

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Caracterización de músculos neumáticos flexibles para definición
de parámetros de trabajo y modelo matemático.

Trabajo de graduación en modalidad de Tesis presentado por
Darwin Emmanuel Rivas Arriaga
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica.

Guatemala
2018

Caracterización de músculos neumáticos flexibles para definición de parámetros de trabajo y modelo matemático.

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería

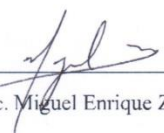


Caracterización de músculos neumáticos flexibles para definición
de parámetros de trabajo y modelo matemático.


Trabajo de graduación en modalidad de Tesis presentado por
Darwin Emmanuel Rivas Arriaga
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica.

Guatemala
2018

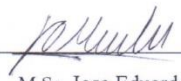
Vo.Bo.:

(f) 
M.Sc. Miguel Enrique Zea Arenales

Tribunal Examinador

(f) 
M.Sc. Carlos Alberto Esquit Hernandez

(f) 
M.Sc. Miguel Enrique Zea Arenales

(f) 
M.Sc. Jose Eduardo Morales Espinoza

Fecha aprobación: Guatemala 19 de Junio del 2018

ÍNDICE

LISTADO DE CUADROS	VI
LISTADO DE FIGURAS Y GRÁFICOS	VII
RESUMEN	IX
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS	2
III. JUSTIFICACIÓN	3
IV. MARCO TEÓRICO	4
V. ANTECEDENTES.....	11
VI. FABRICACIÓN DE ESTRUCTURA Y MÚSCULOS	13
VII. PRUEBAS	20
VIII. MODELOS	31
IX. PRUEBAS DESTRUCTIVAS	35
X. CONCLUSIONES	40
XI. RECOMENDACIONES.....	41
XII. BIBLIOGRAFÍA.....	42
XIII. ANEXOS	44
XIV. GLOSARIO	51

LISTADO DE CUADROS

TABLA 1 Dimensiones generales de los músculos neumáticos	18
TABLA 2 Pesos de músculos y porcentaje contra carga mínima	18
TABLA 3 Pesos de masas utilizados.....	18
TABLA 4 Características asumidas de pruebas sin carga	23
TABLA 5 Características modelos promedios.....	32
TABLA 6 Valor coeficiente de corrección	33
TABLA 7 Presiones máximas en cada configuración de músculos	35
TABLA 8 Distribución de esfuerzos en la parte interna y externa de los PAMs	37
TABLA 9 Rangos de punto de fluencia de materiales	37
TABLA 10 Esfuerzos de cortante máximo	37
TABLA 11 Presiones máximas con distintos factores de seguridad	39

LISTADO DE FIGURAS Y GRÁFICOS

Figura 1 Representación gráfica de las diferencias entre exactitud y fidelidad.....	6
Figura 2 Comportamiento común de la histéresis en mediciones..	7
Figura 3 Representación del Modelo de Voigt.....	8
Figura 4 Forma y medidas de estructura de pruebas.....	13
Figura 5 Accesorio de conexión.....	14
Figura 6 Accesorio en montaje completo.....	14
Figura 7 Esquema simplificado Sistema Neumático	15
Figura 8 a) Elementos polea fabricada b) accesorios medición de movimiento	15
Figura 9 Estructura con todos los elementos integrados.....	16
Figura 10 Aditamento de sujeción de pesos para pruebas dinámicas	17
Figura 11 Músculos neumáticos PAM-A y PAM-B	18
Figura 12 Pesaje de pesos, aditamento y músculo	19
Figura 13 Sistema físico simplificado.....	23
Figura 14 Diagrama de flujo de selección de modelo.....	26
Figura 15 Reacción escalón (izquierda), polos y ceros (derecha) de modelos estimados	26
Figura 16 Equipo pruebas destructivas	35
Figura 17 Distribución de los esfuerzos de la fórmula	36
Figura 18 PAM-C estado luego de prueba destructiva.....	38
Figura 19 Estado del entretejido de PAM-C sin presión.....	38
Gráfica 1 Señal sin aplicación de filtro.....	20
Gráfica 2 Comparación datos con y sin filtro, alfa=0.75	20
Gráfica 3 Comparación en frecuencia.....	21
Gráfica 4 Comportamiento PAM-A, sin carga.....	21
Gráfica 5 Comportamiento PAM-B, sin carga.....	22
Gráfica 6 Comportamiento PAM-C, sin carga.....	22
Gráfica 7 Comportamiento PAM-D, sin carga.....	22
Gráfica 8 Set entrada/salida de datos prueba escalón	25
Gráfica 9 Comportamiento coeficientes PAM-A	27
Gráfica 10 Comportamiento coeficientes PAM-B	28
Gráfica 11 Comportamiento coeficientes PAM-C	29
Gráfica 12 Comportamiento coeficientes PAM-D	30
Gráfica 13 Respuesta al escalón modelos promedios	31
Gráfica 14 Simulación modelo promedio PAM-C.....	33
Gráfica 15 Comportamiento de K y B en PAM-A	44
Gráfica 16 Comportamiento de K y B en PAM-B	45
Gráfica 17 Comportamiento de K y B PAM-C.....	46
Gráfica 18 Comportamiento de K y B PAM-D.....	47
Gráfica 19 Simulación PAM-A.....	48

Gráfica 20 Simulación PAM-B	48
Gráfica 21 Simulación PAM-D.....	49
Gráfica 22 Simulación lineal de los modelos promedio	49
Gráfica 23 Modelo PAM-C con coeficiente de corrección aplicado.....	50

RESUMEN

En el presente estudio se evaluó el diseño de un actuador neumático conocido como músculo artificial neumático designado también como PAM, por sus siglas en inglés Pneumatic Artificial Muscle los cuales generan un movimiento con base en un impulso o entrada de aire comprimido desarrollados alrededor de 1950-1960. Fueron construidos localmente usando la configuración de McKibben la cual se compone de un tubo elástico (vejiga), un revestimiento entretejido de nylon o poliéster (Flexo) y conectores o sellos en los extremos (Chou & Hannanford, 1996). El estudio de estos actuadores se basó en modelaje y caracterización por medio de pruebas físicas recopilando con sensores datos de diferentes variables como presión, contracción del músculo y carga soportada. Realizados en una estructura con distintas configuraciones de músculos sometidos sin carga, para determinar comportamiento de estos músculos y bajo distintas cargas para estimar, por su reacción los coeficientes de una función (6) definida por el sistema físico en diferentes rangos de presión. Observando y analizando el comportamiento con la finalidad de definir funciones generales (8) como también funciones referentes a la carga (9) para el diseño de aplicaciones usando estos actuadores, siendo su finalidad ser una ayuda para diseño de control que un modelo definitivo del comportamiento real los músculos y definiendo rangos de trabajos por medio de pruebas destructivas. Dichos modelos están limitados por el tiempo de reacción siendo no menor a un segundo limitando el tipo de aplicaciones donde los mismos puedan ser aplicados.

I. INTRODUCCIÓN

Caracterización y modelaje, son herramientas utilizadas en definir el comportamiento de algún elemento donde se encuentra un estimado cercano del elemento a estudiar. En el caso de músculos artificiales neumáticos(PAM) es definir sus limitaciones y el comportamiento dentro de esas mismas. Se estudiaron cuatro distintos músculos, con cambios en sus dimensiones como diámetro y largo entre ellos fabricados manualmente con materiales locales. Se investigó sobre métodos de pruebas a los que los PAMs eran sometidos y formas de recopilar datos de ellos. Qué variables serían las más importantes de estudiar siendo algunas la presión, las dimensiones, la fuerza generada, el movimiento de contracción entre otras. Donde las recopilaciones de información sobre estas variables serían analizadas en referencia a un modelo asumido, el modelo de Voigt, establecido como el comportamiento que estos músculos realizarían durante esta investigación. Todo con la finalidad de generar modelos que fueran de ayuda para futuras implementaciones de PAMs, en sistemas de control, presentando los modelos en la forma de funciones de transferencia, dominio s o dominio de frecuencia, para su fácil implementación en este tipo de sistemas. también que con la definición de características de estos músculos sea posible su aplicación en otras áreas.

II. OBJETIVOS

A. GENERAL

Caracterizar músculos neumáticos flexibles con el fin de generar un modelo matemático que funcione como guía de diseño para ingenieros que los implementen en sistemas robóticos.

B. ESPECÍFICOS

1. Estudiar la forma de caracterización estática y dinámica de instrumentos y actuadores para obtener modelos matemáticos de los músculos neumáticos flexibles.
2. Realizar experimentos que involucren la manipulación de variables como fuerza, aceleración, presión, longitud, diámetro, posicionamiento, entre otros, según sea necesario para la caracterización de los actuadores neumáticos flexibles.
3. Realizar pruebas destructivas para obtención de parámetros máximos de operación

III. JUSTIFICACIÓN

Con la caracterización y modelaje se desea definir limitantes de un músculo neumático fabricado localmente, tanto físicas como la de un modelo matemático que defina el comportamiento de estos para ser utilizados en implementaciones futuras de proyectos en los departamentos de Electrónica y Mecatrónica de la Universidad del Valle de Guatemala. Con conocimiento de las limitaciones de estos PAMs para una mejor comprensión de su funcionalidad para implementaciones. Estos músculos neumáticos son relativamente sencillos de actuar por una sola entrada de aire comprimido para su contracción y relajación, con un modelo definido se podrá realizar sistemas de control para la manipulación y aprovechamiento de su rango dinámico. Como un punto de apoyo a la neumática su peso es relativamente más bajo y poseen un comportamiento de sumisión inherente en sus actuadores, debido a la compresibilidad del aire, que puede ser influenciado por el control de la presión. En comparación con los sistemas manipulados por hidráulica y electricidad, que poseen un comportamiento más restringido en sus instalaciones, siendo limitados por sus dimensiones en el caso de los músculos que son flexibles en su estado relajado y que su control es relativamente más complejo para un comportamiento de sumisión en sus respuestas, por la adaptación de voltajes, señales con el control diseñado.

IV. MARCO TEÓRICO

A. MÚSCULOS NEÚMATICOS

Los músculos neumáticos o PAMs son actuadores de movimiento contráctil, operados por la presión de gas. Su elemento principal es una membrana cerrada flexible y reforzada con ambos finales con acoples donde el poder mecánico es transferido a una carga. Dependiendo de si el gas lo ingresa o lo succiona el PAM, este se expandirá o contraiga respectivamente esta expansión o contracción radial ejerce una fuerza de tracción hacia la carga. La fuerza y movimiento por lo tanto generado por este tipo de actuador es linear y unidireccional.

La energía de un PAMs es un gas, usualmente aire, que puede ser forzado dentro de él o extraído de él. De esta forma el actuador es activador o energizado por la diferencia de presión que existe entre el gas interno del musculo con respecto a del alrededor. Usualmente los PAMs son operador sobre presión, generar y suplementar gas comprimido es más fácil de cumplir o de realizar, con presión ambiente mayormente alrededor de 100kPa.

Al ser trabajado sobre la presión ambiente usualmente esto genera más energía que trabajando bajo presión ambiente. Y con el cambio de presión con un PAMs cargado con gas presurizado, le permite mover una carga, por lo tanto, al liberar dicho gas presurizado, se logra hacer que el PAM seda ante la carga haciendo que regrese a su posición original o una posición entre su original y final (Daerden& Dirk, 2002).

1. **Músculos McKribben.** Este tipo de PAM es el más frecuentemente usado y publicado acerca en el presente. Estos músculos fueron desarrollados en la investigación de miembros artificiales durante 1950 y 1960. Los Músculos Mckribben consisten en una vejiga interna rodeada por una malla entre tejida, que poseen flexibilidad, pero hilos inextensibles que son atados en ambos lados en acoples o alguna estructura que imite tendones.

Cuando la vejiga interna es presurizada, se empuja contra la malla entre tejida, tendiendo aumentar su volumen. Debido a la rigidez o no extensibilidad del tejido en la malla que rodea a la vejiga, el musculo se acortará debido al aumento de volumen y producirá tensión al estar acoplado a una carga mecánica. Esta configuración física hace que los músculos McKibben tengan rigidez variable características de tipo resorte, elasticidad pasiva no lineal, flexibilidad física y peso muy ligero en comparación con otros tipos de actuadores artificiales (Chou y Hannaford,1994).

B. CARACTERÍSTICAS ESTÁTICAS

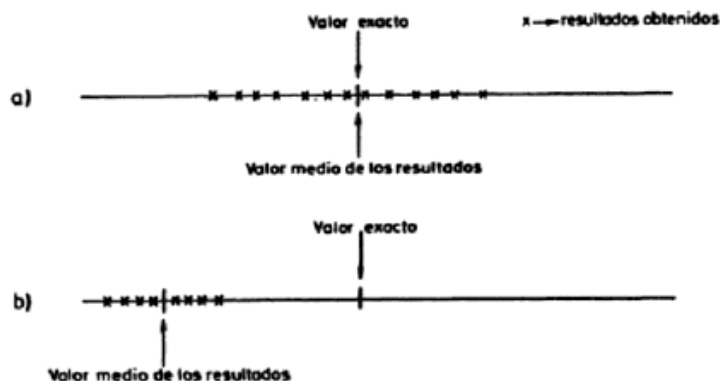
En muchos sistemas se poseen ciertas variables que varían tan lentamente que no se presentan relación con el tiempo, estas son las características estáticas de un sistema. Estas características influyen también en el comportamiento dinámico de un sistema, variables que varían a lo largo del tiempo, no obstante, se suele evitar su consideración conjunta por las dificultades matemáticas que entraña, y se procede a la distinción entre características estáticas y características dinámicas, estudiándose por separado (Pallas, 1988).

1. Exactitud: En instrumentos de medida es la cualidad de dar indicaciones que se aproxime al verdadero valor de la magnitud medida. El valor “exacto”, “verdadero” o “ideal”, es el que se obtendría si la magnitud se midiera con un método “ejemplar”. Por lo que el método que coincida lo suficiente en medida se considera exacto para los fines de los resultados que obtengan. La exactitud se puede determinar por medio de la calibración estática, que consiste en mantener todas las entradas excepto una a un valor constante dentro de un margen, y se van anotando los valores que toma la salida. La representación de estos valores en función de los de la entrada define la curva de calibración.

2. Fidelidad: Designada a veces como precisión es la cualidad que caracteriza la capacidad de un instrumento de medida de dar el mismo valor de la magnitud medida, al medir varias veces en unas mismas condiciones determinadas (ambientales, operador, etc.), prescindiendo de su concordancia o discrepancia con el valor real de dicha magnitud. En un actuador será entregar la misma salida del actuador bajo condiciones iguales en varias pruebas por ejemplo porcentaje de contracción de un músculo flexible bajo la misma presión con/sin carga constante.

Repetibilidad y reproducibilidad se refieren también al mismo, pero con repetibilidad las medidas se realizan en intervalos de tiempo corto mientras que la reproducibilidad se refieren al grado de coincidencias entre distintas lecturas individuales cuando se determina el mismo parámetro con un método concreto, pero con un conjunto de medidas a largo plazo o realizadas por personas distintas o con distintos aparatos o en diferentes laboratorios. Para no confundir los términos de exactitud y fidelidad se representa en la Figura 1 las diferencias de estas características

Figura 1 Representación gráfica de las diferencias entre exactitud y fidelidad
 a) hay gran exactitud, pero baja fidelidad b) hay alta fidelidad, pero poca exactitud



(Cortesía de Pallas, 1988)

3. Sensibilidad: también conocido como factor de escala, es la pendiente de la curva de calibración que puede ser o no constante a lo largo de la escala de trabajo. Para un sensor cuya salida esté relacionada con la entrada x mediante la ecuación $y=f(x)$, la sensibilidad en el punto $x_a, S(x_a)$, es

$$S(x_a) = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_a}$$

4. Linealidad: expresa el grado de coincidencia entre la curva de calibración y una línea recta determinada. Según cual sea dicha recta se habla de:

a. Linealidad independiente, la línea de referencia se define por el método de mínimos cuadrados. De esta forma, el máximo error positivo y el mínimo error negativo son iguales. Es la forma de especificación que suele dar “mejor” calidad.

b. Linealidad ajustada a cero, la recta se define también por el método de los mínimos cuadrados, pero con la restricción adicional de pasar por cero.

c. Linealidad terminal, la recta se define por la salida sin entrada y la salida teórica máxima, correspondiente a la mayor entrada admitida.

d. Linealidad a través de los extremos, la recta se define mediante la salida real cuando la entrada es la menor del alcance especificado, y la salida real cuando la entrada es la máxima del alcance especificado.

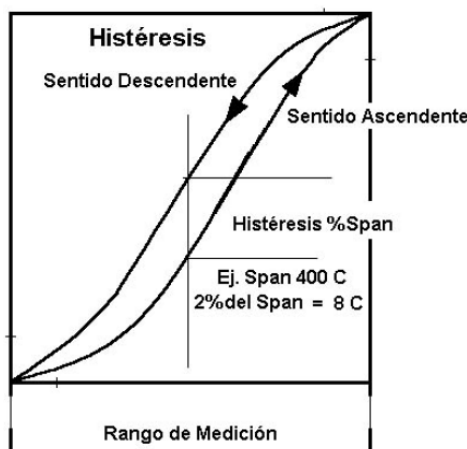
e. Linealidad teórica, la recta es la definida por las previsiones teóricas formuladas

al diseñar el sistema.

