

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE ENTRENAMIENTO  
PARA CICLISTAS

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:

Estrada G, Raynier E

Rojas R, Richard A

Para optar al Título  
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE ENTRENAMIENTO  
PARA CICLISTAS

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de  
Venezuela

Por los bachilleres:  
Estrada G, Raynier E  
Rojas R, Richard A  
Para optar al Título

Caracas, 2010

**Raynier E. Estrada G y Richard A. Rojas R.**  
**DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE**  
**ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS**

**Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.**  
**Tesis. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería**  
**Mecánica.**

**Palabras clave: Ciclismo, Diseño, Construcción.**

**Resumen:**

En este trabajo se presenta el diseño, la construcción y validación de un banco de entrenamiento para ciclistas. A través de la utilización de dicho banco se puede mejorar el desempeño del atleta con respecto a su condición física y el perfeccionamiento de la técnica del pedaleo. Se estudiaron las distintas tecnologías presentes en el mercado para el entrenamiento de ciclistas, tales como bicicletas de spinning, rodillos de entrenamiento y bicicleta estacionaria. Los parámetros de diseño fueron en gran parte determinados por entrevistas y encuestas a ciclistas especializados, entre los parámetros más determinantes está el desarrollo de la técnica y físico, además de la universalidad de la máquina. Se utilizó la metodología del diseño propuesta por Oscar Barajas obteniéndose una solución basada en rodillos de entrenamiento. Luego se procedió a la determinación de las dimensiones y materiales a utilizar, para esto se realizó el diseño a fatiga según la teoría de Soderberg. Luego se procedió a la construcción, por parte de los autores, a través del uso de máquinas-herramientas, tales como torno y taladro. Luego de ensamblada la máquina se procedió a su validación, a través del uso por parte de estudiantes de Ingeniería Mecánica, notándose un excelente funcionamiento de la misma.

**Raynier E. Estrada G y Richard A. Rojas R.**  
**DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE**  
**ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS**

**Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.**

**Tesis. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería**  
**Mecánica.**

**Key words: Cycling, Design, Manufacture.**

**Abstract:**

This paper presents the design, construction and validation of a training bench for cyclists. Through the use of such a bank can be improved the pedaling technique and the performance of the athlete. We studied the different technologies on the market for the training of cyclists, such as spinning bikes, roller and stationary bike training. The design parameters were largely determined by interviews and surveys of specialized cyclists, among the parameters determining the development of technical and physical as well as the universality of the machine. We used the design methodology proposed by Oscar Barajas obtaining a solution based on training rollers. Then the dimensions and materials to be used on the machine were determined, the design was made according to the Soderberg's fatigue theory. The machine was manufactured by the authors, through the use of machine tools such as lathes and drills. After the assembly of the machine we proceeded to validation through the use of it, by students of Mechanical Engineering, noticing an excellent working condition.



Caracas, 18 de mayo de 2.010

## ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

**RAYNIER ESTRADA y RICHARD ROJAS**

*Titulado:*

**“DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

**Prof. Pedro Cadenas**  
Jurado



**Prof. Alberio Pertuz**  
Tutor

**Prof. Antonio Barragán**  
Jurado



Facultad de Ingeniería  
INGENIERIA MECÁNICA  
Universidad Central de Venezuela  
**DEPARTAMENTO DE TECNOLOGIA DE PRODUCCION**

---

Caracas, 18 de mayo de 2.010

**Prof. GERARDO RAMÍREZ**  
Jefe de la División de Control de Estudios  
Facultad de Ingeniería

Presente.-

Quienes suscriben, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted con la finalidad de informarle que hemos decidido otorgarle a los Bachilleres:

**RAYNIER ESTRADA, C.I.V. 17.857.532 y RICHARD ROJAS, C.I.V.-15.020.365.**

**“MENCIÓN HONORÍFICA”**

Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado titulado:

**“DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS”**

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de usted.

**Prof. Pedro Cadenas**  
Jurado



**Prof. Alberto Pertuz**  
Tutor

**Prof. Antonio Barragán**  
Jurado

## **AGRADECIMIENTOS**

A mis padres Zaira y Luis por su apoyo incondicional y ejemplo de lucha.

A mis abuelos Felipe y Enmenegilda.

A la Universidad Central de Venezuela.

Al tutor Prof. Alberto Pertuz.

