventrículo mecánico	54
3.3.1 Generalidades	54

3.3.2 Cálculo estimado del efecto de aspiración en el ventrículo mecánico	59
3.3.3 Cálculo estimado del efecto de impulsión en el ventrículo mecánico	64
3.3.4 Cálculo de la pared de cámara de agua	67
3.3.5 Cálculo de la pared de la tubería de descarga	67
3.3.6 Válvulas de retención de esfera	67
3.3.7 CAD del ventrículo mecánico	74
3.3.8 CAE del ventrículo mecánico	76
3.4 Ensamble en CAD de la bomba	78
3.5 Manufactura de la bomba	78
3.5.1 Materiales	78
3.5.2 Maquinado	79
3.6 Ensamble de la bomba	82
3.7 Instrumentación de la bomba	83
3.7.1 Circuito electrónico	84
3.7.2 Interfaz computacional	87
CAPÍTULO 4 EVALUACIÓN	91
4.1 Pruebas y resultados	91
4.1.1 Prueba del árbol de la leva	94
4.1.2 Prueba del sistema de accionamiento	95
4.1.3 Prueba del sistema de accionamiento con la configuración émbolo-membrana	96
4.1.4 Pruebas de la bomba	97
4.2 Análisis de resultados	102
CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	105
Conclusiones	105
Recomendaciones para el trabajo a futuro	107
REFERENCIAS	109

Notación utilizada en esta tesis

Notación	Cantidad	Unidades
a	Aceleración del seguidor	Metros por segundo al cuadrado (m/s^2)
a_{max}	Aceleración máxima del seguidor	m/s^2
a_e	Aceleración del émbolo	m/s^2
a_s	Aceleración instantánea en la aspiración	m/s^2
$a_{e\ máx}$	Aceleración máxima del émbolo	m/s^2
A_{vs}	Sección transversal del vástago del seguidor	m^2
A_s	Sección transversal de la tubería de aspiración	m^2
A_d	Sección transversal de la tubería de impulsión	m^2
A_{di} $1 \leq i \leq 5$	Secciones transversales en la tubería de descarga	m^2
A_e	Sección del émbolo	m^2
AR_1, AR_3	Razones de áreas de expansión	Adimensional
AR_2, AR_4	Razones de áreas de contracción	Adimensional
$b_{v\ máx}$	Carga específica de la válvula de esfera	Kilopascales (kPa)
c_1	Coefficiente de amortiguamiento del vástago del seguidor	Kilogramo sobre segundo (kg/s)
c_2	Coefficiente de amortiguamiento del resorte físico	kg/s
C	Índice del resorte	Adimensional
C_i $0 \leq i \leq 8$	Coefficientes de la función polinomial 4-5-6-7-8	Adimensional
$C_{material}$	Factor de material	Adimensional
C_{carga}	Factor del tipo de carga	Adimensional
$C_{tamaño}$	Factor de tamaño	Adimensional
$C_{superficie}$	Factor de de superficie	Adimensional
$C_{temperatura}$	Factor de temperatura	Adimensional
$C_{confiabilidad}$	Factor de confiabilidad	Adimensional
d_{ca}	Diámetro interior de la cámara de agua	m
d_{eje}	Diámetro de la sección transversal del eje	m
d_{vs}	Diámetro de la sección transversal del vástago del seguidor	m
d_{mr}	Diámetro medio de resorte	m
d_{ar}	Diámetro del alambre de resorte	m
d_{ext}	Diámetro externo de resorte	m
d_{int}	Diámetro interno de resorte	m
$d_{r\ máx}$	Diámetro máximo de un resorte cónico	m

$d_{r\ min}$	Diámetro mínimo de un resorte cónico	m
d_{EOA}	Diámetro del área efectiva del orificio	m
e_s	Columna de aspiración	kPa
e_d	Altura neta de elevación	kPa
E	Módulo de elasticidad	(Megapascales) MPa
EOA	Área efectiva del orificio	m ²
f_m	Frecuencia de muestreo	Muestras por segundo (mps)
F_{Dyn}	Fuerza dinámica de la leva sobre el seguidor	Newton (N)
$F_{Dyn\ máx}$	Fuerza dinámica máxima de la leva sobre el seguidor	N
$F_{Dyn\ mín}$	Fuerza dinámica mínima de la leva sobre el seguidor	N
F_s	Fuerza acelerante en la aspiración	N
F_a	Fuerza causante del esfuerzo S_a	N
$F_{membrana}$	Fuerza de oposición a la deformación de la membrana del ventrículo mecánico	N
$F_{masa\ agua}$	Fuerza hidrostática de la masa de agua del tanque	N
FS	Factor de seguridad Solid Works	Adimensional
F_{plk_2}	Precarga del resorte físico	N
F_o	Máxima fuerza de operación de resorte	N
F_i	Fuerza instalada (precarga de resorte)	N
g	Gravedad	m/s ²
G	Módulo en cortante	MPa
H	Profundidad total del tanque	m
H_s	Resistencia total al movimiento en la tubería de aspiración	kPa
H_d	Resistencia total al movimiento en la tubería de impulsión	kPa
h_1	Carga de velocidad	kPa
h_2	Resistencias de rozamiento y resistencias aisladas	kPa
h_3	Carga para la abertura de la válvula	kPa
h_v	Resistencia de paso de la válvula	kPa
h_{v_s}'	Resistencia de paso de la válvula al momento de abrirse	kPa
h_{v_s}	Resistencia de paso de la válvula constante en durante toda la aspiración	kPa
h_{v_d}	Resistencia de paso de la válvula constante en durante toda la impulsión	kPa

h_4	Carga inercial	kPa
j	Rapidez de aceleración del seguidor	m/s ³
k_1	Constante de resorte del vástago del seguidor	N/m
k_2	Constante de resorte físico	N/m
k_t	Factor de concentración de esfuerzos	Adimensional
k_f	Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga	Adimensional
K	Factor de Wahl	Adimensional
L	Longitud del eje de la leva	m
L_o	Longitud de operación de resorte	m
L_i	Longitud instalada en resorte	m
L_f	Longitud libre de resorte	m
L_1	duración con la carga P_1 (10^6 rev)	Revoluciones o ciclos (rev)
L_2	Duración con la carga P_2	rev
L_{vs}	Longitud del vástago del seguidor	m
L_s	Longitud de la tubería de aspiración	m
L_d	Longitud de la tubería de impulsión	m
m	Masa que se mueve junto con el tren del seguidor	kg
m_s	Masa de agua en la tubería de aspiración	kg
m_{v_w}	Masa aparente de la esfera completamente sumergida	kg
m_v	Masa de la esfera de la válvula	kg
M	Momento flexionante	N·m
n	Velocidad o régimen de giro	Revoluciones por minuto (rpm)
N	Velocidad o frecuencia de bombeo	Latidos por minuto (lpm)
N	Factor de diseño	Adimensional
N_a	Número de espiras de resorte	Adimensional
P	Presión	kPa
P_1	Capacidad básica de carga dinámica de un rodamiento	N
P_2	Carga de diseño de un rodamiento	N
$P_{masa\ agua}$	Presión hidrostática de la masa de agua del tanque	Pa
P_{atm}	Presión atmosférica	kPa
P_{va}	Presión de vapor del agua	kPa
P_s	Presión de aspiración	kPa
P_d	Altura absoluta de elevación (Presión de impulsión)	kPa

P'_d	Presión de impulsión en la tubería de descarga	kPa
P_r	Presión retrógada	kPa
Pot	Potencia nominal del motor	Caballos de potencia (hp)
R	Resistencia	Kilohmios ($k\Omega$)
R_b	Radio del círculo base	m
R_p	Radio del círculo primario	m
R_f	Radio del seguidor de rodillo	m
R_v	Radio de la esfera de la válvula	m
R_A, R_B	Fuerza de reacción de chumaceras	N
r	Factor de régimen de giro	Adimensional
$s_{v\text{ máx}}$	Carrera máxima de la esfera de la válvula	m
s	Desplazamiento del seguidor	m
\dot{s}	Velocidad v del seguidor	m/s
S_n	Resistencia a la fatiga	MPa
S_y	Resistencia a la fluencia	MPa
S'_n	Resistencia a la fatiga real estimada	MPa
S_a	Esfuerzo alternado	MPa
S_m	Esfuerzo medio	MPa
S_u	Esfuerzo normal máximo	MPa
t	Tiempo	s
t_{ca}	Espesor de material mínimo de la cámara de agua	m
t_{ca}	Espesor de material mínimo de la cámara de agua	m
t_{td}	Espesor de material mínimo de la cámara de agua de la tubería de descarga	m
t_{vr}	Espesor mínimo de la tubería que aloja las válvulas	m
$T_{\text{máx}}$	Par de torsión máximo sobre el árbol de la leva	N · m
$T_{\text{disponible}}$	Torque disponible del motor	Libras por pulgada (lb · in)
$u_{\text{máx}}$	Longitud máxima de la periferia exterior de la válvula de esfera	m
$u_{\text{máx}} s_{v\text{ máx}}$	Sección máxima de intersticio	m ²
v	Velocidad del seguidor	m/s
$v_{\text{máx}}$	Velocidad máxima del seguidor	m/s
v_e	Velocidad del émbolo	m/s
v_{me}	Velocidad media del émbolo	m/s
v_s	Velocidad en la tubería de aspiración	m/s
$v_{v\text{ máx}}$	Velocidad máxima en el asiento de la válvula	m/s

	de esfera	
v_{vm}	Velocidad media del agua en el asiento de la válvula de esfera	m/s
V	Esfuerzo cortante	N
V	Voltaje	Volts (V)
VA	Valor analógico	Adimensional
V_{desp}	Volumen enviado en cada ciclo de bombeo	mm ³
V_{ca}	Volumen total de la cámara de agua	mm ³
x	Desplazamiento del vástago del seguidor (Carrera del émbolo)	m
\dot{x}	Velocidad del vástago del seguidor	m/s
$\dot{x}_{mín}$	Velocidad mínima del vástago del seguidor	m/s
$\dot{x}_{máx}$	Velocidad máxima del vástago del seguidor	m/s
\ddot{x}	Aceleración del vástago del seguidor	m/s ²
$\ddot{x}_{mín}$	Aceleración mínima del vástago del seguidor	m/s ²
$\ddot{x}_{máx}$	Aceleración máxima del vástago del seguidor	m/s ²
z_p	Profundidad variable del tanque	m
κ	Factor de rodamiento	Adimensional
θ	Ángulo de árbol de la leva	Grados (°) o radianes (rad)
ω	Velocidad angular del árbol de la leva	rad/s
ω_n	Frecuencia natural del mecanismo leva-seguidor	rad/s
β	Ángulo total de cualquier segmento	° o rad
δ	Deflexión elástica	m
ε	Excentricidad de leva-seguidor	m
ϕ	Ángulo de presión	° o rad
$\rho_{mín}$	Radio de curvatura mínimo de curva de paso	m
ζ_1	Relación de amortiguamiento del vástago del seguidor	Adimensional
ζ_2	Relación de amortiguamiento del resorte físico	Adimensional
ζ_s	Coefficiente de resistencia en la aspiración	Adimensional
ζ_d	Coefficiente de resistencia en la impulsión	Adimensional
ζ_v	Coefficiente experimental de la válvula de esfera	Adimensional
ζ_{ent}	Coefficiente de pérdida por borde cuadrado al inicio de la descarga	Adimensional
ζ_{sal}	Coefficiente de pérdida por borde cuadrado al final de la descarga	Adimensional
σ_u	Resistencia última a la tensión	MPa
σ_a	Resistencia admisible	MPa

ρ_{agua}	Densidad del agua	kg/m ³
ρ_v	Densidad de la esfera de la válvula	kg/m ³
τ_d	Esfuerzo nominal de diseño	MPa
τ_o	Esfuerzo real esperado	MPa
Ψ	Coefficiente de relación de la válvula de esfera	Adimensional
γ	Peso específico	kg/m ² s ²



INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

En el año de 2010, en México se llevaron a cabo de siete a ocho mil cirugías a corazón abierto con la finalidad de reemplazar válvulas cardiacas que han dejado de funcionar correctamente [1]. Para ello, el Instituto Nacional de Cardiología “Ignacio Chávez” (INC) fabrica bioprótesis valvulares cardiacas para reemplazar las válvulas cardiacas dañadas del paciente. En consecuencia, es imprescindible contribuir con el desarrollo de equipos que evalúen la durabilidad de esas bioprótesis valvulares cardiacas antes de ser implantadas en el ser humano.

Para ello, el objetivo de esta tesis es desarrollar una bomba para la simulación de flujo pulsátil para la evaluación de las bioprótesis valvulares cardiacas elaboradas en el INC. La característica principal de esta bomba es su capacidad de trabajar por arriba de la frecuencia máxima de pulso cardiaco para poder evaluar una bioprótesis valvular cardiaca en el menor tiempo posible. Este tipo de pruebas generalmente se conocen como pruebas a fatiga acelerada [2].

Para cumplir dicho objetivo, esta tesis se estructura en cuatro capítulos centrales.

En el capítulo 1 se exponen los antecedentes, los cuales explican de manera general el funcionamiento del ciclo cardiaco, la función de las válvulas del corazón, la evolución de las válvulas cardiacas protésicas en el mundo y en México, así como el panorama actual de bombas para la simulación de flujo pulsátil comerciales. Además, se muestra la experiencia del Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) en la realización de bombas para la simulación de flujo pulsátil; se identifican sus bondades y limitaciones.

En el capítulo 2 se describe la problemática a resolver, se define el objetivo así como las metas. Se señalan los requerimientos, especificaciones y los recursos disponibles para llevar a cabo este proyecto.

En el capítulo 3 se presentan los pasos para el desarrollo de la bomba. Primeramente, se expone su diseño conceptual con base en la bomba para la simulación de flujo pulsátil desarrollada en el año de 2009 en el GMM; enseguida, se efectúa el diseño a detalle con objeto de analizar los elementos de la bomba y la interacción entre ellos. Se ilustra el proceso de manufactura y ensamble apoyándose en ilustraciones de piezas y ensambles que conforman el cuerpo de la bomba. Para cerrar este capítulo, se detalla la instrumentación con el fin de evaluar el comportamiento de la bomba construida.

El capítulo 4 ostenta las pruebas llevadas a cabo para la evaluación de la bomba realizada. Se muestran los resultados obtenidos y se procede a sus análisis. Así pues, se establecen los alcances y limitaciones.

Finalmente, se tiene un apartado de conclusiones y recomendaciones para el trabajo a futuro en la implementación de bombas para la simulación de flujo pulsátil.



CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1 El corazón

El corazón humano es una bomba eficaz, duradera y segura; impulsa diariamente más de 6000 litros de sangre a través del cuerpo, suministrando a los tejidos los nutrientes vitales y favoreciendo la excreción de los productos de desecho [3].

El corazón se encuentra entre los pulmones en el centro del pecho, detrás y ligeramente a la izquierda del esternón. Una membrana de dos capas, denominada **pericardio** envuelve el corazón como una bolsa. La capa externa del pericardio rodea el nacimiento de los principales vasos sanguíneos del corazón y está unida a la espina dorsal, al diafragma y a otras partes del cuerpo por medio de ligamentos. La capa interna del pericardio está unida al músculo cardíaco. Una capa de líquido separa las dos capas de la membrana, permitiendo que el corazón se mueva al latir a la vez que permanece unido al cuerpo [4].

El corazón, ilustrado en la Figura 1.1, está formado por dos bombas pulsátiles separadas: **una bomba derecha** que envía sangre a los pulmones, y una **bomba izquierda**, que envía sangre a los órganos del cuerpo. A su vez, cada una de estas bombas posee dos cavidades compuestas por una **aurícula** y un **ventrículo**.

La aurícula funciona como una bomba cebadora del ventrículo, que ayuda a mover la sangre al interior del ventrículo. El ventrículo, a su vez, proporciona la principal fuerza que propulsa la sangre a través de los pulmones, en el caso del ventrículo derecho, o por la circulación periférica, si se trata del izquierdo [3].

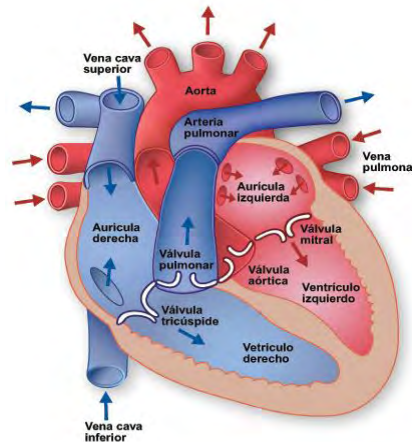


Figura 1.1 Estructura del corazón [4].

Los hechos que ocurren desde el comienzo de un latido hasta el comienzo del siguiente se conocen como **ciclo cardiaco**. El ciclo cardiaco consta de una fase de relajación, denominado **diástole**, durante el cual el corazón se llena de sangre, seguido de una fase de contracción llamado **sístole** [3]. Ambas fases se ilustran en la Figura 1.2.

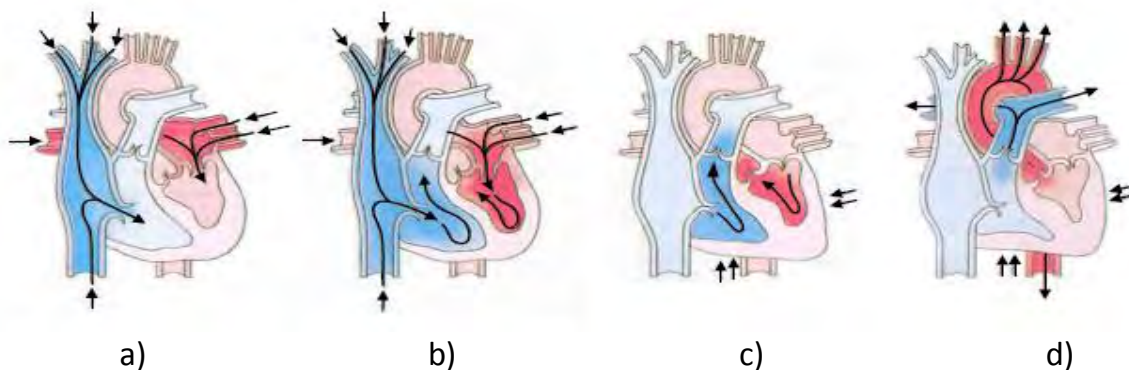


Figura 1.2 Fases del ciclo cardiaco: diástole a) y b), sístole c) y d) [5].

La sangre fluye a través del sistema cardiovascular impulsada por la fuerza generada por el corazón en cada contracción. Desde este punto de vista, se equipara el ciclo cardiaco con el ciclo de desplazamiento positivo¹ de las bombas

¹ Principio de desplazamiento positivo. “El movimiento de un fluido es causado por el cambio de volumen de una cámara (recinto hermético)” [28].

mecánicas [6]. En ambos casos, el comportamiento del sistema se analiza descomponiéndolo en tres partes:

- El fluido (la sangre) que es el medio de transporte de masa.
- La red de conductos (vasos sanguíneos) a través de los cuales se desplaza el fluido.
- La unidad de bombeo (el corazón) que provee la energía necesaria para impulsar el fluido y vencer las pérdidas de presión.

1.2 Las válvulas cardiacas

Las válvulas del corazón se conocen también como válvulas auriculoventriculares. Se dividen en **válvulas A-V** (válvulas mitral y tricúspide) y **válvulas sigmoideas** (válvulas aórtica y pulmonar). Las válvulas A-V impiden el flujo retrógrado de la sangre de los ventrículos a las aurículas durante la sístole; cada una de ellas tiene su respectiva función:

- La **válvula mitral** permite que la sangre rica en oxígeno proveniente de los pulmones pase de la aurícula izquierda al ventrículo izquierdo.
- La **válvula tricúspide** controla el flujo sanguíneo entre la aurícula derecha y el ventrículo derecho.

Las válvulas sigmoideas impiden que la sangre de las arterias aorta y pulmonar regrese a los ventrículos durante la diástole, de modo que cada una de ellas trabaja de la siguiente manera:

- La **válvula pulmonar** controla el flujo sanguíneo del ventrículo derecho a las arterias pulmonares, las cuales transportan la sangre a los pulmones para oxigenarla.
- La **válvula aórtica** permite que la sangre rica en oxígeno pase del ventrículo izquierdo a la aorta, la arteria más grande del cuerpo, la cual transporta la sangre al resto del organismo [4].

Todas estas válvulas poseen elementos móviles denominados **valvas**, los cuales permiten que las válvulas cardiacas se abran y se cierren en forma pasiva. Es decir, se cierran cuando un gradiente de presión empuja la sangre hacia atrás

(gradiente de presión retrógrado), y se abren cuando un gradiente de presión empuja la sangre hacia delante (gradiente de presión *anterógrado*) [3]. La Figura 1.3 muestra la posición de cada una de las válvulas cardiacas.

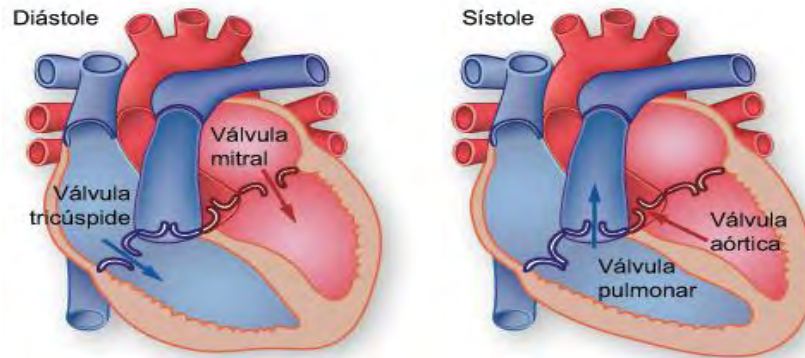


Figura 1.3 Las válvulas cardiacas [4].

En determinadas ocasiones una o varias válvulas presentan distintas disfunciones, por ejemplo:

- **Regurgitación o insuficiencia:** la válvula no se cierra completamente, causando que la sangre retroceda en lugar de avanzar a través de ella [7].
- **Estenosis:** la abertura de la válvula no se forma correctamente, inhibiendo la salida del flujo de sangre de los ventrículos o aurículas. El corazón se ve forzado a bombear sangre con más fuerza para poder impulsarla. En ciertas ocasiones, las válvulas cardiacas pueden sufrir regurgitación y estenosis al mismo tiempo [7].
- **Endocarditis:** la válvula ha sufrido daños irreversibles por una inflamación en el interior del corazón [7].

Cuando las enfermedades valvulares adquieren cierta gravedad, el paciente siente un cansancio crónico, falta de aire y una capacidad limitada de andar, subir escaleras, hacer ejercicio y resistir el cansancio. La solución consiste en repararlas o implantar prótesis valvulares mediante una operación a corazón abierto [8]. Cabe mencionar que la segunda principal causa de operación de corazón en el mundo occidental es el reemplazo de válvulas cardiacas [9].

1.3 Prótesis valvulares cardíacas

Para reemplazar una válvula natural se emplean prótesis valvulares cardíacas. En general, las prótesis valvulares cardíacas se clasifican en **prótesis mecánicas** y en **bioprótesis**, éstas últimas también son conocidas como válvulas biológicas.

1.3.1 Válvulas protésicas mecánicas

Las válvulas protésicas mecánicas son elaboradas por material no biológico. Según su estructura se clasifican en: jaula-esfera, jaula-disco, disco lenticular simple, y disco lenticular bivalva [10].

La primera prótesis valvular documentada implantada en un ser humano es la válvula del **modelo jaula-esfera**, desarrollada por Charles Hufnagel en 1947 (Figura 1.4).



Figura 1.4 Válvula de Hufnagel, año 1947 [10].



Figura 1.5 Protésis mitral Starr-Edwards, año 1960 [10].

En el año de 1960 se elabora la **prótesis mitral Starr-Edwards** (Figura 1.5) y debe su nombre a sus diseñadores A. Starr y M. L. Edwards. Esta válvula está constituida por una jaula de plástico y una esfera oclusora de goma de silicona, mantenida en su posición por un arnés plástico sujetado a un anillo. En esta estructura, la esfera se desplaza libre y pasivamente desde el anillo, en su posición de cierre, hasta el extremo de la jaula en su posición de apertura, permitiendo el paso de la sangre.

En 1966 la firma Starr-Edwards introduce el **modelo 6120** para posición mitral (Figura 1.6) y en el año de 1968, el **modelo 1260** para posición aórtica (Figura 1.7). Para obtener una mayor durabilidad, menos complicaciones y mejor

hemodinámica², la jaula está hecha con aleación de cromo - cobalto y la esfera está impregnada de sulfato de bario.



Figura 1.6 Modelo 6120 mitral, año 1966 [10].

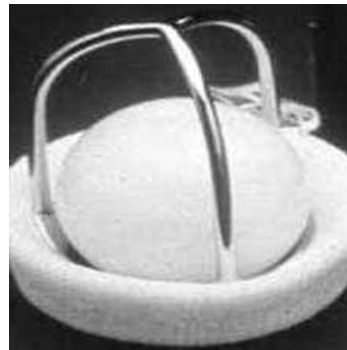


Figura 1.7 Modelo 1260 aórtica, año 1968 [10].

Los estudios de aquella época demuestran el alto perfil de estas prótesis y el obstáculo de la esfera al flujo sanguíneo, lo cual provoca la sustitución del elemento ocluidor esférico por uno lenticular. Esto da origen al **modelo de jaula-disco** (Figura 1.8) a mediados de la década de los años 60.



Figura 1.8 Modelo jaula-disco [10].



Figura 1.9 Válvula de Bjork-Shiley [10].

Con el propósito de disminuir el perfil y atenuar el efecto obstructor del elemento ocluidor (esfera o disco) del centro del torrente sanguíneo durante la apertura valvular, la bioingeniería conduce al **modelo de disco lenticular simple de tipo oscilante**. El primer diseño de este modelo se desarrolla en 1969 por el profesor Viking Bjork (Figura 1.9). Originalmente el disco es de polioximetileno, y más adelante de carbón *pirolítico* cubierto de una aleación de cromo - cobalto.

²Hemodinámica. Estudio de los aspectos físicos de la circulación sanguínea, incluidas la función cardiaca y la fisiología vascular periférica [35].

En 1977, la compañía St. Jude Medical introduce el **diseño de disco lenticular bivalvas** (dos discos) la cual se ilustra en la Figura 1.10. El anillo es metálico y las dos valvas son de carbono grafito, impregnados de tungsteno y recubiertos por carbono pirolítico, lo que disminuye su capacidad *trombógena*³. Asimismo, las posibilidades de fractura son menores y el flujo a través de las valvas es casi laminar, central y de mínima turbulencia distribuido por los tres orificios (los dos laterales y el central).



Figura 1.10 Válvula bivalva de St. Jude Medical [10].

La Tabla 1.1 muestra las válvulas protésicas mecánicas disponibles en los Estados Unidos en el año 2000.

Tabla 1.1 Válvulas protésicas mecánicas [11].

Tipo	Nombre	Compañía
Jaula-esfera	Starr-Edwards	Baxter Health Care, Irvine, CA
Disco lenticular simple	Medtronic-Hall	Medtronic Blood Systems, Minneapolis, MN
	Lillehei-Kaster Omni-Science	Medical Inc. Inner Grove Heights, MN
Disco lenticular bivalva	St. Jude Medical	St. Jude Medical, Inc., St. Paul, MN
	Carbomedics	Carbomedics, Austin, TX
	ATS Valve	ATS Medical, St. Paul, MN
	On-X-Valve	Medical Carbon Research Inst. Austin, TX.

³Capacidad *trombógena*. Riesgo de coagulación de la sangre

1.3.2 Bioprótesis valvulares cardiacas

Este tipo de válvulas están hechas de tejido biológico. Su desarrollo empieza en los años 60 cuando se busca una válvula con características más naturales, menos *trombógena* y que evite el uso de agentes anticoagulantes. A diferencia de las válvulas mecánicas que varían en el tipo de flujo, todas las bioprótesis son de flujo central [10].

A principios de los años 60, se desarrollan las **válvulas de homoinjerto o aloinjerto**, las cuales son válvulas aórticas humanas preservadas extraídas de donantes cadavéricos. Este tipo de válvulas logran un excelente perfil hemodinámico y una baja *trombogénesis*. No obstante, se requiere una cirugía complicada para su implantación y existe una baja disponibilidad del *homoinjerto*. En la Figura 1.11 se ilustra este tipo de válvula.



Figura 1.11 Válvula de homoinjerto o aloinjerto [10].



Figura 1.12 Válvula porcina Hancock [10].

En 1965 se comienza con el implante de una **válvula porcina de heteroinjerto**, preservada en formaldehído y posteriormente en *glutaraldehído*. Esta válvula, ilustrada en la Figura 1.12, utiliza sustancias antimineralizantes que retardan el proceso de calcificación. La mayoría de las válvulas porcinas se montan sobre soportes rígidos o flexibles.

Las **válvulas pericárdicas bovinas** surgen a mediados de la década de los años 70. Estas válvulas logran una buena hemodinámica y mayor durabilidad. Ejemplo de ellas, es la bioprótesis pericárdica de Carpentier-Edwards la cual se muestra en la Figura 1.13.



Figura 1.13 Válvula pericárdica bovina de Carpentier-Edwards [10].

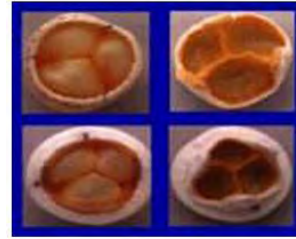


Figura 1.14 Prótesis sin soporte [10].

En los años 90 son introducidas las **bioprótesis sin soporte** (Figura 1.14) para obtener una mejor hemodinámica y durabilidad con respecto del *homoinjerto*. Las bioprótesis sin soporte son cúspides de válvulas aórticas porcinas tratadas con *glutaraldehído* y reforzadas con un anillo de dacrón que permite su sutura a la pared aórtica. Si bien este anillo es más flexible que el anillo de las bioprótesis habituales, su flexibilidad es menor que aquellos de los homoinjertos.

La Tabla 1.2 muestra las bioprótesis valvulares cardiacas disponibles en Estados Unidos en el año 2000.

Tabla 1.2 Bioprótesis valvulares [11].

Tipo	Nombre	Compañía
Bioprótesis porcinas	Carpentier-Edwards Standard	Baxter Health Care, Irvine, CA
	Hancock Standard Hancock modified orifice Hancock II	Medtronic Blood Systems, Santa Anna, CA
Bioprótesis de pericardio bovino	Carpentier-Edwards	Edwards Laboratories, Santa Anna, CA

Hacia el año 2000, las prótesis valvulares cardiacas son diseñadas con una mejor comprensión del sistema cardiovascular con la ayuda de la computación. Los avances en dicha rama permiten simulaciones de fluidos en movimiento a través de las válvulas sustitutas y del corazón mismo [12].

1.3.3 Las bioprótesis valvulares en México

El Instituto Nacional de Cardiología “Ignacio Chávez” (INC) cuenta con tres generaciones de desarrollo de válvulas cardiacas protésicas [1], las cuales son:

- **Bioprótesis duramadre** (1977-1982). Este tipo de bioprótesis es propuesta por un cirujano brasileño y tiene aceptación mundial. Las bioprótesis son realizadas manualmente durante la cirugía. Se implantan en 452 pacientes.
- **Bioprótesis pericardio bovino** (feb 1983-feb 2010). Las válvulas de esta generación se componen de un anillo metálico, dacrón, teflón y pericardio bovino. Se implantan en 3010 pacientes un total de 3468 bioprótesis con 406 cambios y 25 triples cambios. Para su implante se realiza una incisión de 10 cm. Su precio es de alrededor de US \$ 3 500. Este tipo de válvula se muestra en la Figura 1.15.



Figura 1.15 Válvula de pericardio bovino fabricada por el INC [5].

- **Etapa prototipo** (2010 - a la fecha). Las válvulas de esta generación, aún en desarrollo, son elaboradas a base de polímeros y cuentan con un soporte de anillo discontinuo.

1.4 Bombas de flujo pulsátil comerciales

Para implantar una válvula cardiaca protésica se debe asegurar su correcto funcionamiento en el paciente. Puesto que es prácticamente imposible predecir el comportamiento del reemplazo valvular después de su implante (funcionamiento *in vivo*), es obligatorio realizar pruebas *in vitro*. Las pruebas *in vitro* comprenden el accionamiento de la prótesis por medio de una bomba de flujo pulsátil que simula la actividad del corazón humano [13].

Las pruebas *in vitro* son reguladas por la Organización Internacional para la Estandarización (ISO por sus siglas en inglés) en la **norma ISO 5840:2005**; así

como por la Administración de Alimentos y Drogas de los Estados Unidos (FDA por sus siglas en inglés) en el documento ***Replacement Heart Valve Guidance*** y por el Comité Europeo para la Estandarización (CEN por sus siglas en inglés) en el documento ***Proposed Standard EN 12006-1***. Los diferentes estándares varían en especificar las diferencias de presión a través de la válvula cuando está cerrada, así como en el requerimiento de ciclos para los distintos tipos de válvulas. En México, se cuenta con la Norma Oficial Mexicana **NOM-063-SSA1-1993** para especificar las pruebas in vitro, en animales y evaluación clínica de los sustitutos de válvulas cardíacas.