Los principales factores que influyen en la linealidad son: la resolución, el umbral y la histéresis. La resolución o discriminación es el incremento mínimo de la entrada para el que se obtiene un cambio en la salida. El umbral es el rango en donde ocurre el incremento de la entrada, el valor mínimo que puede ser registrado.

La histéresis se refiere a la diferencia en la salida para una misma entrada, según la dirección en que se alcance. Es decir, el cambio de la salida si la entrada llega a un valor sea de forma ascendente o de forma descendente y ver la diferencia en el valor de la salida. Para una mejor visualización ver la Figura 2.

Figura 2 Comportamiento común de la histéresis en mediciones.



(Cortesía de Pallas, 1988)

C. CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS

La respuesta de un sistema a entradas variables es distinta a la presente con entradas constantes por la presencia de elementos que almacenan energía como inercias (masas, inductancias, ...) o capacidades (eléctricas, térmicas, fluidas, etc.) como eran descrita mediante las características estáticas. Estas características son: error dinámico y velocidad de respuesta (retardo).

1. Error dinámico. Es la diferencia entre la salida indicada y el valor exacto que debería de ser. Es la descripción de la diferencia en la respuesta del sistema a una magnitud de entrada según sea esta constante o variable en el tiempo.

2. Velocidad de respuesta. Esta propiedad indica la rapidez con que el sistema responde a los cambios en la variable de entrada. Dependiendo del sistema el retardo de respuesta puede poseer no mucha importancia, pero en sistemas que el retardo es significativo este puede dar lugar a oscilaciones.

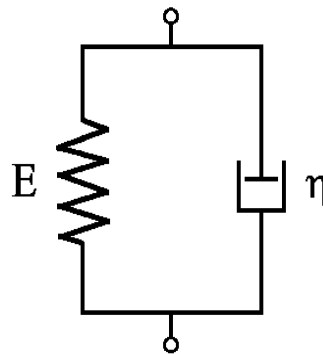
Para poder determinar las características dinámicas se aplica al sistema una entrada de magnitud variable. Esta puede ser de muchas formas distintas, donde se puede estudiar frente a una entrada

transitoria (impulso, escalón, rampa), periódica (senoidal) o aleatoria (ruido blanco). La elección de una u otra depende del tipo sistema y su salida. Por ejemplo, un sensor de temperatura es difícil poseer una variación senoidal en la temperatura, pero es fácil producir un cambio brusco, a modo de escalón.

D. MODELO DE KELVIN

Considerando un modelo de dos elementos, que consisten en un resorte y amortiguador en paralelo como se puede observar en la Figura 3, también conocido como el modelo de Kelvin o Modelo de Voigt. Usado para demostrar el comportamiento que tendría un elemento o material con las propiedades de elasticidad y viscosidad (Kelly, 2018)

Figura 3 Representación del Modelo de Voigt



En la implementación de este modelo, en consideración que es un arreglo en paralelo, el estrés experimentado o fuerzas sometidas a los elementos, son iguales entre ambos elementos no existe ningún tipo de retorcimiento. El modelo es definido por el siguiente sistema de ecuaciones (1).

$$\varepsilon = \frac{1}{E}\sigma_1 ; \dot{\varepsilon} = \frac{1}{\eta}\sigma_2 ; \sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (1)$$

Donde ε es la tensión en los elementos de resorte y amortiguador, E y η , las constantes del resorte y amortiguador respectivamente. Y σ_1 el estrés que experimenta el resorte y σ_2 el estrés que experimenta el amortiguador, resolviendo nos deja la ley constitutiva de:

$$\sigma = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon} \quad \text{Modelo Kelvin(Voigt)} \quad (2)$$

E. TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER

La Transformada Rápida de Fourier (FFT) es un algoritmo utilizado para calcular la Transformada Discreta de Fourier (DFT), aunque se poseen otras diversas formas para calcularla.

Aunque produce el mismo resultado que los otros diversos métodos, es increíblemente más eficiente, reduciendo a menudo el tiempo de cálculo por cientos (Smith, 1998). El tiempo de reducción del algoritmo en N puntos, pasa de $2N^2$ a $2N \lg N$, donde \lg es un logaritmo base 2.

J.W. Cooley y J.W. A Tukey se le atribuye el mérito de haber llevado la FFT al mundo en su trabajo: "*An algorithm for the machine calculation of complex Fourier Series*," Mathematics Computation, vol. 19, 1965, pp 297-301. En retrospectiva, otros descubrieron la técnica muchos años antes. Por ejemplo, el gran matemático alemán Karl Friedrich Gauss (1777-1855) había usado el método más de un siglo antes. Este trabajo inicial fue olvidado en gran parte porque carecía de la herramienta para hacerlo práctico: la computadora digital. Cooley y Tukey son honrados porque descubrieron la FFT en el momento correcto, el comienzo de la revolución informática.

Ahora el tiempo de ejecución del FFT es dependiente del largo de la transformación. El tiempo es más rápido en potencia de dos y casi igual de rápido para largos que tiene factores primos pequeños. El tiempo es típicamente más lento para largos que son primo, o que poseen factores primos grandes. La transformada directa de Fourier DFT, es una herramienta importante en el Procesamiento de señales digitales, siendo una tecnología con un amplio rango de campos entre comunicaciones, imágenes médicas, sonar, radas, reproducción de música de alta fidelidad nombrando algunos (MathWorks, 2018).

Con DFT primeramente puede calcular el Espectro de frecuencia de una señal, siendo una examinación directa de información codificada en la frecuencia, fase y amplitud de los componentes sinusoidales. Por ejemplo, La audición y escucha humana, usa señales con este tipo de codificación. Segundamente, la DFT puede encontrar la respuesta en frecuencia de un sistema, en base a la respuesta del sistema a un impulso, y viceversa. Esto permite sistemas ser analizados en el dominio de frecuencia, como la convolución permite sistemas ser analizados en el dominio del tiempo. E igualmente la DFT puede ser utilizada como paso intermedio en técnicas más elaboradas de procesamiento de señales. Aquí la FFT es un ejemplo, siendo un algoritmo para convolución señales cien veces más rápido que otros métodos convencionales (Smith, 1998).

F. SISTEMA NEUMÁTICO

La neumática es la tecnología que emplea aire comprimido, en modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos, o en el tema de la tesis actuadores (PAMs). El aire es un material elástico, por lo tanto, al aplicarle una fuerza se comprime, y según las leyes de los gases ideales, mantiene esta compresión y devolverá la energía acumulada cuando se le permita expandirse.

La neumática es una técnica moderna, pero con concepciones originalmente más antiguas. Existen manuscritos del siglo I, donde se describen mecanismos accionados por aire caliente. Con sus grandes posibilidades, la neumática moderna se inicia a mediados del siglo XX, en Europa, por la demanda de una automatización racional del trabajo. Desde entonces la neumática ha ido

evolucionando, y seguirá según las necesidades de la industria, ofreciendo en la actualidad una extensa gama de productos (Salvador, 1988).

El aire comprimido, que es la fuente de energía que emplea la neumática, tiene cualidades excelentes entre las que destacan:

1. El aire es abundante y barato.
2. Se transforma y almacena fácilmente
3. Es limpio, no contamina y carece de problemas de combustión con la temperatura.

Los elementos neumáticos pueden alcanzar velocidades de trabajo elevadas, pero, dada la compresibilidad del aire, su regulación no es constante. Los sistemas neumáticos están compuestos de una concatenación de diversos grupos de elementos. Estos elementos conforman una vía que transmite señales de mando desde el lado de la emisión de señales (entrada) hasta el lado de la ejecución del trabajo(salida). Estos sistemas se pueden distinguir como:

1. Elementos generadores de energía, abastecimiento de energía, son los elementos encargados que el fluido transmita la energía necesaria para el sistema, en el caso neumático es utilizado un compresor.
2. Elemento de tratamiento de los fluidos, en ciertos sistemas neumáticos es necesario el secado y filtrado del aire antes de su utilización para el manejo de impurezas que podrían perjudicar el funcionamiento de dicho sistema. Además de la regulación de la presión en el sistema.
3. Elementos de mando y control, encargado de conducir de forma adecuada el fluido del sistema para comunicar bien la energía generada por el compresor.
4. Elementos actuadores, elementos que transforman o permiten transformar la energía del fluido, en este caso aire comprimido, en trabajo útil.

V. ANTECEDENTES

En robótica, el uso de músculos neumáticos como analógicos a motores biológicos se debe a las muchas ventajas que otorgan en consideración a su pasiva de amortiguación, la razón de poder-peso y el uso en ambientes ásperos, estos son aspectos planteados en un trabajo de modelaje teórico y experimental (Ranjan, Dhyani, Kumar, & Upadhyay, 2012). Se analizan los aspectos teóricos y experimentales en pruebas donde las características se definieron en términos de contracción y del volumen de aire atrapado en variaciones de presión con distintas cargas. La construcción establecida es parecida a la utilizada en este trabajo, siendo un músculo de configuración Mckribben. En teoría relacionaron el trabajo entregado al trabajo generado, el primero basado en la relación de presión y el cambio de volumen, como el trabajo de entrada, y el trabajo generado, el cambio de largo en la contracción, estableciendo la ecuación de $F=pdV/dx$, donde el término de dV/dx , es en relación con la geometría del músculo de la estructura trenzada. En la experimental plantearon dos experimentos, el primero para determinar la relación entre presión y contracción con distintas cargas; el segundo, para determinar el volumen acumulado en distintas presiones a distintas cargas estos datos recopilados determinaron las características de fuerza en relación con la tensión. Similitudes con nuestro estudio es la fabricación propia, la estimación de un modelo teórico con pruebas experimentales físicas para caracterizar una variable deseada, en este caso la fuerza generada por el musculo donde nuestro planteamiento es en base al área interna del musculo y no el cambio de volumen. Presión es una variable principal analizada, aunque ellos establecieron una relación de fuerza-tensión por medio de las presiones mientras nuestra relación definida fue presión-contracción

Chou y Hannanford (1994) también establecieron esta relación para un modelo estático donde su geometría fue asumida como un cilindro perfecto, considerando largo, diámetro, ángulo entre el trenzado y eje central del cilindro, el número de vueltas del hilo y su largo. Estableciendo como función el largo del cilindro y su diámetro en función al ángulo considerando no linealidades presentes, en comparación con el modelo planteado anteriormente. Este planteamiento indica que la tensión es proporcional a la presión, y es una función del ángulo del trenzado. Su estación de pruebas para el análisis de los modelos es integrado por una computadora personal (PC) con interfaz de bus de extensión y cualquier circuito digital y analógico necesario, sensores de presión (6.8 bar máx.) regulador de presión, electroválvula (10 bar máx.), Extensómetro (100 N máx.), un motor de corriente continua de 1/4 de caballo, amplificador de potencia de modulación por ancho de pulso (corriente máxima de ± 24 A), un codificador incremental de posición angular óptica (1600 pasos por revolución) y una marco de pruebas (12 "de ancho x 20" de alto x 8 "de profundidad) para montar las piezas mecánicas, los sensores y el actuador. El software incluye control de posición y fuerza en tiempo real, adquisición de datos e interfaz de usuario. En la finalidad del experimento midieron las características mecánicas que se comporta como un elemento elástico de rigidez variable con fricción insensible a la velocidad. Siendo la rigidez principalmente dependiente de la presión, sin embargo, para producir tensión, la presión debe superar un umbral y superar la elasticidad radial de la vejiga. Construyeron un modelo estático lineal siendo simplificado y linealizado a partir de la teoría y optimizando parámetros en base a datos experimentales. La fricción, aunque insensible a la velocidad, depende del estado el músculo se encuentra y, por lo

tanto, es difícil de modelar. Lo representaron como una fricción constante de Coulomb y se integró en el modelo estático para obtener un modelo dinámico.

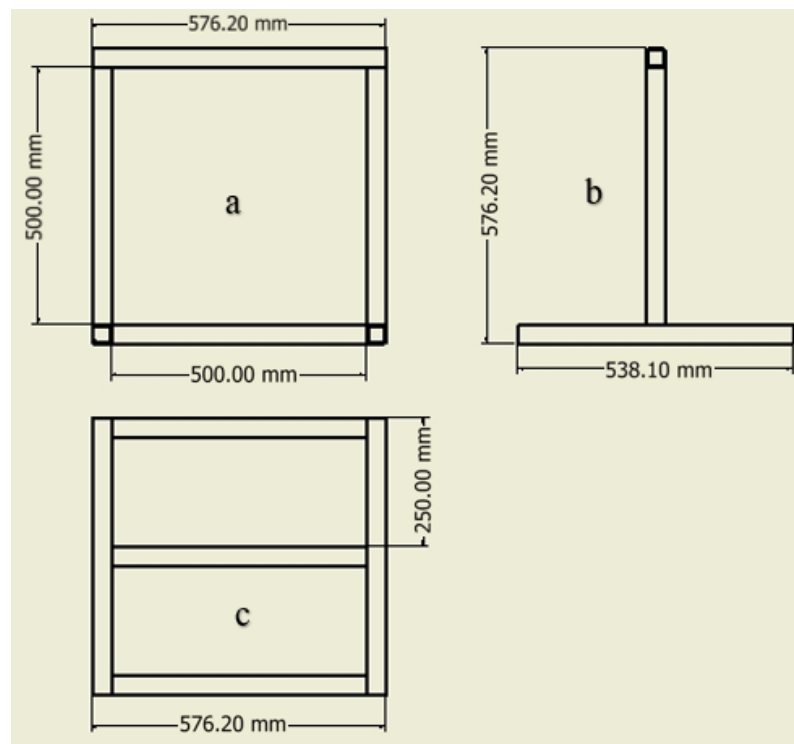
Otro análisis del comportamiento mecánico fue realizado por Wickramatunge y Leephakpreed (2010), planteándolo como un resorte al músculo donde la rigidez dependiente de la presión interna estableciendo un modelo empírico y simulación en base a tres distintos PAMs, disponibles en la industria. La instalación del experimento capaz de captar en tiempo real el largo, la presión del aire interna y la fuerza tirante durante tensión. El modelaje empírico está enfocado en los conceptos de observación y ajustes de datos de experimentos reales en comparación con un modelo matemático el empírico se basa en cantidad de datos para coincidir esos datos en funciones sean lineales o polinomiales razón por la cual es definido como un resorte con su rigidez en relación como un polinomio de segundo orden. La finalidad del estudio con este modelo era si más precisión era necesaria los datos podían ser aplicados en modelos de más alto grado. A partir de esta observación el valor del parámetro de rigidez aumenta mientras la longitud aumenta al ser estirada para una presión dada. Sin embargo, para una longitud estirada dada los resultados de la simulación muestran que la rigidez disminuye cuando la presión aumenta en un rango de baja presión. Por otra parte la rigidez aumenta cuando la presión aumenta después de un valor mínimo. Este comportamiento no lineal puede ser causado por estructuras complejas dentro del mismo PAM, geometría y el material (Wickramatunge & Leephakpreeda, 2010).

VI. FABRICACIÓN DE ESTRUCTURA Y MÚSCULOS

A. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE APARAJE DE PRUEBAS Y ACCESORIOS

En la selección de la estructura de pruebas, se considerando dos puntos en su construcción, que el movimiento permitido dentro de la estructura fuera asumiendo un 50% o más de contracción durante las pruebas y un fácil transporte y modificaciones en la estructura. Optando por el diseño de marco cuadrado con las dimensiones presentes en la Figura 4, las vistas están representadas como Frontal(a), Lateral(b) y Vista por Debajo(c). La estructura fue realizada con tubo cuadrado de acero de 1 ¼ de pulgada de medida y su construcción realizada por soldado por arco voltaico el material proporcionado por el Taller Metal Mecánico de la Universidad del Valle de Guatemala.

Figura 4 Forma y medidas de estructura de pruebas



En la parte superior del marco se realizaron perforaciones para fijacion de dos distintos elementos. El primero un accesorio con rosca que es utilizado para la fijacion y conexión de aire para presión (Figura 5) este conformado por un rectángulo de acero inoxidable con una perforación roscada donde se acoplo un niple roscado conectado a una cruz de latón para conexiones ¼ de pulgada así logrando fijar un extremo del musculo facilitar la conexión de aire comprimido y instalacion de sensor de presión, Eyourlife Universal 150psi (Amazon, 2018). En la Figura 6 se puede apreciar la distribución de las conexiones del accesorio montado y en la Figura 7 un esquema

simplificado de sistema neumatico el compresor usado para la alimentacion de aire comprimido fue un Trupper de 8 bar(116psi) de presion 25 Litros de capacidad (Trupper, 2012).