A todo el personal que trabaja en el taller mecánico de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

A todos los amigos y familiares que apoyaron a través de ideas y motivacionalmente, a la realización de este trabajo.

A todos los amigos y amigas que, a través del debate académico e ideológico y sus respectivas acciones, comparten como meta la transformación de las instituciones sociales y el desarrollo de la conciencia liberadora.

Al Prof. Reinaldo Diaz por permitir el uso de las instalaciones del laboratorio.

A todos los profesores que ayudan a la formación profesional en la Escuela de Ingeniería Mecánica.

A todas aquellas personas que de una forma u otra ayudaron a mi desarrollo y formación profesional.

Raynier

## **AGRADECIMIENTOS**

Ante todo me gustaría agradecer a mi madre Ninoska Rivas de Rojas por su incondicional apoyo a lo largo de esta etapa de mi vida, siempre conté con sus consejos y reflexiones los cuales me ayudaron a mejorar y crecer como persona. Seguidamente quisiera dedicarle esta tesis a mi padre Pastor Rojas quien fue un hombre ejemplar a lo largo de su vida, siempre me dio el ejemplo de cómo comportarme ante la vida, en las diversas circunstancias de la misma, por esto y más muchas gracias.

A mi abuela Clara Delgado de Rivas una segunda madre para mí, por su compañía, por su humor, por estar siempre ahí para mí de verdad que lo valoro, y lo recordare toda mi vida. A mis Hermanas Nina y Melissa Rojas Rivas, las quiero muchísimo y les deseo lo mejor para ustedes siempre. A mi novia Laura D'Sousa quien siempre me ha dado apoyo y cariño, te quiero bella.

A mi compañero Raynier Estrada por haber estado ahí diariamente ayudándome a sacar este proyecto adelante, por los excelentes debates y las partidas de ajedrez, a su madre Zaira Garrido.

A nuestro tutor Ing. Alberto Pertuz, quien nos propuso este fantástico tema, la verdad que disfrute mucho realizando este trabajo. A la directora de la Escuela María de los A. Rodríguez quien estuvo a la altura de las circunstancias cuando estas lo ameritaron.

A todos mis amigos, muchas gracias por siempre estar ahí, en las buenas y en las malas.

A todas las personas que de alguna u otra manera tuvieron algo que ver con la realización de este trabajo. Muchas Gracias.

Atentamente Richard Rojas



## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general .....	4
Objetivos específicos.....	4
Alcances .....	5
1 MARCO TEÓRICO .....	6
1.1 Historia del manejo de la bicicleta y estudios dinámicos.....	6
1.1.1 Análisis cualitativos de la estabilidad .....	6
1.1.2 Análisis cuantitativo simplificado, que usa la dinámica .....	9
1.1.2.1 Geometría simplificada y / o distribución masiva.....	9
1.1.2.2 Sin dinámica de manubrio .....	10
1.1.2.3 Modelos matemáticos simplificados. ....	10
1.1.3 Análisis cuantitativos .....	11
1.2 Tecnologías de entrenamientos de ciclistas.....	13
1.2.1 Estación de entrenamiento por rodillos.....	13
1.2.2 Bicicleta estacionaria .....	15
1.2.3 Bicicleta de spinning.....	16
1.3 Estudios biomecánicos en el ciclismo .....	17
1.3.1 Fuerza efectiva en la biela.....	17
1.3.2 Fuerza efectiva según el ángulo de la biela.....	18
1.3.3 Aporte de momento debido a las articulaciones .....	19
1.3.4 Potencia según el tipo de bicicleta .....	20
1.4 Fallas resultantes por carga variable.....	20
1.4.1. Relaciones esfuerzo-vida .....	21
1.4.2. Ecuaciones de Marín.....	25
1.4.2.1 Factor de superficie $k_a$ .....	26
1.4.2.2 Factor de tamaño $k_b$ .....	26
1.4.2.3 Factor de carga $k_c$ .....	26
1.4.2.4 Factor de carga $k_d$ .....	26
1.5. Sistemas mecánicos .....	27
1.5.1. Régimen de un sistema mecánico .....	28
1.5.2. Curvas características de las maquinas .....	28
1.5.3 Ecuación fundamental de los sistemas mecánicos rotativos ..	30
1.6. Velocidades críticas en los ejes .....	33
1.7. Metodología del Diseño .....	34
1.7.1. Identificación del problema.....	36
1.7.2. Ideas preliminares .....	36
1.7.3. Perfeccionamiento del problema.....	37
1.7.4. Análisis.....	37
1.7.5. Decisión .....	37