Para llevar a cabo las pruebas in vitro, existen bombas comerciales para simular el ambiente en el cuerpo humano en el cual se encuentran las válvulas cardíacas. Por ejemplo, la bomba pulsátil **modelo 1423 de Harvard Apparatus** (Figura 1.16). Esta bomba consta de un sistema controlador de frecuencia cardíaca, duración sistólica y volumen por ciclo.



Figura 1.16 Bomba pulsátil modelo 1423 para estudios hemodinámicos, Serie 1400 Harvard Apparatus [5].

Adicionalmente, empresas como Vivitro Systems y Dynatek han desarrollado los equipos de bombeo **Vivitro Pulse Duplicator (Duplicador de pulso Vivitro)** y **MP4-Robotic Cardiovascular Pulse Duplicator (Duplicador robótico MP4 de pulso cardiovascular)** respectivamente. Ambos equipos, ilustrados en las Figuras 1.17 y 1.18, son gobernados por sistemas de control electrónico, e incorporan una instrumentación sofisticada para el monitoreo de parámetros como presiones y volúmenes.

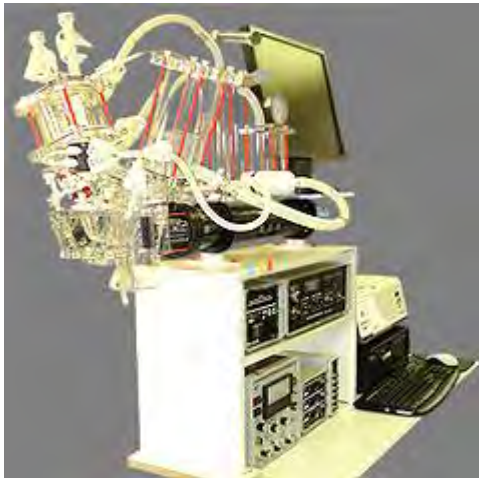


Figura 1.17 Duplicador de pulso Vivitro [14].

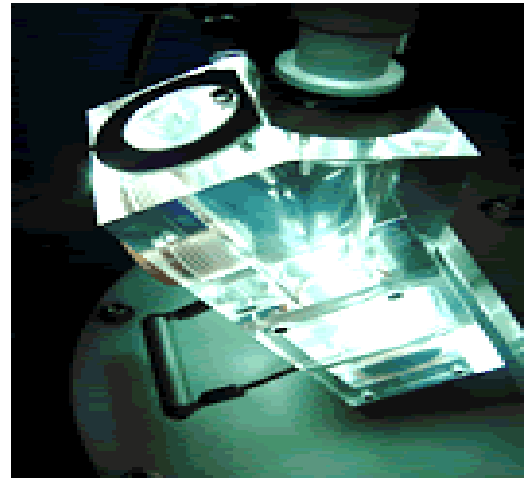


Figura 1.18 Duplicador robótico MP4 de pulso cardiovascular [15].

Sin embargo, todas las bombas mencionadas anteriormente funcionan para pruebas comunes de evaluación; las cuales de acuerdo con la NOM-063-SSA1-1993 se efectúan de 20 a 200 latidos por minuto (lpm) [16]. Dado que el funcionamiento correcto de una válvula cardíaca protésica alcanza entre 10 y 20 años, es difícil recrear el tiempo de vida útil de dicha válvula con una bomba de esta naturaleza. Debido a esto, se considera fundamental desarrollar bombas de flujo pulsátil que evalúen los sustitutos de las válvulas cardiacas en un tiempo relativamente corto en comparación con su vida útil en el cuerpo humano. Bajo este objetivo, se crean bombas simuladoras de flujo pulsátil de alta frecuencia para acelerar la fatiga de las prótesis valvulares. Las pruebas a fatiga acelerada proveen una importante cantidad de datos acerca de la durabilidad de una válvula en un periodo corto de tiempo, aun cuando tales condiciones no se reflejan con exactitud en el funcionamiento *in vivo* [17].

En la actualidad existen diferentes de equipos de bombeo comerciales de alta frecuencia. Entre ellos se encuentra la bomba **Rowan Ash** desarrollada por Rowan Ash Ltd.⁴ Sheffield, Reino Unido, la cual se ilustra en la Figura 1.19. Asimismo, se ilustra en la Figura 1.20 el modelo *M6* de los laboratorios Dynatek.

⁴Rowan Ash Ltd. Compañía Rowan Ash de responsabilidad limitada.

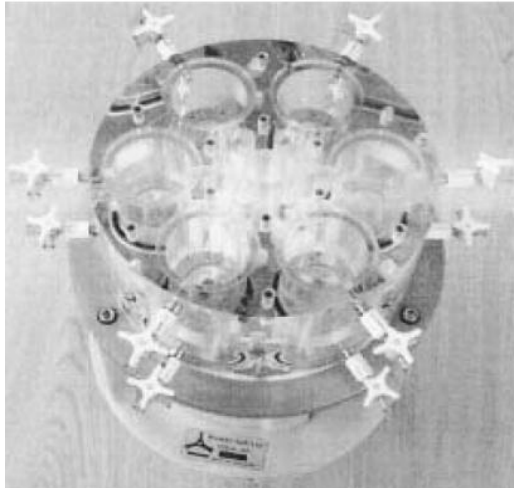


Figura 1.19 Bomba de alta frecuencia Rowan Ash [18].



Figura 1.20 Bomba de alta frecuencia M6 Dynatek [19].

El Instituto Helmholtz de Aachen, Alemania, ha desarrollado el equipo de bombeo de alta frecuencia **HIA-FT1** (Helmholtz Institute Fatigue Tester 1 por sus siglas en inglés) y el **HIA-FT2**. En este último, es posible evaluar doce válvulas de diferentes tamaños simultánea e independientemente. Ambos equipos son ilustrados en las Figuras 1.21 y 1.22 respectivamente.



Figura 1.21 Equipo de bombeo de alta frecuencia HIA-FT1 [20].



Figura 1.22 Equipo de bombeo de alta frecuencia HIA-FT2 [20].

El equipo de bombeo **HI-CYCLE VSI** patentado por la empresa Vivitro Systems evalúa hasta seis válvulas protésicas simultáneamente. Su instrumentación monitorea la presión transvalvular ⁵, la cual permite la

⁵Presión transvalvular. Presión aguas arriba y aguas abajo de la válvula.

visualización de las válvulas cardiacas protésicas de prueba. Este equipo se muestra en la Figura 1.23.



Figura 1.23 Equipo de bombeo HI-CYCLE VSI [14].

1.5 Bombas para simulación de flujo pulsátil realizadas en el GMM

El Grupo de Micromecánica y Mecatrónica (GMM) ha desarrollado bombas que simulan flujo pulsátil para la evaluación de válvulas cardiacas desde el año de 2006. En ese año se inició el desarrollo de dos equipos de bombeo entregados al Instituto Nacional de Cardiología (INC) y que cumplieron con las especificaciones de la Norma Oficial Mexicana (NOM) [13].

Uno de estos dos equipos de bombeo desarrollados es el “Sistema electroválvula-ventrículo”, el cual se ilustra en la Figura 1.24. En este equipo, el accionamiento es gobernado por una electroválvula de operación neumática cuya ventaja principal es la variación de la frecuencia de bombeo con una resolución de un latido por minuto (lpm). El ventrículo, de tipo mecánico, es una bomba de

membrana con válvulas de retención⁶ de columpio de impulsión y aspiración, las cuales se muestran en la Figura 1.25. La construcción del tanque partió de la geometría de un tanque existente en el INC. El intervalo de operación de este equipo de bombeo fue de 20 a 200 lpm, lo cual cumplía con las especificaciones de la NOM.

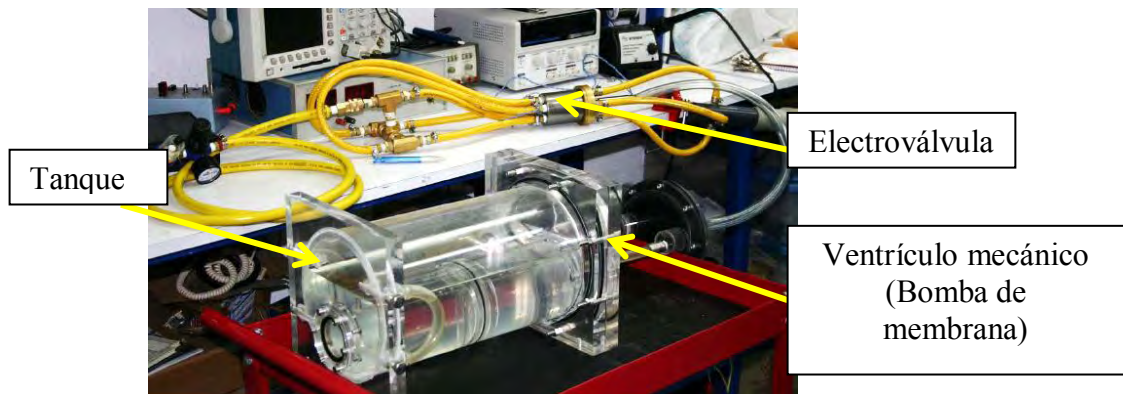


Figura 1.24 Sistema electroválvula-ventrículo, año 2006 [13].

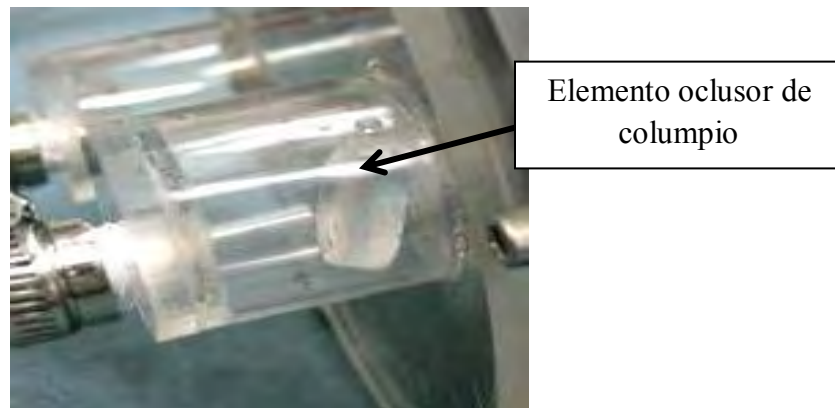


Figura 1.25 Válvulas de retención de columpio, año 2006 [13].

Paralelamente, se desarrolló el equipo de bombeo “Sistema motor-pistón”, ilustrado en la Figura 1.26, cuyo accionamiento se basa en el acoplamiento de un motor con un mecanismo biela-manivela-corredera, lo cual permite el movimiento recíprocante⁷ de una bomba pistón-émbolo. Este tipo de bomba sustituyó a la bomba de membrana del sistema electroválvula-ventrículo; sin embargo, las válvulas de retención y el tanque se reutilizaron. La principal

⁶Válvulas de retención. Conocidas también con el nombre de válvulas check, antirretorno o uniflujo.

⁷ Movimiento recíprocante. Movimiento hacia atrás y hacia adelante.

ventaja de este equipo fue el bombeo de flujo pulsátil a diferentes frecuencias y volúmenes. El intervalo de operación alcanzado fue de 20 a 305 lpm, limitándolo a 275 lpm [13].

En el funcionamiento de ambos equipos se identificó una capacidad insuficiente de respuesta para el cierre de las válvulas de retención de columpio cuando las frecuencias de bombeo rebasaron los 160 lpm [13].



Figura 1.26 Sistema motor-pistón, año 2006 [13].

En el año de 2009, surgió la propuesta de desarrollar un equipo de bombeo que incorporaría soluciones a los inconvenientes observados en las dos versiones anteriores. Resultado de ello fueron nuevas propuestas para el tanque, ventrículo mecánico y accionamiento. Para el tanque se propuso un sistema de cierre basado en broches de tracción para minimizar el tiempo requerido al momento de intercambiar la válvula protésica de prueba. Además, se adoptó una geometría cuadrada conformada por cuatro placas iguales para facilitar la manufactura. Hacia el año 2011, esta propuesta se encuentra en la etapa de diseño y se ilustra en la Figura 1.27. Para el ventrículo mecánico, se presentó una bomba de membrana con válvulas de retención de esfera. Finalmente, para el accionamiento se propuso un mecanismo leva-seguidor [21]. El ensamble de este equipo de bombeo se muestra en la Figura 1.28, donde se muestran los elementos principales del ventrículo mecánico y del mecanismo leva-seguidor en las Figuras 1.29 y 1.30 respectivamente.

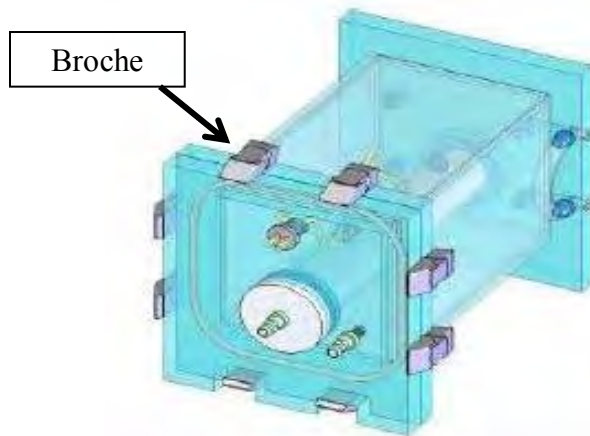


Figura 1.27 Diseño en CAD del tanque, año 2006 [21].

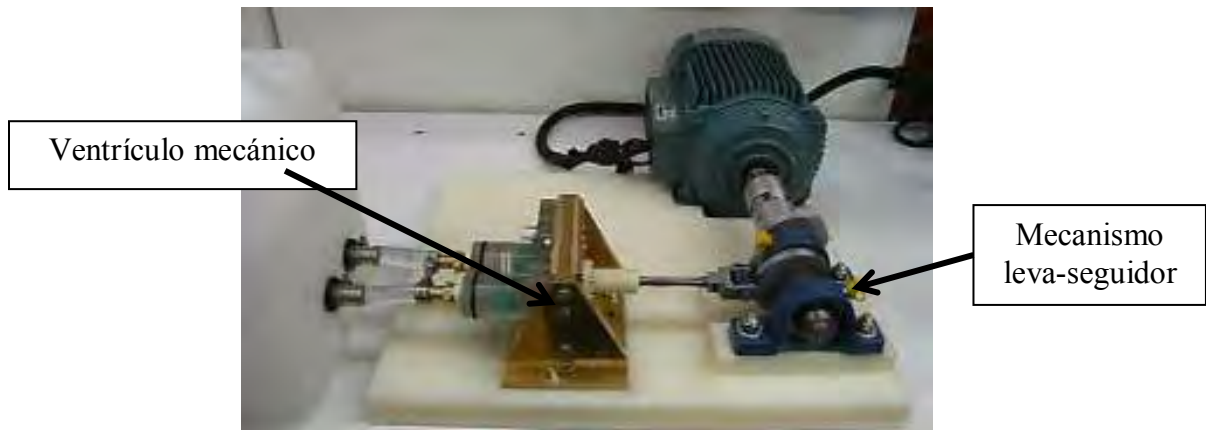


Figura 1.28 Bomba para simular flujo pulsátil, año 2009 [21].

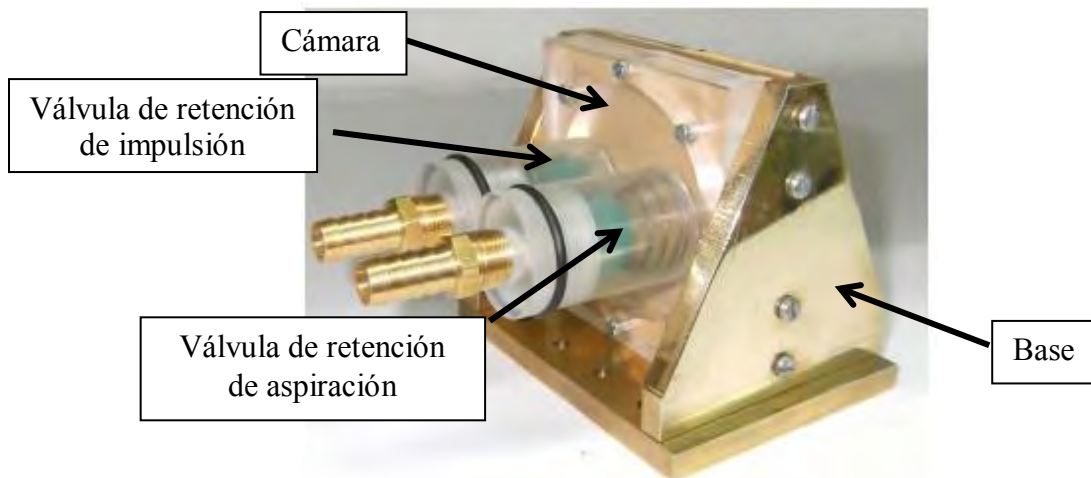


Figura 1.29 Ventrículo mecánico, año 2009 [21].

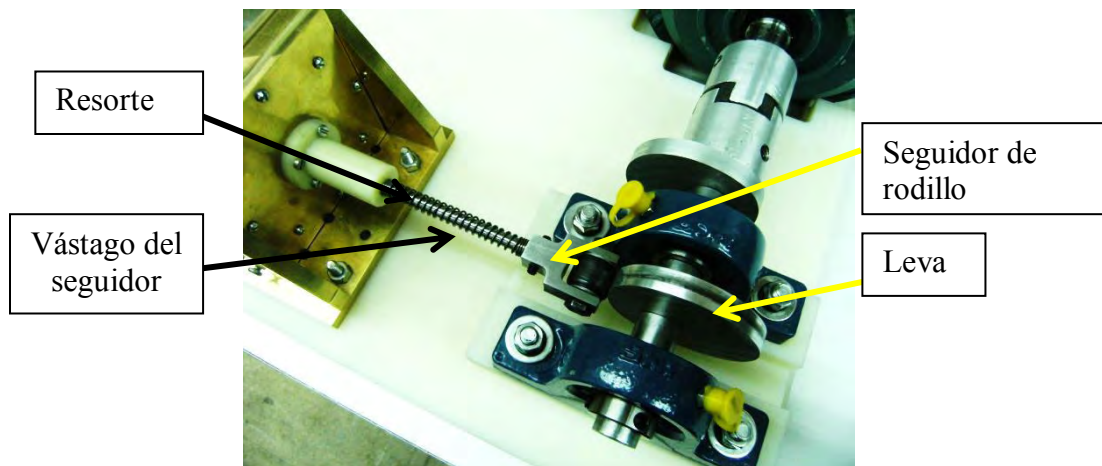


Figura 1.30 Accionamiento (mecanismo leva-seguidor), año 2009 [21].

Durante las pruebas de este equipo de bombeo se presentaron los siguientes problemas:

- Desprendimiento del seguidor de rodillo del perfil de la leva a una frecuencia de bombeo de 85 lpm.
- Flexión en el vástago del seguidor cuando la leva lo impulsa; desalineación en el movimiento recíprocante.
- Pandeo del resorte en los primeros días de su puesta en marcha.

Con base en el funcionamiento de esta bomba, se procedió a desarrollar otra bomba con mayor intervalo de frecuencias. En consecuencia, se planteó alcanzar altas frecuencias de bombeo.



CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

2.1 Objetivo

Desarrollar una bomba para simular flujo pulsátil a fin de evaluar bioprótesis valvulares cardiacas a altas frecuencias.

2.2 Metas

Con el fin de alcanzar el objetivo de esta tesis, se tuvieron las siguientes metas:

- Diseñar y construir una bomba que simule flujo pulsátil.
- Optimizar el funcionamiento del mecanismo leva-seguidor.
- Validar el desempeño del ventrículo mecánico.
- Instrumentar la adquisición de presión y frecuencia de bombeo.
- Evaluar el comportamiento de los elementos de la bomba.

2.3 Requerimientos

La bomba desarrollada en esta tesis se diseñó bajo los siguientes requerimientos:

- Seguridad para el usuario.
- Manufactura y ensamble acorde a las capacidades del CCADET.
- Interfaz de usuario.
- Visualización del funcionamiento de los elementos del equipo de bombeo.

2.4 Especificaciones

En México no existe una norma oficial para evaluaciones a altas frecuencias de prótesis valvulares cardiacas, ya que la NOM-063-SSA1-1993 sólo especifica pruebas en intervalos comunes de operación (20 a 200 lpm). Si bien las pruebas a fatiga acelerada superan las frecuencias de bombeo en la taquicardia severa (200 lpm), se asumió una relación sístole-diástole de 50% [16]. Por otro lado, el GMM en conjunto con el INC planteó alcanzar una frecuencia máxima de bombeo de 1000 lpm.

Además, con base en especificaciones de la Administración de Alimentos y Drogas de los Estados Unidos (FDA por sus siglas en inglés) se estableció que el equipo de bombeo debía de soportar el desgaste por fatiga de al menos 200 millones de ciclos [17].

2.5 Infraestructura

Para el desarrollo de esta tesis, el GMM cuenta con la siguiente infraestructura:

- Programa DYNACAM para el diseño del mecanismo leva-seguidor.
- Programa de diseño asistido por computadora (CAD por sus siglas en inglés) SolidWorks.
- Programa de manufactura asistida por computadora (CAM por sus siglas en inglés) VISI CAM.

- Máquina de control numérico (CNC por sus siglas en inglés) DYNAMACH DM-1007.
- Máquinas herramienta convencionales (Torno y fresa).
- Programa LabVIEW para la realización de la interfaz de usuario.
- Programa Proteus ISIS para el diseño electrónico.
- Instrumentos de metrología y herramientas de taller en general.
- Financiamiento del proyecto CONACyT N° 103466 “**Diseño de un sistema de bombeo para la evaluación de bioprótesis cardiacas**”.



CAPÍTULO 3

DESARROLLO

3.1 Diseño conceptual

Con base en las analogías entre el ciclo cardiaco y el ciclo de desplazamiento positivo, la bomba se dividió en dos sistemas principales:

- Sistema de accionamiento. Es el sistema encargado de accionar el ventrículo mecánico mediante una señal de entrada recíproca.
- Ventrículo mecánico. Es el sistema encomendado a la impulsión y aspiración del fluido que atraviesa las bioprótesis valvulares cardiacas.

Estos sistemas se ilustran en la Figura 3.1.

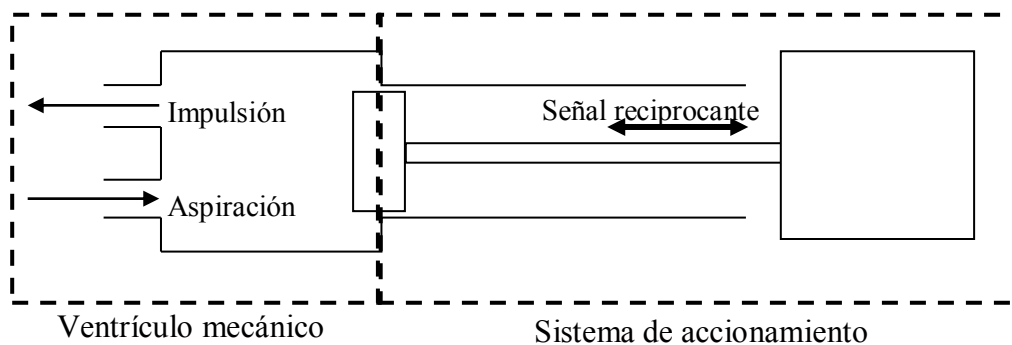


Figura 3.1 Diseño conceptual de la bomba para simular flujo pulsátil

3.2 Sistema de accionamiento

3.2.1 Generalidades del mecanismo leva-seguidor

Para diseñar el sistema de accionamiento que produjera una señal recíprocante, se utilizó el mecanismo leva-seguidor. Este mecanismo fue diseñado para cumplir los requerimientos para el sistema de accionamiento, los cuales son:

- Frecuencia máxima de 1000 lpm.
- Simular la relación sístole-diástole de 50%.
- Valor de aceleraciones reducido.
- Vida útil de al menos 200 millones de ciclos [17].
- Mayor control de vibraciones.

De modo que el mecanismo leva-seguidor posee un movimiento recíprocante rectilíneo del vástago del seguidor, mediante una leva radial con seguidor de rodillo y cierre de fuerza. Este cierre de fuerza es el encargado de mantener unido el seguidor de rodillo con el perfil de la leva por medio de un resorte. Este tipo de mecanismo leva-seguidor se muestra en la Figura 3.2

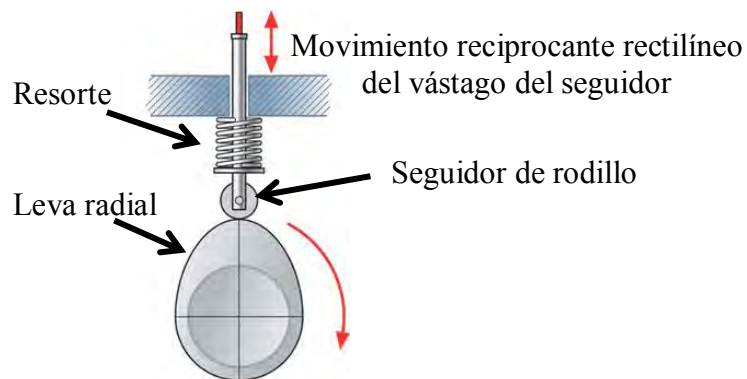


Figura 3.2 Mecanismo leva-seguidor [22].

3.2.2 Cinemática de la leva

Para determinar el comportamiento cinemático de la leva, primeramente se estableció la siguiente ecuación de régimen de giro para alcanzar los 1000 lpm

$$N = rn \quad (3-1)$$

donde:

N es la frecuencia de bombeo, en lpm.

r es un factor adimensional, cuyo valor es 1 para bombas de simple efecto⁸.

n es el régimen de giro del árbol de la leva, en rpm.

Una vez obtenida n fue posible conocer la velocidad angular ω mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n = 105 \text{ rad/s.} \quad (3-2)$$

Así pues, se realizó la gráfica de la función matemática de la leva. Esta función generó a su vez funciones s (desplazamiento), v (velocidad), a (aceleración) y j (jerk⁹). En las gráficas de estas funciones, la variable independiente es el tiempo, t , o el ángulo del árbol, θ , ya que se conoce ω , la cual se consideró como constante. La relación entre estas tres variables está dada por la siguiente ecuación:

$$\theta = \omega t \quad (3-3)$$

Para establecer la relación sístole-diástole de 50%, se diseñó una función de la leva con un intervalo de ascenso entre $\theta=0^\circ$ y $\theta=180^\circ$, y un intervalo de descenso entre $\theta=180^\circ$ y $\theta=360^\circ$ en la función s (desplazamiento). Paralelamente, se buscó asegurar la continuidad de la función de la leva en las funciones v y a a través de todo el periodo (360°). Además, la función j debía ser finita y suave¹⁰ a través de los 360° . Se consideró reducir al mínimo la magnitud de la función a ya que es proporcional a la fuerza dinámica. Asimismo, se buscó minimizar la función v para reducir al mínimo la energía cinética [23]. La función más versátil para cumplir estos requerimientos fue la función polinomial 4-5-6-7-8, cuyo nombre se debe al cálculo de los coeficientes que forman el polinomio. En esta función, los intervalos de ascenso y descenso componen el periodo β , el cual representa una vuelta completa de la leva. Para normalizar el valor del ángulo θ , éste se dividió entre

⁸ Bomba simple efecto. Bomba que envía fluido sólo de una cara del émbolo.

⁹ Jerk. Rapidez de aceleración [23].

¹⁰ Función suave. Función diferenciable en todos sus puntos

el periodo β . De este modo, el valor adimensional θ/β varía de 0 a 1, y las funciones s , v , a y j se expresaron en términos de θ/β , las cuales fueron:

$$s = C_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + C_7 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 + C_8 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^8 \quad (3-4)$$

$$v = \frac{\omega}{\beta} \left[C_1 + 2C_2 \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 3C_3 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 4C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 5C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 6C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 7C_7 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 + 8C_8 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^7 \right] \quad (3-5)$$

$$a = \frac{\omega}{\beta^2} \left[2C_2 + 6C_3 \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 12C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 20C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 30C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 42C_7 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 + 56C_8 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^6 \right] \quad (3-6)$$

$$j = \frac{\omega}{\beta^3} \left[6C_3 + 24C_4 \left(\frac{\theta}{\beta}\right) + 60C_5 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + 120C_6 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^3 + 210C_7 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^4 + 336C_8 \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^5 \right] \quad (3-7)$$

Para conocer los valores de los coeficientes de estas funciones, se establecieron nueve condiciones de frontera. Para ello, se asumió que en el inicio y final del intervalo de entre $\theta=0^\circ$ ($\beta=0$) y $\theta=360^\circ$ ($\beta=1$) la leva no produce movimiento en el vástago del seguidor. Además, dado que para construir bombas que funcionen a altas frecuencias es recomendable una carrera corta [24], se asumió un desplazamiento, s , máximo del vástago de 10 mm en $\theta=180^\circ$ ($\beta=0.5$).

Tabla 3.1 Condiciones de frontera para la función polinomial 4-5-6-7-8.

Función	θ , en $^\circ$	β	Condición de frontera
s , en m	0	0	0
v , en m/s	0	0	0
a , en m/s^2	0	0	0
j , en m/s^3	0	0	0
s , en m	360	1	0
v , en m/s	360	1	0
a , en m/s^2	360	1	0
j , en m/s^3	360	1	0
s , en m	180	0.5	0.01

Mediante las condiciones de frontera establecidas en la Tabla 3.1 se obtuvieron los siguientes coeficientes:

$$C_0 = C_1 = C_2 = C_3 = 0$$

$$C_4 = 2.56 \quad C_5 = -10.24 \quad C_6 = 15.36 \quad C_7 = -10.24 \quad C_8 = 2.56$$

De esta manera, la función polinomial 4-5-6-7-8 debe su nombre a los coeficientes diferentes de cero que aparecen en la función s . Con los coeficientes calculados, se generaron las gráficas de las funciones s , v , a y j de la Figura 3.3.

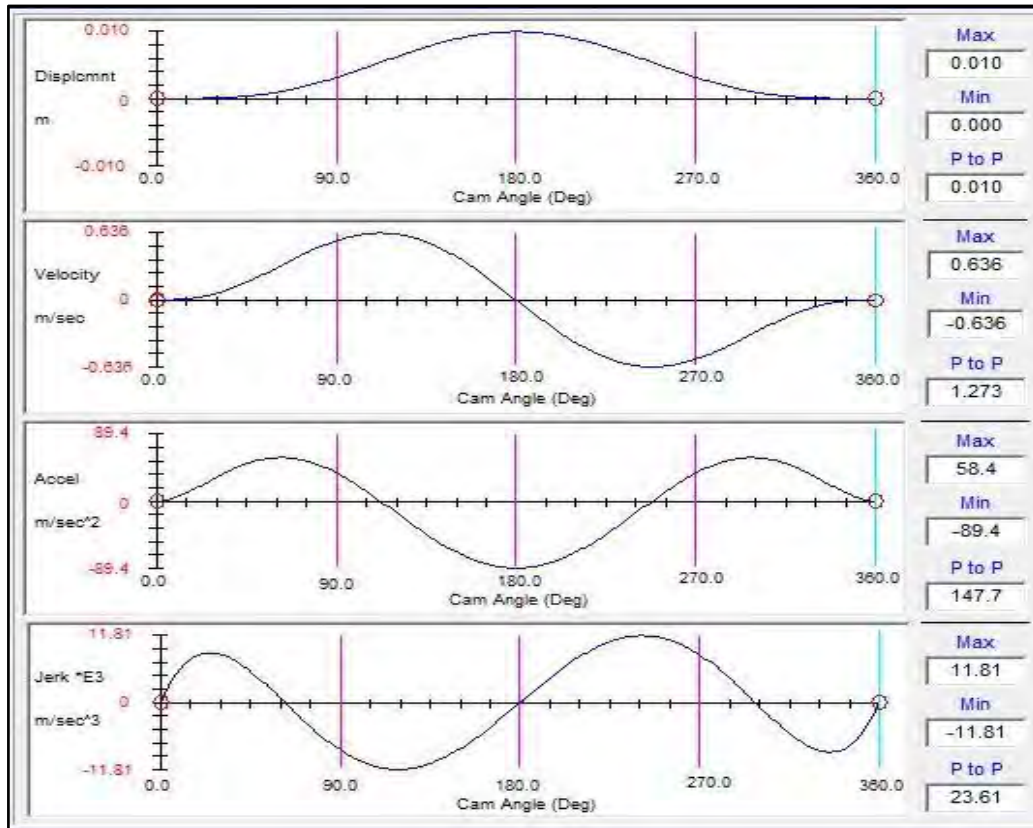


Figura 3.3 Gráficas s v a j de la función polinomial 4-5-6-7-8 en DYNACAM.