Figura 5 Accesorio de conexión



Figura 6 Accesorio en montaje completo

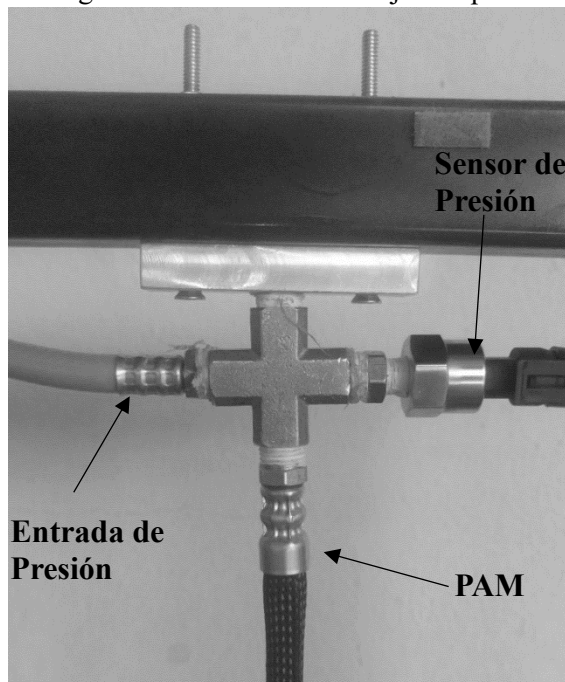
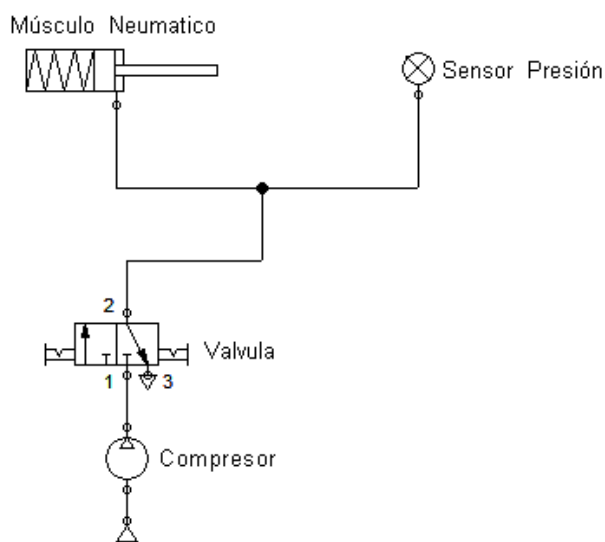
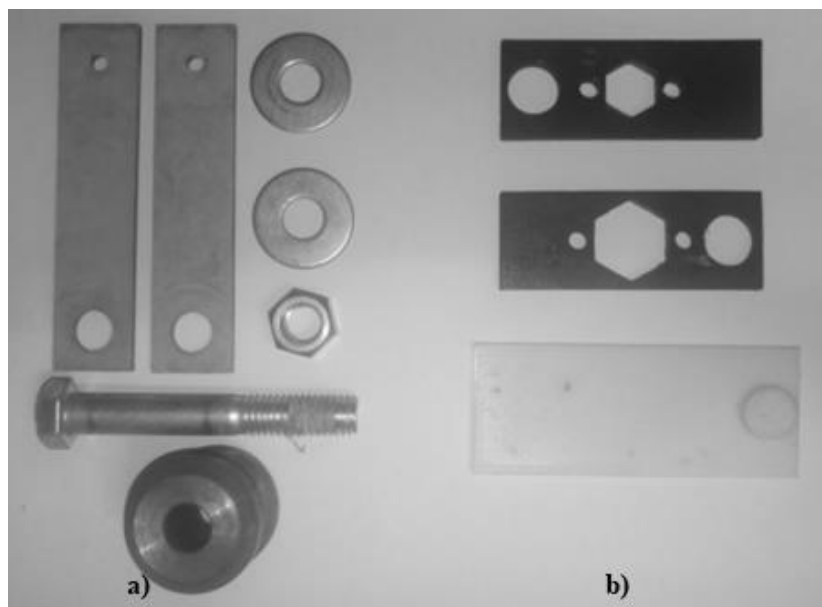


Figura 7 Esquema simplificado Sistema Neumático



Dentro del marco de pruebas se instaló un sistema de poleas de relación 1:1 conformado primeramente de una polea de acero con rosca, y una polea fabricada con un rodamiento de portón metálico sujetado por reglas de MDF al marco fijados por tornillos de 5/8 de pulgada con tuerca y su eje conformado por un tornillo de 1/2 pulgada con tuerca. Figura 8a se puede apreciar los elementos mencionados de la polea fabricada.

Figura 8 a) Elementos polea fabricada b) accesorios medición de movimiento



La polea fabricada era para el montaje de un encoder que mediría el movimiento realizado por el músculo durante las pruebas. Luego de realizar pruebas con encoder magnéticos e infrarrojos se optó por el uso de sensores ultrasónicos para la medición del movimiento realizado por el músculo, en concreto el sensor MB1043 HRLV Maxsonar EZ4 (MaxBotix, 2017). Conforme su datasheet el sensor presentaba una resolución de 1 mm, zona muerta de 30 cm, incertidumbre de +/- 5mm en la medición y una frecuencia de lectura de 10Hz. En la Figura 8b puede apreciarse accesorios utilizados para mediciones con este sensor, la medición de contracción era la diferencia de la posición final del músculo versus su posición inicial más baja captado por el sensor.

Por la selección del sensor ultrasónico se hicieron modificaciones en el marco de la estructura subiéndolo 3 pulgadas (76.2 mm) en consideración de la zona muerta del sensor, pero las distancias agregada en el acople de los músculos por el accesorio antes mencionado no se llegaba a superar la zona muerta del sensor. En consideración de la integridad de la estructura, se optó por elevar la estructura por base de cementos 20cm, para superar la zona muerta del sensor. Igualmente, la polea fabricada fue remplazada y se soldaron dos poleas de acero en el marco interno que mantuvieran el músculo paralelo sobre el eje Y del marco interno y que las cargas sometidas al músculo no interfiriesen con el sensor ultrasónico.

El sistema de poleas final puede apreciarse en la Figura 9 donde el cable de acero fue utilizado para la sujeción de un aditamento (Figura 10) creado para la sujeción de los pesos utilizados en las pruebas dinámicas de la definición del modelo matemático establecido. Todos los sensores fueron alimentados con una fuente de 5V, y conectados a un Arduino UNO, donde la información de estos fue transmitido a una computadora portátil donde presión y contracción fueron ingresados en el ambiente del software Matlab.

Figura 9 Estructura con todos los elementos integrados

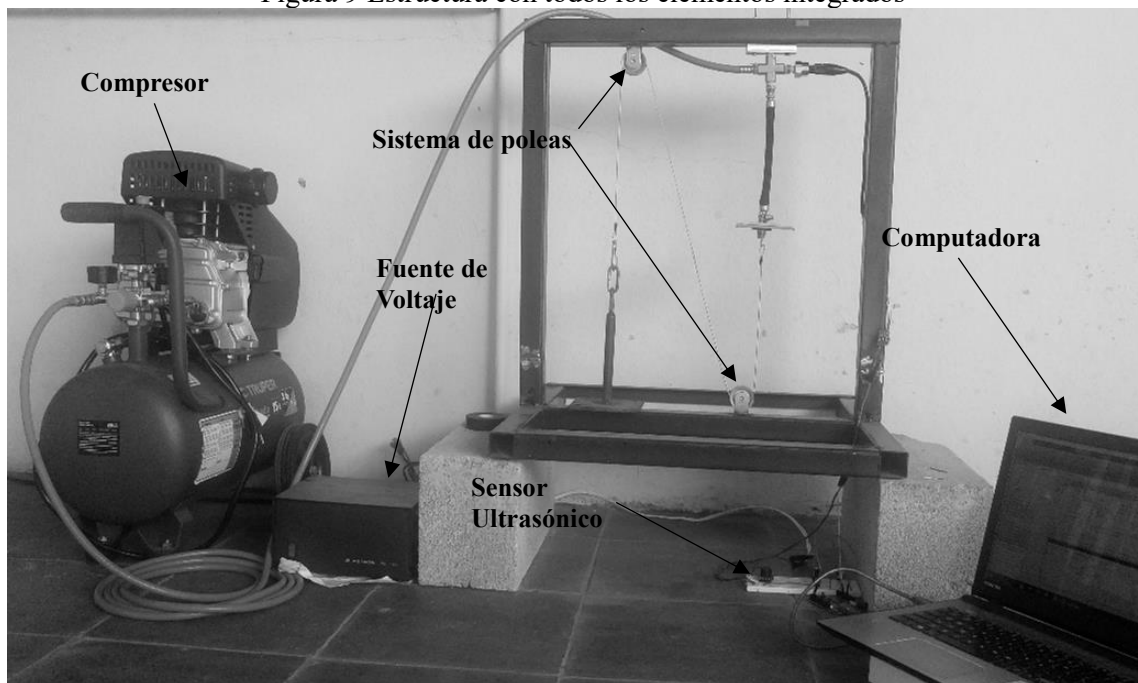


Figura 10 Aditamento de sujeción de pesos para pruebas dinámicas



B. FABRICACIÓN DE LOS MÚSCULOS NEUMÁTICOS.

Se realizaron cuatro configuraciones de músculos, para una comparación de sus comportamientos en las pruebas sus dimensiones pueden apreciarse en la TABLA 1 el grosor de pared de las mangueras es de 1/8 de pulgada para todas la manguera utilizada es una de látex conocida también como manguera ámbar (Orión Representaciones Internacionales, S.A, 2017) que funciona como la vejiga de los músculos el revestimiento entretejido que envuelve al músculo fue de una Manga Tejida Expandible PET (Amazon, 2018) con diámetro máximo 1 pulgada (2.54 cm) también designado como flexo. Los extremos poseían conectores de manguera fijador por férulas presionadas hidráulicamente utilizados para alimentación de presión por un extremo y sellado en el otro la Figura 11 presentan el resultado final de la construcción de dos músculos, los conectores y accesorios fueron obtenidos en Llamasa (Llamasa, 2018). En consideración de las pruebas de presión-carga, se pesaron todas las configuraciones realizadas y se compararon con la carga mínima a utilizar. 1.81 kg (TABLA 2).

TABLA 1 Dimensiones generales de los músculos neumáticos

Designación	Largo manguera	Diámetro Interno	Grosor manguera	Largo Flexo
PAM-A	20 cm	½ pulgada (1.27 cm)	3.18 mm	22 cm
PAM-B	20 cm	¼ pulgada (0.64 cm)	3.18 mm	20 cm
PAM-C	30 cm	½ pulgada (1.27 cm)	3.18 mm	32 cm
PAM-D	30 cm	¼ pulgada (0.64 cm)	3.18 mm	30 cm

Figura 11 Músculos neumáticos PAM-A y PAM-B

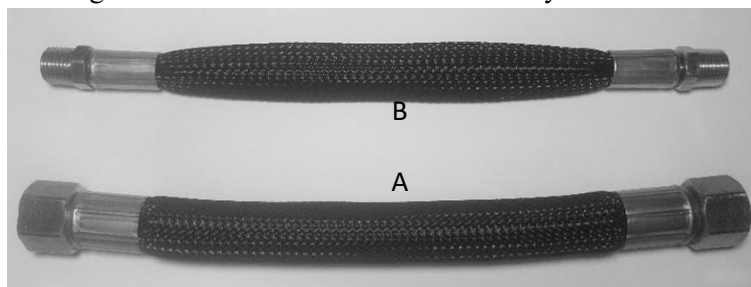


TABLA 2 Pesos de músculos y porcentaje contra carga mínima

Músculo	Peso g	% vs 1.82 kg
PAM-A	131.83	7.28
PAM-B	69.77	3.85
PAM-C	178.36	9.85
PAM-D	80.87	4.47

Según al peso de los PAMs fabricados no supera un 10% de la masa de la carga mínima se despreció el efecto que tendría la masa de estos en las pruebas a realizar y las cargas utilizadas fueron tres pesas en la TABLA 3 se presenta los pesos de cada pesa, y el peso del aditamento mencionado con anterioridad donde se montaban dichas pesas donde la Figura 12 muestra la forma en que dichos elementos fueron pesados.

TABLA 3 Pesos de masas utilizados

Elemento	Peso lb	Peso kg
P1	2	0.91
P2	4.5	2.05
P3	4.5	2.05
Aditamento	2	0.91

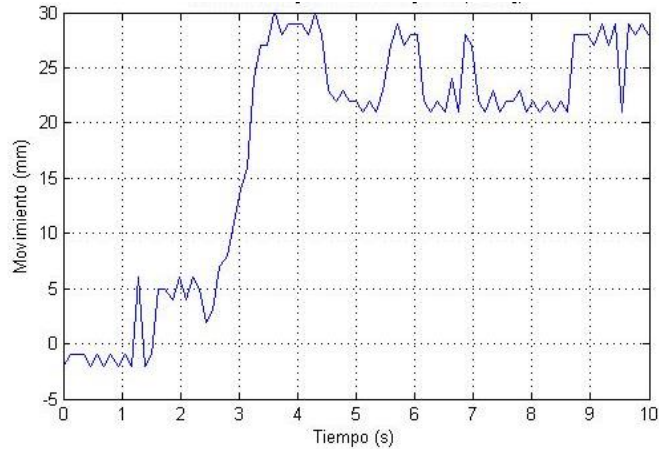
Figura 12 Pesaje de pesos, aditamento y músculo



VII. PRUEBAS

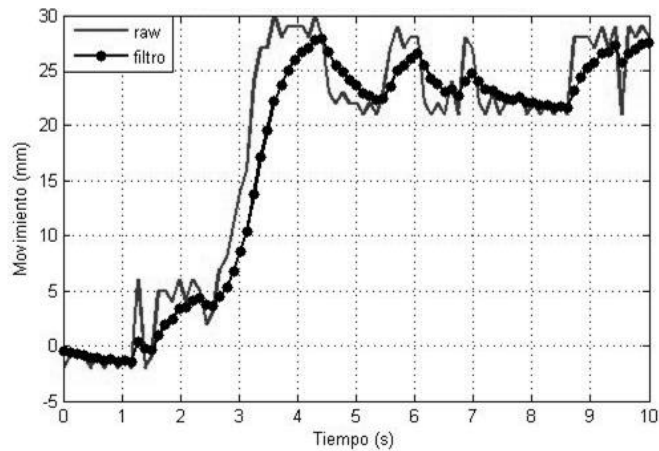
A. FILTRADO DE LOS DATOS

Gráfica 1 Señal sin aplicación de filtro

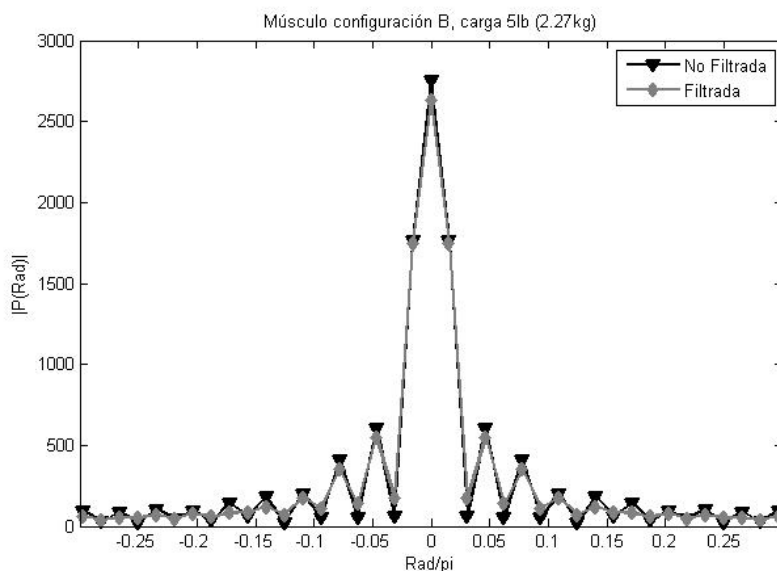


En consideración del ruido en el sensor ultrasónico que se logra apreciar en la Gráfica 1 durante una toma de datos se implementó por medio de Matlab un filtro pasa bajos de primer orden a los datos recopilados (MathWorks, 2018) donde por medio de la variable alfa se modificaba la frecuencia de corte en el filtro. La determinación del valor de alfa fue examinando los datos tanto en el dominio del tiempo y en el dominio de frecuencia por medio de la Transformada Rápida de Fourier con la selección de alfa de 0.75 observando la Gráfica 2 no afecta en gran medida el comportamiento de la serie de datos, pero reduciendo el ruido sobre la señal. y al observar su dominio de frecuencia en la Gráfica 3 se aprecia que no genera cambios significativos en la frecuencia de los datos solamente una leve atenuación en la frecuencia en el eje Y de la señal.