1.7.6. Realización .....	38
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO .....	39
2.1. Identificación del problema .....	39
2.2. Perfeccionamiento del problema.....	39
2.3. Tormenta de ideas .....	40
2.3.1 Propuesta N°1 .....	40
2.3.2. Propuesta N°2 .....	41
2.3.3. Propuesta N°3 .....	42
2.3.4. Propuesta N°4 .....	43
2.3.5. Propuesta N°5 .....	44
2.4. Determinación de los parámetros de diseño .....	45
2.5 Análisis de los parámetros de diseño .....	45
2.6 Decisión .....	48
2.6.1 Matriz de decisión .....	49
2.6.2 Propuesta obtenida .....	49
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	50
3.1 Cálculo de la resistencia del freno .....	50
3.2 Cálculo del factor de seguridad del rodillo de aluminio .....	52
3.2.1 Estudio del peso del conjunto ciclista-bicicleta.....	54
3.2.2 Efecto del peso del aluminio .....	55
3.2.3 Solicitaciones asociadas al freno .....	56
3.2.4 Estudio del esfuerzo cortante.....	57
3.2.5 El Límite de resistencia a la fatiga .....	58
3.2.6 Factor de seguridad.....	59
3.3 Cálculo de la geometría del apriete entre tapa y eje .....	60
3.4 Cálculo del apriete entre la tapa y el cuerpo cilíndrico del rodillo .....	63
3.5 Cálculo del factor de seguridad del eje .....	66
3.5.1 Efecto de las reacciones en el apriete .....	67
3.5.2 Efecto del peso del eje.....	67
3.5.3 Estudio del esfuerzo cortante debido a la torsión.....	70
3.5.4 Limite de resistencia a la fatiga .....	71
3.5.5 Factor de seguridad.....	73
3.6 Estudio de las oscilaciones del sistema.....	73
3.6.1 Cálculo de deflexiones .....	74
3.6.2 Coeficientes de influencia .....	77
3.6.3 Velocidad angular crítica menor del eje.....	78
3.7 Selección de rodamientos .....	78
3.8 Cálculo de la potencia absorbida en los rodamientos ( $M_r$ ).....	79
3.8.1 Ensayo realizado.....	79
3.8.2 Aceleración Promedio .....	81

*Índices*

---

3.8.3 Montaje del experimento .....	81
3.8.4 Ecuación fundamental de los sistemas mecánicos rotativos ..	82
3.8.5 Cálculo del momento resistente en los rodamientos .....	84
3.8.5.1 Potencia disipada por los rodamientos .....	85
3.9 Determinación del ángulo de inclinación equivalente.....	86
3.10 Estimación del costo de materia prima del equipo .....	88
4. CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL BANCO .....	89
4.1 Construcción.....	89
4.1.1 Ejes.....	89
4.1.2 Tapas .....	93
4.1.3 Marco .....	93
4.1.4 Soporte del freno .....	94
4.2 Ensamble .....	94
4.3 Validación de la máquina .....	95
CONCLUSIONES.....	96
RECOMENDACIONES .....	97
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	98
ANEXOS Y PLANOS .....	101

**ÍNDICE D FIGURAS**

Figura 1.1 Rodillos de entrenamiento .....	14
Figura 1.2 Bicicleta estacionaria .....	15
Figura 1.3 Bicicleta de spinning.....	16
Figura 1.4 Estudio de Abbot y Wilson respecto al pedaleo.....	17
Figura 1.5 Etapas del pedaleo.....	17
Figura 1.6 Fuerza efectiva según el ángulo de la biela (Burke, 1996) .....	18
Figura 1.7 Aporte de momento según articulación (Burke, 1996) .....	19
Figura 1.8 Potencia según el tipo de bicicleta .....	20
Figura 1.9 Probeta de ensayos a flexión rotativa de R. R. Moore .....	21
Figura 1.10 Curva de Wohler .....	22
Figura 1.11 Sistemas mecánicos.....	27
Figura 1.12 Curva de carga constante .....	29
Figura 1.13 Curva de carga lineal.....	29
Figura 1.14 Curva de carga cuadrática .....	30
Figura 1.15 Curva de carga hiperbólica .....	30
Figura 1.16 Sistema mecánico.....	31
Figura 1.17 Semidiagramas de cuerpo libre .....	31
Figura 2.1 Propuesta N°1 .....	40
Figura 2.2 Propuesta N°2 .....	41
Figura 2.3 Propuesta N°3 .....	42