3.2.3 Dimensionamiento de la leva

La geometría de la leva contiene dos círculos importantes: el círculo base y el primario, cuyos centros se encuentran en el centro de rotación de la leva. El **círculo base** se define como el círculo más pequeño tangente a la superficie física de la leva. El **círculo primario** se define como el círculo más pequeño tangente al lugar geométrico de la línea de centro del seguidor, el cual sólo

puede ser de rodillo o de forma de hongo. El lugar geométrico de la línea central del seguidor se conoce como **curva de paso**.

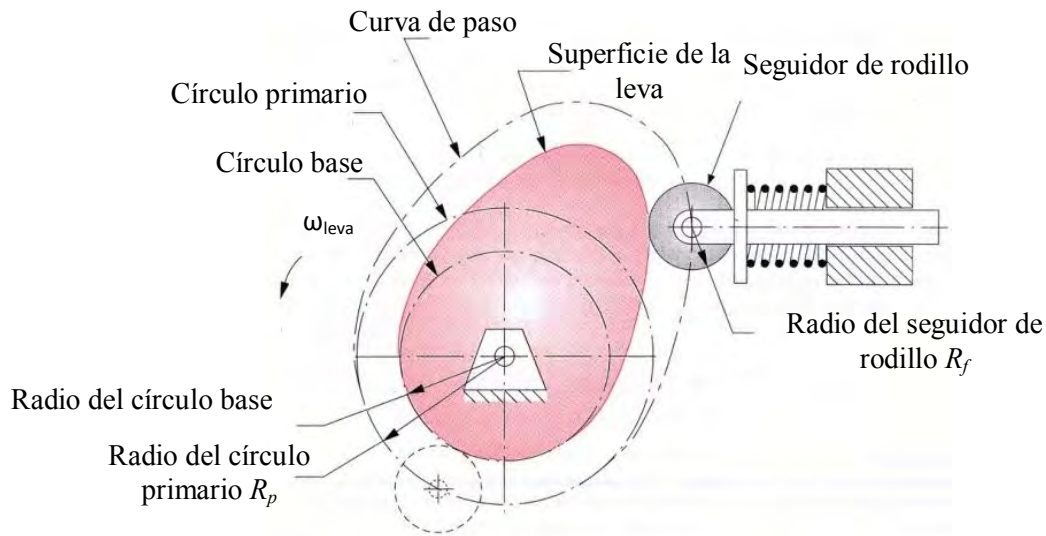


Figura 3.4 Parámetros importantes del dimensionamiento de la leva [25].

Al considerar un radio del seguidor de rodillo R_f de 10 mm (disponible comercialmente), se asumió la medida del radio del círculo base de R_b de 20 mm. Por consecuencia, de acuerdo con la Figura 3.4, se obtuvo un círculo primario R_p de 30 mm.

Otra dimensión importante es el ángulo de presión, ϕ , el cual es el ángulo entre la dirección del movimiento del seguidor y la dirección del eje de transmisión. Si se considera una excentricidad¹¹ $\varepsilon = 0$, se tiene como regla empírica que el ángulo de presión tenga un valor entre 0° y 30° para evitar las cargas laterales excesivas del seguidor de rodillo [23]. La expresión para el ángulo de presión ϕ está en función de s , de ε , de R_p y de la distancia al centro instantáneo de rotación B , b . Dicha expresión se muestra en la ecuación (3-8) y los parámetros del ángulo de presión se ilustran en la Figura 3.5.

$$\phi = \arctan \frac{b - \varepsilon}{s + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \quad (3-8)$$

¹¹Excentricidad. Condición donde el eje del vástago del seguidor es alineado con respecto del centro de rotación de la leva.

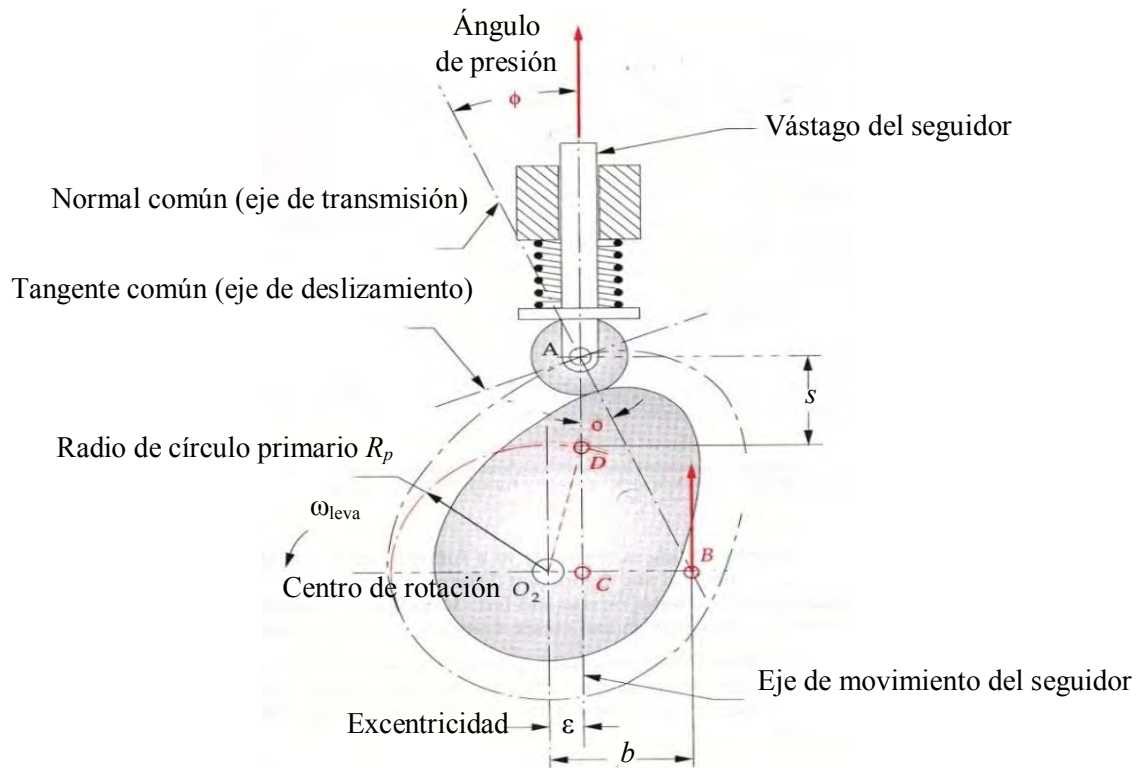


Figura 3.5 Ángulo de presión de la leva [25].

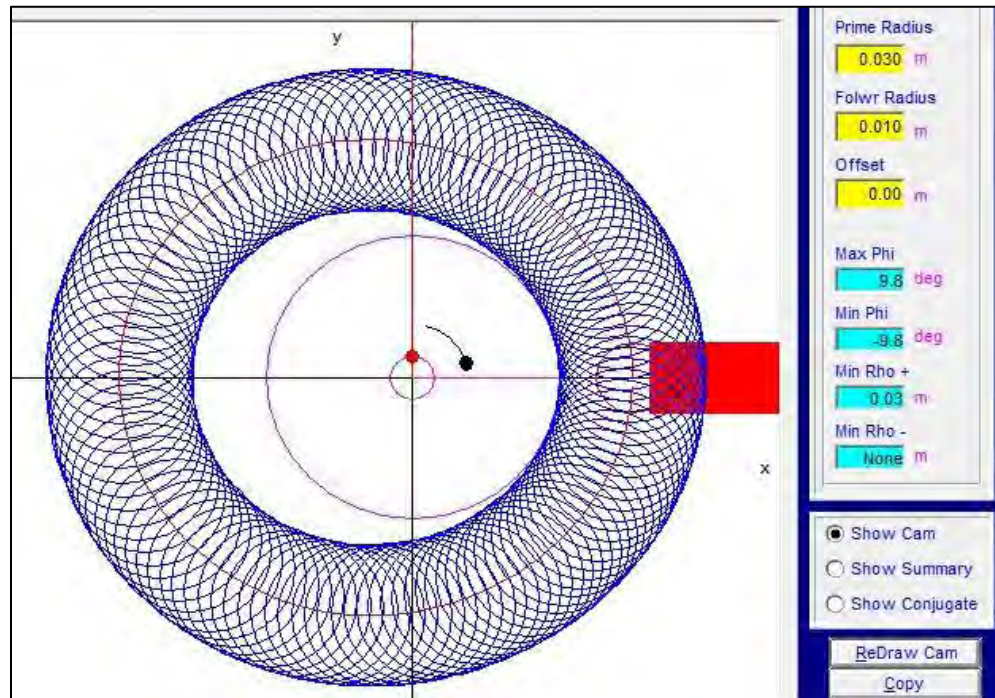


Figura 3.6 Dimensionamiento de la leva en DYNACAM.

De la Figura 3.6 se observó que:

$$-9.8^\circ < \phi < 9.8^\circ$$

Finalmente, se debía cumplir la regla empírica para el diseño del radio de curvatura, la cual señala mantener el valor del radio de curvatura mínimo ρ_{\min} de la curva de paso de leva de, como mínimo, entre dos o tres veces el radio del seguidor de rodillo R_f [23]. Por lo tanto, el radio de curvatura mínimo de la leva debía cumplir con la desigualdad (3-8).

$$\rho_{\min} > R_f \quad (3-9)$$

De la Figura 3.7, se observa que con $\rho_{\min} = 30$ mm y con $R_f = 10$ mm se cumplía con la condición deseada.

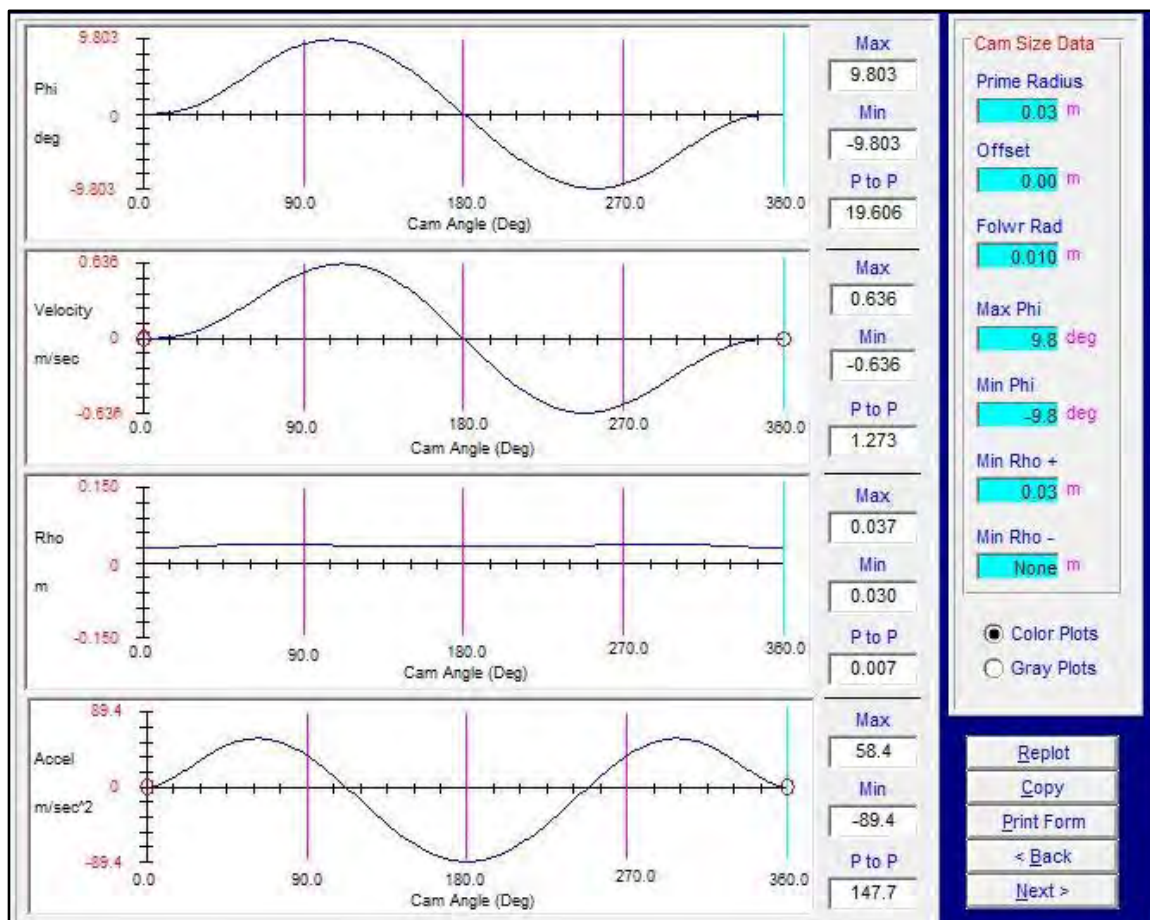


Figura 3.7 Gráficas del ángulo de presión, velocidad, radio de curvatura y aceleración de la leva.

3.2.4 Modelado del mecanismo leva-seguidor

El mecanismo leva-seguidor se modeló mediante **parámetros concentrados** donde toda la masa que se mueve junto con el tren del seguidor se aglutinó como m , la elasticidad y amortiguamiento al movimiento del vástago del seguidor se reunió en k_1 y c_1 respectivamente. La elasticidad del resorte físico se concentró en la constante del resorte k_2 , y su amortiguamiento se reunió como un amortiguador con coeficiente c_2 .

El modelado del mecanismo leva-seguidor se hizo con el fin de conocer la fuerza dinámica máxima, $F_{Dyn\ máx}$, desarrollada durante el funcionamiento de la bomba, así como para obtener la fuerza dinámica mínima, $F_{Dyn\ mín}$, para evitar el desprendimiento del seguidor de rodillo de la superficie de la leva. Por consiguiente, fue posible modelar el mecanismo leva-seguidor como un sistema de segundo orden donde el desplazamiento, s , de la leva es la entrada y la posición, x , del seguidor es la salida [25].

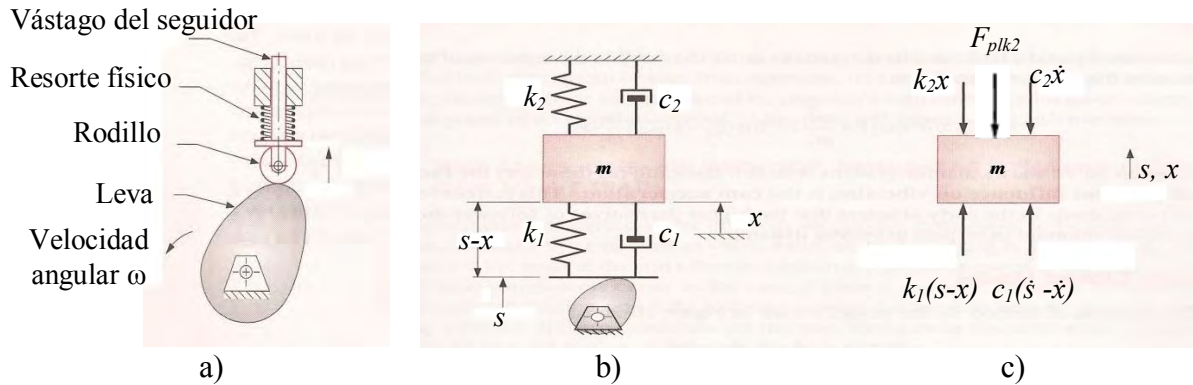


Figura 3.8 Mecanismo leva-seguidor: a) Sistema físico; b) Modelo de parámetros concentrados; c) Diagrama de cuerpo libre [25].

De acuerdo con la Figura 3.8 c), la ecuación del sistema está dado por:

$$F_{Dyn} = m\ddot{x} \quad (3-10)$$

$$k_1(s - x) + c_1(\dot{s} - \dot{x}) - k_2x - c_2\dot{x} - F_{plk_2} = m\ddot{x}$$

$$\ddot{x} + \frac{c_1 + c_2}{m} \dot{x} + \frac{k_1 + k_2}{m} x + \frac{F_{plk_2}}{m} = \frac{k_1}{m} s + \frac{c_1}{m} \dot{s} \quad (3-11)$$

donde:

k_1 es la constante de resorte del vástago del seguidor.

c_1 es el coeficiente de amortiguamiento del vástago del seguidor.

x es el desplazamiento del vástago del seguidor.

\dot{x} es la velocidad del vástago del seguidor.

\ddot{x} es la aceleración del vástago del seguidor.

k_2 es la constante de resorte físico.

$F_{pl_{k_2}}$ es la precarga del resorte físico.

c_2 es el coeficiente de amortiguamiento del resorte físico.

s es el desplazamiento s de la leva.

\dot{s} es la velocidad v de la leva.

m es la masa que se mueve junto con el tren del seguidor.

Para obtener k_1 se recurrió a la fórmula de deflexión elástica, ya que el vástago del seguidor, el cual está hecho de acero¹², está cargado a compresión, por lo tanto:

$$\delta = \frac{F_{Dyn}L_{vs}}{A_{vs}E} \quad (3-12)$$

donde:

δ es la deflexión elástica del vástago del seguidor.

A_{vs} es la sección transversal del vástago del seguidor ($7.1256 \times 10^{-5} \text{m}^2$).

E es el módulo de elasticidad del vástago del seguidor ($2.05 \times 10^{11} \text{N/m}^2$).

L_{vs} es la longitud del vástago del seguidor (0.0135 m).

$$k_1 = \frac{F_{Dyn}}{\delta} = \frac{A_{vs}E}{L_{vs}} = 1.082 \times 10^9 \text{ N/m}. \quad (3-13)$$

Koster [23] encontró un valor típico de las relaciones de amortiguamiento ζ_1 y ζ_2 para los mecanismos leva-seguidor cuyo valor es:

$$\zeta_1 = \zeta_2 = 0.06.$$

¹²La selección del material del vástago de seguidor se justifica en 3.2.5.5.

Para evitar un desprendimiento del seguidor de rodillo del perfil de la leva, se procuró que la fuerza dinámica, F_{Dyn} , fuera positiva en todo el periodo de 0 a 360°. Para lograr esto, a través de una serie de iteraciones se consideraron los siguientes valores constantes:

$$m = 1.5 \text{ kg} \quad F_{plk_2} = 130 \text{ N} \quad k_2 = 25000 \text{ N/m.}$$

Con ayuda del programa DYNACAM, que utiliza el método Runge Kutta¹³ de cuarto orden con control adaptativo del paso de integración, fue posible obtener x (desplazamiento del vástago del seguidor), \dot{x} (velocidad del vástago del seguidor), \ddot{x} (aceleración del vástago del seguidor) y F_{Dyn} (fuerza dinámica del mecanismo leva-seguidor).

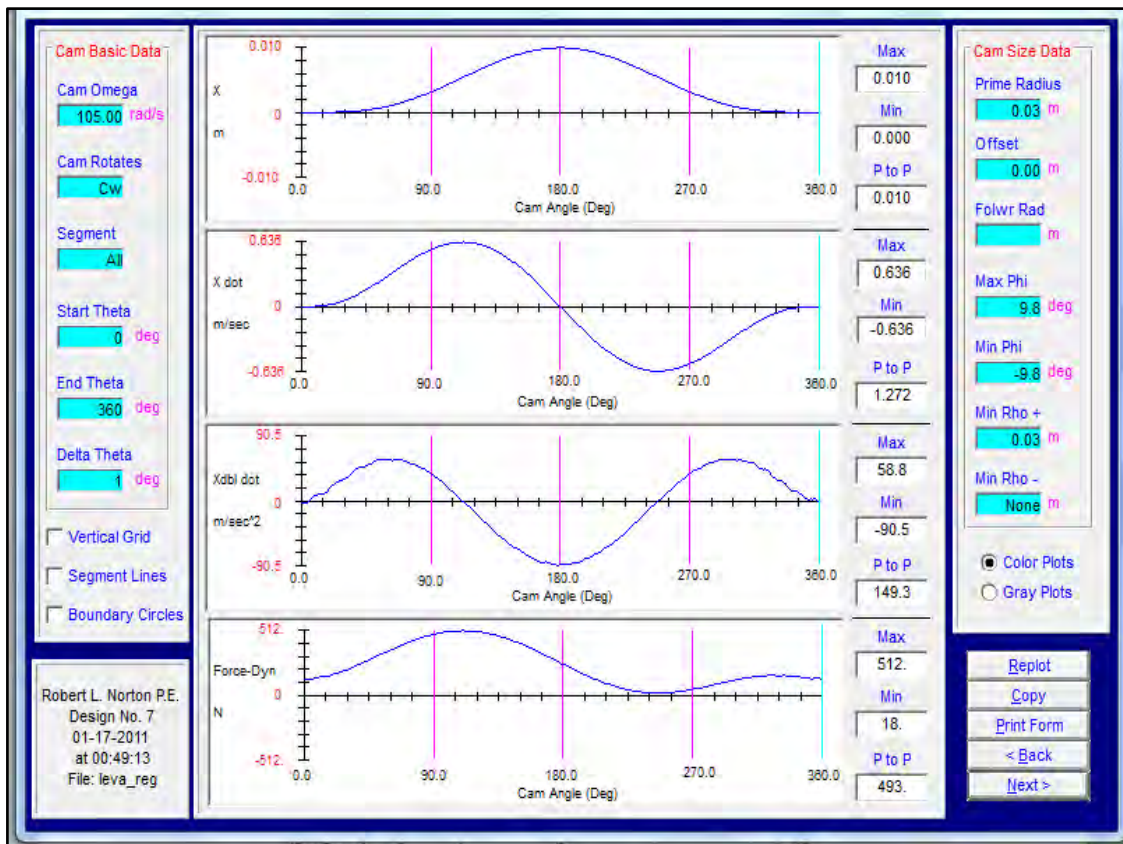


Figura 3.9 Gráficas de x , \dot{x} , \ddot{x} y F_{Dyn} .

De la Figura 3.9 se observaron los siguientes valores:

¹³El método de Runge-Kutta es un método numérico para la resolución de ecuaciones diferenciales.

$$\dot{x}_{\text{mín}} = -0.636 \text{ m/s}$$

$$\dot{x}_{\text{máx}} = 0.636 \text{ m/s}$$

$$\ddot{x}_{\text{mín}} = -90.5 \text{ m/s}^2$$

$$\ddot{x}_{\text{máx}} = 58.8 \text{ m/s}^2$$

$$F_{D_{\text{dyn máx}}} = 512 \text{ N}$$

El conocimiento de la fuerza dinámica máxima, $F_{D_{\text{dyn máx}}}$, la velocidad máxima del vástago del seguidor, $\dot{x}_{\text{máx}}$, y la velocidad angular, ω , determinaron el **par de torsión máximo**, $T_{\text{máx}}$, al cual está sometido el eje de la leva mediante la siguiente relación de potencia:

$$T_{\text{máx}} = \frac{F_{D_{\text{dyn máx}}} v_{\text{máx}}}{\omega} = 3.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3-14)$$

Adicionalmente, fue posible conocer la frecuencia natural del sistema, ω_n . Para ello, se consideró un desprendimiento del seguidor de rodillo del perfil de la leva, con lo cual el tren del seguidor tendría vibración libre.

$$\ddot{x} + \frac{c_2}{m} \dot{x} + \frac{k_2}{m} x = 0 \quad (3-15)$$

Donde la frecuencia natural del sistema ω_n está dado por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_2}{m}} = 129.1 \text{ rad/s} = 1232 \text{ rpm} \quad (3-16)$$

Así pues, se procuró evitar que el mecanismo leva-seguidor operara cerca de su frecuencia natural ya que el seguidor podría perder contacto con el perfil de la leva. Dado que la meta es alcanzar una frecuencia de bombeo de 1000 lpm ($n = 1000 \text{ rpm}$ equivalente a $\omega = 105 \text{ rad/s}$), se esperaba un contacto permanente del seguidor de rodillo con el perfil de la leva.

3.2.5 Diseño y selección de elementos del mecanismo de leva-seguidor

3.2.5.1 Diseño para cargas de fatiga

A diferencia de una estructura estática, una máquina cuyo funcionamiento está sometido a largos periodos de tiempo donde ocurren millones de ciclos de trabajo, se diseña para soportar **cargas fluctuantes, repetidas o invertidas**. Las cargas más dañinas, entre las mencionadas, son las repetidas o invertidas cuyo nombre también se conoce como **cargas de fatiga** [26].

El diseño de los elementos centrales del mecanismo leva-seguidor (Figura 3.10) se basó en el análisis de cargas en fatiga. Para ello, se tomó en cuenta la **resistencia a la fatiga**, S_n , de un material, la cual es su capacidad de resistir cargas de fatiga durante una cantidad dada de ciclos. El valor de la resistencia a la fatiga disminuye, dependiendo del esfuerzo al cual esté sometido, y del acabado superficial, entre otros aspectos. Este valor disminuido de la resistencia a la fatiga se conoce como **resistencia a la fatiga real estimada**, S'_n . Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor de esta resistencia se llama **límite de fatiga**.

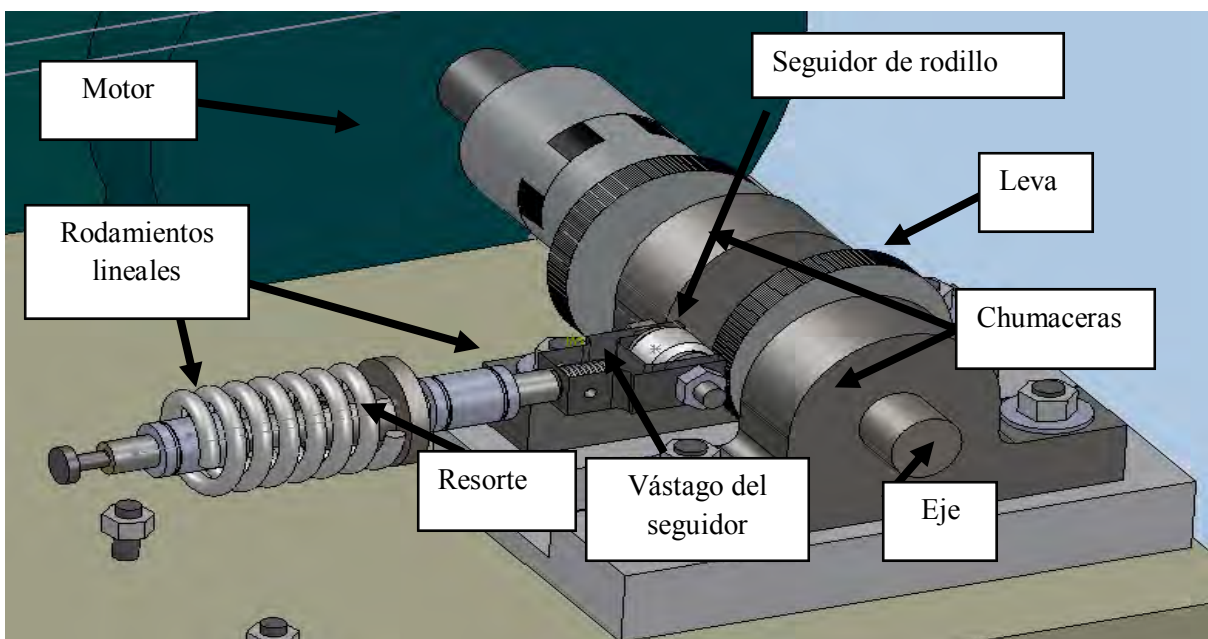


Figura 3.10 Elementos centrales del mecanismo leva-seguidor.

Adicionalmente, se consideró el **factor de diseño** N como medida de seguridad relativa de cada componente bajo la acción de una carga. En consecuencia, con base en la ductilidad¹⁴ de los materiales del mecanismo leva-seguidor, y con el deseo de agregar una seguridad adicional se consideró el factor de diseño, $N=4$. Este valor de N implicaría una confiabilidad en los elementos del mecanismo leva-seguidor aún si se tenía incertidumbre en alguna combinación de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o de ambiente [26].

Como método de predicción de falla se seleccionó el **método de Goodman** debido a que establece una buena correlación con los datos experimentales [26]. La ecuación de diseño de Goodman es:

$$\frac{S_a}{S'_n} + \frac{S_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (3-17)$$

Donde:

S_a es el esfuerzo alternado.

S_m es el esfuerzo medio.

S'_n es la resistencia a la fatiga real estimada.

S_u es el esfuerzo normal máximo.

La representación gráfica de la línea de Goodman se ilustra en la Figura 3.11.

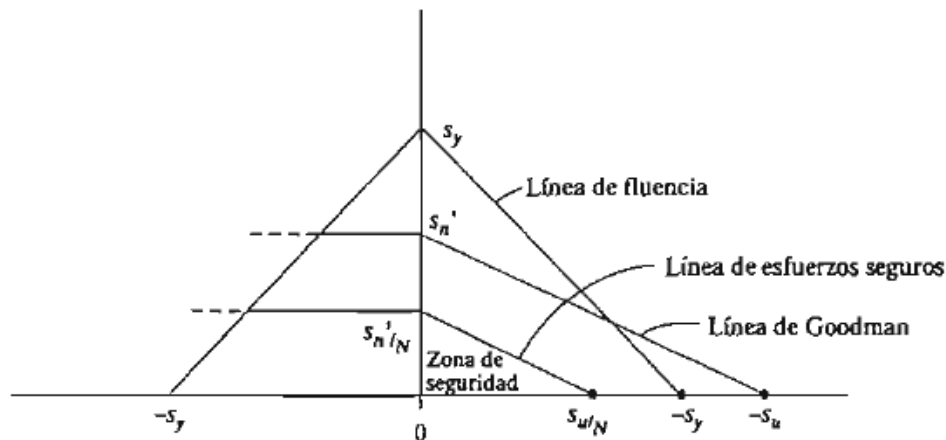


Figura 3.11 Línea de Goodman [26].

¹⁴Ductilidad. Propiedad de algunos materiales para admitir deformaciones mecánicas sin llegar a romperse.

Bajo esta consigna, se diseñaron los elementos centrales de la bomba de la Figura 3.10, en la medida de lo posible, utilizando el método de Goodman.

3.2.5.2 Eje

El eje es un componente mecánico que transmite movimiento rotatorio y potencia. De la dinámica del mecanismo leva-seguidor se sabe que el eje soporta la fuerza dinámica máxima $F_{Dyn\text{m}\acute{a}x} = 512 \text{ N}$. Con este valor, se realizó el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.12, donde se muestra el eje de longitud L , así como las fuerzas de reacción en las chumaceras R_A y R_B .

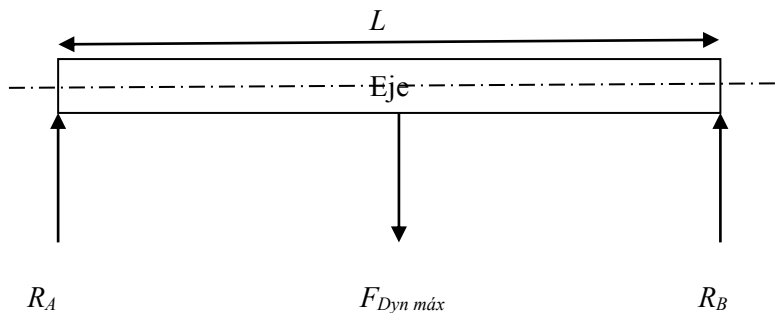


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre del eje.

donde:

$$R_A = R_B = \frac{F_{Dyn\text{m}\acute{a}x}}{2} = 256 \text{ N} \quad (3-18)$$

lo cual originó el diagrama de esfuerzo cortante de la Figura 3.13.

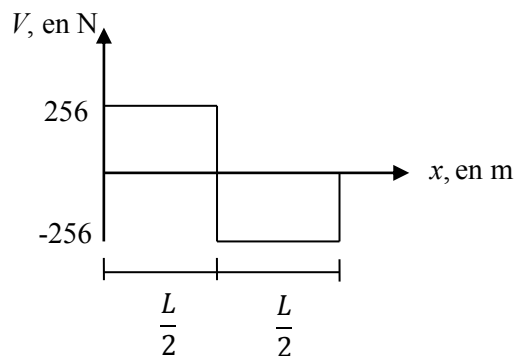


Figura 3.13 Diagrama de esfuerzo cortante.

Por disponibilidad de espacio de la bomba, se consideró una distancia $\frac{L}{2} = 0.066$ m para calcular el momento flexionante. El diagrama de momento flexionante se ilustra en la Figura 3.14.

$$M = R_A \frac{L}{2} = 16.896 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3-19)$$

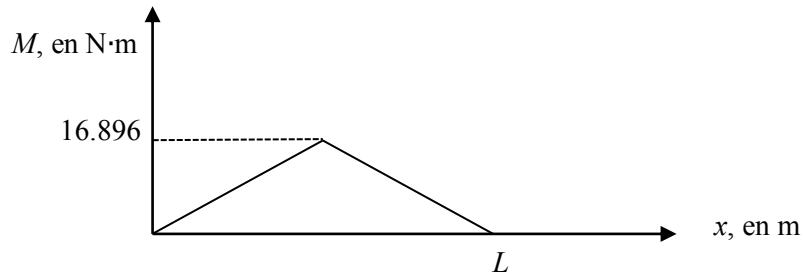


Figura 3.14 Diagrama de momento flexionante.

Además, se sabía que el eje estaba sometido al torque máximo $T_{m\acute{a}x} = 3.1 \text{ N} \cdot \text{m}$, calculado en la sección 3.2.4. Debido a esto, de acuerdo con la referencia [26], el factor de concentración de esfuerzos tuvo el valor de $k_t = 1.5$.