Gráfica 2 Comparación datos con y sin filtro, alfa=0.75



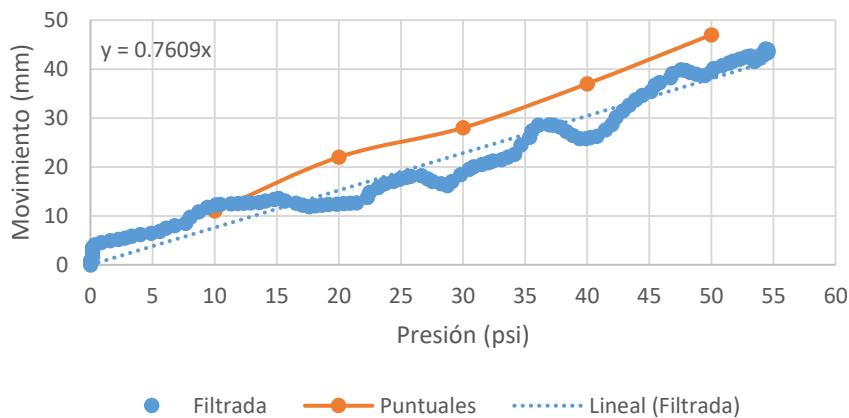
Gráfica 3 Comparación en frecuencia



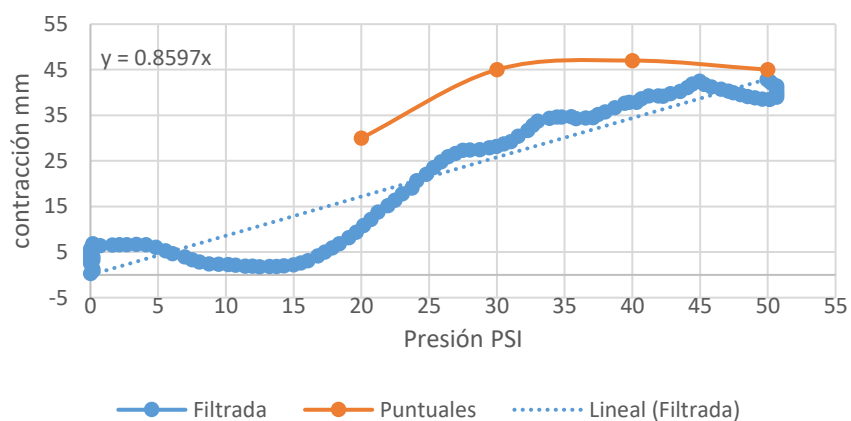
B. CARACTERÍSTICAS DE MOVIMIENTO LIBRE

Con la finalidad de conocer el comportamiento de contracción contra presión de los músculos se realizó pruebas sin carga, donde primero se tomaron medidas en presión constantes de 10-50 psi en incremento de 10 evaluando el máximo rango de contracción efectuado y se compararon con el cambio de contracción con presión variable que cubría los de las presiones constantes para comparación, los resultados pueden observarse en las gráficas 4-7. Determinando características como el umbral de trabajo entre los distintos músculos, su resolución y rango.

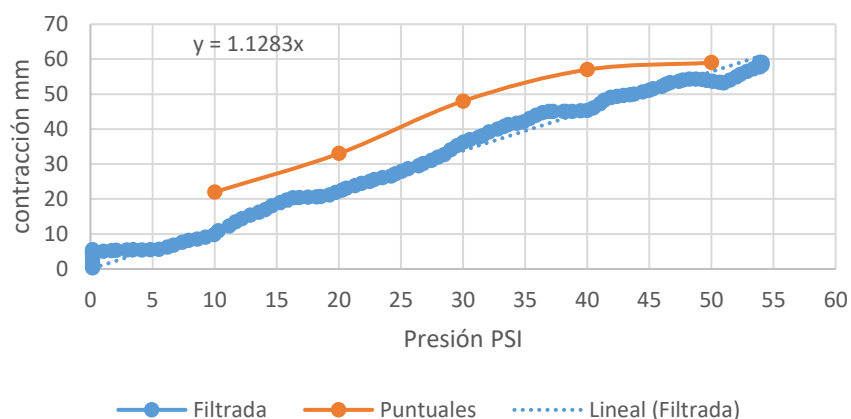
Gráfica 4 Comportamiento PAM-A, sin carga



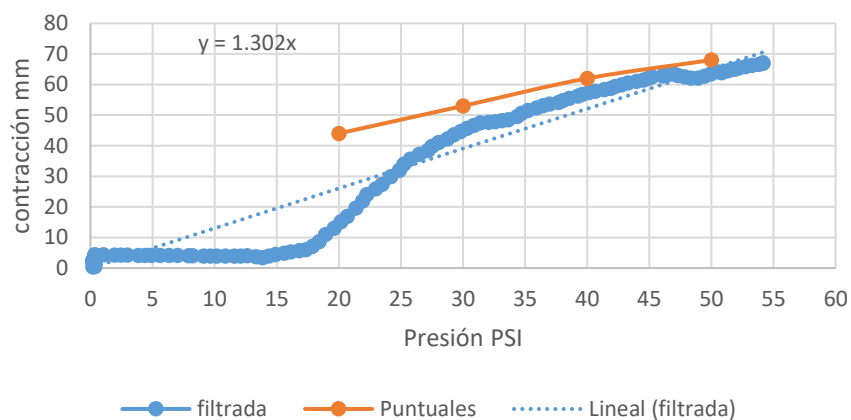
Gráfica 5 Comportamiento PAM-B, sin carga



Gráfica 6 Comportamiento PAM-C, sin carga



Gráfica 7 Comportamiento PAM-D, sin carga



Para la encontrar la sensibilidad se aplicó a los datos de presión variable una regresión lineal, donde la pendiente de esta regresión representaría el cambio de mm/psi de los PAMs donde PAM-B y PAM-D poseían dos sensibilidades en el rango de presión que variaba primeramente entre 20-

25 psi y de 25 psi en adelante. Mientras los PAM-A y PAM-C poseían una sensibilidad única en el rango de presión evaluado. El rango fue el movimiento total realizado en las presiones evaluadas, TABLA 4 presenta los valores de sensibilidad y rango más el de los umbrales de estos PAMs. El mayor umbral de trabajo en los músculos PAM-B y PAM-D ambos de 0.64 cm de diámetro puede ser debido al mismo diámetro, aunque también se considera el espacio libre entre flexo y manguera como un factor.

TABLA 4 Características asumidas de pruebas sin carga

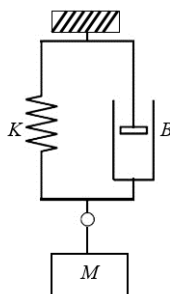
CARACTERÍSTICA	PAM-A	PAM-B	PAM-C	PAM-D
Umbral	3.31 psi	15psi	5 psi	15 psi
Sensibilidad	0.76 mm/psi	P>25 psi 0.86 mm/psi 20<P<25 psi 2.45 mm/psi	1.13 mm/psi	P>25 psi 1.3 mm/psi 20<P<25 psi 3.67mm/psi
Rango	45 mm	45 mm	60mm	70 mm

C. DETERMINACIÓN DE MODELO DINÁMICO

El modelo planteado para la definición del comportamiento de los PAMs al cual los datos serian comparados es el modelo de Voigt (Kelly, 2018) que es una aproximación para el movimiento de materiales viscoelásticos representados por un resorte y amortiguador en paralelo. Con el uso de este modelo se presentó un sistema fisico Figura 12, donde K será el coeficiente elástico del elemento resorte y B el coeficiente de amortiguación del amortiguador y donde M será la carga elevada una altura Y, la contracción que sufre el PAM este sistema presentándose como sistema de masa-amortiguador-resorte (Benguria, 2018), donde su ecuación de equilibrio es la ecuación 3.

$$M\ddot{y} + B\dot{y} + Ky = 0 \quad (3)$$

Figura 13 Sistema fisico simplificado



Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación. 3, con condiciones iniciales igual a 0, $\ddot{y}(0) = \dot{y}(0) = y(0) = 0$, por el estado inicial del músculo que es un estado de reposo, se define la ecuación en el dominio s de frecuencia ecuación 4 se iguala a una entrada fuerza que representa la fuerza generada internamente en el musculo al tener una presión interna.

$$Ms^2Y(s) + BsY(s) + KY(s) = F(s) \quad (4)$$

Se despeja (4) en los términos de $Y(s)/F(s)$ definiendo la función de transferencia (5), luego haciendo la sustitución de $F(t)=P(t)*A$, F es fuerza, P es presión y A el área interna del musculo, en este caso el área de un cilindro $A = D\pi h$, donde D es el diámetro interno del musculo, y h el largo la manguera menos 5 cm descartados por el largo ocupado internamente por los conectores aplicando Transformada de Laplace a esta sustitución obteniendo $F(s)=P(s)*A$ y reemplazando en (4) reordenando para definir $Y(s)/P(s)$ obteniendo (6).

$$\frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Bs + K} \quad (5)$$

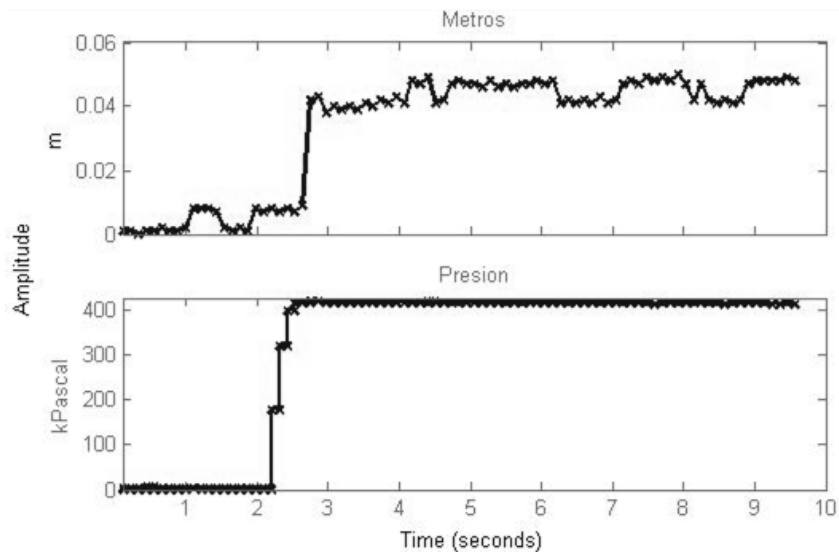
$$\frac{Y(s)}{P(s)} = \frac{A}{Ms^2 + Bs + K} \quad (6)$$

Donde (6) es una función de transferencia con relación presión-contracción. La decisión de dejar en esta relación es porque la variable de entrada principal de estos PAMs es presión y con la contracción del musculo se puede encontrar por su reacción la velocidad y aceleración también usando la masa M que se encuentra integrada en la función de transferencia se puede definir la fuerza generada por el musculo durante el movimiento.

D. ESTIMACIÓN DE COEFICIENTE K Y B

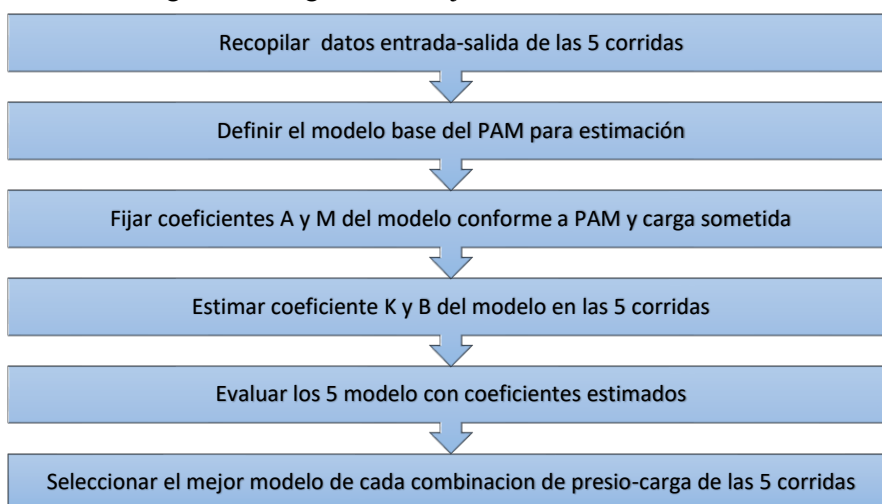
Con el modelo definido para encontrar los coeficientes de K y B de (6) que no son conocidos se realizaron 5 pruebas en combinaciones de presión-carga en el rango de 30 a 60 psi en incremento de 10 donde las combinaciones utilizadas proveniente de las pesas de la TABLA 3, todas estas incluyendo la masa del aditamento fueron las siguientes: P1, P1+P2, P2+P3, P1+P2+P3.

Gráfica 8 Set entrada/salida de datos prueba escalón



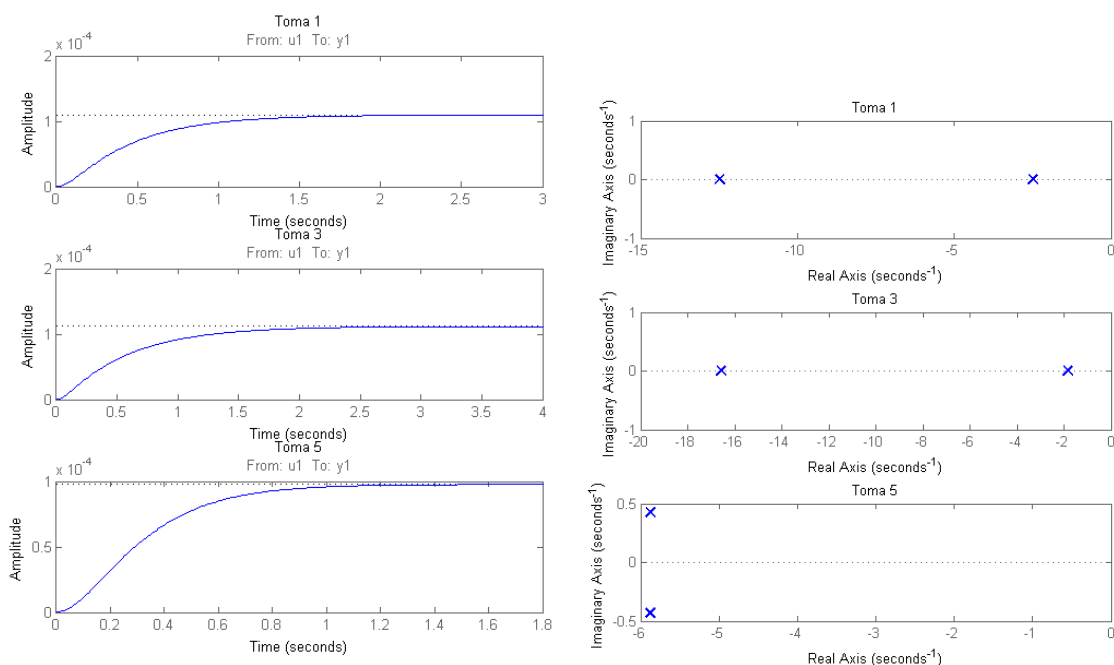
La estimación de los coeficientes en base a los datos de entrada-salida (Gráfica 8) fueron implementados en Matlab en el cual se definió el modelo de transferencia (6) indicando que se estimaran solamente los coeficientes de K y B según cada uno de los datos de entrada-salida, ya que A y M eran constantes entra cada configuración de PAMs y de presión-carga analizados con las dimensionales de los datos de entrada-salida en el sistema internacional convirtiendo psi se volvieron kilo pascales y mm a metros (m). El proceso de esta estimación se presenta en el diagrama de flujo de la Figura 14.

Figura 14 Diagrama de flujo de selección de modelo



El criterio de selección se basó en tiempo que llegaba al equilibrio, tiempo de acentuación, y overshoot de cada modelo estimado y en que los polos estuvieran del lado izquierdo del eje Y, Criterio de estabilidad. (UNLP, 2018) en la Figura 15 presenta las gráficas utilizadas para la selección de modelos en cada combinación de presión-carga.

Figura 15 Reacción escalón (izquierda), polos y ceros (derecha) de modelos estimados

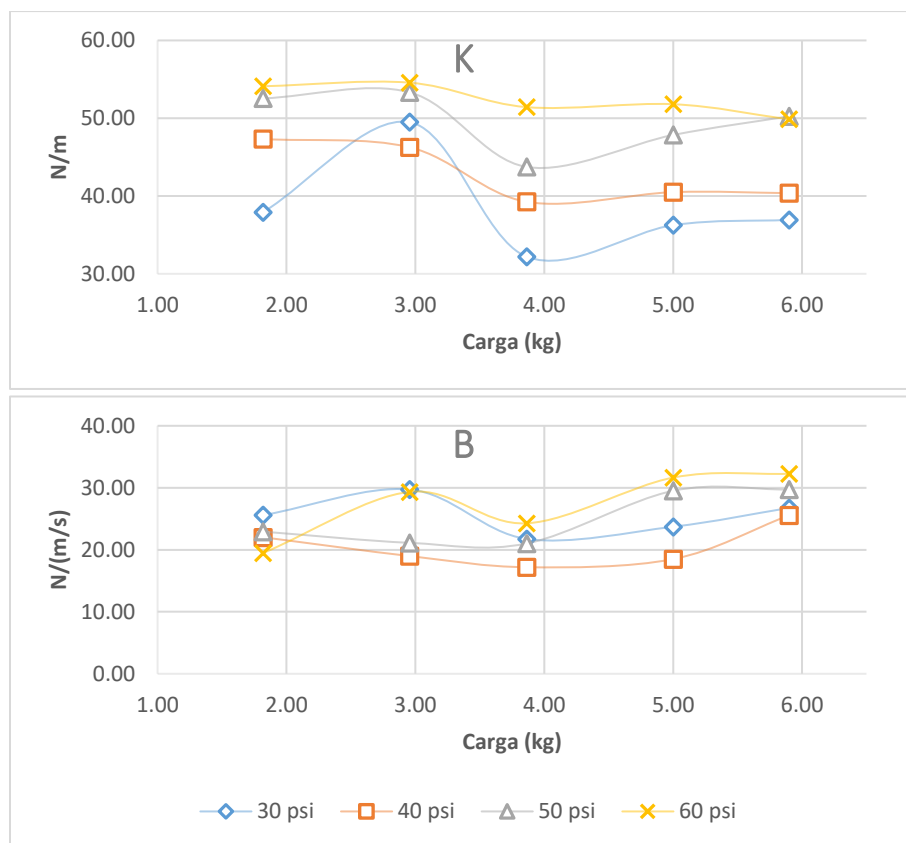


Todos los modelos estimados por el software se entregaron con la forma de (7), encontrándose los valores de K y B en la forma de K/M y B/M . pero la finalidad de esta estimación es emplear

una ecuación de diseño para los comportamientos de K y B según el aumento de la carga, por lo que se multiplicaron por su carga respectiva cada coeficiente para y se graficó todos los coeficientes respecto a la masa en cada configuración de músculos, Gráficos 9-12.