Figura 2.4 Propuesta N°4 .....	43
Figura 2.5 Propuesta N°5 .....	44
Figura 3.1 Montaje del experimento.....	50
Figura 3.2 Diagramas de cuerpo libre.....	50
Figura 3.3 Rodillo .....	52
Figura 3.4 Interacción entre la rueda trasera y el rodillo intermedio.....	53
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre del rodillo.....	54
Figura 3.6 Efecto del peso del aluminio .....	55
Figura 3.7 Diagrama de momentos torsores .....	58
Figura 3.8 Geometría de la interferencia entre eje y tapa del rodillo .....	60
Figura 3.9 Ajuste por interferencia en la máquina.....	60
Figura 3.10 Geometría del apriete entre el rodillo y sus tapas.....	63
Figura 3.11 Eje.....	66
Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	68
Figura 3.13 Distribución del peso en el eje.....	69
Figura 3.14 Peso equivalente en cada sección del eje .....	69
Figura 3.15 Aporte del peso al momento flector y fuerza cortante .....	69
Figura 3.16 Aporte del peso al momento flector y fuerza cortante .....	69
Figura 3.17 Distribución de momentos torsores en el eje.....	71
Figura 3.18 Montaje del experimento.....	81
Figura 3.19 Diagramas de cuerpo libre.....	82
Figura 3.20 Diagrama de una masa subiendo un plano inclinado .....	86

### ÍNDICE DE FIGURAS

Tabla 2.1 Parámetros de diseño asignados .....	46
Tabla 2.2 Matriz de decisión.....	49
Tabla 2.2 Parámetros de diseño suministrados.....	47
Tabla 3.1 Tiempos de caída .....	51
Tabla 3.2 Peso equivalente por sección del eje.....	76
Tabla 3.3 Coeficientes de influencia.....	77
Tabla 3.4 Deflexión en cada punto del eje.....	77
Tabla 3.5 Tiempo de caída y aceleración promedio por altura.....	81
Tabla 3.6 Potencia absorbida por los rodamientos .....	85
Tabla 3.7 Costo de materia prima .....	88

## INTRODUCCIÓN

Desde su primera construcción en 1839 la bicicleta ha revolucionado la cultura y la historia del deporte. El uso de la bicicleta como deporte se ha popularizado a nivel mundial, evidenciándose en las distintas disciplinas como ciclismo de ruta, pista, montaña, trial, entre muchas otras variaciones que se han realizado a este deporte.

Con el desarrollo científico y técnico del siglo XX y XXI el diseño de la bicicleta ha evidenciado diversos cambios como la construcción con materiales más livianos y resistentes, mejoras en la ergonomía, disminución de la resistencia aerodinámica, etc. Además han surgido cambios en el entrenamiento del ciclismo, tales como rutinas de entrenamiento a “campo abierto” y estacionario.

El entrenamiento estacionario es de gran importancia para el desarrollo de resistencia y técnica en el ciclista, por esto este trabajo busca aplicando la metodología de diseño, realizar el diseño de una máquina de entrenamiento estático para ciclistas, la cual permita simular la experiencia del ciclismo tanto en lo referente al esfuerzo físico, como en la técnica del pedaleo y de balance del ciclista; por razones ergonómicas es importante que el atleta no pedalee la máquina, sino su bicicleta, la cual debe estar asociada a la máquina.

Los ciclistas utilizan en general, junto al entrenamiento en movimiento, el entrenamiento estático, ya que proporciona al atleta de una herramienta mediante la cual puede simular situaciones específicas de entrenamiento tales como pendientes, resistencia, longitud, etc.; condiciones que pueden

ser inseguras y difíciles de obtener en la realidad. También este método permite la toma de datos tales como rapidez, potencia, tiempo, longitud, etc; variables que son difíciles de medir en el entrenamiento en movimiento y son reflejos del desempeño del atleta y su desarrollo en el tiempo, además de ser variables que permiten el estudio mecánico de la técnica y rendimiento del atleta.