Al considerar todo el efecto del factor de concentración de esfuerzo geométrico de k_t , éste se igualó al factor de concentración de esfuerzos a la fatiga k_f [27]. Esto es válido debido a las incertidumbres que reodean a las estimaciones sobre resistencia a la fatiga.

$$k_f = k_t. \quad (3-20)$$

Por otra parte, el material propuesto para este eje fue acero cold rolled 1020 cuya resistencia a la fatiga es de $S_n = 200 \text{ MPa}$ y resistencia a la fluencia de $S_y = 350 \text{ MPa}$. Con un factor de confiabilidad de $C_{Confiabilidad} = 0.81$, se calculó una resistencia a la fatiga real estimada S'_n de:

$$S'_n = S_n C_{Confiabilidad} = 162 \text{ MPa} \quad (3-21)$$

Con los datos obtenidos y considerando el factor de seguridad de $N = 4$, fue posible calcular el diámetro del eje capaz de soportar el desgaste por fatiga, por medio de la ecuación (3-22), la cual es justificada en [27].

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{k_f M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T_{m\acute{a}x}}{S_y}\right)^2}} = 0.01855 \text{ m.} \quad (3-22)$$

Debido a que comercialmente es común encontrar medidas de barras en sistema inglés, el diámetro del eje quedó de:

$$d_{eje} = \frac{3}{4} \text{ in} = 0.01905 \text{ m.}$$

3.2.5.3 Chumaceras del eje

De las especificaciones de las chumaceras de diámetro interior de $\frac{3}{4}$ in se encontró que soportaban una capacidad básica de carga dinámica de:

$$C_{N\frac{3}{4}\text{in}} = 9560 \text{ N.}$$

Dado que se seleccionaron chumaceras para soportar cargas dinámicas, fue imprescindible establecer la relación entre carga y duración. La duración de diseño de las chumaceras se tomó en cuenta porque las fallas por fatiga son causadas por altos esfuerzos de contacto [26]. Esta relación fue determinada por la ecuación (3-23).

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^\kappa \quad (3-23)$$

donde:

κ es un factor adimensional con valor de 3 para rodamientos de bolas.

P_1 es la capacidad básica de carga dinámica de la chumacera (9560 N).

P_2 es la carga de diseño, el cual en este caso es la carga dinámica originada por el mecanismo leva-seguidor (512 N).

L_1 es la duración con la carga P_1 (10^6 rev).

L_2 es la duración con la carga P_2 .

Al contemplar dos chumaceras, la carga P_2 es distribuida entre las 2 chumaceras, de modo que:

$$P_2 = \frac{F_{Dyn\ máx}}{2} = 256 \text{ N} \quad (3-24)$$

Con estos datos, fue posible calcular la **duración de diseño** L_2 mediante la siguiente ecuación:

$$L_2 = L_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k = 5.2078 \times 10^{12} \text{ rev.} \quad (3-25)$$

3.2.5.4 Motor

Dada la disponibilidad de un motor de corriente de alterna en el GMM, se procedió a realizar un análisis del torque disponible, $T_{disponible}$, para conocer la factibilidad de ser utilizado como fuente de poder de la bomba. De las especificaciones del motor, se obtuvo su potencia de salida, $Pot = 1 \text{ hp}$. De acuerdo con la sección 3.2.2, la velocidad de giro requerida era de $n = 1000 \text{ rpm}$. Para obtener el torque disponible se hizo uso de la siguiente ecuación:

$$T_{disponible} = \frac{63000 * Pot}{n} \text{ lb} \cdot \text{in} = 7.1689 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3-26)$$

De la sección 3.2.4 se sabía que se tenía un torque máximo de:

$$T_{máx} = 3.1 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Debido a que $T_{disponible} > T_{máx}$, se aseguró suficiente torque en el motor para mantener la leva en movimiento. Además, experimentalmente se verificó que este motor tenía el suficiente par de arranque para vencer la precarga del resorte y empezar a mover el mecanismo leva-seguidor.

3.2.5.5 Vástago del seguidor

Para el diseño del vástago del seguidor se consideró como material el acero SAE 52100 cuya máxima resistencia es $S_u = 655 \text{ MPa}$. De acuerdo con la referencia [26], la resistencia a la fatiga, S_n , está dada por:

$$S_n = 0.5S_u = 327.5 \text{ MPa} \quad (3-27)$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida, S'_n , se utilizó la ecuación (3-28), tomada de [26].

$$S'_n = C_{material} C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_n. \quad (3-28)$$

Al sustituir los valores de la Tabla 3.2 en la ecuación (3-28) se obtuvo:

$$S'_n = 162.65 \text{ Mpa.}$$

Tabla 3.2 Factores, C, que afectan la resistencia a la fatiga [26].

Criterio	Factores que afectan a S_n	Valor
Acero forjado	$C_{material}$	1
Tensión axial	C_{carga}	0.8
Diámetro de $d = 3/8$ in	$C_{tamaño}$	0.97
Superficie maquinada	$C_{superficie}$	0.8
$T \leq 450$ °C	$C_{temperatura}$	1
Subjetivo	$C_{confiabilidad}$	0.8

Al suponer una carga invertida se tiene $S_m = 0$, por lo tanto la ecuación de la línea de Goodman (3-17) se redujo a:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_a}{S'_n}. \quad (3-29)$$

Dado el factor de seguridad $N = 4$, el esfuerzo alternado, S_a , se calculó como:

$$S_a = \frac{S'_n}{N} = 40.6 \text{ MPa} \quad (3-30)$$

Además se sabía que:

$$S_a = \frac{F_a}{A_{vs}} = \frac{F_a}{\pi \frac{d_{vs}^2}{4}} \quad (3-31)$$

Para calcular el diámetro del vástago del seguidor, d_{vs} , se debía determinar la fuerza F_a causante del esfuerzo S_a . Para ello, fue necesario conocer las fuerzas

que actúan sobre el vástago del seguidor. Para ello, se realizó un diagrama de cuerpo libre ilustrado en la Figura 3.15.

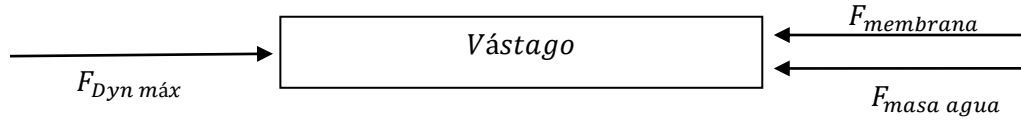


Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre del vástago del seguidor.

$$F_a = F_{Dyn\ máx} - F_{masa\ agua} - F_{membrana} \quad (3-32)$$

donde:

$F_{Dyn\ máx}$ es la fuerza dinámica máxima del mecanismo leva-seguidor.

$F_{membrana}$ es la fuerza de oposición a la deformación de la membrana del ventrículo mecánico¹⁵.

$F_{masa\ agua}$ es la fuerza hidrostática de la masa de agua del tanque.

Para calcular $F_{masa\ agua}$, se hizo uso del esquema de la Figura 3.16.

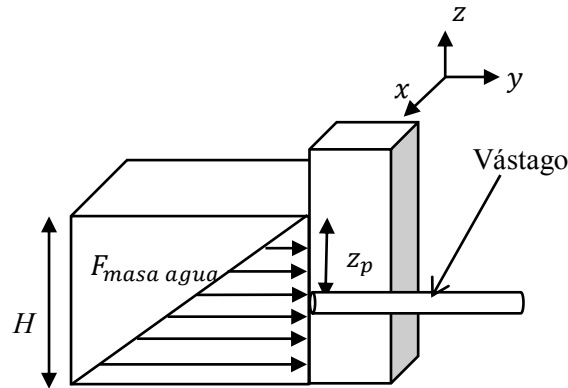


Figura 3.16 Esquema de la masa de agua.

donde z_p es la profundidad variable del tanque y H es la profundidad total del tanque con un valor de 0.016 m. Por consiguiente, la $F_{masa\ agua}$ se calculó mediante la siguiente ecuación de la hidrostática:

$$\hat{F}_{masa\ agua} = \int P_{masa\ agua} \hat{n} ds \quad (3-33)$$

¹⁵La selección de la membrana del ventrículo mecánico se detalla en la sección 3.3.1

donde:

\hat{n} es el vector unitario en la dirección y , por lo que $\hat{n} = (0, -j, 0)$.

$P_{masa\ agua}$ es la presión del agua del tanque con profundidad z_p , por lo que

$$P_{masa\ agua} = \rho_{agua} g z_p.$$

ds es el diferencial de superficie normal a $\hat{F}_{masa\ agua}$, cuyo valor es $ds = (1)dz$, donde 1 representa la unidad en la dirección x .

Con estos parámetros, el valor de $F_{masa\ agua}$ se obtuvo mediante la ecuación (3-34) valuando en $z_p = \frac{H}{2}$, lo que representa la profundidad a la mitad del tanque. Esta profundidad es la que se opone al movimiento del vástago.

$$F_{masa\ agua} = - \int_0^{-\frac{H}{2}} \rho_{agua} g z_p dz = \rho_{agua} g \frac{z_p^2}{2} \Big|_{z_p=0.08} = 31.36 \text{ N.} \quad (3-34)$$

Experimentalmente se demostró que la fuerza de oposición a la deformación de la membrana $F_{membrana}$ era de aproximadamente 38 N. Al sustituir en la ecuación (3-32) se obtuvo:

$$F_a = 442.64 \text{ N.}$$

Una vez obtenida F_a se calculó el diámetro d_{vs} a partir de la ecuación (3-31).

$$d_{vs} = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi S_a}} = 0.00376 \text{ m.} \quad (3-35)$$

Con el valor de d_{vs} calculado, se hicieron pruebas con un vástago de diámetro comercialmente disponible y aproximado a esa medida. Así pues, se evaluó un vástago de diámetro de 1/4 in (0.00635 m); sin embargo, los rodamientos lineales de 1/4 in no soportaban las cargas dinámicas y el vástago era flexionado. Además, es importante mencionar que la $F_{masa\ agua}$ fue calculada mediante hidrostática y no tomó en cuenta las presiones inerciales que se podrían generar en la cámara de agua.

Debido a lo anterior, así como a la disponibilidad comercial de rodamientos lineales de 3/8 in, la medida de diámetro de vástago se consideró de 3/8 in (0.009525 m).

3.2.5.6 Rodamientos lineales del vástago del seguidor

De las especificaciones de los rodamientos lineales de bolas de diámetro interior de 3/8 in se sabe que soportan una carga dinámica de:

$$C_{N \ 3/8 \text{ in}} = P_1 = 51 \text{ lbf} = 228.48 \text{ N.}$$

En este caso, P_2 se calculó como la componente vertical de la fuerza dinámica máxima, $F_{Dyn \text{ máx}}$, ejercida por leva sobre el vástago del seguidor con ángulo presión máximo $\phi_{máx}$. Gráficamente se ilustra en la Figura 3.17.

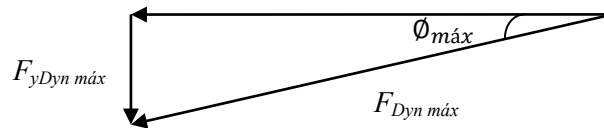


Figura 3.17 Ángulo de presión máximo.

$$F_{y \text{ Dyn máx}} = F_{Dyn \text{ máx}} \text{sen}(\phi_{máx}) = 187.637 \text{ N.} \quad (3-36)$$

Dado que se tuvo contemplado colocar dos rodamientos lineales como apoyo:

$$P_2 = \frac{F_{y \text{ Dyn máx}}}{2} = 93.818 \text{ N.} \quad (3-37)$$

Por lo tanto la duración de diseño L_2 calculada mediante la ecuación (3-25) fue:

$$L_2 = 1.3577 \times 10^8 \text{ rev.}$$

3.2.5.7 Resorte

El diseño del resorte del mecanismo leva-seguidor debía ser lo suficientemente confiable para evitar su pandeo y soportar el servicio severo¹⁶. Primeramente, se introdujeron las especificaciones dimensionales de longitud

¹⁶Servicio severo. Ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos.

de operación (L_o), longitud instalada (L_i), y diámetro medio del resorte (d_{mr}). La diferencia de la longitud de operación, L_o , con la longitud instalada, L_i , representa la carrera máxima de la leva, s , (10 mm). Con base en el espacio disponible para la bomba, se propusieron las siguientes medidas:

$$L_o = 0.04 \text{ m}$$

$$L_i = 0.05 \text{ m}$$

$$d_{mr} = 0.027 \text{ m.}$$

La máxima fuerza de operación a la que está sometido el resorte, F_o , era ocasionada por la fuerza dinámica máxima del mecanismo leva-seguidor, $F_{Dyn \text{ max}}$. Además, la fuerza instalada, F_i , era equivalente a la precarga del resorte, F_{pl_k} . Por consiguiente:

$$F_o = F_{Dyn \text{ máx}} = 512 \text{ N}$$

$$F_i = F_{pl_k} = 130 \text{ N.}$$

Con estos valores, se calculó la k del resorte.

$$k = \frac{F_o - F_i}{L_i - L_o} = 38200 \text{ N/m.} \quad (3-38)$$

Esta k calculada era mayor a la k del modelado del mecanismo leva-seguidor (sección 3.2.4) lo cual originaría mayor rigidez al resorte. Esto provocaría por un lado, mayor presión del seguidor sobre el perfil de la leva, y por otro, aumentaría la frecuencia natural del mecanismo mecanismo leva-seguidor, lo cual sería una ventaja. Conocida k , fue posible calcular la longitud libre L_f .

$$L_f = L_i + \frac{F_i}{k} = 0.0534 \text{ m.} \quad (3-39)$$

Como material del resorte, se seleccionó un acero comercial para resortes A227, cuyo esfuerzo nominal de diseño para servicio severo es $\tau_d = 482.6332 \text{ MPa}$ [26]. Con esta consideración, y con el valor de F_o y d_{mr} conocidos, se calculó el diámetro del alambre, d_{ar} , donde se propuso el factor de Wahl (K) con $K = 1.266$ [26].

$$d_{ar} = \left[\frac{8KF_o d_{mr}}{\pi \tau_d} \right]^{1/3} = 0.00452 \text{ m} \quad (3-40)$$

El siguiente paso después de conocer el valor de d_{ar} fue conocer la factibilidad de la fabricación del resorte. Para ello, se calculó el índice C , el cual de acuerdo con la referencia [26] debe ser mayor a 5.

$$C = \frac{d_{mr}}{d_{ar}} = 5.97. \quad (3-41)$$

Con el valor de C conocido, se verificó el valor del factor de Wahl K :

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.25. \quad (3-42)$$

Esta K era menor a la K propuesta. Por consiguiente, fue posible conocer el esfuerzo real esperado τ_o y corroborar si F_o era segura.

$$\tau_o = \frac{8KF_o d_{mr}}{\pi d_{ar}^3} = 476.5 \text{ Mpa} \quad (3-43)$$

Dado que $\tau_d > \tau_o$, entonces F_o resultó ser segura. Por otra parte, tomando en cuenta el módulo en cortante, G , del acero A227 con valor de $G = 79289.74 \text{ MPa}$, se procedió a calcular el número de espiras activas, N_a , con la siguiente ecuación:

$$N_a = \frac{G d_{ar}}{8kC^3} = 5.43. \quad (3-44)$$

Finalmente, se calculó el diámetro exterior, d_{ext} , y el interior del resorte, d_{int} :

$$d_{ext} = d_{mr} + d_{ar} = 0.03152 \text{ m} \quad (3-45)$$

$$d_{int} = d_{mr} - d_{ar} = 0.02248 \text{ m}. \quad (3-46)$$

3.2.5.8 Seguidor de rodillo

Al igual que los rodamientos del eje y del vástago del seguidor, el diseño del seguidor de rodillo siguió pasos similares, con la diferencia de que en su

interior contenía baleros de rodillo ($\kappa = 3.3$). De las especificaciones de un seguidor de rodillo de radio $R_f = 3/8$ in comercial se sabía que:

$$C_{N_{rodillo}} = P_1 = 1660 \text{ lbf} = 7385.672 \text{ N.}$$

Además, se consideró que el seguidor de rodillo estaba sometido a la fuerza dinámica máxima del mecanismo leva-seguidor $P_2 = F_{D_{ynm\acute{a}x}} = 512 \text{ N}$, de modo que mediante la ecuación (3-25), la duración de diseño L_2 fue:

$$L_2 = 6.685 \times 10^9 \text{ rev.}$$

3.2.6 CAD del mecanismo de leva-seguidor

Con base en las dimensiones calculadas en el diseño, análisis y selección de los principales elementos del sistema de accionamiento, se creó el modelo en CAD de las partes que componen a dicho sistema.

3.2.6.1 Árbol de la leva

El árbol de la leva es el subensamble que une el eje del motor con la leva. Este subensamble contempló la inserción de una leva conjugada. El propósito de la leva conjugada fue balancear el peso de la leva impulsora del vástago del seguidor durante su movimiento. Con esto se logró mayor uniformidad del torque requerido. Los componentes de este subensamble se muestran en la Figura 3.18.

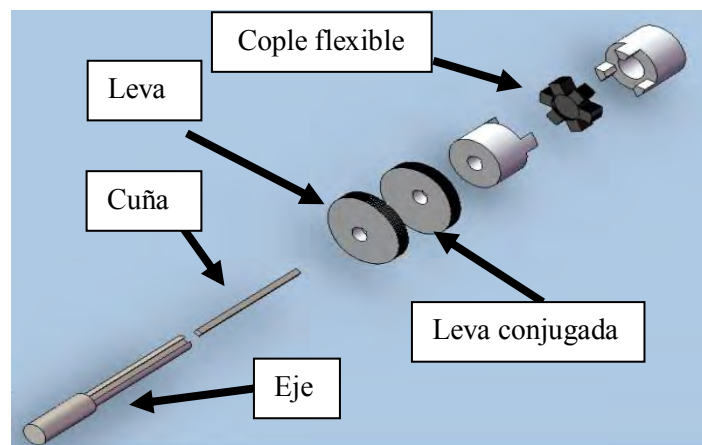


Figura 3.18 Árbol de la leva.

El eje del motor fue acoplado al eje de la leva mediante un cople flexible para el ajuste de las desalineaciones de los mismos. Las levas fueron sujetadas al eje mediante cuñas.

3.2.6.2 Tren del seguidor

El subensamble del tren del seguidor comprendió las partes impulsadas por la leva durante su movimiento. Entre ellas, está el rodamiento del rodillo el cual “camina” a lo largo del perfil de la leva. Este rodamiento se sujetó al vástago mediante una pieza en forma de “U”. El vástago a su vez comprime el resorte mediante una pieza auxiliar atornillada a él. Los elementos del tren del seguidor se muestran en la Figura 3.19.

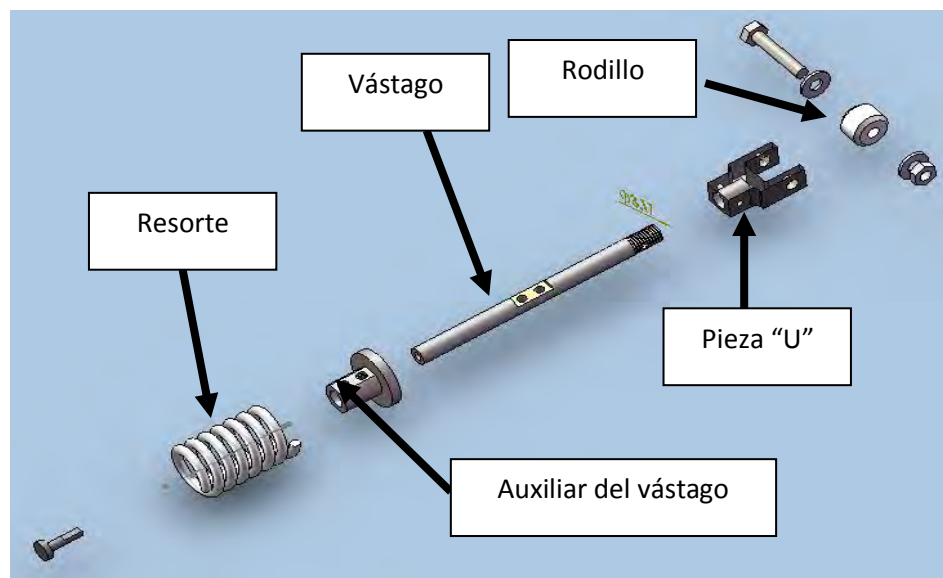


Figura 3.19 Tren del seguidor.

3.2.6.3 Refuerzo del mecanismo leva-seguidor

Este subensamble, ilustrado en la Figura 3.20, sujetó al tren del seguidor y al ventrículo mecánico. Sus funciones fueron alinear y acorazar los rodamientos lineales, así como dar soporte durante el funcionamiento de la bomba.

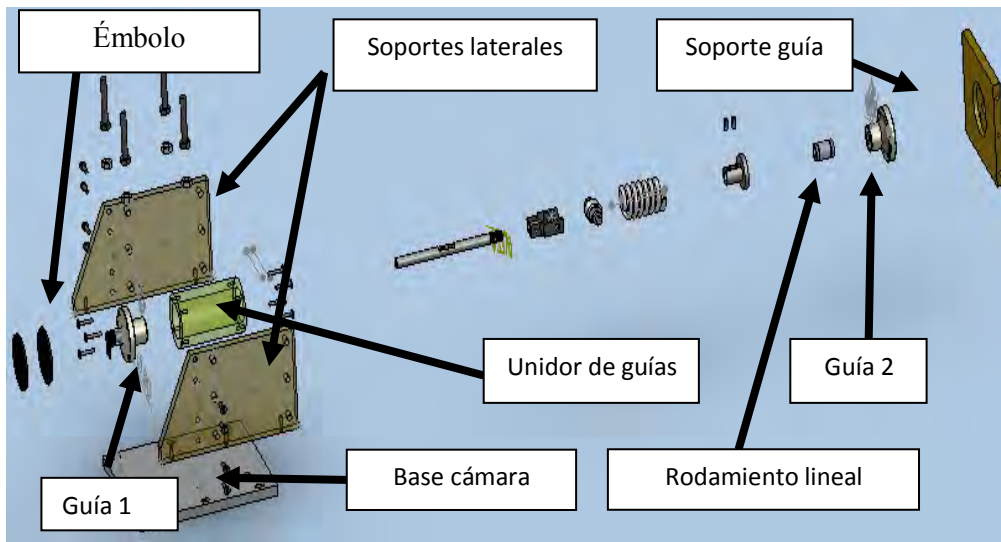


Figura 3.20 Refuerzo del mecanismo leva-seguidor.

3.2.7 CAE del mecanismo de leva-seguidor

La ingeniería asistida por computadora (CAE por sus siglas en inglés) es muy útil para analizar piezas complejas. CAE ayuda a determinar diferentes tipos de magnitudes como masa y momentos de inercia, así como realizar estudios de análisis de esfuerzos. Para validar los resultados teóricos a partir de la dinámica de la leva, se debía verificar el parámetro concentrado de la masa $m = 1.5$ kg.

- Masa del ensamble del árbol de la leva: 0.678 kg.
- Masa del ensamble del seguidor: 0.216 kg.
- Masa del agua en el ventrículo mecánico: 0.528 kg.
- Masa efectiva total $m = 1.422$ kg.

Se observó que la masa efectiva estimada m era aproximada a la masa $m = 1.5$ kg considerada en el modelado del mecanismo leva-seguidor (sección 3.2.4). Con esta validación, se realizó el estudio de análisis de fatiga de cada pieza utilizando la caja de herramientas (*toolbox*) del programa de SolidWorks. El estudio de fatiga fue realizado mediante el **método de elemento finito** (FEM por sus siglas en inglés). Para el análisis de fatiga se proporcionaron al programa los siguientes parámetros para mayor confiabilidad de resultados:

- Se realizó un estudio estático el cual es el suceso que se repite en el estudio de fatiga.
- El estudio estático comprendió la selección del material, el tipo de restricción (lugar donde la pieza es sujeta) y el tipo de carga, presión o torque al cual está sometido.
- Se asignó el método de Goodman para cargas en fatiga.
- Se indicó vida infinita (mayor a un millón de ciclos).
- Ciclo completamente invertido.
- Temperatura ambiente.

El resultado considerado en el análisis de fatiga fue el **factor de seguridad**, FS . La simulación del programa en CAE mostró el FS para los fallos de fatiga en determinadas partes de la pieza a estudiar. Un ejemplo de este tipo de análisis se muestra en la Figura 3.21, en la cual se ilustra la simulación en CAE de la leva. En esta simulación, la leva es sometida a una carga de $F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$ y sujeta en el centro al eje mediante una cuña.

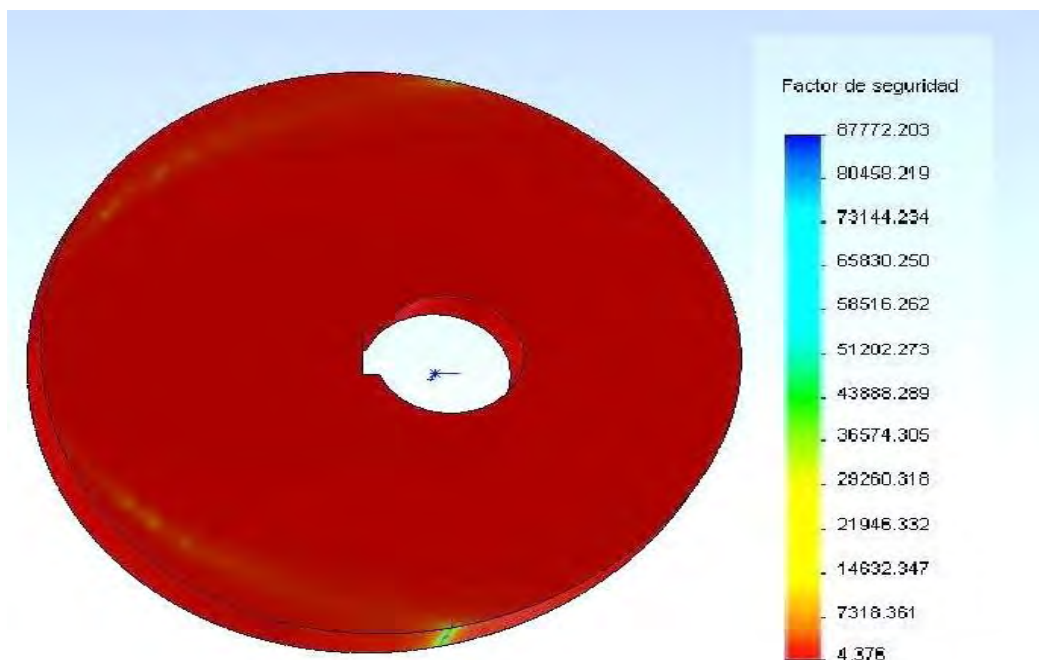


Figura 3.21 Leva: factor mínimo de seguridad
 $FS = 4.376$.

De la misma manera, se simularon las piezas listadas en la Tabla 3.3 para obtener su factor mínimo de seguridad FS .

Tabla 3.3 Piezas del sistema de accionamiento simuladas en CAE.

Pieza	Fuerza o torsión a la que está sometida la pieza	Factor mínimo de seguridad FS
Leva	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$	4.376
Eje	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$ $T_{máx} = 3.1\text{ Nm.}$	35.7
Pieza “U”	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$	24.682
Soporte de guía	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$	30.2
Vástago del seguidor	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$ $F_{yDyn\ máx} = 93.8\text{ N}$	17.084
Base cámara	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$	6.559
Auxiliar del vástago	$F_{Dyn\ máx} = 512\text{ N}$	12.794
Guía 1	$F_{yDyn\ máx} = 93.8\text{ N}$	3.255
Guía 2	$F_{yDyn\ máx} = 93.8\text{ N}$	3.845

El significado del factor de seguridad, FS , difiere del factor de diseño, N , establecido en el diseño para cargas en fatiga (Sección 3.2.5). Por ejemplo, un FS de 3.5 en una determinada parte de una pieza a analizar, indicaba que se ocasionaría un fallo de fatiga en esa parte, si se multiplicaban por 3.5 todas las cargas definidas en el estudio estático. De esta forma, un FS superior a 1 indicaba que la pieza no fallaría por fatiga bajo la acción de dichas cargas.

3.3 Ventrículo mecánico

3.3.1 Generalidades

El funcionamiento del ventrículo mecánico se rige bajo el principio de desplazamiento positivo, el cual se basa en el siguiente enunciado: “El movimiento de un fluido es causado por el cambio de volumen de una cámara” [28]. En las bombas de desplazamiento positivo, el fluido desplazado siempre está contenido entre el elemento impulsor (un émbolo, un diente de engrane, membrana o un aspa) y la cámara [29]. Este tipo de bombas también son llamadas volumétricas, porque la cámara aumenta de volumen (succión o aspiración) y disminuye de volumen (impulsión o descarga).

El funcionamiento ideal de una bomba de desplazamiento positivo se lleva a cabo de la siguiente manera: si la cámara de agua y la tubería de aspiración e impulsión están llenas de agua, en la carrera de avance, el émbolo dejará libre el espacio $A_e \cdot x$, donde A_e es la sección del émbolo y x es su carrera, la cual corresponde al desplazamiento del vástago del seguidor. Debido a la incompresibilidad del agua, cuando se inicia el movimiento del émbolo descende la presión en la cámara, de modo que desaparece el estado de equilibrio entre la presión en la cámara, la columna de aspiración, e_s , y la presión atmosférica, P_{atm} , que actúa sobre el nivel del agua del depósito (considerando el depósito abierto). Esto ocasiona que la válvula de retención de aspiración se abra, con lo cual penetra en la cámara la cantidad de agua correspondiente al espacio que ha dejado libre el émbolo (Figura 3.22a). Cuando el émbolo llega a su punto muerto inferior (PMI), la válvula de retención de aspiración se cierra (Figura 3.22b). Este proceso es conocido como **aspiración de la bomba**.

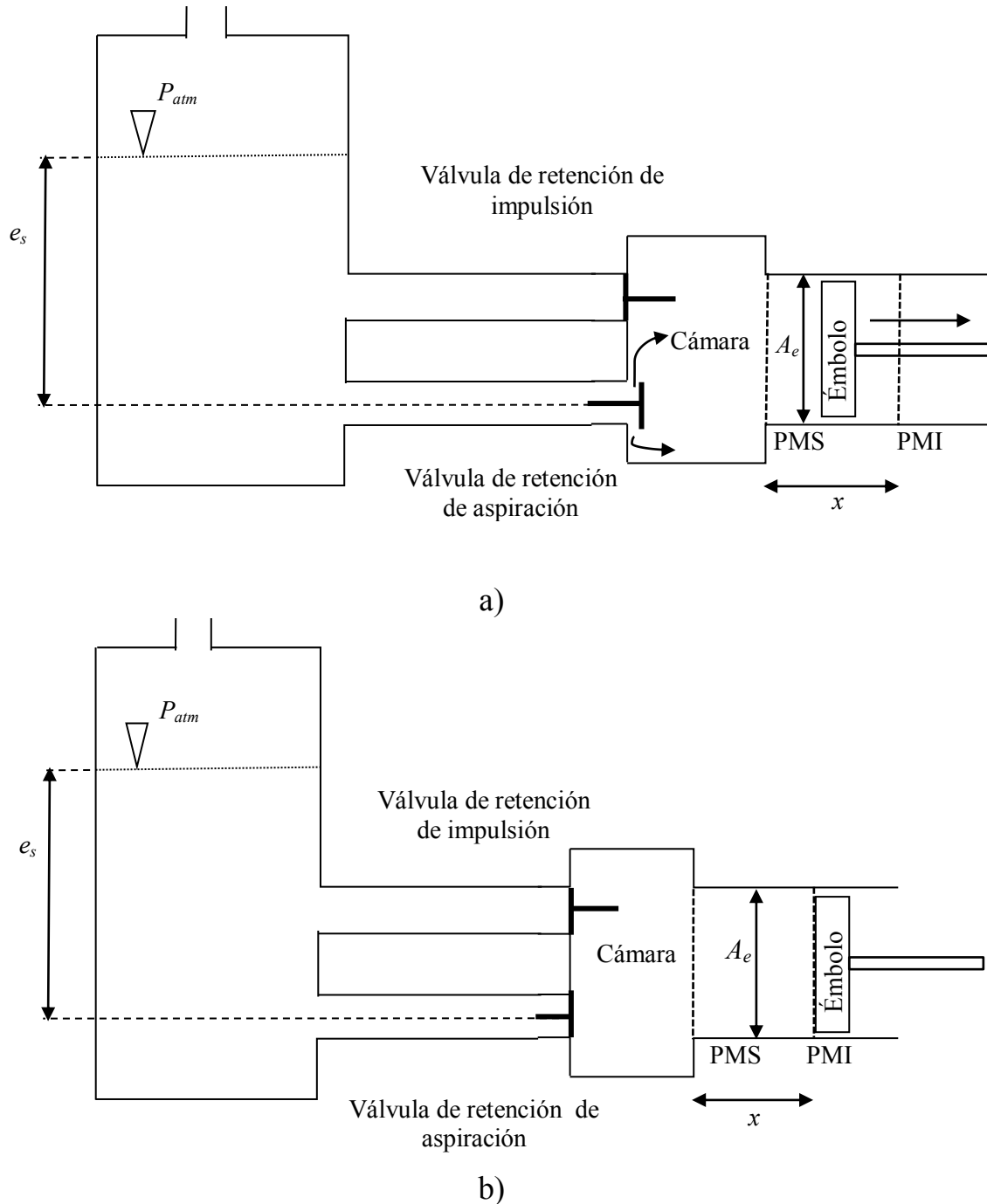


Figura 3.22 Efecto de aspiración.