$$\frac{\frac{A}{M}}{s^2 + \frac{B}{M}s + \frac{K}{M}} \quad (7)$$

Gráfica 9 Comportamiento coeficientes PAM-A

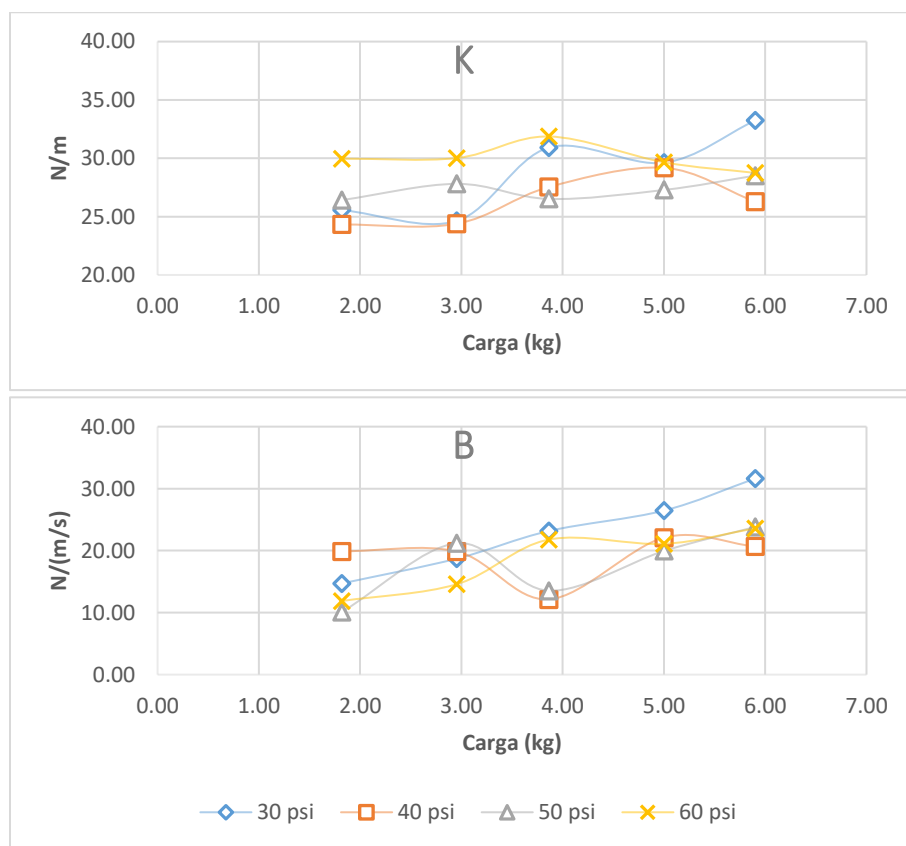


Observando Gráfica 9 de PAM-A, el coeficiente K aumenta conforme la presión, pero disminuye conforme aumenta la carga que este soporta, al ver cómo cambia sus valores con carga fija entre cada presión y que decae el valor final de K estimado conforme avanzamos en las distintas cargas. El coeficiente K no sigue un comportamiento lineal, aunque presenta un patrón en la mayoría de sus puntos. Los valores del coeficiente B se presenta más apegados entre ellos que los de K , e igualmente no presentando un comportamiento como el de K que aumenta con presión o disminuye

con la presión sino más bien manteniéndose entre los rangos de 20 a 30 N/(m/s). Con la Gráfica 15 en anexos observamos que en presiones constante las primeras dos cargas son mayores a las siguientes disminuyendo esta diferencia conforme la presión aumenta, pero siguiendo siempre este comportamiento.

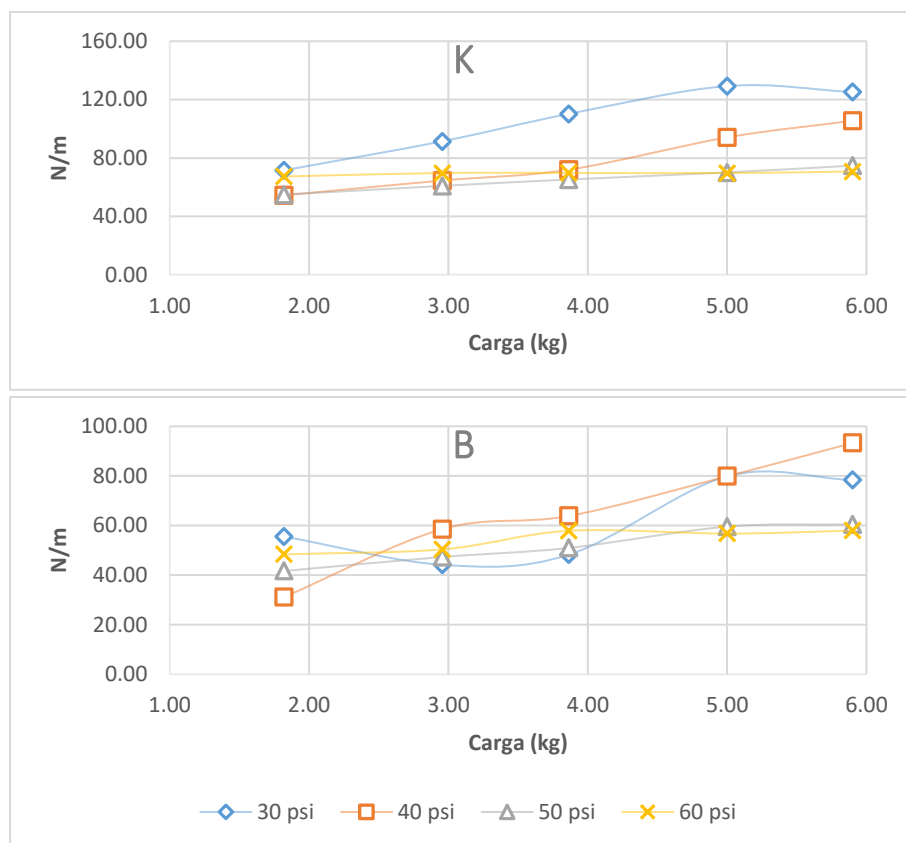
Con PAM-B Gráfica 10 el comportamiento del coeficiente K, fue distinto que con PAM-A, el coeficiente no cambia de igual manera conforme la carga, pero en cargas constante el coeficiente crece conforme la presión, en casi todos los puntos presentando un movimiento más constante o que no cambia significativamente en el cambio de presión-carga. Con el coeficiente B se presenta un aumento conforme la carga en todas sus presiones, pero disminuyendo mientras más aumenta la presión. Ahora si se observa la Gráfica 16 en anexos el comportamiento de ambos coeficientes el aumento conforme la carga está más definido en presión constante, aunque en las mayores presiones utilizadas la tendencia de cambio de ambos coeficientes disminuye esto podría indicar que puede existir un valor final de los coeficientes ya en mayores rangos de presión, es parecido al comportamiento de A en cierta medida ya que indicaría que ambos músculos tienden a un valor específico a mayores presiones. Ahora en comparación con PAM-A, ya que ambos músculos son de 20 cm de largo, pero distintos diámetros PAM-A (1.27 cm) posee mayores coeficientes, aunque no con un mismo cambio que PAM-B (0.64 cm) siendo el coeficiente B más cercano en valores que el coeficiente K

Gráfica 10 Comportamiento coeficientes PAM-B



Con PAMC Gráfica 11 el coeficiente K cambia con una pendiente más definida que PAM-A y PAM-B, aunque en su caso K cambia según la carga en una forma positiva, pero en presión disminuye conforme esta aumenta a diferencia de los anteriores músculos que en la mayoría de puntos K aumentaba con la presión al compararlo con PAM-A, poseen el mismo diámetro, pero distinto largo siendo 20 cm y 30 cm para PAM-A y PAM-C respectivamente donde entre ellos no comparten un mismo comportamiento, no presenta valores cercanos de coeficiente en el rango de cargas y el cambio de valor es mayor en PAM-C. De igual manera el coeficiente de amortiguación B, presenta una pendiente positiva conforme la carga, pero disminuyendo conforme la presión aumenta y en comparación con PAM-A presenta igualmente ninguna igualdad entre ellos en su comportamiento, valores y tendencia de crecimiento.

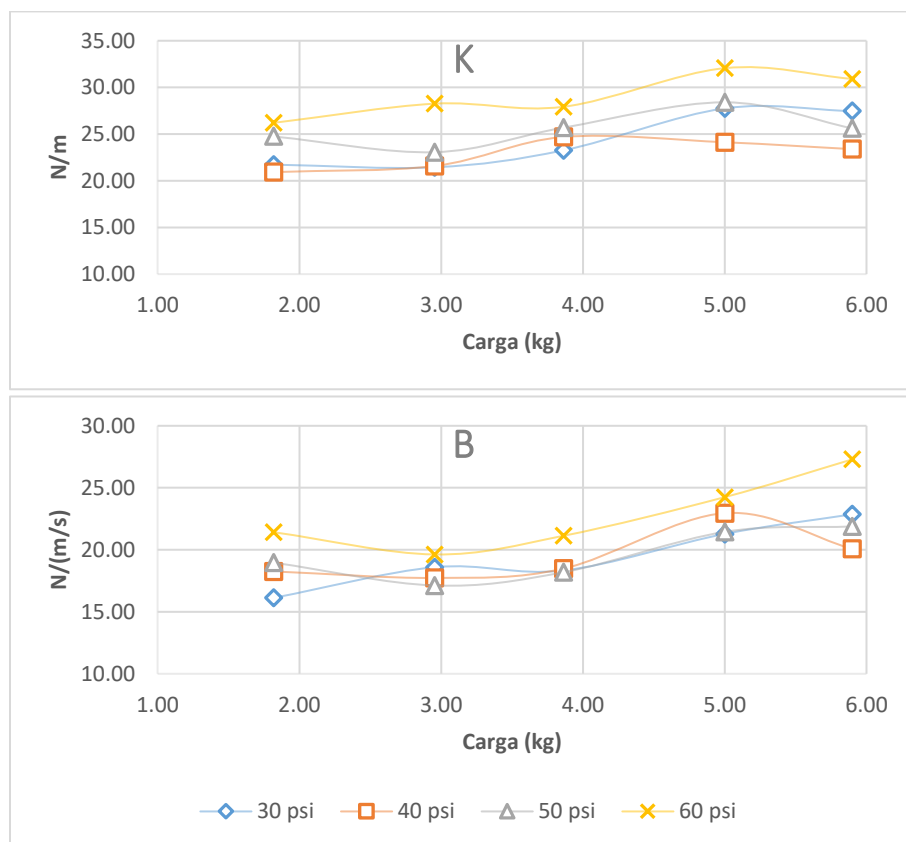
Gráfica 11 Comportamiento coeficientes PAM-C



Los coeficientes de PAM-D Gráfica 12 poseen un aumento conforme la carga y conforme la presión en la mayoría de las combinaciones de presión-carga, Gráfica 12, el coeficiente elástico K de PAM-D presenta una separación entre sus valores de K entre cada valor de presión evaluado como PAM-en contraste con PAM-B y PAM-C igualmente el coeficiente de amortiguación B que presenta un cambio positivo más prominente entre todos los músculos. Individualmente cada músculo en sus coeficientes elásticos no presenta un mismo cambio entre las combinaciones de presión-carga, aunque la mayoría sí presenta un comportamiento de aumento conforme la carga y

en aumento conforme la presión, pero no en el mismo cambio. Con relación al coeficiente de amortiguación B, este presenta mayormente el aumento conforme la carga, pero en uno músculos aumenta con la presión PAM-D o disminuye con la presión PAM-B y PAM-C.

Gráfica 12 Comportamiento coeficientes PAM-D



Los PAMs en general presentan una dependencia a la carga sometida a través de cada valor de presión evaluado, aunque no un mismo comportamiento en esta dependencia este resultado del comportamiento de los coeficientes puede ser debido a efectos del material látex más efectos de la geometría de los PAMs y cómo afecta esto en los comportamientos de los coeficientes además puede ser debido también a muchas no linealidades como la fricción entre látex y flexo, la elasticidad de los materiales, deformaciones por esfuerzos provocados al cambiar de volumen entre otros cambios físicos que los elementos podría sufrir durante su contracción tanto ellos mismos como la interacción con los demás elementos, todas estas no linealidades que no son incluidas en el modelo de nuestra función de transferencia para la realización de las estimaciones de los coeficientes K y B. un ejemplo de consideración de no linealidades es el cambio de volumen que Chou y Hannanford (1996) consideraron en su modelo de músculos siendo igualmente un cilindro perfecto y que el cambio de volumen estaba ligado con el ángulo del tejido respecto al eje central del músculo mientras la asunción de nuestro modelo es en base al área interna de este cilindro perfecto sin consideración del cambio de volumen que sufre el musculo durante su contracción.

VIII. MODELOS

Las presentaciones de los modelos para cada una de las configuraciones se presentan en la forma de (8), donde A, que es el área interna del cilindro del PAM, m la masa de carga. Y Bx y Kx, función lineal dependiente de la masa, m. La dimensional de m será de kilogramos (kg). También presentaremos modelos promedios para cada musculo. Todos los modelos promedios son escogidos de los datos filtrados, en anexos se presenta un link con todos los datos y códigos utilizados para la estimación de los modelos y funciones.

$$\frac{A}{ms^2 + B_x s + K_x} \quad (8)$$

A. Modelos promedios y funciones lineales

Los coeficientes en los modelos son el promedio de los coeficientes de los datos filtrados encontrados en cada combinación de carga-presión de las corridas. Para las funciones lineales se determinó una regresión lineal de los promedios de las presiones conforme la carga mientras para los modelos es el promedio general de los coeficientes. Para los modelos promedios se evaluó su reacción al escalón Gráfica 13 para determinar ciertas características que se aprecian en la TABLA 5.

Gráfica 13 Respuesta al escalón modelos promedios

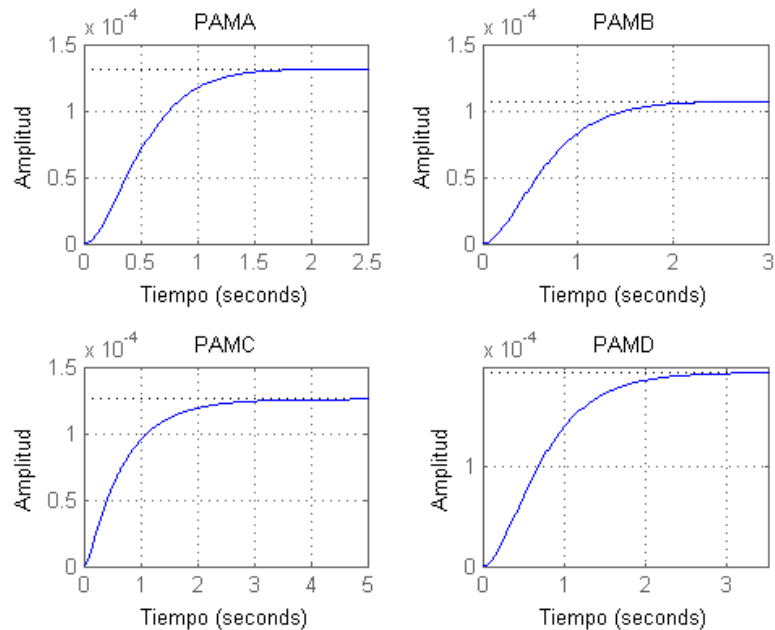


TABLA 5 Características modelos promedios

Características	PAMA	PAMB	PAMC	PAMD
Tiempo de subida (s)	0.866	1.130	1.460	1.332
Tiempo de asentamiento (s)	1.429	1.884	2.650	2.326
Overshoot %	0.0720	0.0315	0	0

La reacción del tiempo de subida de los modelos promedios nos indica que para sistema con reacciones menores a 1 segundo el control de estos músculos puede ser afectado y que el resultado del modelo no sea el adecuado. (8a) al (8d) son los modelos promedios de cada PAMs, mientras (9a) al (9d) son las funciones dependientes de m para los coeficientes K y B de la función de transferencia de la forma (8) donde m será reemplazada por la masa utilizada con las funciones.

1. Modelo promedio y funciones para PAM-A

$$\frac{0.006}{3.91s^2 + 24.55s + 45.80} \quad (8a)$$

$$B_A = 1.3066m + 19.449; \quad K_A = -1.3387m + 51.029 \quad (9a)$$

2. Modelo promedio y funciones para PAM-B

$$\frac{0.003}{3.91s^2 + 19.54s + 28.12} \quad (8b)$$

$$B_B = 2.5028m + 9.7631; \quad K_B = 0.7254m + 25.29 \quad (9b)$$

3. Modelo promedio y funciones para PAM-C

$$\frac{0.01}{3.91s^2 + 58.20s + 79.54} \quad (8c)$$

$$B_C = 7.4215m + 29.202; \quad K_C = 8.1798m + 47.582 \quad (9c)$$

4. Modelo promedio y funciones para PAM-D

$$\frac{0.005}{3.91s^2 + 20.30s + 25.73} \quad (8d)$$

$$B_D = 1.2618m + 15.369; \quad K_D = 1.1222m + 21.078 \quad (9d)$$

Se puede apreciar que mayormente todas las funciones, presenta una pendiente positiva. Con excepción del coeficiente K de PAM-A debido a el comportamiento encontrado en las estimaciones de K. Para comprobar cómo se apegan los modelos con datos recopilados se realizó una comparación entre las corridas de 3.86 kg con los modelos promedios establecidos por la masa promedio, para comprobar las diferencias entre el modelo establecido y la medición real captada en las corridas ya que como se mencionó la carga afecta en el comportamiento del modelo. En Gráfica 14 se presenta el de PAMC, los demás modelos se presentarán en anexos (Gráficas 19-21).