Al retroceder el émbolo, se abre la válvula retención de impulsión. En este momento, el émbolo impulsa el volumen de agua $A \cdot x$ por el tubo de impulsión, y sale a través de la válvula de impulsión (Figura 3.23a). Cuando el émbolo llega al punto muerto superior (PMS), se cierra la válvula de impulsión (Figura 3.23b). Este proceso se llama **impulsión de la bomba**.

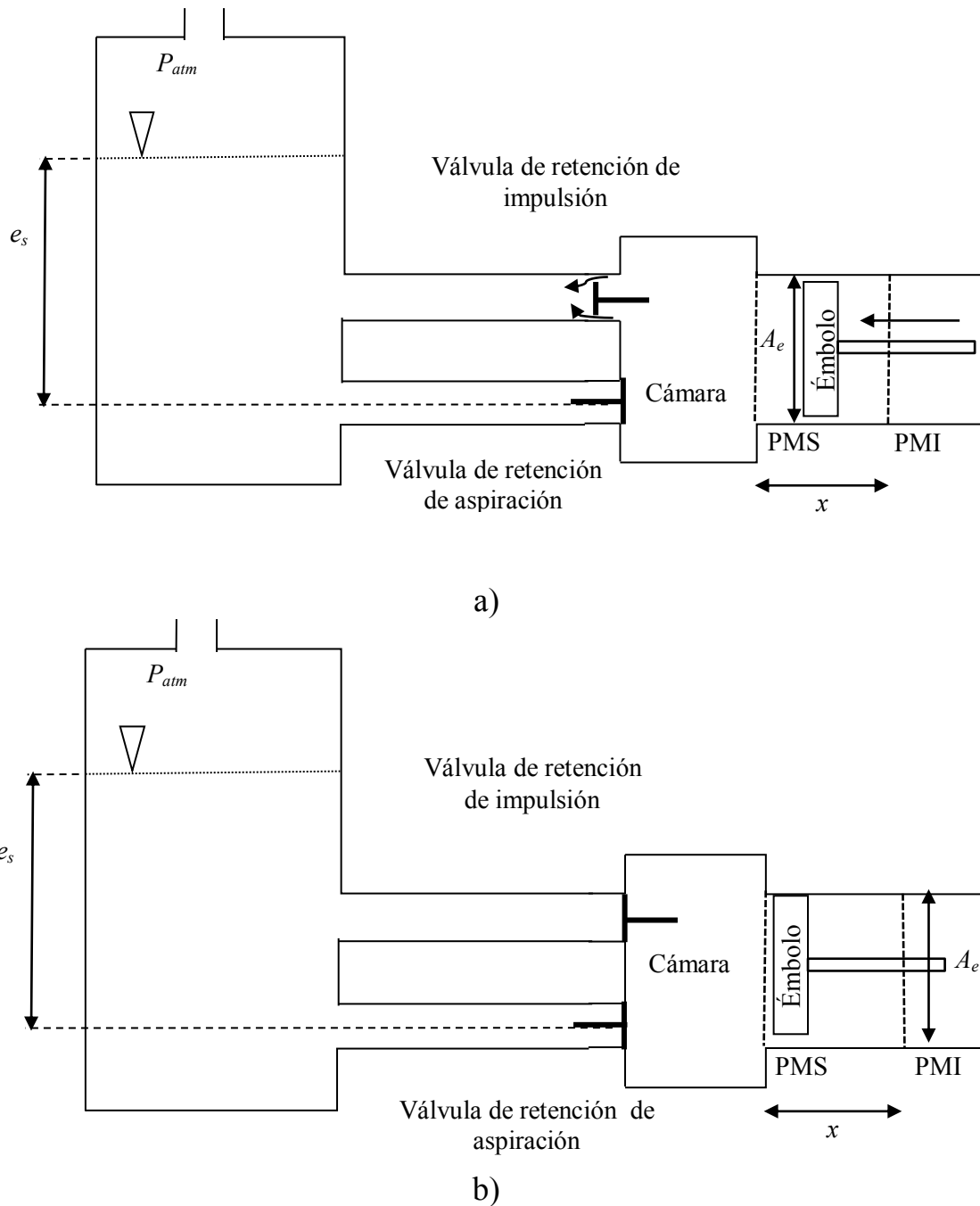


Figura 3.23 Efecto de impulsión.

Las bombas de desplazamiento positivo de émbolo son muy utilizadas; sin embargo, se encontró fuga entre los límites de la cámara y el émbolo (Figura 3.24). Una solución a este inconveniente fue la bomba de membrana, en la cual, la membrana se sujetó en la periferia de la cámara logrando un mejor sellado. No obstante, la membrana sufría una deformación insuficiente en el

momento de impulsión con lo cual el volumen enviado en cada ciclo de bombeo se veía disminuido (Figura 3.25).

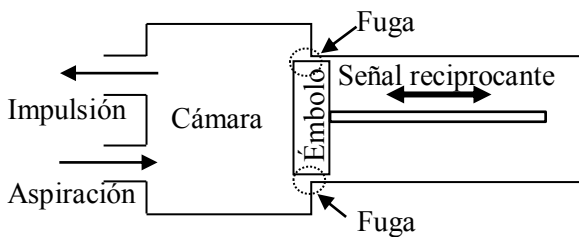


Figura 3.24 Bomba de émbolo.

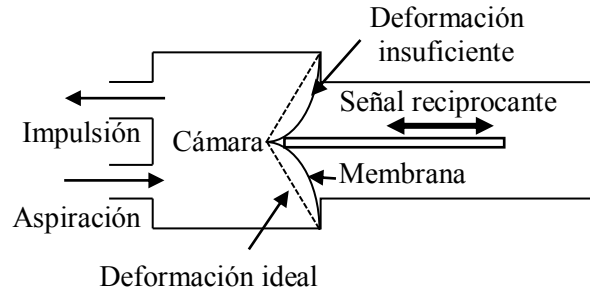


Figura 3.25 Bomba de membrana.

Para solucionar este problema, la deformación de la membrana se auxilió con un émbolo. De este modo, la deformación de la membrana dependía del área y desplazamiento del émbolo, y se evitaron fugas debido al sello entre la cámara y la membrana. En este trabajo, esta configuración se llamó configuración émbolo-membrana¹⁷. Al mismo tiempo, esta configuración fue de simple efecto¹⁸, debido a que se buscó evaluar una bioprótesis valvular cardiaca por prueba. Esta configuración se muestra en la Figura 3.26.

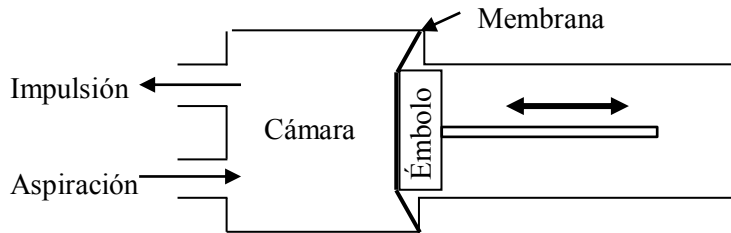


Figura 3.26 Configuración émbolo-membrana.

La configuración émbolo-membrana debía enviar aproximadamente entre 35 mL - 45 mL de líquido por cada latido. Como se recordará, la leva tenía un desplazamiento máximo, x , de 10 mm (sección 3.2.2), y por lo tanto, la propuesta del diámetro del émbolo fue de 52 mm.

¹⁷ La configuración émbolo-membrana es la característica principal de una bomba de diafragma.

¹⁸ Bomba simple efecto. Bomba que envía fluido sólo de una cara del émbolo.

Para albergar a la configuración émbolo-membrana, la geometría de la cámara de agua tomó forma elíptica con una profundidad de 30 mm. El diseño de la cámara de agua tuvo el propósito cualitativo de disminuir las presiones inerciales durante la aspiración, visualizar el comportamiento de la configuración émbolo-membrana, y evitar la cavitación¹⁹ en su interior.

Con estos parámetros se diseñó una aproximación de la deformación en CAD, ilustrada en la Figura 3.27, de la membrana cuando la leva empuja al émbolo en la cámara de agua, la cual ocasiona el volumen desplazado, V_{desp} , el cual es enviado en cada ciclo de bombeo.

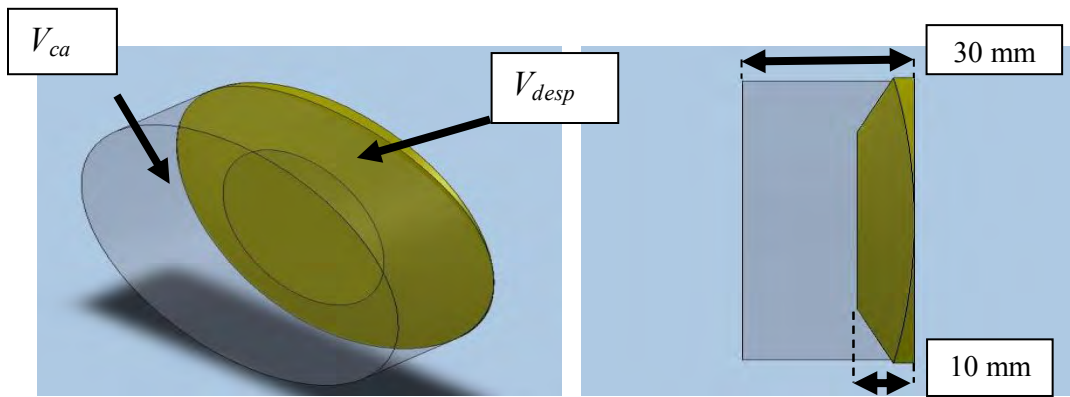


Figura 3.27 Ilustración aproximada de la deformación en CAD de la membrana en la cámara de agua.

De acuerdo con el diseño de la cámara de agua propuesto en CAD se estableció la siguiente proporción:

$$\frac{V_{desp}}{V_{ca}} = \frac{44317.39 \text{ mm}^3}{201523.5127 \text{ mm}^3} = \frac{44.317 \text{ mL}}{201.523 \text{ mL}} = 0.22. \quad (3-47)$$

Con la aproximación de la deformación de la membrana en CAD se lograba un volumen teórico desplazado, V_{desp} , dentro del intervalo de envío del volumen deseado. Además, de acuerdo con la ecuación (3-47), se observó un volumen teórico desplazado del 22% del total del volumen de la cámara de

¹⁹ Cavitación o rompimiento de la columna de agua. Efecto hidrodinámico producido cuando el agua en estado líquido cambia inmediatamente a vapor debido a una gran disminución de presión. Las burbujas generadas viajan a zonas de mayor presión e implotan produciendo un deterioro en la superficie que lo contiene.

agua, con lo que se esperaría un mejor comportamiento hidrodinámico comparado con la bomba construida en el año de 2009, en el cual esta proporción fue mayor al 50 %.

Aunado a la configuración émbolo-membrana, se encuentran las válvulas de retención para formar el ventrículo mecánico. Para la realización de pruebas, se tuvo la necesidad de conectar el ventrículo mecánico a un depósito para sustituir al tanque. Esto se ilustra en la Figura 3.28.

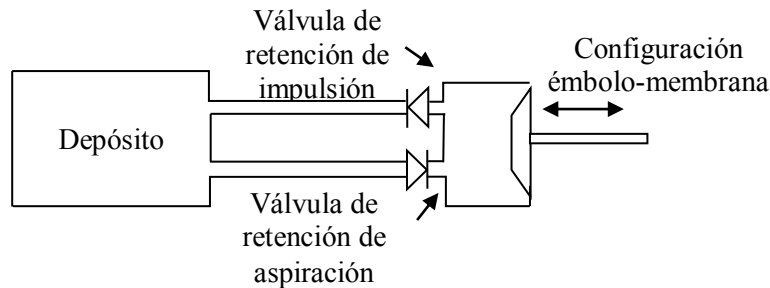


Figura 3.28 Ventrículo mecánico conectado al depósito que sustituye al tanque.

Con base en las consideraciones anteriores, el diseño de los principales elementos del ventrículo mecánico se centró en la operación de la configuración émbolo-membrana así como en el funcionamiento y visualización de las válvulas de retención a determinadas frecuencias de bombeo.

3.3.2 Cálculo estimado del efecto de aspiración en el ventrículo mecánico

Un concepto utilizado en el efecto de aspiración es la **altura de aspiración**, e_s , la cual es la distancia vertical del punto más elevado del nivel del agua del depósito al centro de la cámara de agua. Dicha altura depende, en un depósito abierto, de la presión atmosférica, P_{atm} , la presión de vapor del líquido impulsado (agua), P_{va} , y la pérdida de altura de elevación, H_s , debida a la resistencia al movimiento en la tubería de aspiración. La altura de aspiración se muestra en la Figura 3.29.

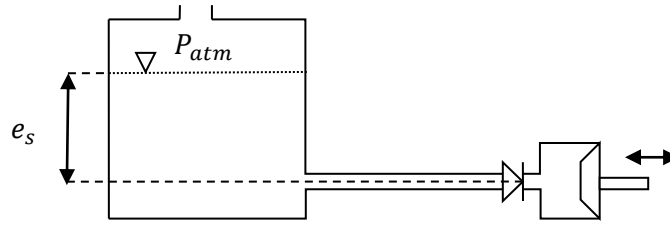


Figura 3.29 Altura de aspiración.

Dada la disposición de la bomba, la altura de aspiración colabora en el proceso de aspiración. Matemáticamente, se da lugar a la siguiente ecuación:

$$P_{va} + H_s = P_{atm} + e_s. \quad (3-48)$$

Para evitar la cavitación, se debe cumplir en todo momento la siguiente desigualdad.

$$P_{va} < P_{atm} + e_s - H_s \quad (3-49)$$

A su vez, la expresión de la derecha de la desigualdad (3-49) es:

$$P_{atm} + e_s - H_s = P_s \quad (3-50)$$

donde P_s es la presión de aspiración.

La pérdida de elevación, H_s , se compone de los siguientes valores parciales:

- Para una posición cualquiera del émbolo, la velocidad del agua en el tubo de aspiración vale v_s . Para crearla, se necesita la carga de presión:

$$h_1 = \frac{v_s^2}{2g} \quad (3-51)$$

- Bajo la suposición de un tubo de aspiración de sección constante, A_s , y longitud L_s , se consideran resistencias de rozamiento y resistencias aisladas²⁰. Estas resistencias son proporcionales a la carga de velocidad, v_s , y resultan de la suma de todos los coeficientes de resistencia $\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots = \Sigma\zeta_s$.

$$h_2 = \Sigma\zeta_s \frac{v_s^2}{2g} \quad (3-52)$$

²⁰Resistencias aisladas. Resistencias debidas a cambios de dirección y de sección en codos, en la válvula de aspiración, etc.

Mientras no ocurra cavitación, se cumple la siguiente condición de continuidad:

$$A_s v_s = A_e v_e \quad (3-53)$$

donde v_e es la velocidad del émbolo en cada momento de la aspiración.

De la ecuación (3-53) resulta:

$$v_s = \frac{A_e}{A_s} v_e \quad (3-54)$$

y por ende:

$$h_1 = 9.8 \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^2 \frac{v_e^2}{2g} \quad (3-55)$$

$$h_2 = 9.8 \Sigma \zeta_s \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^2 \frac{v_e^2}{2g}. \quad (3-56)$$

donde el coeficiente con valor de 9.8 es la conversión de metros de columna de agua, mH_2O , a kPa. Cabe agregar que la velocidad del émbolo, v_e , es igual a la velocidad del vástago del seguidor, \dot{x} (sección 3.2.4), lo cual valida la siguiente ecuación:

$$v_e = \dot{x}. \quad (3-57)$$

Así pues, h_1 y h_2 en el comienzo y en el final de la carrera son iguales a cero debido a que $v_e = \dot{x} = 0$ (Sección 3.2.4).

- Para la abertura de la válvula se necesita una carga $h_3 = h_{v_s}'$. Sin embargo, al abrirse la válvula, se establece una resistencia de paso, h_{v_s} , la cual es menor y se considera como constante durante toda la aspiración.
- La masa de agua en la tubería de aspiración, m_s , de longitud, L_s , está continuamente acelerada y retardada, de acuerdo con el movimiento del émbolo. Si a_s es la aceleración instantánea, la fuerza acelerante, F_s , vale:

$$F_s = m_s a_s = \frac{A_s L_s \gamma}{g} a_s. \quad (3-58)$$

Al sustituir F_s por el peso de una columna de agua de carga h_4 y sección A_s , se obtiene:

$$h_4 = 9.8 \frac{L_s}{g} a_s \quad (3-59)$$

donde el coeficiente con valor de 9.8 es la conversión de mH₂O a kPa.

Al considerar la siguiente suposición:

$$A_s a_s = A_e a_e \quad (3-60)$$

donde a_e designa la aceleración del émbolo y es relacionado con la aceleración del seguidor \ddot{x} impulsado por la leva (sección 3.2.4) mediante la siguiente igualdad:

$$a_e = \ddot{x} \quad (3-61)$$

se sustituye la ecuación (3-60) en la ecuación (3-59) para obtener:

$$h_4 = 9.8 \frac{L_s A_e}{g A_s} a_e. \quad (3-62)$$

Al sustituir los valores de P_{atm} , e_s y H_s en la desigualdad (3-49) se obtiene:

$$P_{va} < P_{atm} + e_s - \left(9.8 \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^2 \frac{v_e^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta_s) + h_{v_s} + 9.8 \frac{L_s A_e}{g A_s} a_e \right) \quad (3-63)$$

La carga de resistencia, h_4 , es proporcional a la aceleración del émbolo, a_e . Por lo tanto, es máxima en los puntos muertos, e igual a cero aproximadamente hacia el centro de la carrera. De acuerdo con esto, la máxima disminución de la presión debida a la aceleración de las masas durante la carrera de aspiración se da en el punto muerto inferior PMI donde a_e es máxima y v_e es cero de acuerdo con la gráfica \ddot{x} y \dot{x} del modelado del mecanismo leva-seguidor (Sección 3.2.4). Lo anterior simplifica a la desigualdad (3-63) como:

$$P_{va} < P_{atm} + e_s - \left(h_{v_s} + 9.8 \frac{L_s A_e}{g A_s} a_{emáx} \right). \quad (3-64)$$

Para calcular los valores de la desigualdad (3-64), se comenzó por la sección transversal del émbolo, A_e , la cual estaba dada por:

$$A_e = \frac{d_e^2 \pi}{4} = 0.0021 \text{ m}^2 \quad (3-65)$$

Dado que la bomba estaría conectada cercana al depósito sustituto del tanque, se propuso:

$$L_s = 0.08 \text{ m}$$

Las condiciones de presión del Distrito Federal son:

$$P_{atm} = P_{atm DF} = 77.5 \text{ kPa}$$

La altura de la columna de agua, e_s , en el depósito se consideró igual a aquélla del tanque, z_p , valuada en $H/2$ (Sección 3.2.5.5). Esto es:

$$e_s = z_p \Big|_{\frac{H}{2}} = 0.784 \text{ kPa} \quad (3-66)$$

Los valores de la sección transversal de la tubería de aspiración, A_s , y de la resistencia de abertura de la válvula de retención de aspiración, h_{v_s} ²¹, considerados fueron:

$$A_s = EOA = 0.000346 \text{ m}^2 \quad (3-67)$$

$$h_{v_s} = h_v = 29.42 \text{ kPa}. \quad (3-68)$$

De la ecuación (3-61) la aceleración máxima del émbolo, $a_{emáx}$, tuvo un valor de:

$$a_{emáx} = \ddot{x}_{máx} = 90.5 \text{ m/s}^2$$

La presión de vapor del agua a 20°C tiene el siguiente valor:

$$P_{va 20^\circ\text{C}} = 2.331 \text{ kPa}$$

²¹Los valores de A_s y h_{v_s} se obtienen en la sección 3.3.6

Al sustituir estos valores en la ecuación (3-64), se llega a:

$$2.331 \text{ kPa} < 4.445 \text{ kPa}$$

Con base en el cumplimiento de esta desigualdad, se buscó evitar el fenómeno de cavitación durante el proceso de aspiración de la bomba.

3.3.3 Cálculo estimado del efecto de impulsión en el ventrículo mecánico

La importancia del conocimiento del efecto de impulsión radicó en conocer la máxima presión generada en el interior del ventrículo mecánico, ya que de esto dependía el diseño de los elementos que permanecen en contacto con el líquido. El efecto de impulsión se describe de la siguiente manera:

En la primera mitad de la carrera de impulsión, el émbolo acelera la columna de agua. Al movimiento se oponen la presión atmosférica, la altura neta de elevación (Figura 3.30) y las resistencias al movimiento.

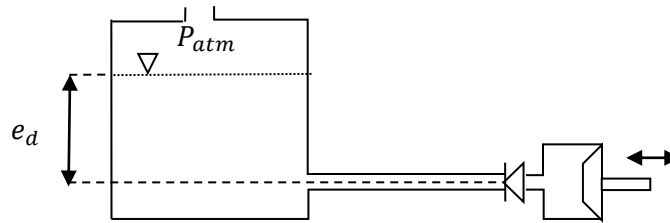


Figura 3.30 Altura neta de elevación.

Si se designa como P_d a la presión de impulsión, también conocida como altura absoluta de elevación, se tiene:

$$P_d = P_{atm} + e_d + H_d \quad (3-69)$$

donde e_d es la altura neta de elevación y H_d las resistencias en la tubería de impulsión. Las resistencias al movimiento en la tubería de impulsión son de la misma clase que las resistencias a la aspiración. Por lo tanto, al variar el subíndice se obtiene:

$$H_d = 9.8 \left(\frac{A_e}{A_d} \right)^2 \frac{v_e^2}{2g} (1 + \Sigma \zeta_d) + h_{v_d} + 9.8 \frac{L_d}{g} \frac{A_e}{A_d} a_e. \quad (3-70)$$

De esta ecuación es importante mencionar que la mayor influencia sobre P_d es ejercida por la resistencia de masa o inercia $\frac{L_d}{g} \frac{A_e}{A_d} a_e$.

De acuerdo con la Figura 3.9 (Sección 3.2.4) se obtuvo:

$$\ddot{x}_{m\acute{a}x} = a_e = 58.8 \text{ m/s}^2$$

$$\dot{x}_{m\acute{a}x} = v_e = 0.636 \text{ m/s.}$$

Debido a la corta longitud de la tubería de descarga, fue posible despreciar las pérdidas por longitud de la tubería, y solamente tener en consideración los cambios de sección de la tubería de descarga para calcular los coeficientes de resistencia ζ_d . Los cambios de sección en la tubería de descarga se presentan en la Figura 3.31.

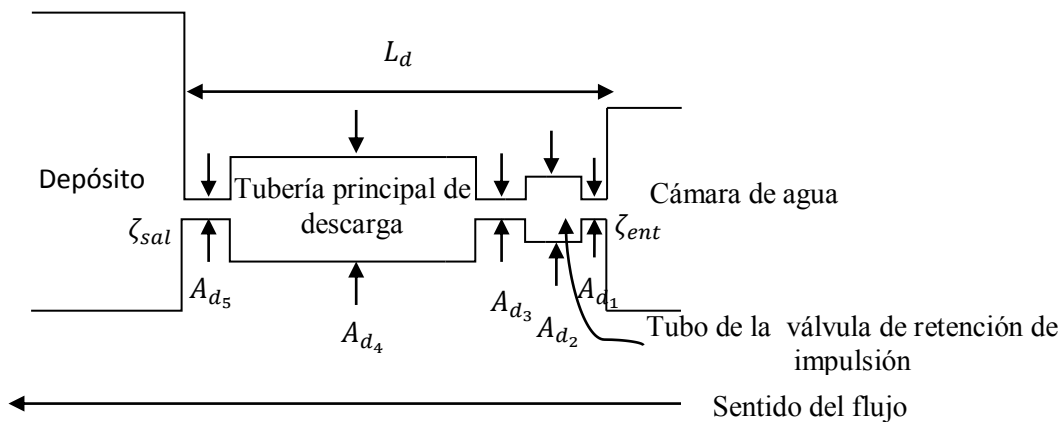


Figura 3.31 Cambios de sección en la tubería de descarga.

Tabla 3.4 Área de las secciones transversales en la tubería de descarga.

Sección A_d	Área, en m^2
A_{d1}	0.000346
A_{d2}	0.000693
A_{d3}	0.000346
A_{d4}	0.001232
A_{d5}	0.000346

Mediante el uso de la Tabla 3.4, las razones de área de expansión fueron:

$$AR_1 = \frac{A_{d1}}{A_{d2}} = 0.499 \qquad AR_3 = \frac{A_{d3}}{A_{d4}} = 0.280$$

mientras que las razones de área de contracción fueron:

$$AR_2 = \frac{A_{d3}}{A_{d2}} = 0.499 \qquad AR_4 = \frac{A_{d5}}{A_{d4}} = 0.280$$

De acuerdo con la referencia [30] los coeficientes de pérdida para el flujo, ζ , a través de cambios bruscos de área son los listados en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Coeficientes de pérdida para el flujo a través de cambios bruscos de área.

AR_i	ζ
AR_1	0.3
AR_2	0.22
AR_3	0.5
AR_4	0.4

Además, la referencia [30] también considera las pérdidas por borde cuadrado al inicio y final de la descarga, las cuales son:

$$\zeta_{ent} = \zeta_{sal} = 0.5. \qquad (3-71)$$

Con base en las dimensiones del diseño del tanque, se propuso una longitud de descarga, L_d , de:

$$L_d = 0.40 \text{ m.}$$

Además, se consideró la misma sección transversal de la tubería de la válvula de aspiración e impulsión, así como una resistencia de abertura igual esto es:

$$A_d = A_s = 0.000346 \text{ m}^2 \qquad (3-72)$$

$$h_{v_d} = h_{v_s} = 29.42 \text{ kPa} \qquad (3-73)$$

Se sustituyeron los valores anteriores en la ecuación (3-70) para obtener H_d .

$$H_d = 199.64 \text{ kPa.}$$

De la misma manera, se sustituyó el valor de H_d en la ecuación (3-69) para obtener P_d .

$$P_d = 277.92 \text{ kPa} = 40.31 \text{ Psi}$$

Del valor de P_d , se observó una generación de alta presión a altas frecuencias.

3.3.4 Cálculo de la pared de cámara de agua

Para la elaboración de la cámara de agua, se consideró como material acrílico cuya resistencia última a la tensión $\sigma_u = 77 \text{ MPa}$. Al aplicar un factor de seguridad de $N = 4$, se tuvo una resistencia admisible, σ_a , de:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_u}{N} = 19.25 \text{ MPa} \quad (3-74)$$

De acuerdo con la referencia [31], para calcular el espesor de material mínimo, t_{ca} , para superficies curvas a fin de soportar la presión de descarga en el interior de la cámara de agua, se recurrió a la siguiente ecuación:

$$t_{ca} = \frac{d_{ca} P_d}{2\sigma_a} = 0.00036 \text{ m} \quad (3-75)$$

donde d_{ca} es el diámetro interior de la cámara de agua.

3.3.5 Cálculo de la pared de la tubería de descarga

Para obtener el espesor de material mínimo de las paredes que conforman la tubería, t_{td} , se utilizó una ecuación similar a (3-75).

$$t_{td} = 0.000214 \text{ m.}$$

3.3.6 Válvulas de retención de esfera

3.3.6.1 Generalidades

En las bombas de desplazamiento positivo se utilizan válvulas de retención para aislar y comunicar la cámara de agua con las tuberías de aspiración e impulsión. Este tipo de válvulas se abren automáticamente por efecto de la presión del líquido, y se cierran de la misma manera al disminuir la presión, a

causa de su propio peso, o de un resorte de compresión. De este modo, las válvulas de retención permiten el paso del fluido en una sola dirección. Existen diferentes tipos de válvulas de retención cuyos nombres se deben a su elemento ocluidor (elemento móvil que impide el flujo retrógrado); como lo son las de columpio (Figura 3.32), de esfera (Figura 3.33), de disco oscilante (Figura 3.34), y de doble disco (Figura 3.35). Todas estas válvulas se encuentran disponibles comercialmente; sin embargo, la mayoría de ellas tienen costo elevado y no permiten visualizar el comportamiento de la válvula [21].



Figura 3.32 Válvula de retención de columpio [32].

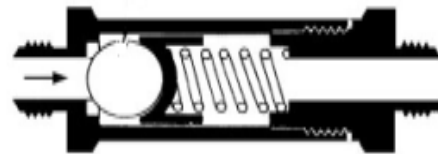


Figura 3.33 Válvula de retención de esfera [33].



Figura 3.34 Válvula de retención de disco oscilante [32].

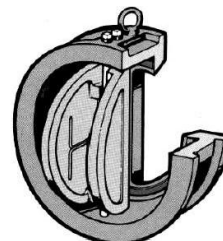


Figura 3.35 Válvula de retención de doble disco [32].

El Dr. G. Muñoz de la Universidad Autónoma Metropolitana (UAM) realizó pruebas hidrodinámicas, en las cuales se analizaron las válvulas de retención de disco oscilante y de esfera. Mediante esas pruebas, ilustradas en la Figura 3.36, se demostró que existe menor turbulencia en la válvula de retención de esfera con respecto de la de disco oscilante. Asimismo, la válvula de retención de esfera tuvo una pérdida de energía del 15% comparada a la pérdida del 33% de la válvula de retención de disco oscilante [21]. Con base en el

resultado de estas pruebas, se procedió a diseñar la válvula de retención de esfera en la bomba desarrollada en el año de 2009.



Figura 3.36 Líneas de corriente de flujo: a) Válvula de retención de esfera; b) Válvula de retención de disco oscilante [21].

En el año de 2009, la válvula de retención de esfera se diseñó a partir de datos de la hemodinámica de una prótesis cardíaca mecánica de jaula de esfera en la posición aórtica. Entre los parámetros obtenidos de investigaciones médicas, se encuentra el **área efectiva del orificio** (*EOA* por sus siglas en inglés), la cual determina el área más eficiente para el orificio de una válvula de cierto tamaño [34]. En este trabajo, se propuso un rediseño del *EOA*, del tamaño de la esfera y del resorte tomando en cuenta la hidrodinámica a altas frecuencias de la bomba. Estos elementos son ilustrados en la Figura 3.37.

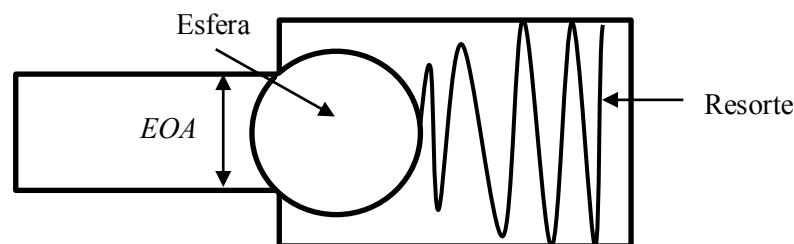


Figura 3.37 Elementos de una válvula de retención de esfera.

Asimismo, se siguieron las siguientes recomendaciones [24]:

- Guía de la válvula mediante resorte con oscilación, exenta en absoluto de rozamientos.
- Conformación del cuerpo de la válvula, de manera que la resistencia h_v ofrecida sea lo más reducida posible, con una masa mínima.
- Superficie de asiento reducidas.
- Carrera pequeña de la válvula.

3.3.6.2 Parámetros para el cálculo de la válvula de retención

Para el cálculo de la válvula de retención, se eligió la resistencia de la válvula, h_v , la cual fue determinada por la carga, la forma y las dimensiones de la misma. Con la válvula completamente abierta, es decir, con la carrera máxima, $s_v máx$, ésta queda en un momento de reposo, de modo que no actúan fuerzas de inercia. Este estado se ilustra en la Figura 3.38.

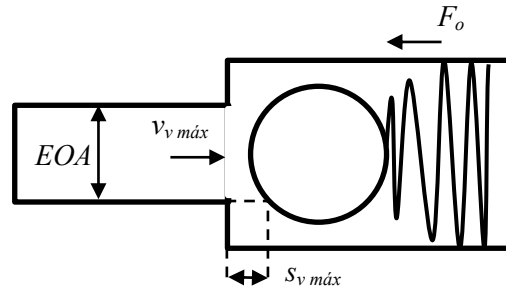


Figura 3.38 Válvula de retención de esfera completamente abierta.

En este estado se cumple:

$$\frac{F_o}{\gamma EOA} = \frac{\zeta_v v_v máx^2}{2g} = b_v máx \quad (3-76)$$

donde:

F_o es la fuerza máxima de operación del resorte.

$v_v máx$ es la velocidad máxima en el asiento de la válvula.

ζ_v es un coeficiente experimental de la válvula.

γ es el peso específico de la válvula.

EOA es el área efectiva del orificio.

Por medio de la ecuación (3-76), se observa que la carga específica de la válvula, $b_v máx$, es producida por la fuerza del resorte. La velocidad del agua en el asiento de la misma, $v_v máx$, y $b_v máx$ determinan la carrera de la válvula $s_v máx$ y la resistencia de ésta, h_v . De acuerdo con la referencia [24], se han determinado relaciones entre las mencionadas cuatro magnitudes y la velocidad de bombeo, N , con lo cual, se manejó el coeficiente de relación, Ψ :

$$\Psi = \frac{\text{Sección máxima de intersticio}}{\text{Área efectiva del orificio}} = \frac{u_{m\acute{a}x} S_{v\ m\acute{a}x}}{EOA} \quad (3-77)$$

Además, se sustituye $v_v\ m\acute{a}x$ por la velocidad media del agua en el asiento de la válvula, v_{mv} , ya que ambas son directamente proporcionales. En consecuencia, se tiene la representación gráfica en forma de curvas características entre v_{mv} , Ψ y h_v , para algunas válvulas de retención, obtenida por Ch. Bouché [24] e ilustrada en la Figura 3.39.

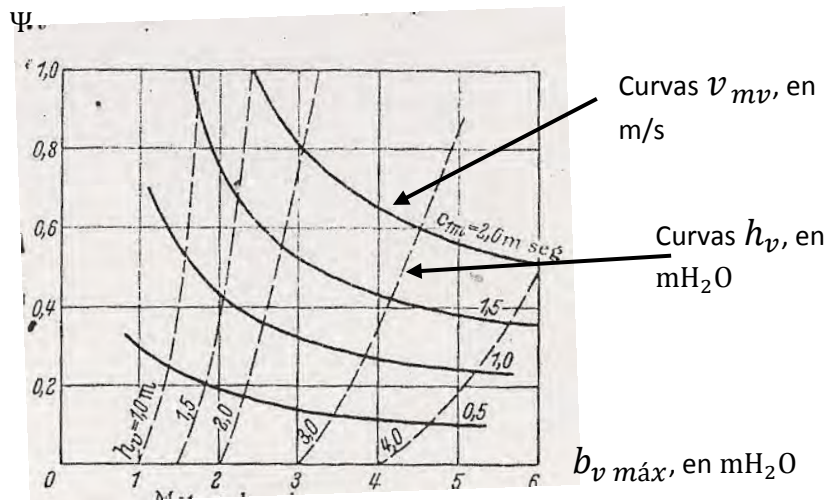


Figura 3.39 Características de la válvula ordinaria de modelo normal [24].

Así pues, se eligieron la resistencia de la válvula, h_v , y la velocidad media en el asiento de la válvula, v_{mv} , y por medio de la Figura 3.39 se determinaron los valores de Ψ y $b_v\ m\acute{a}x$ para la determinación de las dimensiones del área efectiva del orificio y del resorte de la válvula.

3.3.6.3 Cálculo del área efectiva del orificio

El área efectiva del orificio, EOA , en el asiento de la válvula con velocidad media del émbolo, v_{me} , vale:

$$EOA = \frac{A_e v_{me}}{v_{mv}} = \frac{A_e 2xN}{v_{mv} 60} = \frac{AxN}{30v_{mv}} = \frac{d_{EOA}^2 \pi}{4} \quad (3-78)$$

lo que implica:

$$d_{EOA} = \sqrt{\frac{4 \frac{A_e s N}{30 v_{mv}}}{\pi}} \quad (3-79)$$

donde:

x es la carrera máxima del émbolo ($x = 0.01$ m).

N es la velocidad de bombeo ($N = 1000$ lpm).

A_e es el área del émbolo ($A_e = 0.0021$ m²).

Al considerar los valores $v_{mv} = 2$ m/s y $h_v = 29.42$ kPa, de la Figura 3.39 se obtuvo:

$$\Psi = 0.6 \quad \text{y} \quad b_{v \text{ máx}} = 44.1 \text{ kPa}$$

Por medio de la ecuación (3-79) se dedujo el valor del diámetro del área efectiva del orificio, d_{EOA} :

$$d_{EOA} = 0.021 \text{ m.}$$

Al sustituir d_{EOA} en la ecuación (3-78) produjo un EOA de:

$$EOA = 0.000346 \text{ m}^2.$$

3.3.6.4 Determinación del tamaño y carrera máxima de la esfera

El tamaño de la esfera fue determinado por el ángulo de contacto de la misma, ilustrado en la Figura 3.40. Este ángulo es visto desde una perspectiva lateral y determinado por los puntos de contacto de la esfera con el EOA y el centro de dicha esfera. El ángulo de contacto óptimo debe ser de 90° porque establece un equilibrio entre el tiempo de cierre y el EOA .

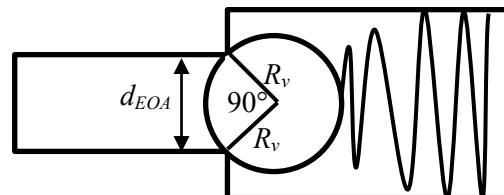


Figura 3.40 Ángulo de contacto óptimo.

Para calcular el radio R_v de la esfera, se recurrió al teorema de Pitágoras, con lo cual:

$$R_v = \frac{d_{EOA}}{\sqrt{2}} = 14.85 \text{ mm.} \quad (3-80)$$

Con el tamaño de la esfera, de la ecuación (3-77) se despejó la carrera máxima, $s_{v \text{ máx}}$, y se obtuvo:

$$s_{v \text{ máx}} = \Psi \frac{EOA}{u_{\text{máx}}} = \Psi \frac{\frac{d_{EOA}^2 \pi}{4}}{2R_v \pi} = \Psi \frac{d_{EOA}^2}{8R_v} = 0.0022 \text{ m.} \quad (3-81)$$

3.3.6.5 Cálculo del resorte de la válvula

La fuerza máxima del resorte, F_o , se calculó con la siguiente ecuación [24]:

$$F_o = g(\rho_{\text{agua}}(EOA)b_{v \text{ máx}} - m_{v_w}). \quad (3-82)$$

El material considerado para la esfera fue poliuretano cuya densidad es $\rho_v = 1150 \text{ kg/m}^3$ y masa $m_v = 0.010 \text{ kg}$. Para obtener la masa aparente de la esfera completamente sumergida en agua se hizo uso de la siguiente ecuación:

$$m_{v_w} = m_v \left(\frac{\rho_v - \rho_{\text{agua}}}{\rho_v} \right). \quad (3-83)$$

A partir de la ecuación 3.82, F_o adquirió el valor de:

$$F_o = 15.24 \text{ N}$$

Aun cuando la propuesta de la geometría del resorte de la válvula es cónica, fue posible realizar un cálculo similar al cálculo del resorte helicoidal del mecanismo leva-seguidor (sección 3.2.5.7). Con esta consideración, se propusieron la longitud instalada, L_i , y la longitud de operación, L_o , con los siguientes valores:

$$L_i = 19 \text{ mm}$$

$$L_o = L_i - s_{v \text{ máx}} = 16.78 \text{ mm}$$

Se consideró el diámetro de la base para el resorte cónico de $d_{máx r} = 21$ mm y diámetro mínimo de $d_{mín r} = 29$ mm, con lo cual se tuvo un diámetro medio, d_{mr} , de:

$$d_{mr} = \frac{d_{máx r} + d_{mín r}}{2} = 25 \text{ mm} \quad (3-84)$$

Con $F_o = 15.24$ N y la propuesta de $F_i = 13.5$ N, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$k = 783.788 \text{ N/m}$$

$$d_{ar} = 1.206 \text{ mm}$$

$$L_f = 36.224 \text{ mm}$$

$$N_a = 1.715$$

donde:

k es la constante del resorte cónico.

L_f es la longitud libre del resorte cónico.

d_{ar} es el diámetro del alambre del resorte cónico.

N_a es el número de espiras activas del resorte cónico.

3.3.6.6 Cálculo de la pared de la tubería de las válvulas de retención de esfera

Al utilizar la ecuación (3-75), se obtuvo un espesor mínimo de la tubería, t_{vr} , que aloja las válvulas de retención de esfera de:

$$t_{vr} = 0.000655 \text{ m.}$$

3.3.7 CAD del ventrículo mecánico

3.3.7.1 Cámara de agua

La cámara de agua alberga la configuración émbolo-membrana. Aun cuando no se recomienda el uso de materiales frágiles para máquinas sometida a cargas en fatiga, se utilizó acrílico para visualizar el funcionamiento de la configuración émbolo-membrana. Posteriormente, se necesitará seleccionar un material capaz de soportar las cargas en fatiga así como ser esterilizable una vez que el funcionamiento del ventrículo mecánico sea óptimo. La cámara de

agua se ilustra en la Figura 3.41, donde también se muestra el sensor de presión 1 que registra la presión de aspiración (P_s) y descarga (P_d).

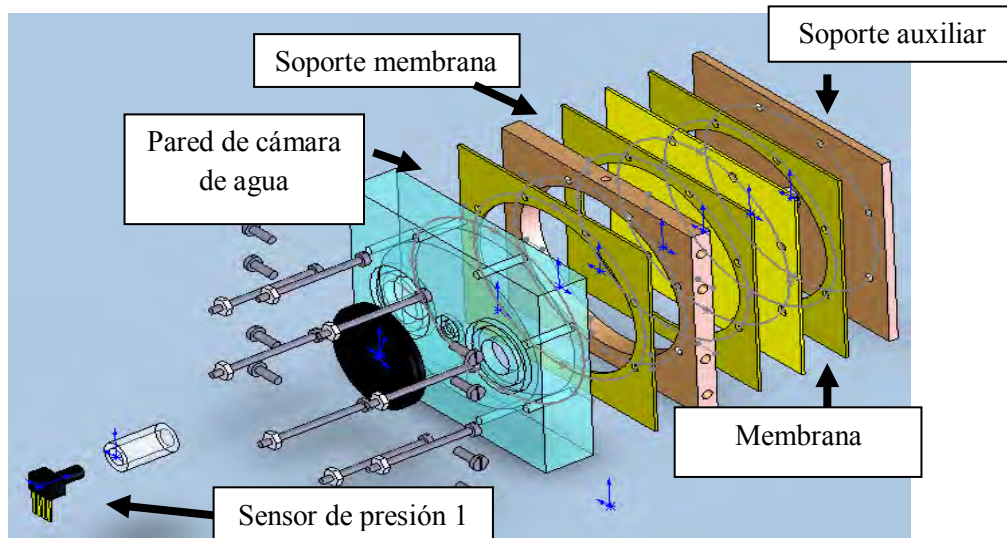


Figura 3.41 Cámara de agua.

3.3.7.2 Válvulas de retención de descarga y aspiración

El diseño de las válvulas de retención de descarga y aspiración contempló un espesor de 3.81 mm y una cuerda de 10 UNC, con el propósito de soportar las presiones generadas en su interior. La Figura 3.42 muestra los componentes de la válvula de retención de descarga, los cuales son lo mismos que los de la válvula de retención de aspiración.

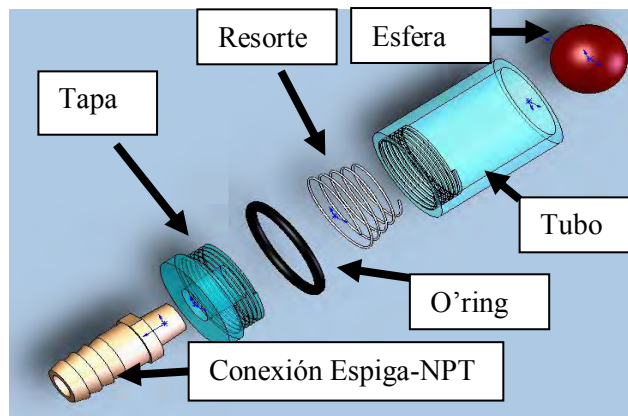


Figura 3.42 Válvula de retención de descarga.

3.3.7.3 Tubería de descarga

La tubería de descarga fue diseñada con un espesor de 5.59 mm para soportar las presión de descarga en su interior, P'_d . Sus componentes se muestran en la Figura 3.43.

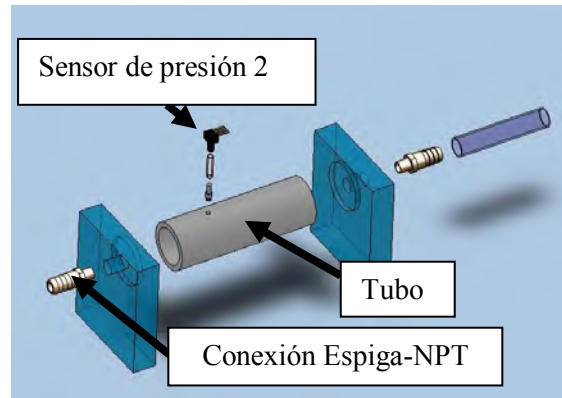


Figura 3.43 Tubería de descarga.

Dado que la colocación de los sensores de presión no está establecida por ninguna norma, el sensor 2 se colocó en la parte superior de la superficie interna de la tubería de descarga, a una distancia donde se coloca una bioprótesis valvular cardiaca de prueba en el tanque de prueba del Instituto Nacional de Cardiología (INC).

3.3.8 CAE del ventrículo mecánico

Con base en las propiedades mecánicas del acrílico de la Tabla 3.6, se realizó una simulación estática de la aplicación de la presión $P_d = 277.92$ kPa sobre las paredes del tubo.

Tabla 3.6 Propiedades mecánicas del acrílico.

Propiedad	Valor
Tipo de material	Frágil
Densidad	3.17 GPa
Módulo de Poisson	0.37
Esfuerzo de tensión	77 MPa
Esfuerzo de cedencia	113 MPa
Esfuerzo de compresión	114 MPa

La Figura 3.44 muestra la simulación en CAE de la pared de la cámara de agua para calcular el factor de seguridad FS .

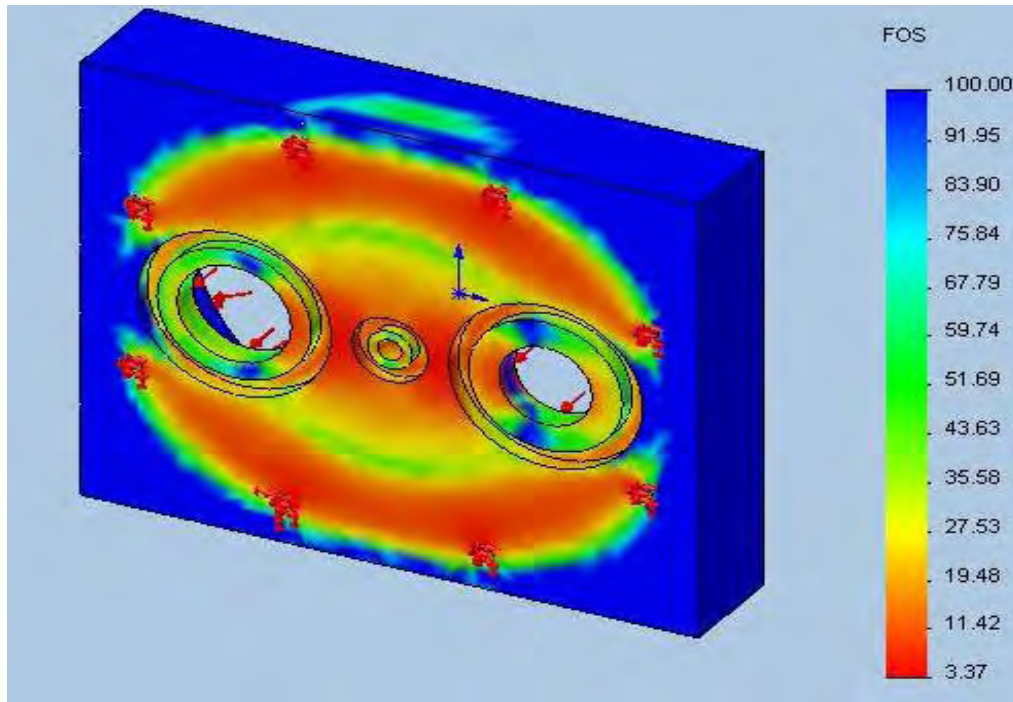


Figura 3.44 Pared de la cámara de agua: factor mínimo de seguridad $FS = 3.37$.

De la misma manera, se analizaron piezas del ventrículo mecánico listadas en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Piezas del ventrículo mecánico simuladas en CAE.

Pieza	Factor mínimo de seguridad FS
Tubería que aloja las válvulas de retención de esfera (aspiración e impulsión)	35.05
Pared de la cámara de agua	3.37
Tubería de descarga	37.21

3.4 Ensamble en CAD de la bomba

De acuerdo con los análisis hechos del sistema de accionamiento y del ventrículo mecánico, se realizó el ensamble completo de la bomba en CAD. Este ensamble se muestra en la Figura 3.45.

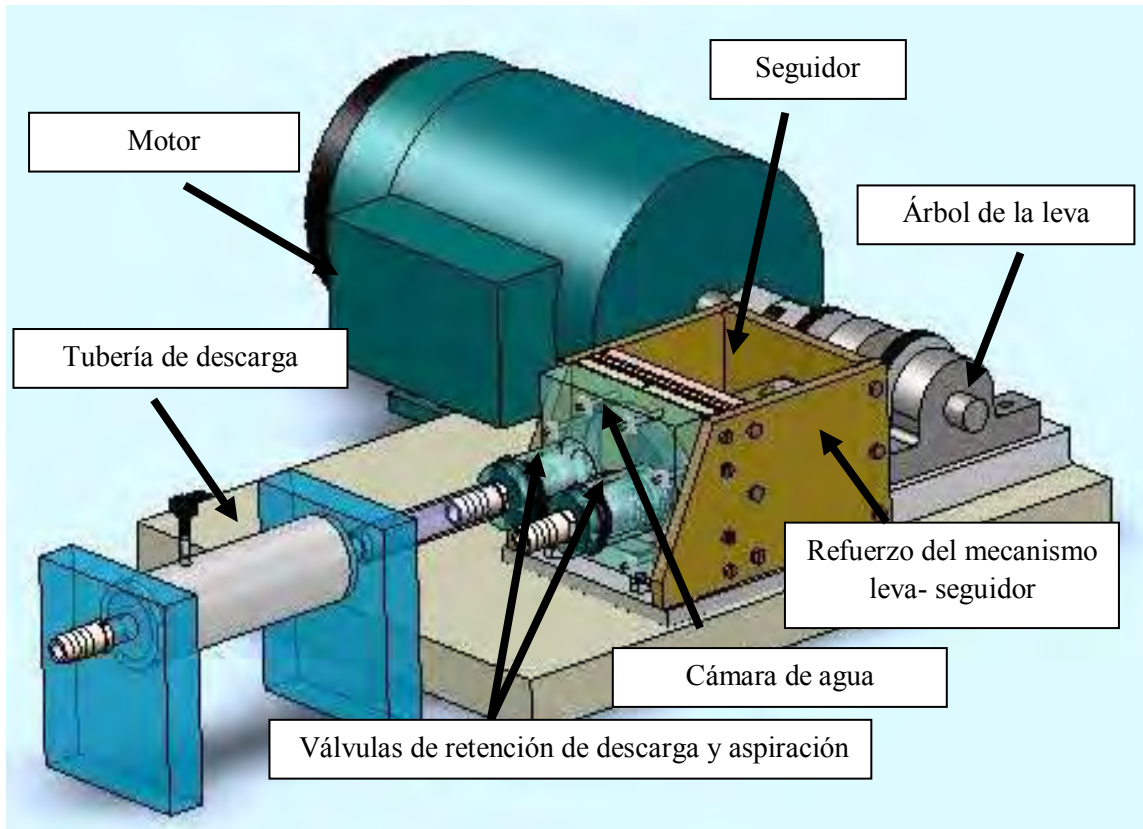


Figura 3.45 Ensamble en CAD de la Bomba para simular flujo pulsátil a altas frecuencias.

3.5 Manufactura de la bomba

3.5.1 Materiales

Con base en los cálculos realizados en las secciones 3.2 y 3.3, la facilidad de maquinado, la disponibilidad en el mercado y su valor comercial, se seleccionaron los materiales listados en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Materiales seleccionados para la manufactura de las piezas de la bomba.

Pieza	Material
Leva	Aleación de aluminio 6061
Eje de la leva	Acero cold rolled 1020
Soporte de membrana	Latón
Soporte auxiliar	Latón
Soportes de guías 1 y 2	Latón
Base del ventrículo mecánico y sistema de accionamiento	Aleación de aluminio 6061
Pared de la cámara de agua	Acrílico
Soportes laterales	Latón
Vástago del seguidor	Acero SAE 52100
Pieza "U"	Acero cold rolled 1020
Auxiliar del vástago	Acero cold rolled 1020
Unidor de guías	Nylamid M
Guías 1 y 2	Nylamid M
Émbolo	Nylamid M
Tubería que aloja las válvulas de retención de esfera (aspiración e impulsión)	Acrílico
Tubería de descarga	Acrílico

3.5.2 Maquinado

Las piezas de geometría compleja fueron maquinadas en control numérico por computadora (CNC) utilizando la manufactura asistida por computadora (CAM por sus siglas en inglés). Ejemplo de este tipo de maquinado es la leva. El perfil de la leva debía de ser fabricado con gran precisión, ya que una cuidadosa selección de las funciones s , v , a y j no es condición suficiente para mantener la función a dentro de los límites apropiados. Para ello, primeramente se realizó su modelo virtual en CAD, el cual se muestra en la Figura 3.46.

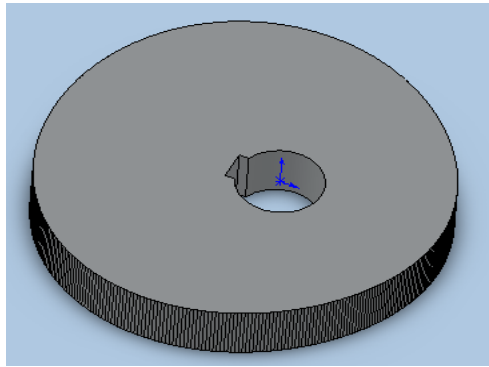


Figura 3.46 Modelo en CAD de la leva.

El CAD de la leva fue exportado al programa de CAM para generar el perfil de trayectorias recorrido por las herramientas, brocas o cortadores. Estas trayectorias se ilustran en la Figura 3.47. La tecnología CAM tiene la ventaja de crear el programa o código CNC. Dado que se requerían dos levas en la bomba, fue posible manufacturarlas con un solo programa CNC.

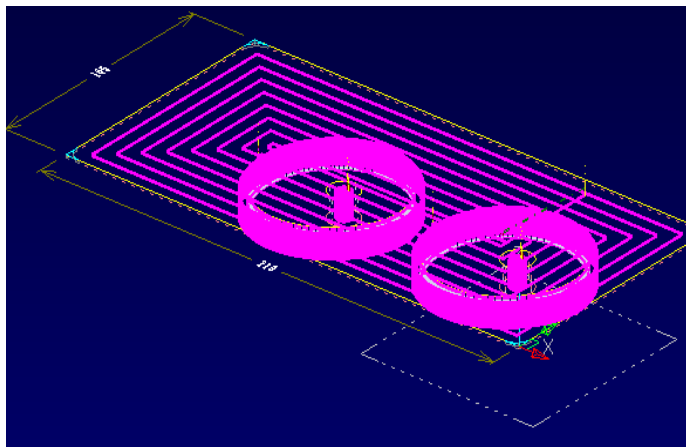


Figura 3.47 Trayectoria de la herramienta de corte en CAM.

Para tener una mayor seguridad en el maquinado automático de la leva, se corrieron programas de simulación, uno de los cuales se muestra en la Figura 3.48.

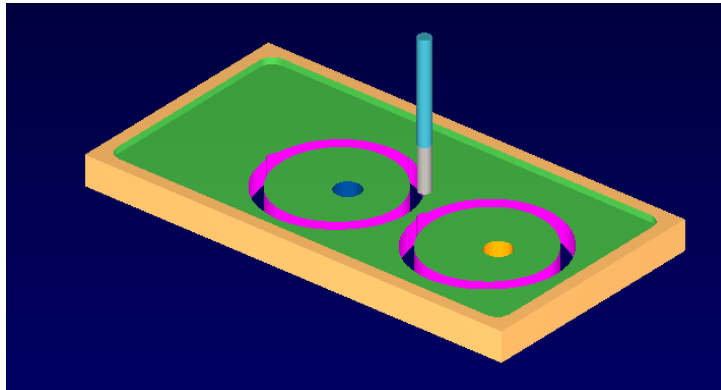


Figura 3.48 Simulación del maquinado CNC de la leva.

La máquina automática CNC reconoce el código con el mismo nombre y manufactura la leva. El maquinado CNC se muestra en la Figura 3.49.

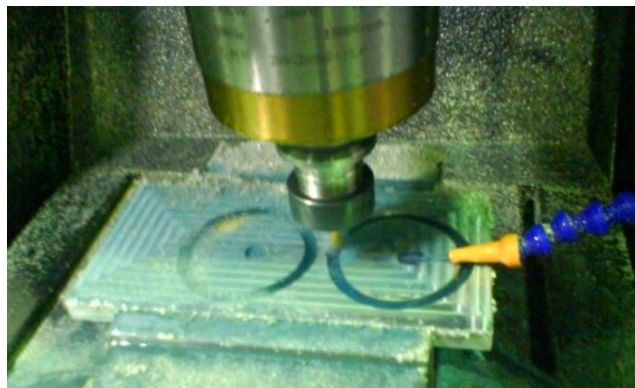


Figura 3.49 Maquinado CNC de la leva.

Con este proceso se obtuvo la pieza de la leva de la Figura 3.50.

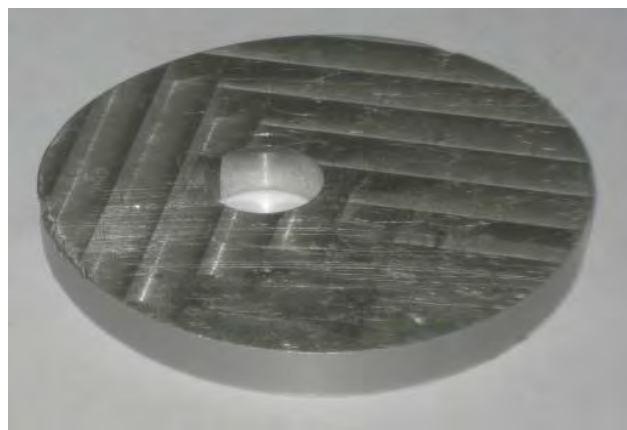


Figura 3.50 Leva.

De manera similar a la manufactura de la leva, se realizaron las siguientes piezas (ilustradas en la Figura 3.51): el soporte de la membrana (1), el soporte auxiliar (2), el soporte de guía 1 (3), el soporte de guía 2 (4), la base del refuerzo del sistema de accionamiento y del ventrículo mecánico (5) y la pared de la cámara de agua (6).

Por otro lado, piezas como el soporte lateral (7), la pieza “U” (8), el auxiliar del vástago (9), el vástago del seguidor (10), el unidor de guías 1 y 2 (11), la guía 1 (12), la guía 2 (13) y el émbolo (14) se realizaron en máquinas herramienta convencionales (torno o fresa).

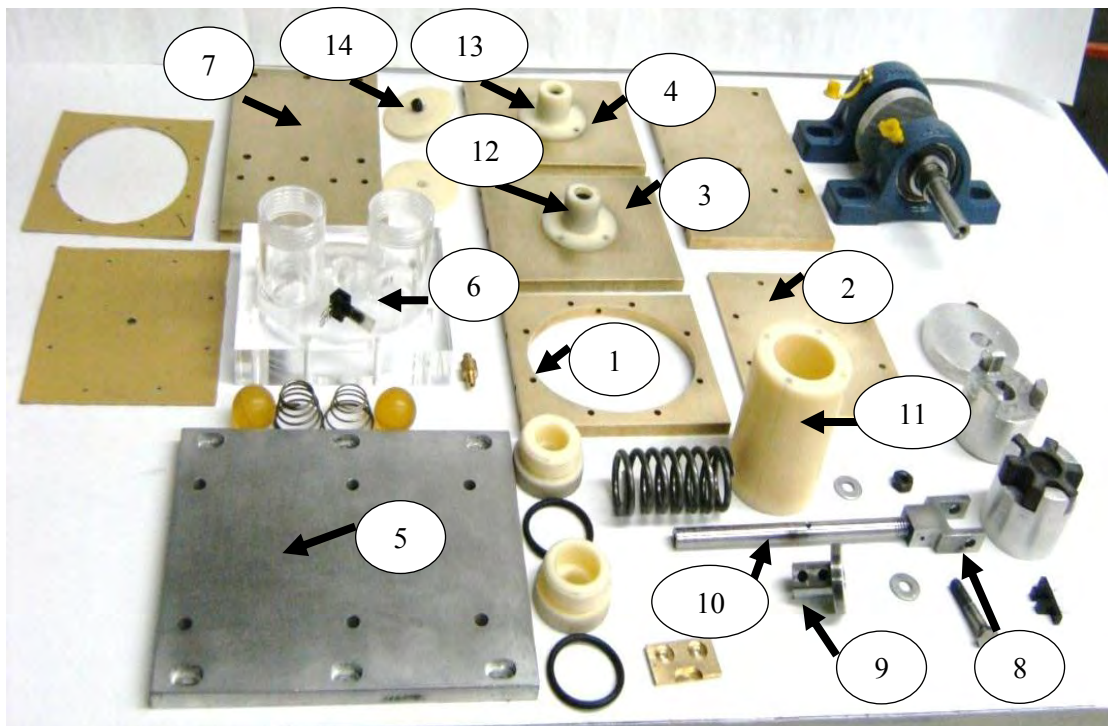


Figura 3.51 Piezas de la bomba.

3.6 Ensamble de la bomba

El ensamble completo de la bomba se muestra en la Figura 3.52.

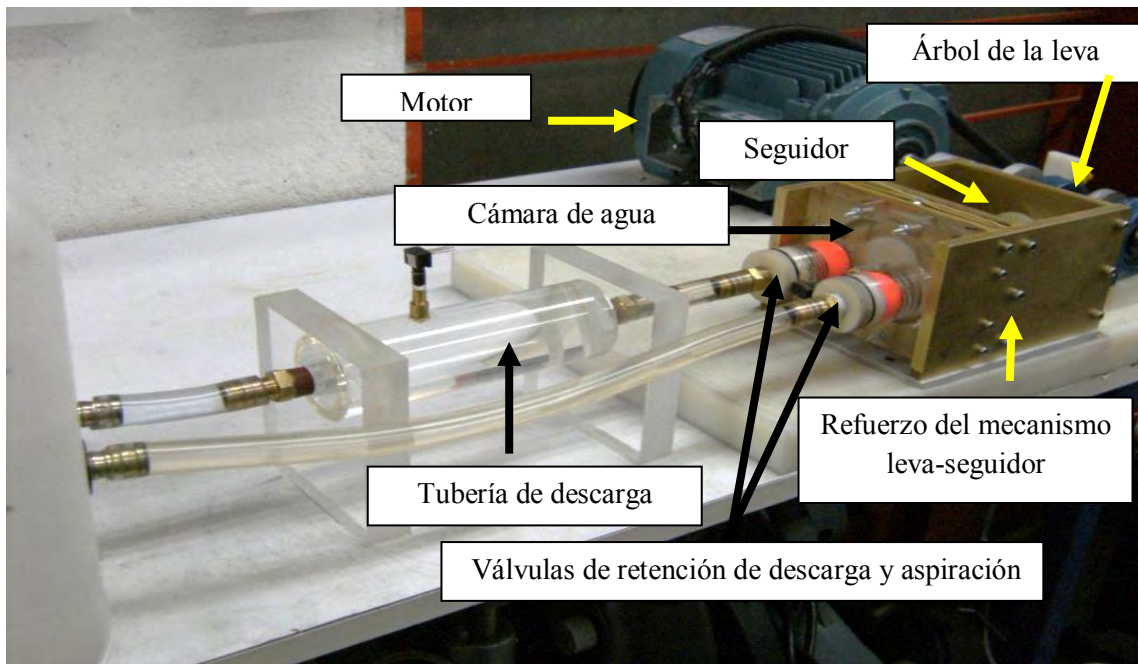


Figura 3.52 Ensamble de la bomba.

3.7 Instrumentación de la bomba

De acuerdo con las metas planteadas en este trabajo, la instrumentación de la bomba tuvo la finalidad de adquirir de valores de presión en la cámara de agua en la impulsión y aspiración, la presión en la tubería de descarga donde se colocaría una válvula protésica, así como la frecuencia de bombeo.

Bajo esta necesidad, se diseñó y armó un circuito electrónico para la adquisición y envío de datos de presión y una interfaz computacional para su visualización y almacenamiento. Así pues, la instrumentación se redujo al diagrama de bloques de la Figura 3.53.