Gráfica 14 Simulación modelo promedio PAM-C

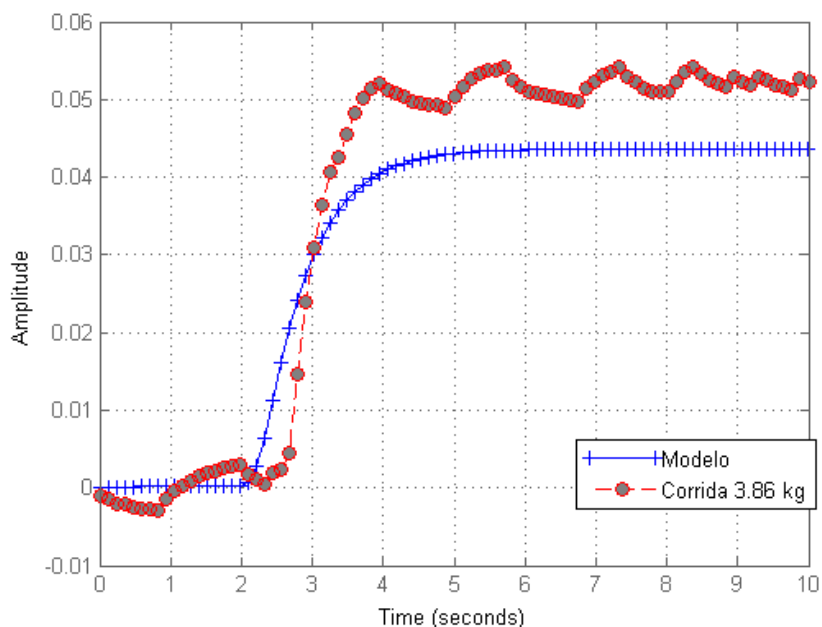


TABLA 6 Valor coeficiente de corrección

Presión psi	Coefficiente
30	0.7
40	1
50	1.2
60	1.2

$$C_c = 0.017p + 0.26 \quad (10)$$

Donde solamente el modelo de PAMC, presenta una diferencia entre los datos recopilados y el entregado por el modelo, con la misma entrada de presión. Los demás modelos se presentan más cercanos a sus mediciones reales. Igualmente se realizó una simulación Gráfica 22 para apreciar el comportamiento entre 0 a 60 psi de los modelos promedios donde el modelo de PAM-C, presentaba un valor menor a los valores reales para corrección del modelo y el resultado de este mismo se experimentó con un coeficiente de

corrección que se multiplicaba al modelo. En TABLA 6 se presenta los coeficientes utilizados para cada presión en carga de 3.86 kg del modelo PAMC, además de una función lineal para determinar el coeficiente para modelo de PAMC (10) en la Gráfica 26 se presenta la mejora del modelo con la anterior comparación de la corrida 3.86 kg, Gráfica 14.

IX. PRUEBAS DESTRUCTIVAS

Se realizo pruebas destructivas con la finalidad de conocer el rango máximo de presión en que los PAMs construidos pueden soportar por medio de una grabación para anotar la presión del fallo del músculo donde se usó una bomba manual hidrostática donde dicha presión fue indicada por dos manómetros equipados, uno de rango de 300 psi y resolución 5 psi y un segundo con rango de 2000 psi y resolución de 50 psi para verificar presiones por debajo del umbral de trabajo del segundo manómetro de 150 psi comenzando la medición con el primer manómetro de 300 psi llegando al rango de 250 psi y cambiando al segundo manómetro por medio de un sistema de válvula que removía de la línea al primer manómetro de 300 psi y se procedía con el segundo manómetro hasta completamente hacer fallar al musculo, siendo el fallo considerado en cualquier forma que logre hacer que el musculo sea no utilizable de nuevo.

Figura 16 Equipo pruebas destructivas

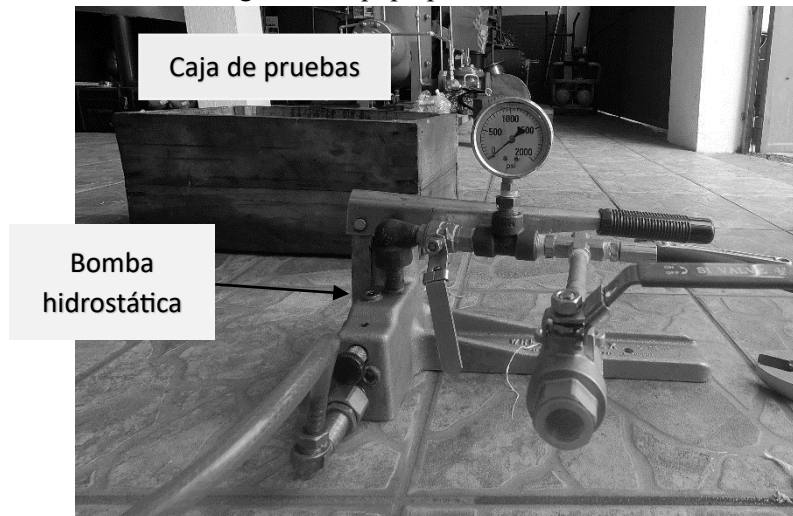


TABLA 7 Presiones máximas en cada configuración de músculos

Musculo	Psi	Mpa	Falla
PAMA	400	2.758	Manguera
PAMB	235	1.620	Manguera
PAMC	350	2.413	Flexo
PAMD	250	1.724	Manguera

La bomba hidrostática trabaja en el principio de desplazar agua dentro de una manguera o en este caso el PAMs por medio de cilindros. Aumentando con cada desplazamiento de agua dentro del PAMs la presión interna del mismo que se genera por la limitación que otorga el PAM para que el agua se siga desplazando en la línea de alimentación. La bomba hidrostática fue proporcionada por Servicios Técnicos Especializados (Serteces, 2018). En la TABLA 7 se recopila las presiones

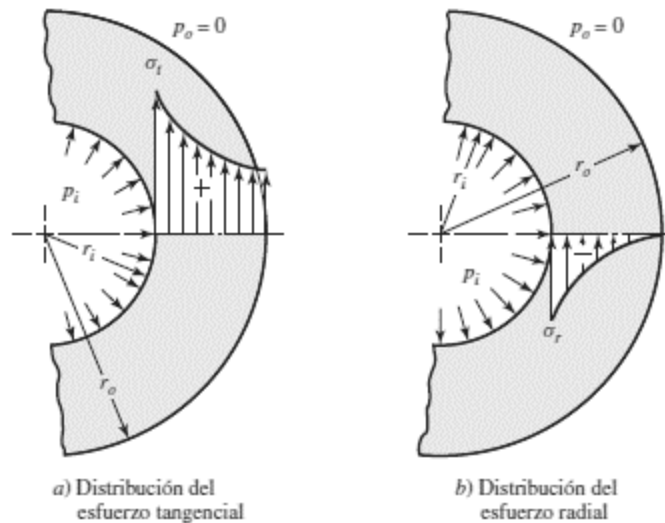
máximas alcanzadas en las pruebas y el elemento que fallo en esa configuración en la mayoría de los músculos la manguera sufrió la rotura solo siendo un musculo el que sufrió el fallo en el flexo.

Se realizó un análisis de Esfuerzo de Cortante Máximo para confirmar si los esfuerzos generados en las distintas presiones eran esfuerzos que producirían falla en los PAMs. Se determino dichos esfuerzos con las fórmulas de esfuerzos en cilindros (10), asunción tomada por la geometría de los PAMs, además los radios utilizados serán los originales antes de la expansión, ya que las fallas de los PAMs ocurrieron cerca de los extremos.

$$\sigma_l = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} ; \sigma_t = \frac{r_i^2 P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) ; \sigma_r = \frac{r_i^2 P_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (10)$$

Donde P_i es la presión interna, r_i el radio interno, r_o el radio externo, r variable que se modifica entre los rangos de r_i a r_o para determinar el cambio de los esfuerzos a través del espesor de ambos materiales como se puede observar en la Figura 17 siendo σ_l es el esfuerzo longitudinal σ_t el esfuerzo tangencial y σ_r el esfuerzo radial. Donde P_o es la presión externa en este caso la ambiente que no genera ninguna fuerza sobre el PAM y, por lo tanto, es 0. TABLA 8 se encuentra los esfuerzos principales calculados con (10) para el segmento alrededor de extremo cerca de la férula.

Figura 17 Distribución de los esfuerzos de la formula



(Budynas, y otros, 2008)

TABLA 8 Distribución de esfuerzos en la parte interna y externa de los PAMs

ESFUERZO (MPA)	RADIO INTERNO			RADIO EXTERNO		
	Tangencial	Longitudinal	Radial	Tangencial	Longitudinal	Radial
PAM-A	7.17	2.21	-2.76	4.41	2.21	0
PAM-B	2.70	0.54	-1.62	1.08	0.54	0
PAM-C	6.27	1.93	-2.41	3.86	1.93	0
PAM-D	2.87	0.57	-1.72	1.15	0.57	0

El criterio de falla aplicado es la teoría de Tresca o la teoría de Esfuerzo de cortante máximo (11) la cual estipula Según Diseño En Ingeniería Mecánica (Budynas, y otros, 2008).

«...la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir.»

Donde la fluencia es el punto donde un material presenta un aumento rápido de su deformación unitaria sin que los esfuerzos incremente correspondientemente.

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad (11)$$

Donde σ_1 y σ_3 son parte de los esfuerzos principales los cuales deber ser ordenados $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ para nuestros esfuerzos serian $\sigma_1 = \sigma_{tangencial}$, $\sigma_2 = \sigma_{longitudinal}$, $\sigma_3 = \sigma_{radial}$ para todos los PAMs tanto en sus radios internos como externos. Y S_y es la resistencia a la fluencia o punto de fluencia del material, en la TABLA 9 se presenta rangos típicos del punto de fluencia de los materiales y la TABLA 10 presenta los esfuerzos del cortante máximo usando (11) (UL, 2018).

TABLA 9 Rangos de punto de fluencia de materiales

MATERIAL MPA	LATEX		PET	
	Min	Max	Min	Max
	2.999	23.03	39.30	146.86

TABLA 10 Esfuerzos de cortante máximo

ESFUERZO	RADIO INTERNO	RADIO EXTERNO
	MPa	
PAM-A	9.93	4.41
PAM-B	4.32	1.08
PAM-C	8.69	3.86
PAM-D	4.60	1.15

Aplicando el criterio de (11) se observó que los esfuerzos del radio interno y externo de los PAM-A y PAM-C eran mayores al punto de fluencia mínimo típico del látex y según el criterio determina

que el PAM entro en fluencia llevándolo a la falla igualmente sucede en PAM-D, aunque solamente los esfuerzos en el radio interno superan el mínimo típico igualmente PAM-C pero en su caso se observó la expansión del látex y el desarme del entretejido de PET como se observa en la Figura 18

Figura 18 PAM-C estado luego de prueba destructiva



Para PAM-C luego de liberar la presión se observó que el entretejido no había sufrido ninguna rotura en sus tejidos, sino que se liberó del prensado por la férula esto ocasionando que se desarmara el entretejido como se observa en la Figura 19, un error de construcción desperfecto y no de falla por el material. Aunque el látex ya presentaba indicios de fallo en su extremo ya que presentaba agrietamiento como se puede observar en la Figura 20 en el área donde se expandió al desarmarse el entretejido de la Figura 18.

Figura 19 Estado del entretejido de PAM-C sin presión



Para los demás PAMs por el criterio del esfuerzo cortante máximo los esfuerzos indica que el material PET no debería de entrar en fluencia por los esfuerzos aplicados a él, que en este caso solamente los del radio externo son lo que lo afectan en mayor medida. La fórmula (12) nos ayudara a determinar el factor de seguridad n que nos ayudara a determinar la presión máxima

permitida que deberíamos someteré los PAMs usando de base el material Látex siendo el que posee el valor típico más bajo de punto de fluencia.

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n} \quad (12)$$

Donde σ_1 es nuestro esfuerzo tangencial y σ_3 nuestro esfuerzos radial siguiendo la regla en donde se ordenan los esfuerzos $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ y según la TABLA 8 por lo que en (12) se reemplazan las fórmulas de esfuerzo tangencia y radial de (10) y despejando para la presión interna(Pi) para cada PAMs en referencia del factor de seguridad n (13) se usó r igual a ri ya que es donde se encuentra los mayores esfuerzos aplicados al látex.

$$P_i = \frac{S_y(r_o^2 - r_i^2)}{2nr_o^2} \quad (13)$$

TABLA 11 Presiones máximas con distintos factores de seguridad

FACTOR DE SEGURIDAD	1	1.5	2
PRESIÓN	psi	psi	psi
PAM-A	120.83	80.56	60.42
PAM-B	163.13	108.75	81.56
PAM-C	120.83	80.56	60.42
PAM-D	163.13	108.75	81.56

El factor de seguridad es una medida de diseño que nos permitió establecer rangos de trabajo que nuestros PAMs, con un factor de 1.5 es un rango de trabajo de presión utilizable con compresores de 8bar de presión (116 psi MAX), como el Trupper utilizado en este trabajo. Los rangos establecidos con un factor de 1 son los máximos que se deberán de trabajar los PAMs ya que a esas presiones no se puede asegurar que no ocurran fallas en los PAMs durante cualquier uso o aplicaciones que se estén utilizando.

X. CONCLUSIONES

- 1) Por investigaciones como Chou y Hannanford (1992), Daerden(2002) y el planteamiento de un modelo base de comportamiento como modelo Voight(Kelly, 2018) se definieron pruebas que lograran entregar modelos de coeficiente que definen el comportamiento de los PAMs tanto promedios (8a) al (8d) como en dependencia de la carga sometida a ellos (9a) al (9d).
- 2) Los modelos por su comportamiento en las Gráficas 19-23 indicaron que son modelos matemáticos que pueden servir como herramientas de ayuda para implementaciones de los PAMs, aunque solamente en PAMs con estas dimensiones y materiales estudiados.
- 3) El cambio de presión en los PAMs indicó que mismos largos presentan un rango de contracción similar aun con diámetro distinto siendo 45 mm para los de 20 cm y 60-70 mm para los de 30 cm (TABLA 4) con la sensibilidad existe un incremento por el cambio de largo del PAM con un aumento en el caso de PAM-A(20 cm largo) y PAM-C (30 cm largo) de 1.27 cm de diámetro incremento de 0.76 a 1.13 mm/psi su sensibilidad por el cambio de longitud del musculo.
- 4) Los cambios de diámetro de los PAMs presentan un mayor umbral de trabajo (TABLA 4) en los PAMS de 0.64 cm siendo 15 psi necesitando más presión para sufrir una contracción notable por el sensor ultrasónico en comparación con los de 1.27 cm con un umbral de 3.31-5 psi, para el caso de los PAMs construidos en este estudio.
- 5) Observando la dependencia de los coeficientes K y B con las variables presión-carga Gráficas 9-12 que presentan similitudes en ciertos puntos, pero no se definió un modelo generalizado para cualquier geometría de PAMs que pudieran fabricarse, sino modelos independientes para cada geométrica.
- 6) Las pruebas con bomba hidrostática Figura 16 determinaron los valores máximos de presión soportados por los PAMs fabricados, TABLA 7, siendo para los PAMs de 1.27 cm de diámetro entre 350-400 psi y de 235-250 psi para los de 0.64 cm de diámetro con el criterio de falla (11) y factor de seguridad, TABLA 11, se estableció que la presión máximas para los PAM-A y PAM-C sea de 120.83 psi y 163.13 psi para PAM-B y PAM-D.

XI. RECOMENDACIONES

- 1) Con los rangos establecidos de presiones por las pruebas destructivas TABLA 11 realizar análisis de los coeficientes K y B con el modelo planteado para identificar el comportamiento en rangos mayores a 60 psi con los PAMs de esta fabricación.
- 2) Se debe analizar el comportamiento de K y B con el uso de agua o líquidos como medio de impulsar los músculos para verificar la posibilidad de uso de los mismo en aplicaciones acuáticas y determinar cambios que puedan ocurrir por diferencia de densidad y compresibilidad en comparación con aire comprimido.
- 3) Modificar el modelo planteado para consideraciones de no linealidades para establecer un modelaje que se apegue más al comportamiento de las Gráficas 4-7 para aplicaciones que esta precisión en la contracción sea necesaria.
- 4) Realizar pruebas usando largos de flexo que presenten mayor espacio libre entre vejiga y flexo como menor grosor de pared de manguera para verificar confirmar su efecto en el umbral de trabajo de los PAMs.

XII. BIBLIOGRAFÍA

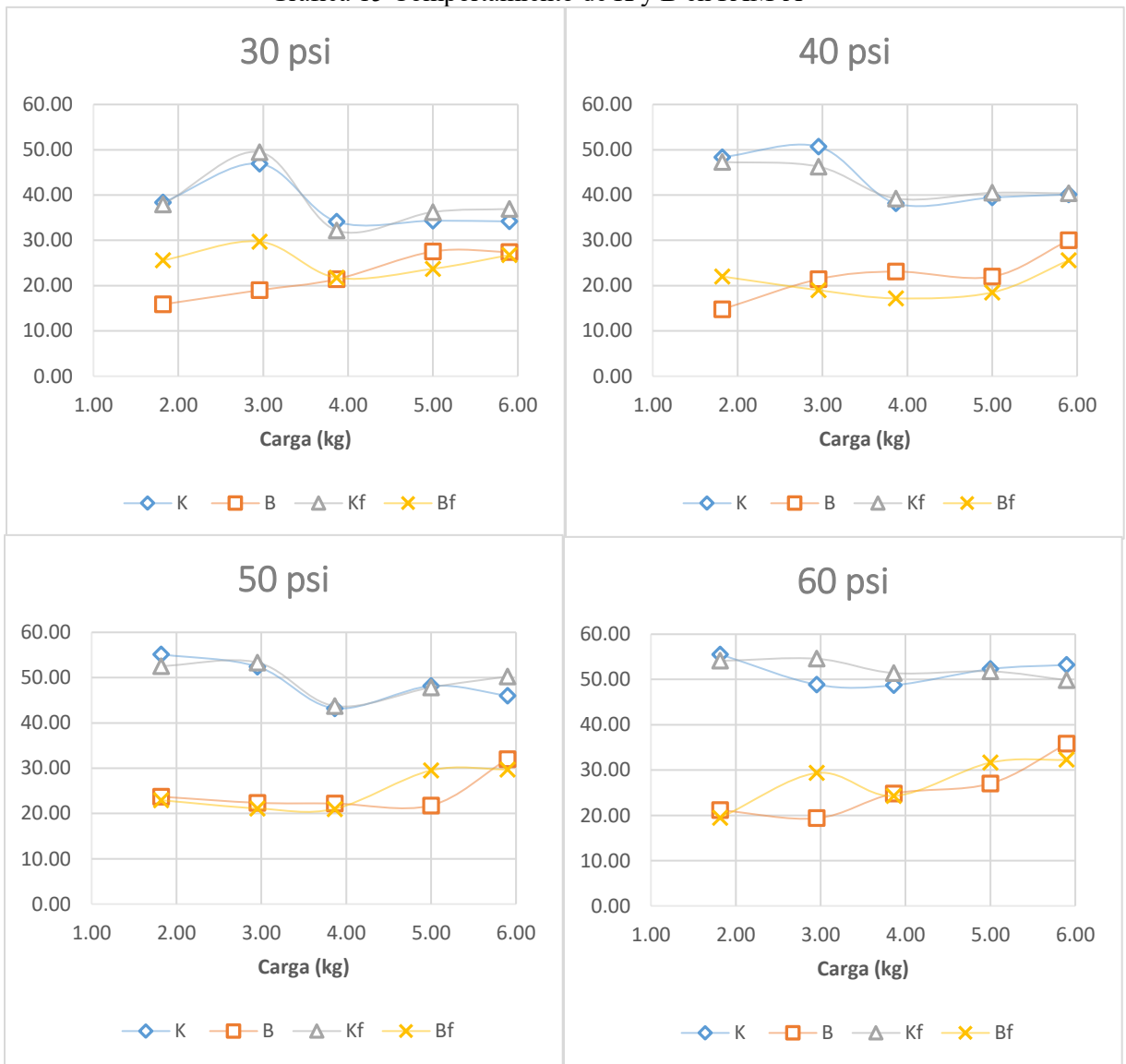
- Amazon. 2018.** Amazon.com Inc. [En línea] 2018.
<https://www.amazon.com/Eyourlife-Universal-Pressure-Transducer-Solenoid/dp/B00RCPDUTY>.
- **2018.** Amazon.com, Inc. [En línea] 2018.
https://www.amazon.com/PET-Expandable-Braided-Sleeving-10ft/dp/B00ZATOEU8/ref=sr_1_2?s=hi&ie=UTF8&qid=1521594127&sr=1-2&keywords=1+PET+Expandable+Braided+Sleeving+10ft.
- Areny, Ramón Pallás. 2004.** *Sensores y Acondicionadore de señal*. 4to. Barcelona, España : MARCOMBO,S.A, 2004.
- Atlantic International University. 2016.** Open Courses. [En línea] 2016.
<https://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%202.pdf>.
- Benguria, Rafael D. 2018.** Instituto de Fisica Pontifica Universidad Catolica de Chile.
[En línea] 2018. <http://www.fis.puc.cl/~rbenguri/SystemMassSpringShock.pdf>.
- Budynas, Richard G. y Nisbett, J. Keith. 2008.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Octava. México : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA, 2008. 978-0-07-312193-2.
- Chou, Ching-Ping y Hannaford, Blake. 1996.** *Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles*. IEEE Trans. Robotics and Automation 12, págs. 90-102.
- Daerden, Frank & Lefeber, Dirk. 2002.** *Pneumatic Artificial Muscles: actuators for robotics and automation*. 47, 2002, European Journal of Mechanical and Environmental Engineering.
- Kelly, PA. 2018.** *Mechanics Lecture Notes: An Introduction to Solid Mechanics*. 2018.
- Llamasa. 2018.** Llamasa mas que mangueras. [En línea] 2018. <http://www.llamasa.com/>.
- MathWorks. 2018.** The MathWorks, Inc. [En línea] 2018.
<https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html#buuuty-6>.
- **2018.** The MathWorks, Inc. [En línea] 2018.
<https://blogs.mathworks.com/steve/2010/06/25/plotting-the-dtft-using-the-output-of-fft/>.
- **2018.** The MathWorks, Inc. [En línea] 2018.
<https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/filter.html>.
- MaxBotix. 2017.** MaxBotix Inc. [En línea] 2017.
https://www.maxbotix.com/Ultrasonic_Sensors/MB1043.htm.
- Mendoza G, Ricardo F. 2018.** Universidad de Tarapaca. [En línea] 2018.
http://www.eudim.uta.cl/rmendozag/courses/2012/sistemas_de_sensores_y_actuadores/sistemas_de_sensores_y_actuadores_05.pdf.
- Orion Representaciones Internacionales, S.A. 2017.** Orion . [En línea] 2017.
<https://orionguatemala.com/es/inicio/>.
- Pallas, Areny. 2014.** *Sensores y acondicionadores de señal*. Cuarta. Barcelona : Marcombo, S.A, 2014.
- Ranjan, R, y otros. 2012.** SemanticScholar. [En línea] 2012.
<https://www.semanticscholar.org/paper/Theoretical-and-Experimental-Modeling-of-Air-Muscl-Ranjan-Upadhyay/21b494c3cffdb2ce3eb825d7ee261f4834fe60cf>.
- Salvador, A. 1988.** *Introduccion a la Neumatica*. Barcelona : Marcombo, S.A, 1988.
- Salvador, Antonio Guillen. 1988.** *Introducción a la Neumatica*. Barcelona, España. MARCOMBO, S.A., 1988.

- Serteces. 2018.** Servicios Tecnicos Especializados. [En línea] 2018. <http://serteces.com/contacto/>.
- Smith, Steven W. 1998.** DSP Guide. [En línea] 1998. <http://www.dspguide.com/>.
- Trupper. 2012.** TRUPER S.A. . [En línea] 2012. <https://www.truper.com/CatVigente/116.php>.
- UL. 2018.** Prospector. [En línea] 2018.
<https://plastics.ulprospector.com/es/generics/60/c/t/caucho-de-polibutadieno-pbr-properties-processing/sp/4>.
- **. 2018.** Prospector. [En línea] 2018.
<https://plastics.ulprospector.com/es/generics/37/c/t/poliester-poliester-properties-processing/sp/17>.
- UNLP. 2018.** Facultad de Ingenieria UNLP. [En línea] 2018.
<https://catedra.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/controlm/electricista/archivos/apuntes/ca p4.pdf>.
- Wickramatunge, Kanchana Crishan y Leephakpreeda, Thananchai. 2010.** SemanticScholar. [En línea] 2010. <https://www.semanticscholar.org/paper/Study-on-mechanical-behaviors-of-pneumatic-artific-Wickramatunge-Leephakpreeda/835d384fc32ffd2389bbf86cc25ae57c8f736d71>.
- Wolfram Research Inc. 2018.** Wolfram MathWorld. [En línea] 2018.
<http://mathworld.wolfram.com/FastFourierTransform.html>.

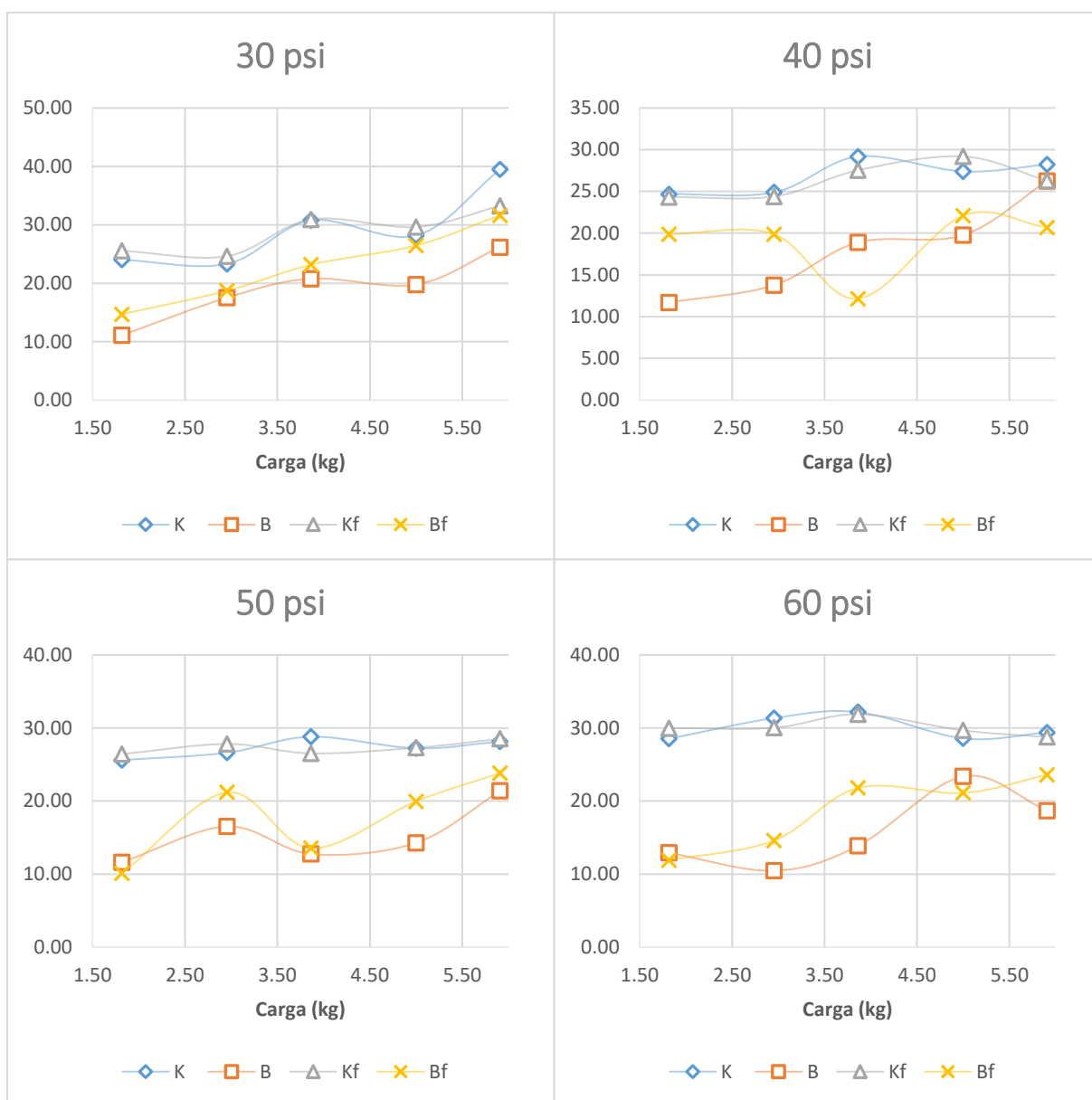
XIII. ANEXOS

Las dimensionales de K, Kf están en N/m, y las de B y Bf están en N/(m/s). Donde K y B son coeficientes estimados sin filtro y Kf y Bf estimados con filtro.

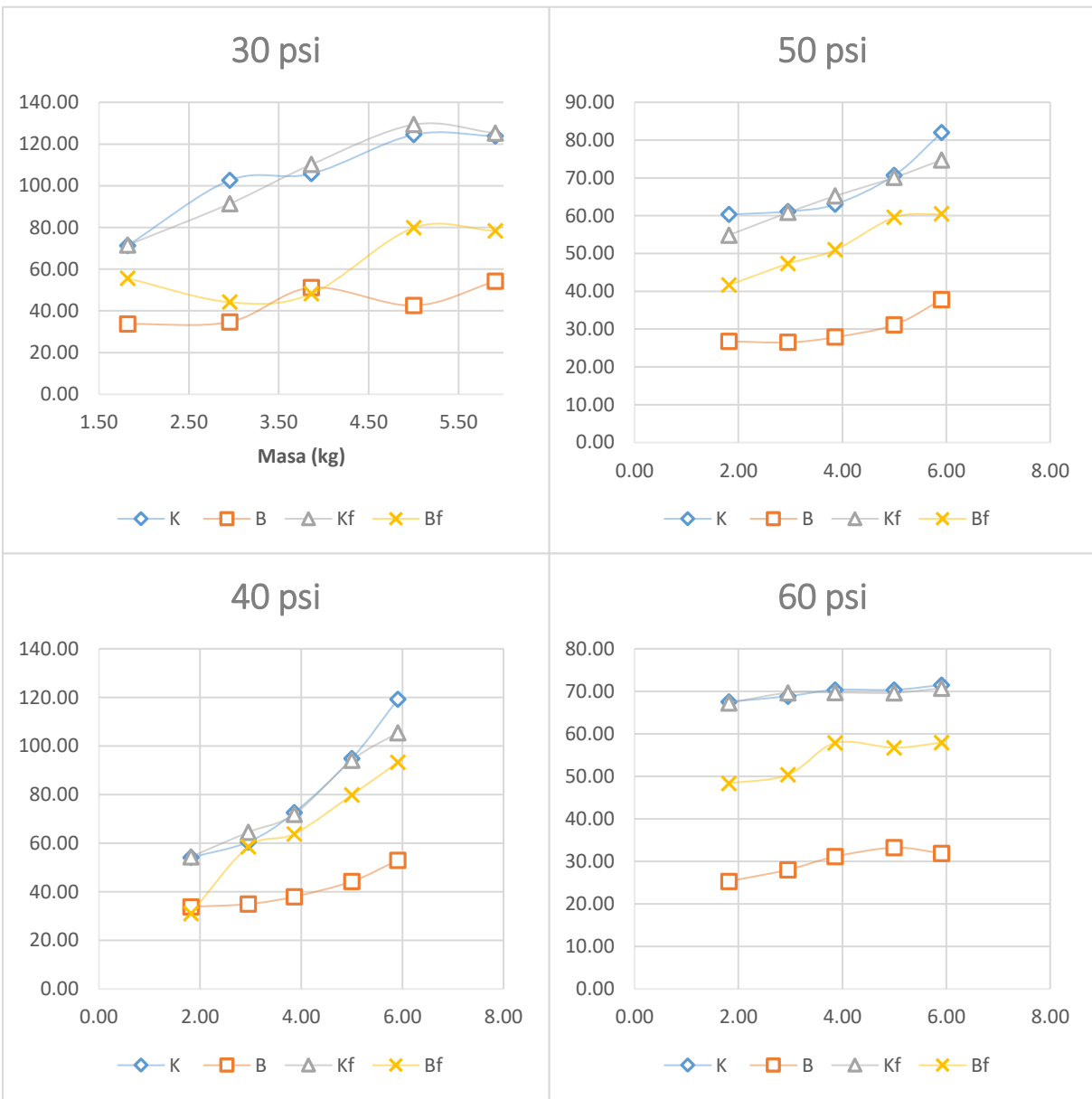
Gráfica 15 Comportamiento de K y B en PAM-A