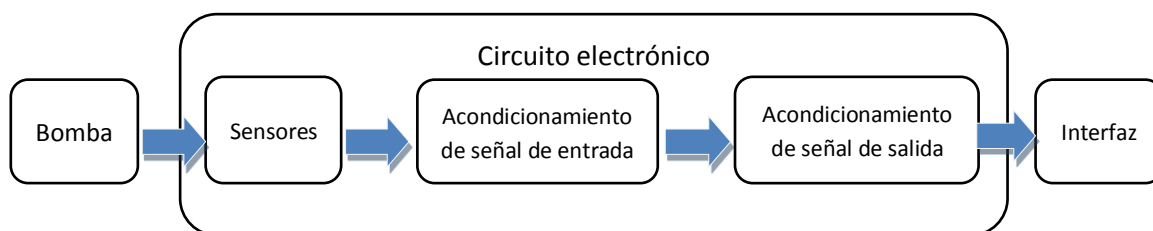


Figura 3.53 Diagrama de bloques de la instrumentación de la bomba.

3.7.1 Circuito electrónico

Para medir la presión, se emplearon los sensores de presión 24PCBA6G, disponibles en el GMM. Su principio de funcionamiento se basa en el puente de Wheastone. La medición de la frecuencia de bombeo fue obtenida por medio de un optointerruptor H21A1, cuya señal de salida era enviada directamente a un osciloscopio marca Tektronix TDS 2004B.

3.7.1.1 Acondicionamiento de señal de entrada

Para acondicionar la señal de entrada de cada sensor de presión, se utilizó un conjunto de amplificadores operacionales, el cual se representa en el diagrama esquemático de la Figura 3.54.

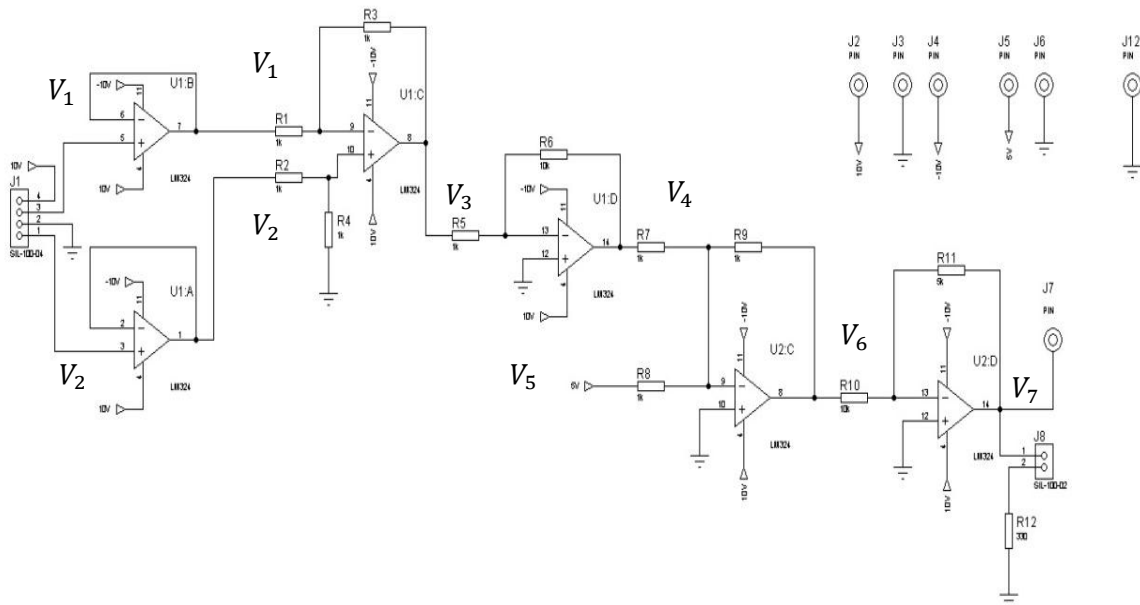


Figura 3.54 Diagrama esquemático del acondicionamiento de la señal de entrada.

En el diagrama esquemático se observa que los bornes diferenciales V_1 y V_2 de un sensor de presión son conectados a un seguidor de voltaje. Esto se debe a que los sensores de presión entregan una señal de voltaje con una intensidad de corriente pequeña. Mediante los seguidores de voltaje, la corriente demandada por las siguientes etapas es proporcionada por los amplificadores operacionales. Posteriormente, las salidas de los seguidores de voltaje son

conectadas a las terminales de un restador para que esta diferencia sea medida con respecto de tierra. El restador tiene la siguiente función de transferencia:

$$V_3 = \frac{R_B}{R_A} (V_2 - V_1)$$

donde:

$$R_A = R_1 = R_2$$

$$R_B = R_3 = R_4.$$

Con base en la experiencia, se consideró $R_A = R_B = 1 \text{ k}\Omega$, por lo tanto se llegó a:

$$V_3 = (V_2 - V_1) \quad (3-85)$$

Enseguida, la señal de voltaje V_3 es enviada a la terminal negativa de la configuración inversora para ser amplificada. Por consiguiente, se tuvo:

$$V_4 = -\frac{R_6}{R_5} V_3.$$

Al igual que en la ecuación (3-85), con base en la experiencia, se consideró $R_6 = 10 \text{ k}\Omega$ y $R_5 = 1 \text{ k}\Omega$. Con estos valores, se llegó a:

$$V_4 = -10V_3. \quad (3-86)$$

De inmediato, V_4 es dirigida a un sumador inversor para que sólo tome valores positivos, aun cuando el sensor de presión registre presiones negativas (vacuométricas). Esto es factible porque V_5 es un voltaje que funge como componente de directa y desplaza V_4 a valores de voltaje positivos.

$$V_6 = -\frac{R_7}{R_8} (V_4 + V_5).$$

Con base en la experiencia se consideró $R_7 = R_8 = 1 \text{ k}\Omega$ y por disponibilidad se utilizó $V_5 = 5 \text{ V}$. Así pues, V_6 resulta en:

$$V_6 = -(V_4 + 5). \quad (3-87)$$

Finalmente, V_6 es enviada al borne negativo de una configuración inversora para que cualquier valor adquirido esté en el intervalo lógico de 0 a 5 V y pueda ser discretizada por el microcontrolador utilizado en el acondicionamiento de la señal de salida.

$$V_7 = -\frac{R_{11}}{R_{10}}V_6$$

Con $R_{11} = 5.6 \text{ k}\Omega$ y $R_{10} = 10 \text{ k}\Omega$, se llegó a:

$$V_7 = -0.56V_6$$

V_7 se puede expresar en términos de V_1 y V_2 , lo cual da origen a:

$$V_7 = 2.8 - 5.6(V_2 - V_1). \quad (3-88)$$

La placa impresa del circuito electrónico se muestra en la Figura 3.55.

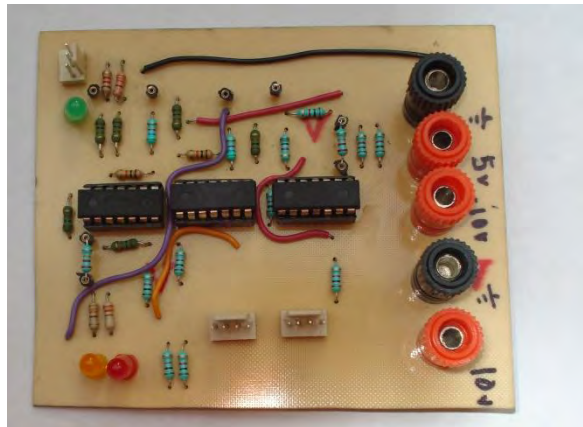


Figura 3.55 Placa impresa del circuito electrónico.

3.7.1.2 Acondicionamiento de señal de salida

Para acondicionar la señal de salida se discretizó la señal de entrada utilizando un microcontrolador. Para ello, se utilizó el convertidor analógico-digital (ADC por sus siglas en inglés) del microcontrolador Arduino Duemilanove. El ADC es de 10 bits con lo cual se llegó a obtener hasta 1024 valores discretos. Estos valores fueron enviados vía RS-232 a una computadora utilizando la comunicación serial de dicho microcontrolador. El programa del microcontrolador fue elaborado en un lenguaje similar a C.

3.7.2 Interfaz computacional

Para llevar a cabo la interfaz, se utilizó la arquitectura de la máquina de estados ilustrada en la Figura 3.56.

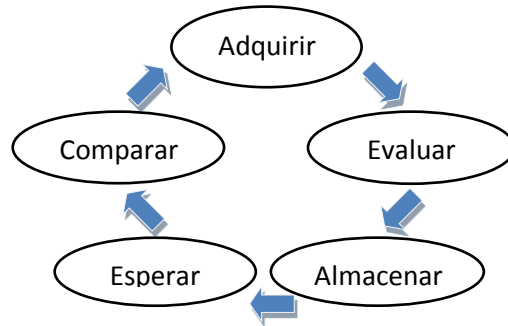


Figura 3.56 Máquina de estados implementada para la interfaz computacional.

La máquina de estados fue implementada mediante la creación de un VI (Instrumento Virtual por sus siglas en inglés) con el programa LabVIEW. Su programación fue realizada mediante una estructura de casos. Cada caso correspondía a un estado.

En primera instancia, la interfaz permitió calibrar los sensores de presión con mayor facilidad. La calibración se llevó a cabo mediante la medición de la presión de una columna de agua. Se apreció un comportamiento lineal y con mínima histéresis de los sensores. De este modo, se obtuvieron las siguientes fórmulas lineales de calibración:

$$\text{Sensor 1:} \quad P = 0.96646(VA) - 552.7282 \quad (3-89)$$

$$\text{Sensor 2:} \quad P = 0.8377(VA) - 474.7909 \quad (3-90)$$

donde:

P es la presión, en mmHg.

VA es el valor analógico, cuyo valor oscila de 0 a 1023.

Estas fórmulas de calibración tuvieron una resolución de 1 mmHg, y se realizaron en una estructura de fórmulas del diagrama de bloques, la cual se asemeja al espacio de trabajo (*workspace*) de Matlab. Asimismo, el teorema de Nyquist-Shannon menciona que la frecuencia de muestreo, f_m , debe ser al

menos dos veces la frecuencia máxima de la señal de entrada, en este caso de la señal de presión. En consecuencia, a $N = 1000$ lpm, equivalente a 16.667 Hz, se debía muestrear como mínimo a una frecuencia de muestreo de 33.33 muestras por segundo (mps).

La interfaz funciona de la siguiente manera: primeramente, el programa abre el puerto de comunicación serial y habilita el archivo donde será almacenada la información. Posteriormente, la señal enviada por el microcontrolador es adquirida por LabVIEW a una tasa de 44 mps. Enseguida, es transformada en unidades de presión mediante las fórmulas de calibración (3-89) y (3-90) y mostrada tanto numérica como gráficamente en el panel frontal, el cual se ilustra en la Figura 3.57. La información registrada es almacenada en un archivo con extensión txt en una ruta previamente establecida por el usuario. A continuación, el programa tiene un retraso de 1 ms para leer el botón de paro y, si es el caso, cerrar la comunicación serial y el archivo txt, y así terminar con la ejecución del programa.

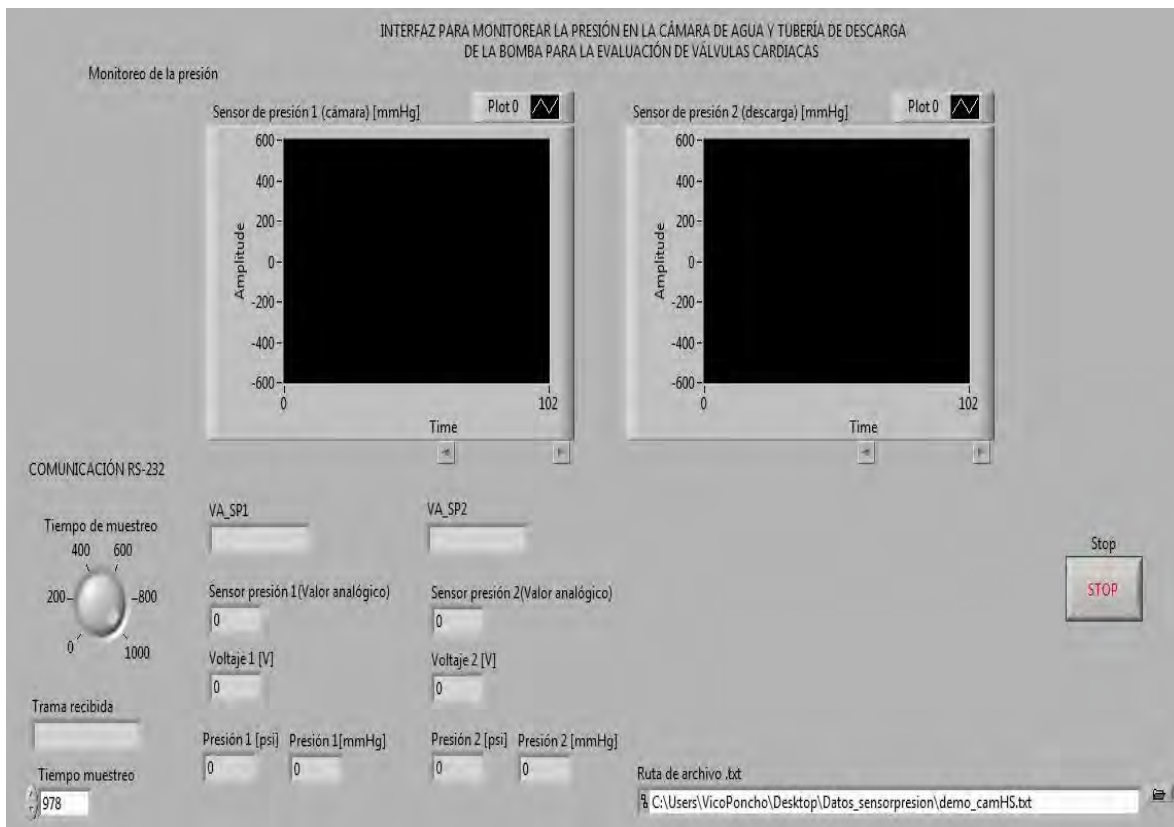


Figura 3.57 Panel frontal del VI.

La bomba con su instrumentación son mostradas en la Figura 3.58.

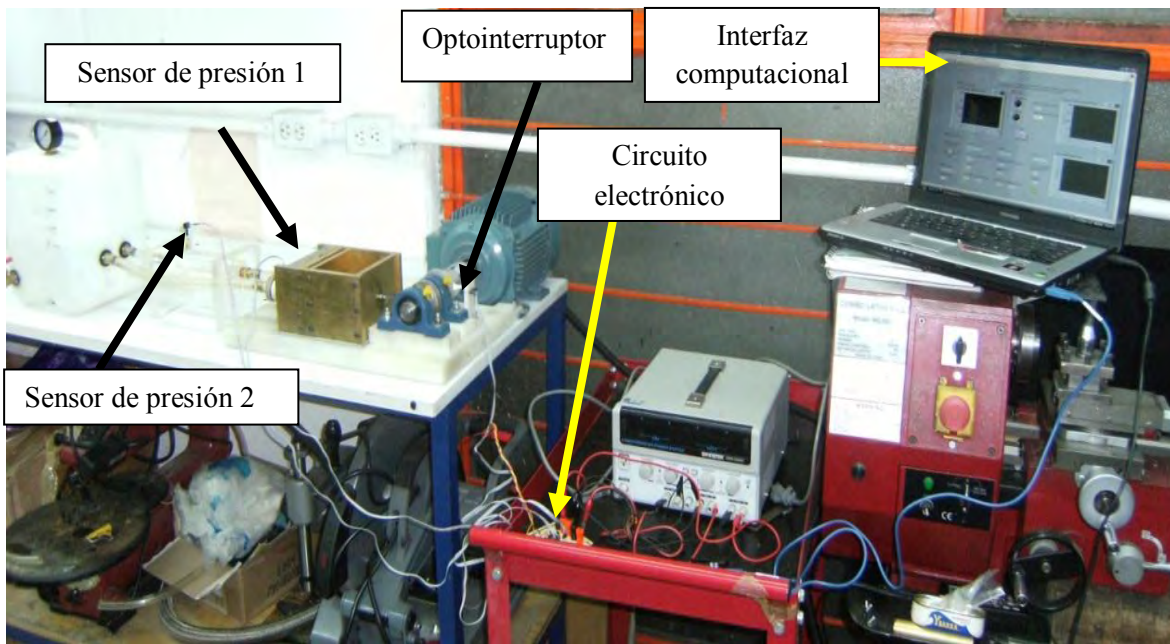


Figura 3.58 Bomba instrumentada.

Además, se contó con una lámpara estroboscópica (Figura 3.59) y una cámara de alta velocidad (Figura 3.60), para la captura de videos e imágenes durante el funcionamiento de la bomba a altas frecuencias de bombeo.



Figura 3.59 Lámpara estroboscópica EXTECH 461830.



Figura 3.60 Cámara de alta velocidad Casio Exilim Pro F1.



CAPÍTULO 4

EVALUACIÓN

4.1 Pruebas y resultados

Para la evaluación de la bomba, se llevaron a cabo experimentos cuyas metas fueron comprender, validar y mejorar el funcionamiento de la bomba. Para ello, primeramente se seleccionó la esfera con mejor sellado en condiciones estáticas. Se procedió a probar nueve pares de esferas, pues los cálculos de la misma, no toman en cuenta el sellado (Sección 3.3.6). Lamentablemente, sólo se identificó el material de dos de ellas debido a la necesidad de realizar pruebas destructivas para la identificación del material de las otras siete. Estas esferas restantes, cuyas densidades eran aproximadas a la del poliuretano, sólo fueron identificadas por número. Las propiedades de las esferas a probar se listan en la Tabla 4.1

Tabla 4.1 Propiedades de las esferas a probar.

Número de esfera	Material	Masa, en g	Diámetro, en mm	Volumen, en cm ³	Densidad, en g/cm ³
1	-	6.8	22.87	6.26323	1.086
2	-	8.1	25.35	8.52970	0.950
3	-	7.8	25.14	8.31947	0.938
4	-	8	25.19	8.36920	0.956
5	-	7.4	25.05	8.23044	0.899
6	-	12.1	25.3	8.47932	1.427
7	-	10.2	24.4	7.60622	1.341
8	Unicel	0.4	25.5	8.68201	0.046
9	Acero	66.7	25.36	8.53979	7.810

Para determinar la esfera de mejor sellado, se realizó una prueba donde se obstruyó el flujo de una columna de agua por medio de cada esfera. La esfera era sometida a la fuerza externa del resorte cónico de la válvula de retención en su sellado. Aun cuando se cumplieron con las especificaciones de diseño del resorte, la k obtenida experimentalmente fue menor. Los parámetros de esta prueba se ilustra en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Parámetros para determinar la esfera de mejor sellado en condiciones estáticas.

Parámetros	Valor
Diámetro del asiento de la esfera, en mm	18
Diámetro de manguera, en mm	12.7
Volumen de entrada, en mL	60
Columna de agua, en mm	318.43
k del resorte cónico, en N/m	359.42
Fuerza aplicada por el resorte cónico, en N	2
Duración de la prueba, en min	3

La prueba se ilustra en la Figura 4.1.

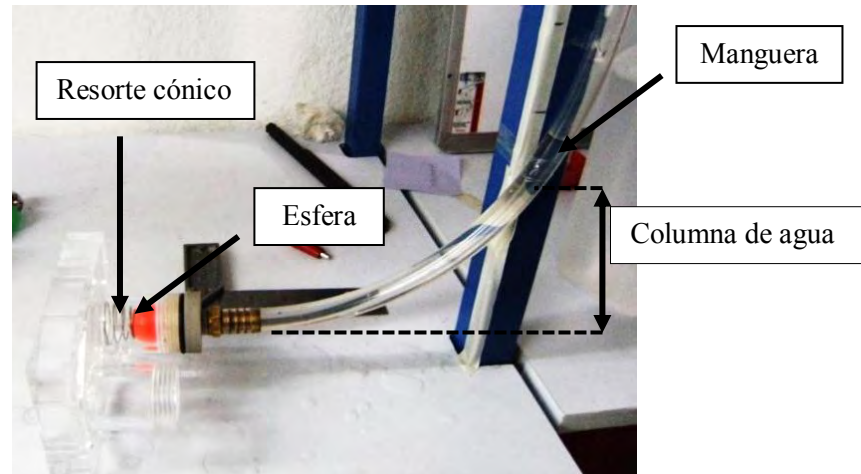


Figura 4.1 Prueba de sellado con fuerza externa.

Los resultados de esta prueba se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Fuga registrada con diferentes esferas.

Número esfera	Fuga, en mL/s
1	5.535
2	0.014
3	2.005
4	0.142
5	0.216
6	0.077
7	0.119
8	0.659
9	0.035

Mediante la realización de esta prueba, se seleccionó la esfera 2 para la válvula de retención, debido a que presentó mejor sellado (menor fuga). Además, se observó que la elasticidad es una propiedad con influencia directamente proporcional al sellado, ya que la deformación elástica de la esfera permitía un mejor asentamiento. Asimismo, esferas con acabado superficial de mayor calidad permitían un mejor sellado. Sin embargo, la esfera de acero, cuyo acabado superficial era de mayor calidad con respecto de las demás esferas, tenía un mal sellado, debido a que su superficie no ajustaba en el asiento. Así pues, una combinación de buena elasticidad y mejor acabado superficial podría optimizar el sellado.

Las pruebas de funcionamiento de la bomba se efectuaron en cuatro etapas, con el fin de observar el funcionamiento de la bomba en cada una de ellas, y facilitar la detección y corrección de errores de tipo mecánico e hidráulico. Las etapas se ilustran en el diagrama de la Figura 4.2.

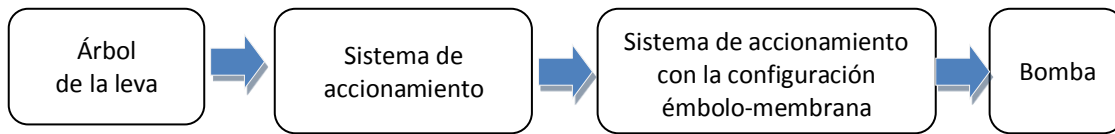


Figura 4.2 Etapas de evaluación de la bomba.

4.1.1 Prueba del árbol de la leva

La prueba del árbol de la leva mostró el funcionamiento del soporte del motor con la base de la bomba, la alineación de los componentes del árbol de la leva y las chumaceras. La velocidad del motor, controlada por un divisor de frecuencia externo, era estimada mediante una regla de tres proporcional directa. A 60 Hz del divisor de frecuencia, el motor trabajaba a su velocidad a plena carga. Sin embargo, se obtuvo una lectura más exacta por medio del optointerruptor H21A1 conectado al osciloscopio Tektronix TDS 2004B (Sección 3.7.1). Esta prueba se ilustra en la Figura 4.3.

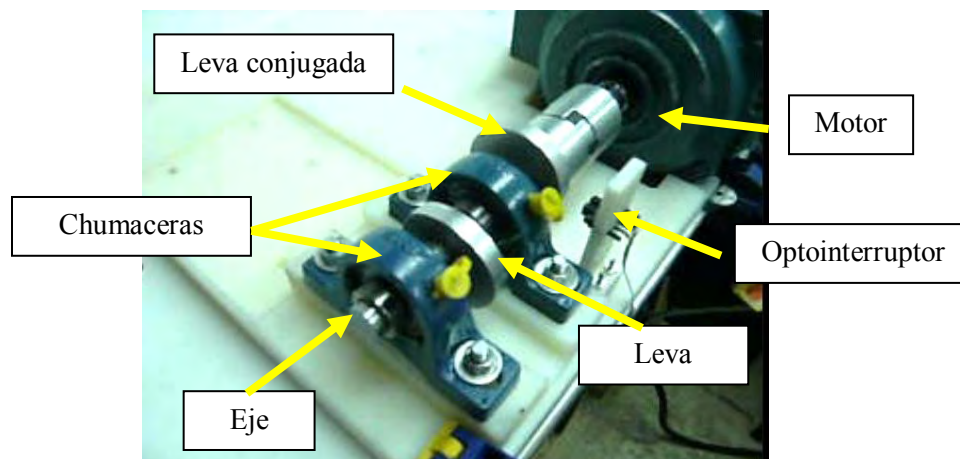


Figura 4.3 Prueba del árbol de la leva.

Durante la realización de esta prueba, existió una mínima generación de vibraciones, las cuales eran totalmente anuladas mediante la aplicación de

abrazaderas en la base de la bomba. El régimen de giro máximo alcanzado fue de 1785 rpm.

4.1.2 Prueba del sistema de accionamiento

En la prueba del sistema de accionamiento, se utilizó la lámpara estroboscópica para optimizar la visualización del funcionamiento del mecanismo leva-seguidor. Esta prueba se muestra en la Figura 4.4.

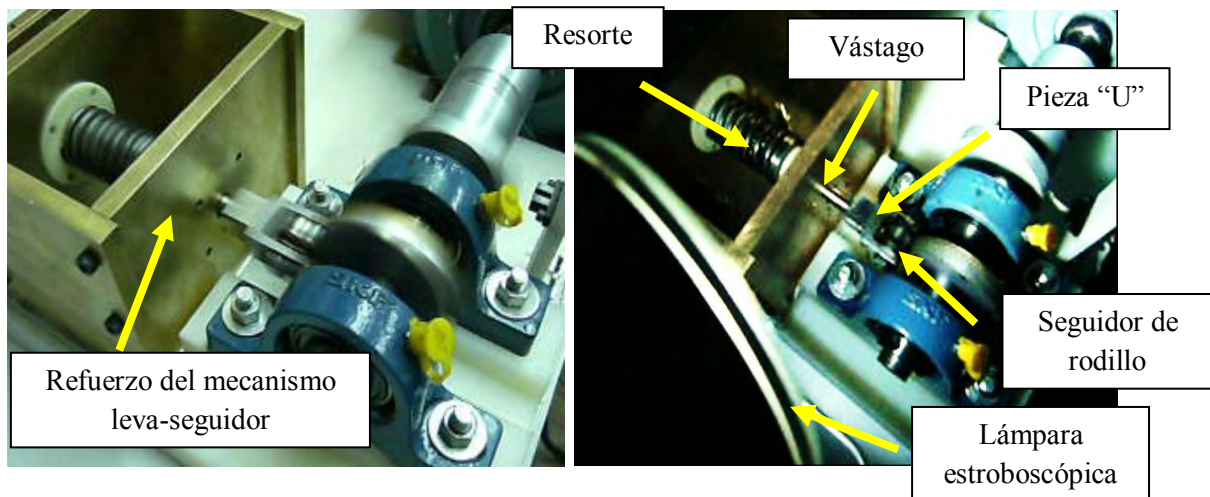


Figura 4.4 Prueba del mecanismo leva-seguidor.

Durante esta prueba, se observó una buena alineación de los rodamientos lineales que guiaban la carrera del vástago del seguidor. Además, el resorte presentó un movimiento periódico²² ya que mantuvo en contacto el seguidor de rodillo con el perfil de la leva. Cabe aclarar que el diseño del mecanismo leva-seguidor establece como límite de régimen de giro los 1000 rpm; sin embargo, la disminución de la masa en movimiento (debido a que todavía no se incluía la parte hidráulica) permitió alcanzar los 1785 rpm. No obstante, la generación de vibraciones aumentó, aunque eran considerablemente reducidas mediante abrazaderas. Con estos resultados cualitativos, se logró un buen desempeño del mecanismo leva-seguidor.

²² Movimiento periódico. Evolución temporal presente en un sistema cuyo estado se repite exactamente en intervalos regulares de tiempo.

4.1.3 Prueba del sistema de accionamiento con la configuración émbolo-membrana

Esta prueba se limitó a un régimen de giro de 1333.2 rpm. El objetivo fue visualizar la reacción del sistema de accionamiento con la configuración émbolo-membrana, así como la deformación de la membrana. Esta prueba se ilustra en la Figura 4.5.



Figura 4.5 Prueba del sistema de accionamiento con la configuración émbolo-membrana.

La Figura 4.6 muestra la deformación de la membrana realizada por la carrera del émbolo y la Figura 4.7 muestra el contacto permanente del seguidor de rodillo con el perfil de la leva.

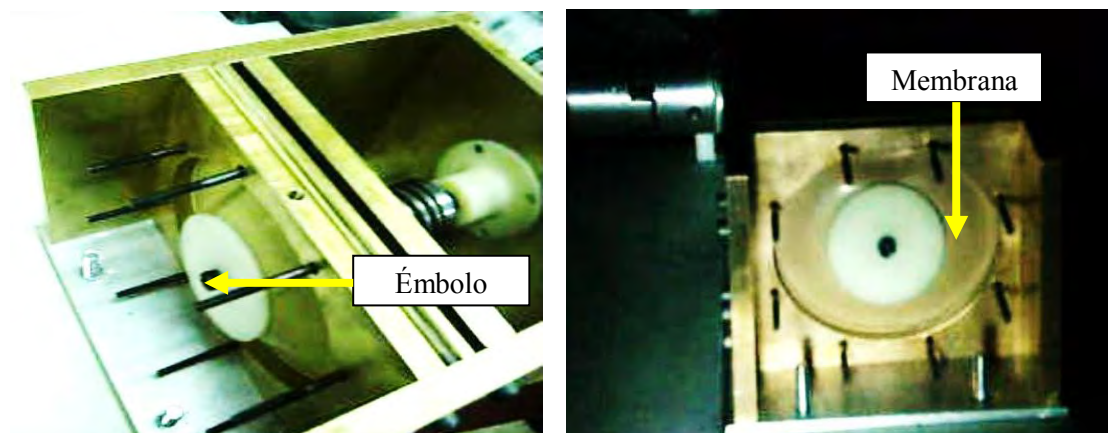


Figura 4.6 Deformación elástica de la membrana.

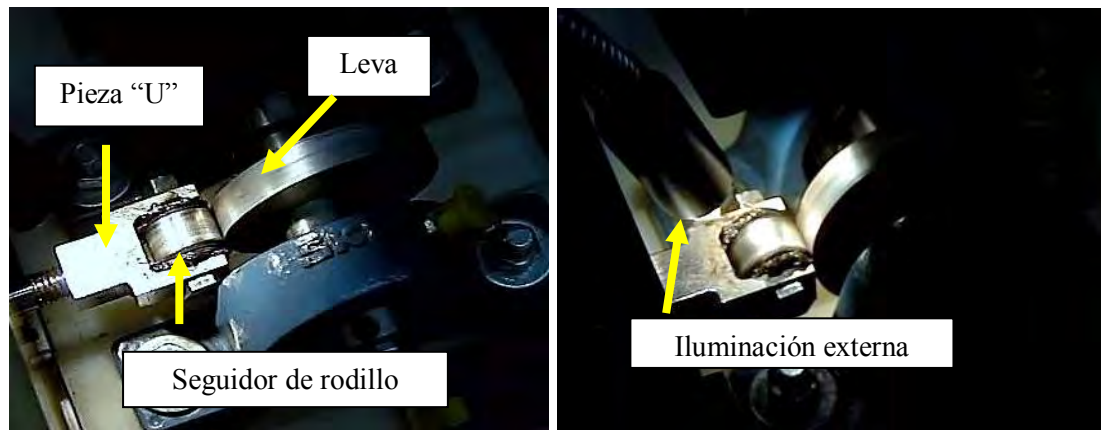


Figura 4.7 Contacto permanente del seguidor de rodillo con el perfil de la leva.

Los resultados de esta prueba también arrojaron un buen comportamiento del sistema de accionamiento. El contacto del perfil de la leva con el seguidor de rodillo fue constante, y la generación de vibraciones fue igual a aquéllas generadas en la prueba del sistema de accionamiento (Sección 4.1.2). La membrana y el émbolo no sufrieron deformación plástica.

4.1.4 Pruebas de la bomba

Las pruebas de la bomba conjuntaron el sistema mecánico y el hidráulico, es decir, se evaluó el comportamiento del mecanismo leva-seguidor con el envío de flujo pulsátil. En estas pruebas, se registró la presión de impulsión, P_d , y la presión de aspiración, P_s , en la cámara de agua. Asimismo, se midió la presión en la tubería de descarga, P'_d , donde se coloca una bioprotésis cardíaca valvular. Vale la pena mencionar que las pruebas se realizaron considerando la presión atmosférica en el depósito.

Para la visualización del sistema de accionamiento, la configuración membrana-émbolo, la cámara de agua y las válvulas de retención se utilizó la cámara de alta velocidad Casio Exilim Pro F1, a una velocidad de 300 cuadros por segundo, con una fuente de iluminación externa. Esta prueba se ilustra en la Figura 4.8.