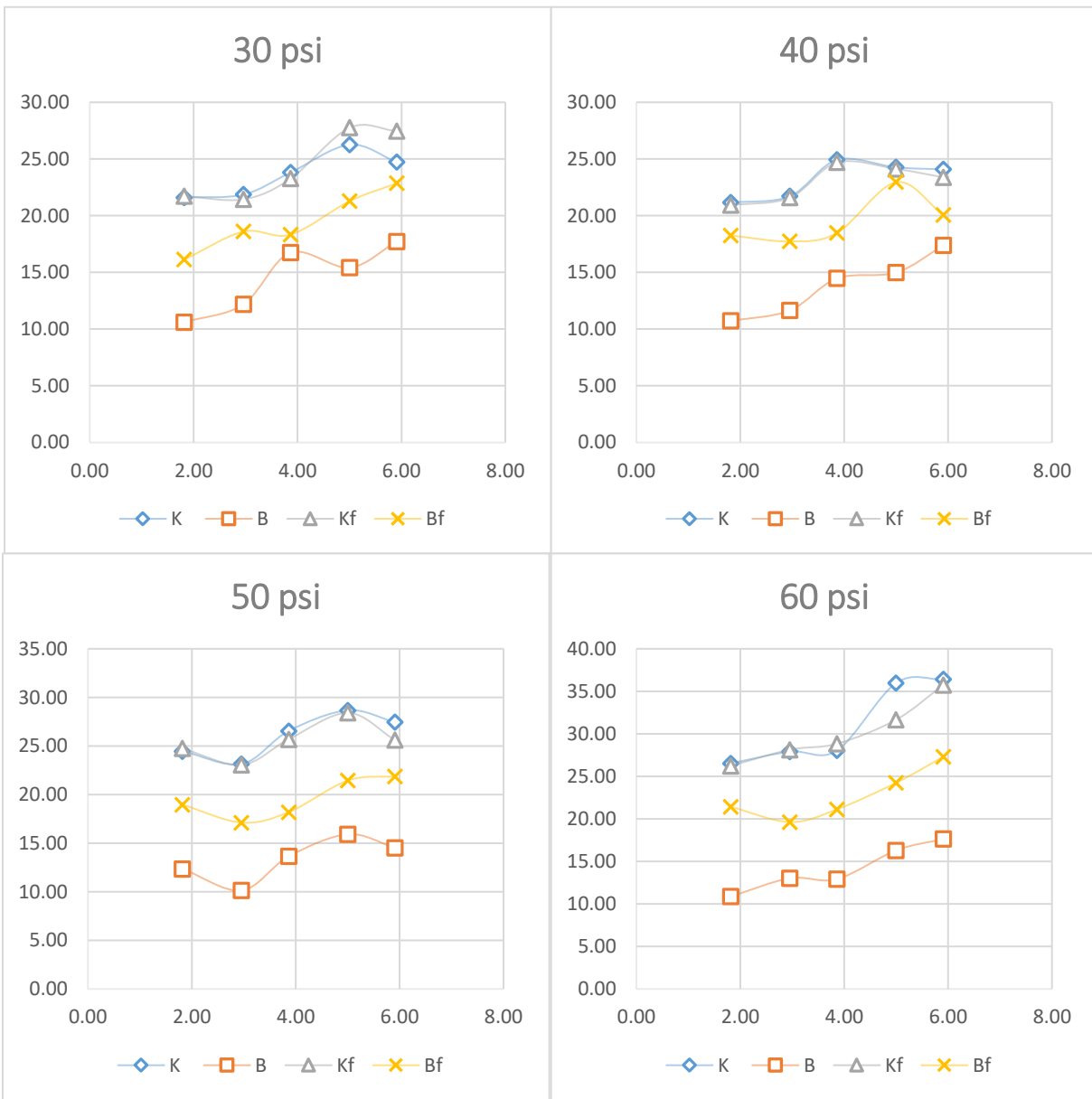
Gráfica 16 Comportamiento de K y B en PAM-B



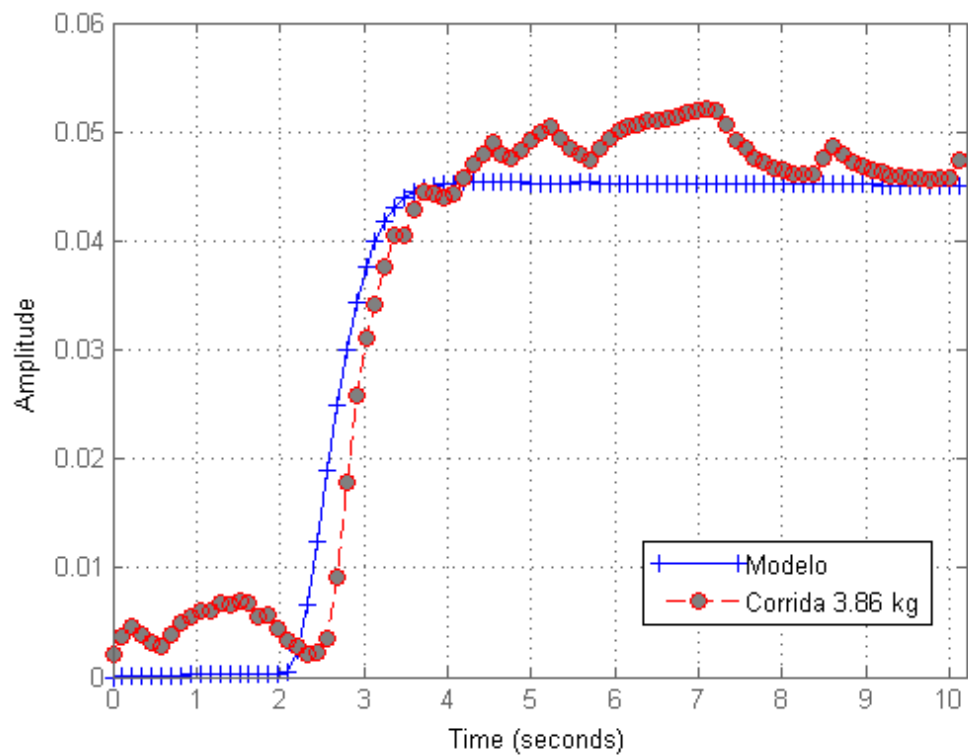
Gráfica 17 Comportamiento de K y B PAM-C



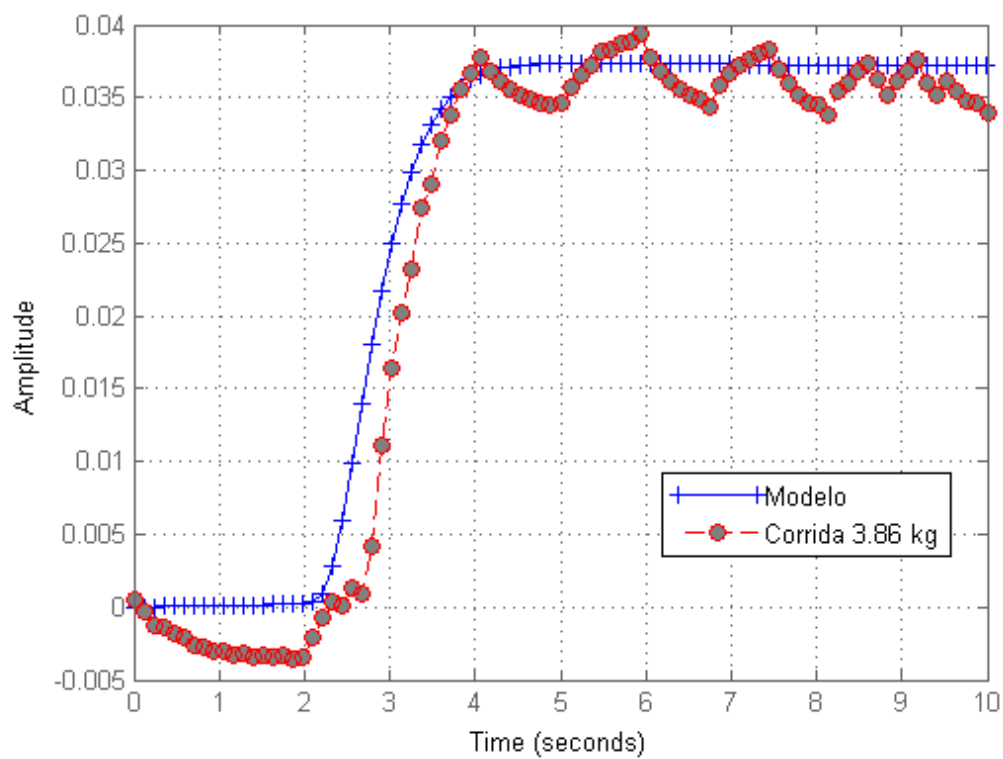
Gráfica 18 Comportamiento de K y B PAM-D



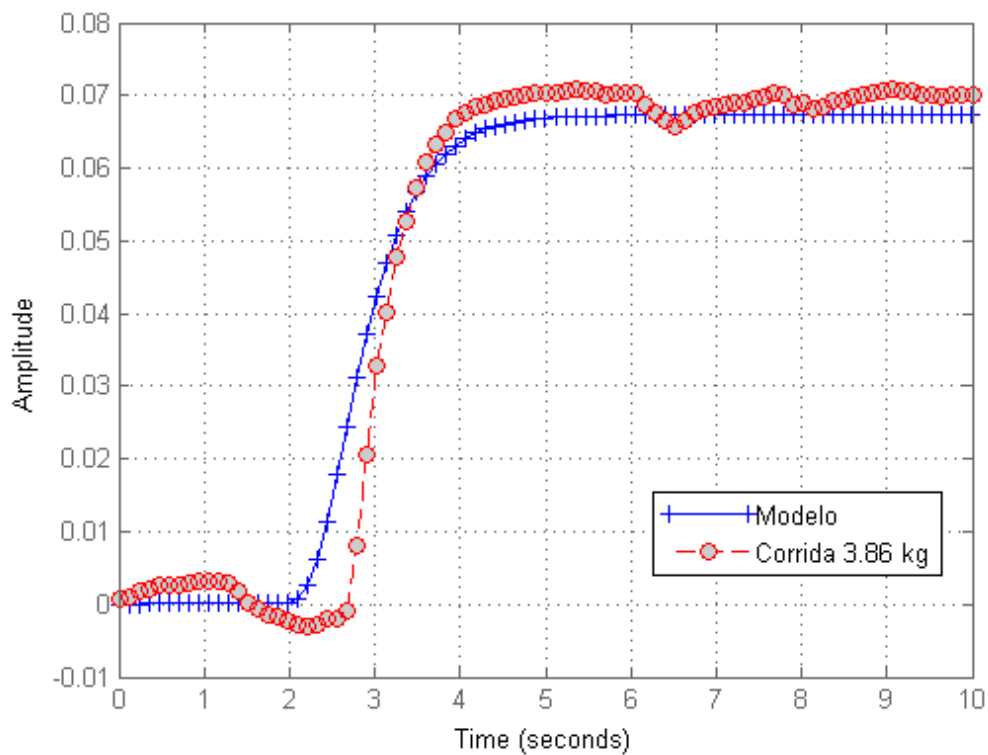
Gráfica 19 Simulación PAM-A



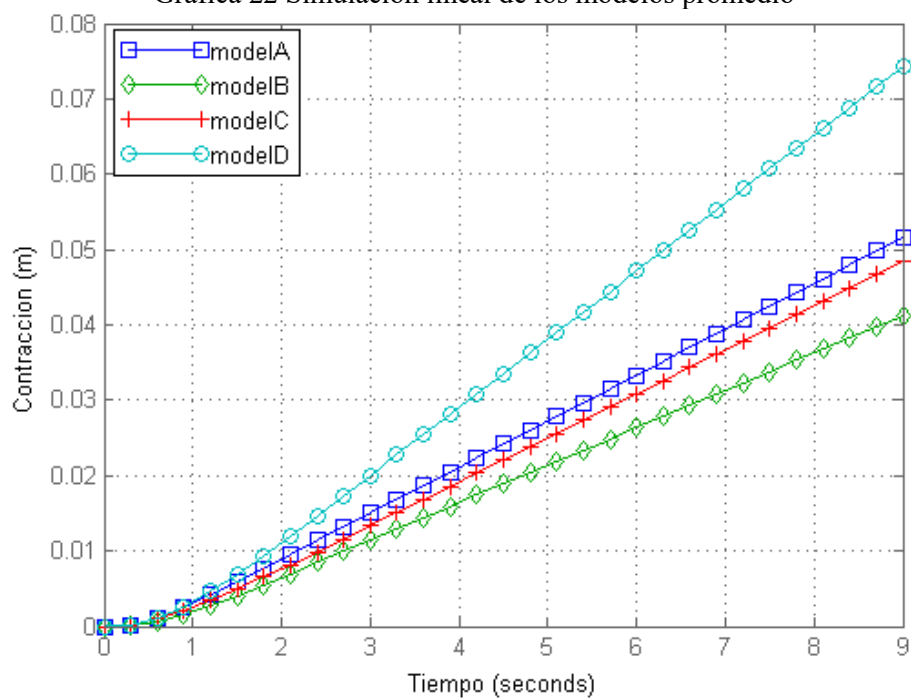
Gráfica 20 Simulación PAM-B



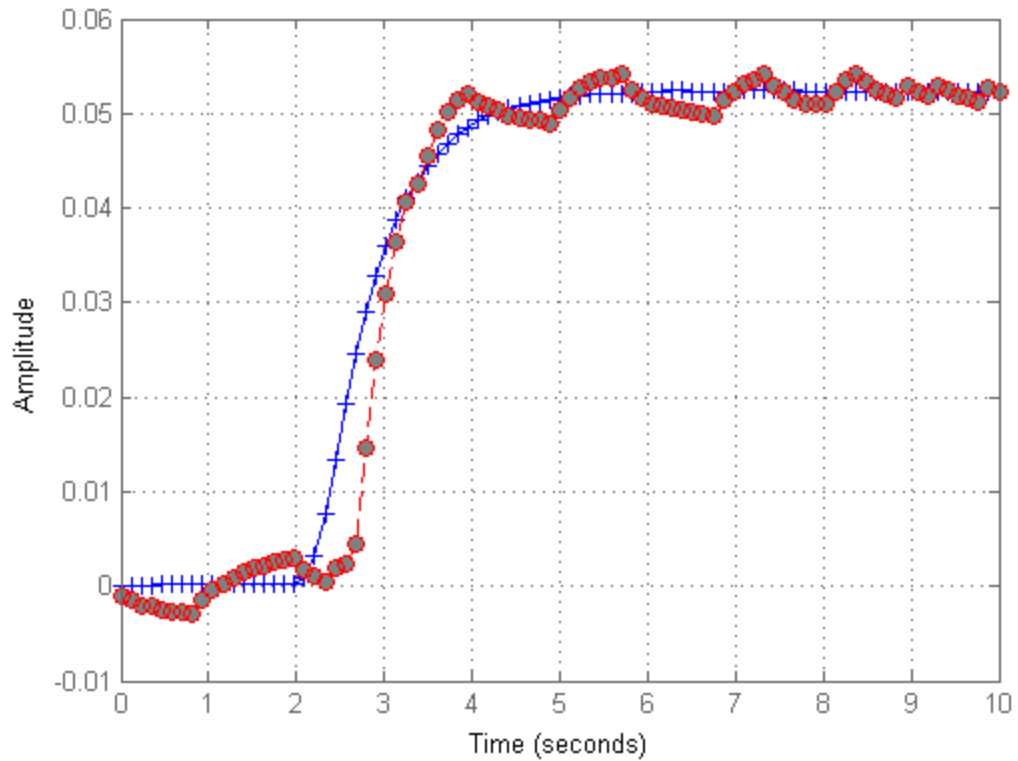
Gráfica 21 Simulación PAM-D



Gráfica 22 Simulación lineal de los modelos promedio



Gráfica 23 Modelo PAM-C con coeficiente de corrección aplicado.



Repositorio con datos en bruto y programación utilizadas durante estimación y simulación de modelos.

<https://drive.google.com/drive/folders/1FTF1RTdIX108eySkzsGf-IOtMA5uAHv5?usp=sharing>

XIV. GLOSARIO

- 1) PAM / Pneumatic Artifical Muscle/ Músculos neumáticos; nombre de los actuadores neumáticos que convierte la energía de gas a presión en movimiento este mismo siendo una contracción del largo inicial del musculo.
- 2) Compresibilidad, propiedad de los materiales que es el cambio de volumen al ser sometidos a una fuerza sea presión o compresión determinada.
- 3) Niple es un tubo que se compone con un roscado en la parte exterior dicha roscado puede estar presente en toda su longitud o en sus extremos para extensión o conexiones de diversas tuberías.
- 4) MDF significa tablero de fibra de densidad media, del inglés medium density fibreboard, también conocido como DM es un aglomerado elaborado con fibras de madera aglutinadas con resinas sintéticas mediante fuerte presión y calor, en seco, hasta alcanzar una densidad media.
- 5) Encoder codificar utilizado para convertir un movimiento en una respuesta digital para interpretación en algún medio digital para su control.
- 6) Sensor ultrasónico Sensores que miden la distancia por medio de ondas ultrasónicas emitiendo y recibiendo la misma onda al rebotar en el objeto que se desea medir la distancia esta medición realizada contando el tiempo entre la emisión y recepción de la onda.
- 7) Flexo, nombre de mangas entretejidas usadas en organización de cables mayormente de PET. Con la posibilidad de expandir su diámetro por la libertad de las fibras que componen el entretejido.
- 8) Filtros pasa bajos, es un filtro de señales que atenúan fuertemente frecuencias mayores a la frecuencia de corte determinadas y poca atenuación si son menores.
- 9) Frecuencia de corte, frecuencia donde un filtro determina la atenuación que una señal sufrirá en el caso de pasa bajos poca atenuación debajo de esta frecuencia y una atenuación mayor sobre esta frecuencia.
- 10) Viscoelásticos elementos que presentan propiedades viscosa y elásticas en su comportamiento.
- 11) Overshoot características de sobre valoración que un modelo sufre al ser sometido a una señal de escalón, determinar el porcentaje en que un modelo supera por el cambio brusco al valor de equilibrio o al valor final que debe de llegar.
- 12) Señal Escalón o señal discontinua que cuyo valor es 0 para cualquier argumento negativo y 1 para cualquier argumento positivo.

- 13) Bomba hidrostática elemento que crea un flujo de agua que al encontrar resistencia en su paso de flujo genera presión para vencer esta resistencia aumentando hasta vencer dicha resistencia.