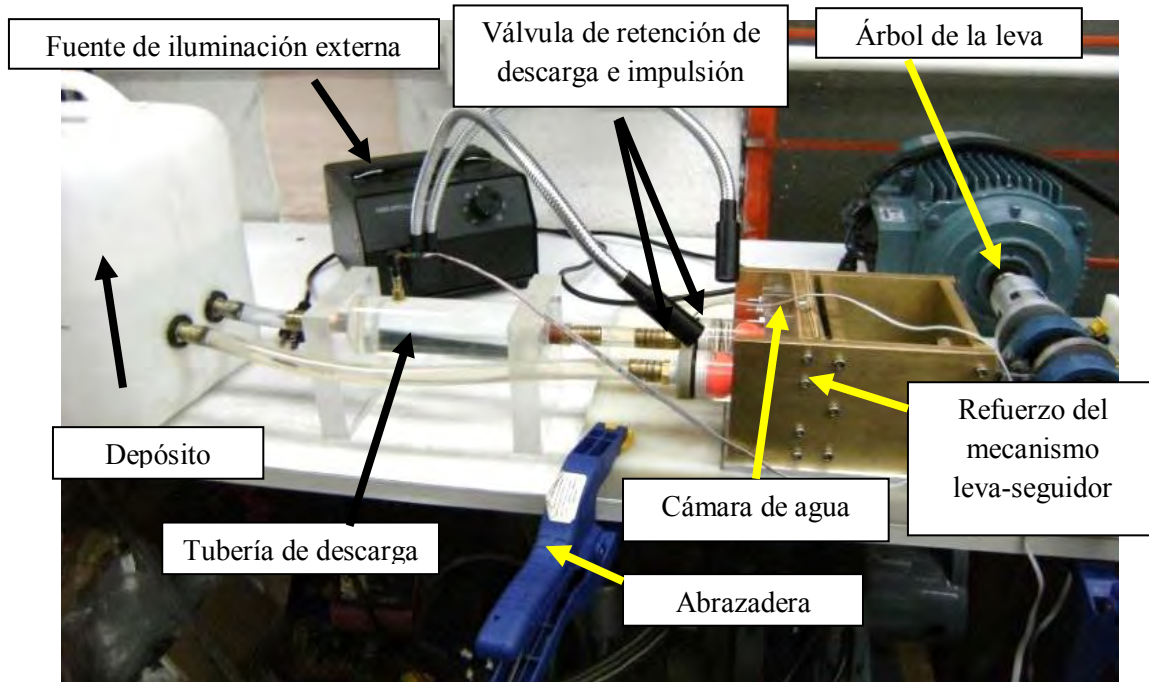


Figura 4.8 Prueba de la bomba.

En estas pruebas se pusieron en marcha los sensores de presión 1 y 2, los cuales se ilustran en la Figuras 4.9 y 4.10, respectivamente.

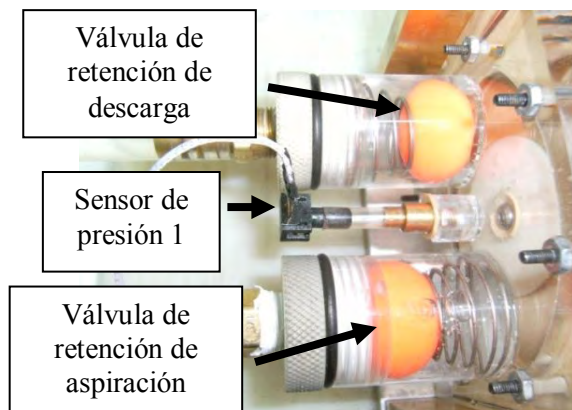


Figura 4.9 Colocación del sensor de presión 1.

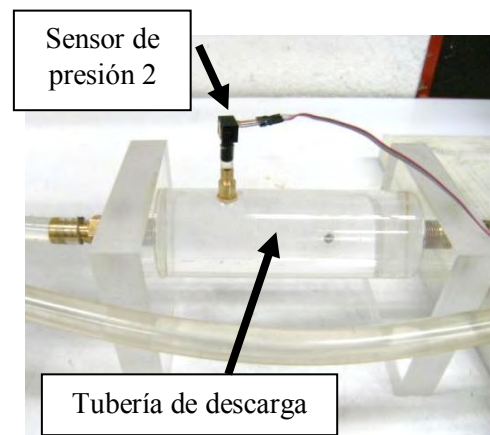


Figura 4.10 Colocación del sensor de presión 2.

La adquisición de la señal de presión 1 en la cámara demostró una mayor rapidez del movimiento de descenso de la válvula de retención que el movimiento de ascenso. Este comportamiento se ilustra en la Figura 4.11.

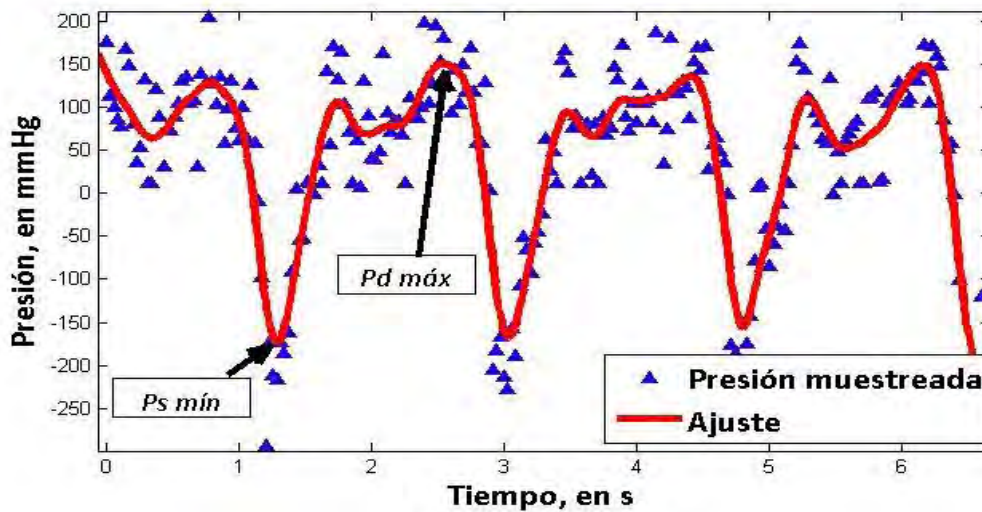


Figura 4.11 Presión en la cámara de agua a 37.5 lpm.

El comportamiento de la presión en la cámara en el intervalo de 37.5 a 342.85 lpm se muestra en la gráfica de la Figura 4.12.

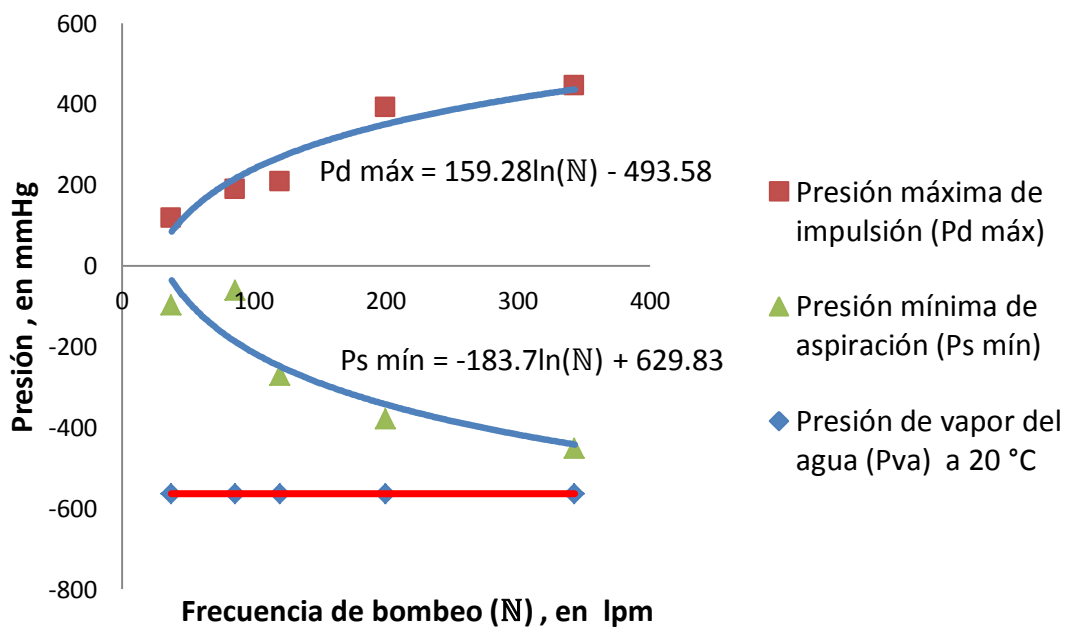


Figura 4.12 Presión en la cámara.

En la Figura 4.12 se observa un decremento de la presión de aspiración y un incremento de la presión de impulsión. Ambos comportamientos proporcionales a la frecuencia de bombeo. La tendencia de estos

comportamientos podría considerarse como logarítmica, ya que a 200 lpm tanto la presión de aspiración como la de impulsión se decrementan e incrementan, respectivamente, aproximadamente un 100% con respecto de aquéllas generadas a 120 lpm. A partir de esta frecuencia, el cambio del incremento y decremento de presiones es menor. Las presiones generadas a partir de los 342.85 lpm rebasan el intervalo confiable de medición del sensor de presión. De acuerdo con la tendencia logarítmica de la presión de aspiración, podría existir cavitación a partir de los 650 lpm ya que en la aspiración de la bomba la presión llegaría a alcanzar la presión de vapor del agua, P_{va} . Aun cuando el fenómeno de cavitación tuvo altas probabilidades de ocurrir, no hubo deterioro en las paredes de la cámara del ventrículo mecánico. Por otro lado en la tubería de descarga, se tuvo el comportamiento de la presión ilustrado en la Figura 4.13 en el intervalo de frecuencia de bombeo de 37.5 a 1185 lpm.

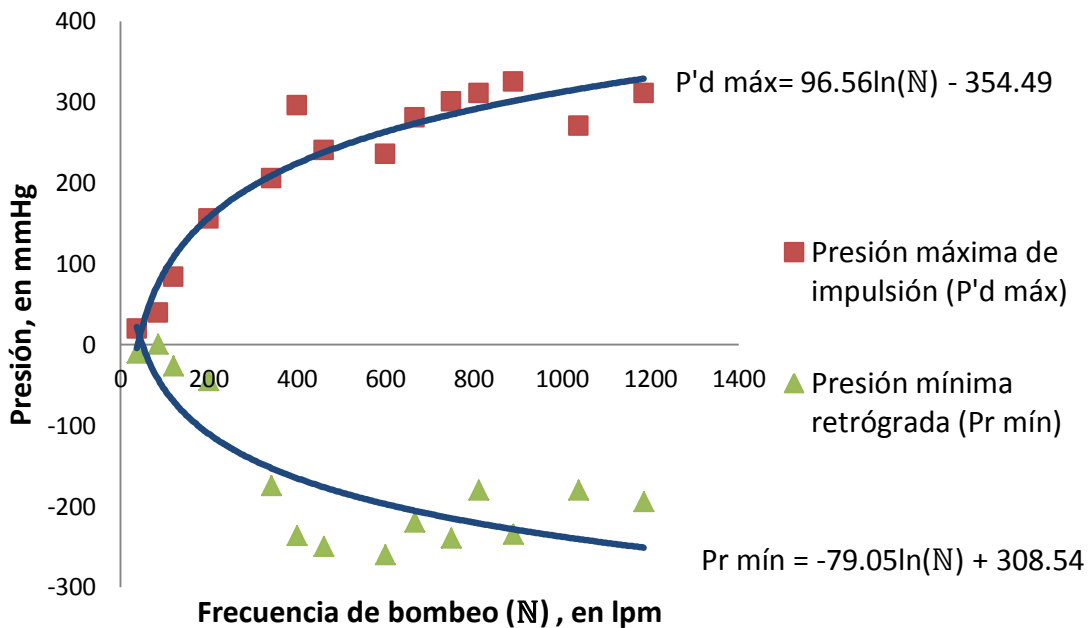


Figura 4.13 Presión en la tubería de descarga.

En dicha Figura, se visualiza un incremento y decremento no lineal de las presiones de impulsión, P'_d , y presión retrógrada, P_r , respectivamente, con respecto de la frecuencia de bombeo. Las tendencias de ambas presiones también podrían considerarse logarítmicas, con menor razón de cambio que

las presiones generadas en la cámara. Con base en esas tendencias, se muestra un mal funcionamiento de las válvulas de retención, ya que en la tubería de descarga se decrementó la presión retrógrada, la cual generó flujo regurgitante, a medida que la frecuencia de bombeo aumentaba.

A diferencia de las pruebas mecánicas (Sección 4.1.1, 4.1.2 y 4.1.3), se presentó un desprendimiento del seguidor del perfil de la leva (Figura 4.14) de aproximadamente un cuarto de vuelta a partir de una frecuencia de 400 lpm. No obstante, este desprendimiento no se incrementó y permaneció constante hasta los 1185 lpm.

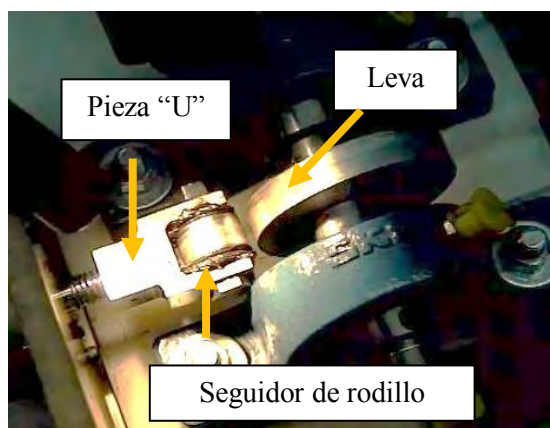


Figura 4.14 Desprendimiento del seguidor de rodillo del perfil de la leva.

El desprendimiento del seguidor de rodillo provocó que el resorte presentara una perturbación en su movimiento periódico. Además, la vibración de la bomba fue mayor a una frecuencia bombeo de 1038 lpm que a los 1185 lpm.

Si bien las válvulas de retención de esfera cerraban y abrían en cada latido, su movimiento de apertura y cierre no era axial, ya que su trayectoria presentaba perturbaciones. Además, mostraron una rotación a partir de los 400 lpm.

Al aumentar la frecuencia de bombeo, se generaron burbujas, las cuales se concentraron en la superficie interior superior de la cámara de agua y en el extremo de la tubería de descarga. Sin embargo, a partir de los 666.66 lpm la cantidad de burbujas permaneció constante. Las burbujas generadas se ilustran en la Figura 4.15.

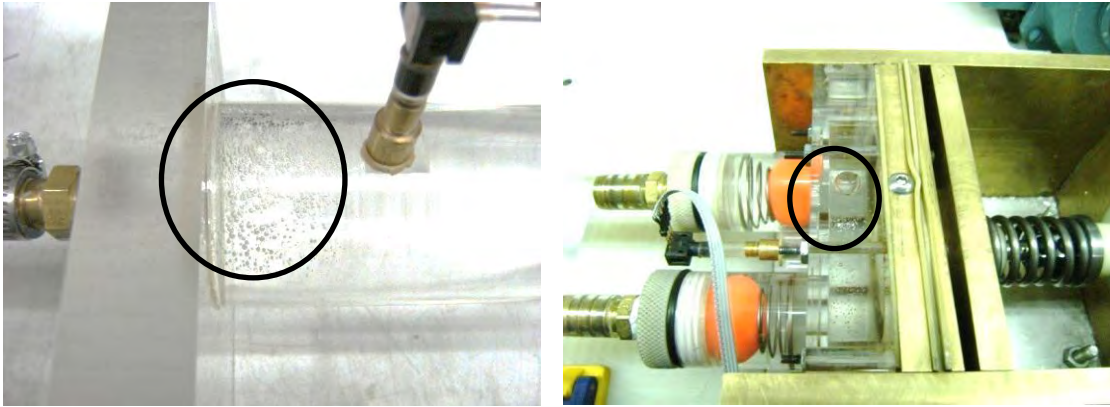


Figura 4.15 Acumulación de burbujas.

Adicionalmente, la membrana presentó una ligera deformación plástica del área circundante que hacía contacto con el émbolo. Esta deformación se muestra en la Figura 4.16.

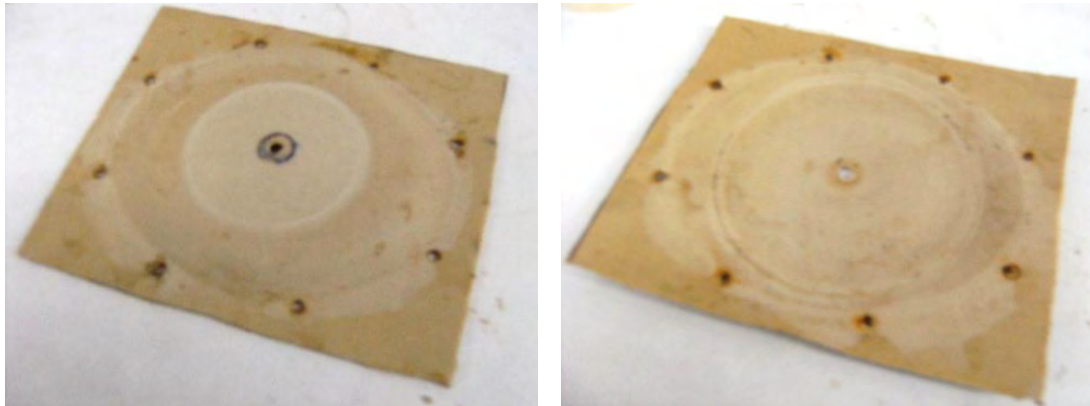


Figura 4.16 Deformación plástica de la membrana.

4.2 Análisis de resultados

Con base en los resultados obtenidos de la sección 4.1, se observó la gran influencia del sistema hidráulico en el comportamiento del sistema de accionamiento, ya que provocó el desprendimiento del seguidor de rodillo del perfil de la leva. Se presume que el incremento de las presiones inerciales (Presiones de aspiración y de impulsión) generadas en el interior de la cámara de agua fue la principal causa de este efecto. Dado que no se contó con el tanque, las pruebas exigieron una mayor longitud de la tubería de aspiración,

lo cual ocasionó una mayor pérdida de elevación H_s . Esto se tradujo en un probable rompimiento de la columna de agua (cavitación). Al rehacerse la columna de agua, se produjo un golpe de ariete²³ que afectó el funcionamiento de la bomba, y por ende del mecanismo leva-seguidor.

Además, aunque teóricamente se calculó una frecuencia natural equivalente a un régimen de giro 1232 rpm (Sección 3.2.4), es posible que el régimen de giro de 1038 rpm sea equivalente a la frecuencia natural experimental del mecanismo leva-seguidor, o una armónica de ésta. En esta frecuencia, es muy probable que el sistema de accionamiento entre en resonancia, y contribuya al desprendimiento del seguidor del perfil de la leva y genere mayor vibración. La generación de vibraciones fue disminuida por el balanceo de levas conjugadas, las sujeciones de la base de la bomba mediante abrazaderas, la alineación en los elementos que permiten la carrera del vástago del seguidor, el perfil polinomial y la carrera corta s (10 mm) de la leva.

Por otro lado, el purgado de la bomba permitió reducir la presencia de burbujas en el ventrículo mecánico; sin embargo, existió una minúscula cantidad de aire en la cuerda de la tubería de las válvulas de retención. Aunado a esto, se presentó la generación de burbujas, debido a que los sellos de los componentes del ventrículo mecánico (O'rings y membranas) permitieron el paso de aire cuando se incrementaban las presiones inerciales. Además, dado que el agua contiene aproximadamente 2% de aire en solución, éste pudo expandirse en el proceso de aspiración.

En cuanto al desempeño de las válvulas de retención se constató, por medio de la Figura 4.11, que el movimiento de descenso es más rápido que el movimiento de ascenso, debido a la energía acumulada del resorte. Con el número elevado de latidos por minuto aumentó la carrera de la válvula. Como consecuencia, creció la velocidad de cierre de la válvula, lo cual a su vez produjo un golpe en el cerrado.

Se puede especular que la deformación elástica de las esferas de las válvulas de retención es una desventaja en condiciones dinámicas, ya que al aumentar las presiones inerciales, la esfera corre el riesgo de deformarse y tener un mal

²³ Golpe de ariete. Fuerza destructiva ocasionada cuando el caudal cambia repentinamente.

sellado. Dado que las esferas de polímeros generalmente son fabricadas mediante el proceso de inyección, poseen marcas del molde y del punto de inyección. Esto provocó que durante la rotación de las mismas, estas marcas hicieran contacto con el asiento, provocando un mal sellado, y por ende, mayor flujo regurgitante. Cabe mencionar que esta rotación sólo se visualizó con la cámara de alta velocidad.

En cuanto a materiales, se observó que la membrana de látex utilizada no se rompe, pero presentó una deformación plástica del área circundante, la cual hacía contacto con el émbolo cuando era sometida a cargas en fatiga de hasta 40 000 ciclos. Por otro lado, los materiales seleccionados para el sistema de accionamiento soportaron las cargas en fatiga, ya que no sufrieron deformaciones plásticas ni fisuras.

El valor de la frecuencia mínima de bombeo lograda fue de 37.5 lpm, debido a que el par de arranque del motor utilizado, debajo de esa frecuencia, es menor a la fuerza ejercida por el resorte del seguidor sobre el árbol de la leva. Los valores experimentales de la frecuencia de la bomba eran diferentes de la velocidad estimada del divisor de frecuencia, debido a la influencia dinámica (elasticidad, amortiguamiento, inercia hidráulica, etc.) sobre el eje del motor.



CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

Conclusiones

En esta tesis se desarrolló una bomba para simular flujo pulsátil, a fin de evaluar bioprótesis valvulares cardiacas a altas frecuencias. Se diseñó el mecanismo leva-seguidor como sistema de accionamiento y la configuración émbolo-membrana con válvulas de retención de esfera como ventrículo mecánico. El sistema de accionamiento se diseñó para soportar cargas en fatiga de hasta 200 millones de ciclos. Se utilizó la tecnología CAD, CAE y CAM, así como máquinas herramienta convencionales y de control numérico para la construcción de la bomba. La construcción de la bomba consideró la visualización del funcionamiento de los elementos del mecanismo leva-seguidor, la cámara de agua, las válvulas de retención de descarga y aspiración y la tubería descarga. En cuanto a su instrumentación, se diseñó un circuito electrónico y una interfaz computacional para la lectura y almacenamiento de datos. La colocación de los sensores de presión fue rápida y el manejo de la interfaz fue interactivo.

Para evaluar la bomba, se efectuaron tres etapas de evaluación con el fin de observar el funcionamiento del sistema de accionamiento, y facilitar la detección y corrección de errores. Adicionalmente, se efectuó la cuarta y más importante etapa, en la cual se evaluó el comportamiento del mecanismo leva-seguidor con el envío de flujo pulsátil. De esta manera, se validó el desempeño del ventrículo mecánico. En las cuatro etapas de pruebas, se tomaron las precauciones necesarias para mantener la seguridad del usuario.

En la cuarta etapa de pruebas se registró la presión de aspiración e impulsión en la cámara de agua, y la presión de impulsión y retrógrada en la tubería de descarga donde se coloca una bioprótesis cardiaca valvular. Las pruebas comprendieron un intervalo de 37.5 a 1185.6 lpm. Con base en los resultados de estas pruebas, se constató un incremento proporcional, el cual se aprecia logarítmico, de las presiones inerciales con respecto de la frecuencia de bombeo. Debido a esto, en evaluaciones a altas frecuencias se prevén sobreesfuerzos aplicados sobre las válvulas cardiacas protésicas, ya que las presiones transvalvulares son mayores a aquéllas exigidas en pruebas bajo frecuencias normales de evaluación (80-120 mmHg). La probabilidad de cavitación es mayor en la cámara de agua que en la tubería de descarga donde se coloca una válvula cardiaca protésica.

Por otra parte, se validó que el funcionamiento de las válvulas de retención de esfera empleadas no es adecuado para altas frecuencias, ya que aumenta la presión retrógrada. Este funcionamiento se debe al movimiento axial indeseable de cierre y apertura, el cual a su vez provoca un movimiento rotacional a partir de los 400 lpm de las mismas.

Dado que el ensamble del sistema de accionamiento es sencillo e independiente del ensamble del ventrículo mecánico, es factible hacer un cambio del sistema de accionamiento de biela-manivela-corredera de la bomba existente en el Instituto Nacional de Cardiología (INC). No obstante, el purgado de la bomba representó el paso más complicado para la puesta en marcha de la bomba.

Recomendaciones para el trabajo a futuro

Si bien se evaluó el comportamiento de la bomba arriba de los 1000 lpm, el funcionamiento de la misma demostró que aún se requiere considerar distintos aspectos para hacer eficiente su desempeño.

Primeramente, es imprescindible construir el tanque, cuya colocación sea lo más cercano posible de la tubería de aspiración con el fin de mejorar el comportamiento hidrodinámico. La altura de aspiración e_s debe ser menor a 1 cm con respecto del punto más alto de la cámara de agua. Adicionalmente, se debe procurar una longitud de la tubería de aspiración e impulsión lo más reducida posible, así como disponer de una cámara de aire en las válvulas de retención para disminuir los efectos inerciales no deseados, y obtener un flujo lo más uniforme posible. Asimismo, conviene manufacturar la cámara de agua con la tubería de las válvulas de una sola pieza. También, es recomendable disminuir aún más la carrera del sistema de accionamiento para disminuir la aceleración y colaborar en la reducción de las presiones inerciales, esto ayudará a aumentar la vida útil de la membrana, ya que la deformación de la misma resultará menor, lo cual no provocará una deformación plástica. Es también recomendable realizar pruebas mediante el uso de una cámara de aire en el tanque. En lo posible, es recomendable utilizar tornillería o cualquier otro elemento de sujeción metálico de material inoxidable.

Conviene suavizar los golpes de la válvula de aspiración aumentando su tamaño. Se recomienda diseñar válvulas de retención de tipo activo, es decir, que su funcionamiento tenga una sincronía con el sistema de accionamiento. Mecánicamente es posible sustituir las válvulas de retención por correderas. Por otro lado, aplicando la teoría de control, la implementación de electroválvulas podría ser conveniente. Para mejores resultados, es recomendable realizar simulaciones de flujo por computadora y realizar un estudio de vibraciones detallado.

En la instrumentación se deben implementar sensores con un mayor intervalo de operación para obtener una mayor cantidad de puntos muestreados y lograr una curva de ajuste precisa que optimice la representación del funcionamiento de la bomba. El circuito electrónico diseñado es capaz de funcionar

correctamente con cualquier sensor de presión que funcione bajo el principio del puente de Wheastone. Conviene aumentar la frecuencia de muestreo de la interfaz mediante una tarjeta de adquisición de datos, pues se pierde información valiosa si el número de muestras por segundo es menor a cien.

Por otro lado, es importante acordar los estándares de este tipo de pruebas en México, ya que las condiciones a las que están sometidas las bioprótesis valvulares cardiacas difieren de las condiciones in vitro en frecuencias normales de evaluación. Debido a esto, la cantidad de ciclos de evaluación podría ser menor a aquélla exigida bajo frecuencias normales de evaluación. Finalmente, es importante establecer una frecuencia máxima de evaluación que tome en cuenta el tiempo de respuesta que presentan las valvas de las bioprótesis valvulares cardiacas.

REFERENCIAS

- [1] Hernández Juárez, Alejandro. Noviembre 10, 2010. “Conferencia magistral La tecnología: su papel en la Cirugía Cardíaca” *Jornada de la investigación en Sistemas Médicos*. Universidad Nacional Autónoma de México. México, D. F.
- [2] “Evaluation of materials for artificial heart valves”. 2008. *Springer India, in co-publication with Indian Academy of Sciences*. pp. 1363-1374. India.
- [3] Kumar, V. et ál. 2010. *Robbins y Kotran: Patología Estructural y Funcional*. Elsevier España, S.A.
- [4] Texas Heart Institute. *Centro de Información Cardiovascular*. Noviembre 14, 2009. Página web. http://www.texasheartinstitute.org/HIC/anatomy_Esp/anato_sp.cfm.
- [5] Ledesma Alonso René. 2007. *Análisis experimental del flujo a través de sustitutos de válvulas cardíacas*. Universidad Nacional Autónoma de México. México, D. F.
- [6] Bustamante, John y Valbuena, Javier. 2008. “Insuficiencia cardíaca”. *Biomecánica de la falla cardíaca*. Vol. 3. Núm. 4. Silver Horse.
- [7] Meridian Health. Noviembre 13, 2009. Página web. <http://www.meridianhealth.com/index.cfm/HealthInfo/SPeds/P04866.cfm>.
- [8] DACS, Nuevos Médicos. Julio 8, 2010. Página web. <http://medicodacs.wordpress.com>.
- [9] Korossis, Sotiris A. et ál. 2000. “Cardiac valve replacement: A bioengineering approach” *Bio-Medical Materials and Engineering*. IOS Press. pp. 83-124. Leeds, Reino Unido.
- [10] Álvarez, Ramón Humberto. Diciembre 18, 2008. “Válvulas cardíacas protésicas”. *Revista de Posgrado de la VIa. Cátedra de Medicina No. 137*. Argentina.
- [11] Chandran, K.B., Burg, K. J. L. y Shalab, S. W. 2000. "Soft Tissue Replacements". *The Biomedical Engineering Handbook*. Segunda edición. CRC Press LLC.
- [12] Roldán, A. et ál. 2005. “Simulation of blood flow and deformations of mechanical heart valves using boundary integral techniques”. *XXth Congress of the International Society of Biomechanics (ISB/ASB)*. Cleveland, USA.

[13] Saavedra Román, José Guillermo. 2006. *Desarrollo de un sistema duplicador de pulso cardiaco para evaluación de bioprótesis cardiacas elaboradas en el Instituto Nacional de Cardiología*. Universidad Nacional Autónoma de México. México, D. F.

[14] Vitro Systems. *ViVitro Hi-Cycle System*. Febrero 14, 2011. Página web. <http://www.vitro.bc.ca/index.html>.

[15] Dynatek. *MP4 - Robotic Cardiovascular Pulse Duplicator*. Febrero 14, 2011. Página web. http://www.dynatekdalta.com/news_archives009.htm.

[16] Secretaría de Salud. *Norma Oficial Mexicana NOM-063-SSA1-1993*. 1993. Octubre 20, 2008. Página web. <http://bibliotecas.salud.gob.mx/gsd/collect/nomssa/index/assoc/HASH522e.dir/doc.pdf>.

[17] Hwang, Ned H.C. y Woo, Savio L-Y. 2003. "On Accelerated Fatigue Testing of Prosthetic Heart Valves". *Frontiers in Biomedical Engineering*. Kluwer Academic/Plenum Publishers. Nueva York, EUA.

[18] D'Souza, Steven S. et ál. 2003. *Kinematics of Synthetic Flexible Leaflet Heart Valves during Accelerated Testing*. Institute of Medical and Biological Engineering, University of Leeds. Leeds, Reino Unido.

[19] Dynatek Labs. *The M6 Heart Valve Durability Tester*. Febrero 14, 2011. Página web. <http://www.dynateklabs.com/2010/08/27/m6-product-announcement/>.

[20] Helmholtz Institute of RWTH Aachen and University and Hospital. *Applied Medical Engineering*. Enero 12, 2009. Página web. <http://www.ame.hia.rwth-aachen.de/index.php?id=67&L=1>.

[21] Espinoza Osorio, Miguel Ángel. 2010. *Sistema duplicador de flujo pulsátil para la evaluación de bioprótesis cardiacas*. Universidad Nacional Autónoma de México. México, D. F.

[22] Santillana. Kalipedia. Julio 7, 2010. Página web. http://www.kalipedia.com/graficos/leva-seguidor.html?x=20070822klpington_64.Ges.

[23] Norton, Robert L. 2007. *Diseño de Maquinaria*. Mc Graw-Hill. DF, México.

[24] Fuchslocher, Eugene. 1964. *Bombas: funcionamiento, cálculo y construcción para estudios de construcción y consulta*. Labor. Barcelona, España.

[25] Norton, Robert L. 2009. *Cam Design and Manufacturing Handbook*. Industrial Press Inc. Massachusetts, EUA.

-
- [26] Mott, Robert L. 2006. *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson Prentice Hall. México, D. F.
- [27] Norton, Robert L. 1999. *Diseño de Máquinas*. Pearson Education.
- [28] Medina Hernández, Eduardo. 2008. Apuntes de curso de máquinas de desplazamiento positivo. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. México, DF.
- [29] Viejo Zubicaray, Manuel y Álvarez Fernández, Javier. 2009. *Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones*. Limusa S.A. de C.V. México, D. F.
- [30] White, Frank M.. 2008. *Mecánica de Fluidos* Mc Graw-Hill.
- [31] Nickel, Frank F. 1923. *Direct-acting steam pumps*. Mc Graw-Hill. Nueva York, EUA.
- [32] FLOWSERVE. Válvulas de retención de disco. Febrero 21, 2011. Página web. http://www.flowserve.com/es_ES/Products/Valves/Check/Check-Tilting-Disc.
- [33] Conceptos Básicos de Neumática e Hidráulica. Febrero 21, 2011. Página web. http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica31.htm.
- [34] Yoganathan, Ajit P., He., Zhaoming y Casey Jones, S. 2004. *Fluid Mechanics of Heart Valves*. Department of Biomedical Engineering, Georgia Institute of Technology. Atlanta, EUA.
- [35] Medciclopedia. Diccionario Médico. Marzo 17, 2009. Página web. <http://diccionario.medciclopedia.com/>.