La evolución del ciclismo ha llevado al atleta a la búsqueda y utilización de diversas herramientas para mejorar su desempeño físico y su técnica. En nuestro país no se diseñan máquinas que cumplan con estas exigencias, los atletas entrenan a campo abierto, con rodillos, bicicletas estáticas y de spinning. Por esta razón es necesario realizar una evaluación de las distintas opciones disponibles en el mercado, para tomar una decisión entre alguna de estas o diseñar un híbrido o un diseño distinto; con el fin de disponer de una mejor herramienta de entrenamiento del ciclismo.

Recientemente ha existido un mejoramiento notable en el desempeño de los ciclistas a nivel mundial, esto se debe al estudio y aplicación del método científico al deporte, lo cual crea una necesidad de parte de los atletas y sus equipos de investigar y aplicar dichos métodos.

De esta forma se crea la necesidad de mejorar el desempeño de los ciclistas a través de una estación de preparación estática, que permita un mejor entrenamiento del ciclista además de la realización de estudios más acertados sobre su rendimiento, esto debido a que dicha máquina debe simular de forma más acertada la experiencia del ciclismo.

## *Introducción*

---

En el caso de Venezuela, existen diversos métodos de entrenamiento del ciclismo, el más popular y conocido es el entrenamiento a campo abierto, esta metodología es una de las más completas, pero presenta limitaciones debido al uso de las vías por parte de vehículos automotores, contaminación y la dificultad de conseguir un entorno con una pendiente (resistencia) constante.

Debido a esta problemática los ciclistas utilizan dispositivos de entrenamiento estático entre los más comunes están los rodillos, bicicletas de spinning y bicicleta estacionaria. Los rodillos de entrenamiento son de gran utilidad para el desarrollo de la técnica del pedaleo, manejo de la estabilidad y permite el uso de bicicleta propia del atleta, pero presenta deficiencias al momento de desarrollar la capacidad muscular del atleta, debido a que este dispositivo no presenta resistencia al ciclista, mas allá de la inercia de los rodillos y las pérdidas inherentes al dispositivo y a la bicicleta.

Por su parte la bicicleta de spinning permite el desarrollo de la capacidad aeróbica y anaeróbica del ciclista, aunque se observa en muchos casos que esta mejoría está acompañada a un perjuicio de la técnica del pedaleo y estabilidad por parte del atleta, además presenta deficiencias en la adaptación antropométrica hombre-máquina, debido a que el usuario no utiliza su propia bicicleta por lo cual la ergonomía no está garantizada.

Con respecto a la bicicleta estacionaria la misma presenta ventajas debido a que permite el uso de la bicicleta propia del atleta, además permite el desarrollo de las capacidades aeróbicas y anaeróbicas, por otra parte esta no es una herramienta de utilidad al momento de mejorar la técnica del ciclista.

Debido a las limitaciones de los dispositivos anteriormente nombrados se requiere la creación de un nuevo dispositivo el cual permita la integración de los beneficios de las herramientas comúnmente utilizadas.

### **Objetivo general**

Diseño y evaluación de un banco de entrenamiento para ciclistas.

### **Objetivos específicos**

- Describir las distintas tecnologías existentes para entrenamiento de ciclistas disponibles en el mercado.
- Estudiar los parámetros bajo los cuales se planteará el diseño de la máquina.
- Aplicar la metodología de diseño y seleccionar la solución que mejor cumpla los requerimientos.
- Determinar las dimensiones y materiales a ser requeridos.
- Realizar planos de la máquina.
- Validar el diseño de la máquina.



**Alcances**

El desarrollo del presente estudio estará limitado según las siguientes consideraciones:

- Disponibilidad de materiales en el mercado nacional.
- Uso de tecnología de fabricación disponibles en el país.
- Costo del proyecto.

## 1 MARCO TEÓRICO

### 1.1 Historia del manejo de la bicicleta y estudios dinámicos.

La literatura sobre la dinámica de la bicicleta se ha dividido en tres categorías:

- Explicaciones cualitativas de la estabilidad y la auto-estabilidad que no utilizan las ecuaciones diferenciales del movimiento.
- Análisis dinámico que utilizar cualquier número de simplificaciones que impiden estudio práctico de auto-estabilidad por manos libres.
- Las ecuaciones de movimiento que describe un modelo que tiene, en principio, suficiente complejidad para predecir la auto-estabilidad sin sujetar el manubrio.

El desarrollo a través del tiempo de dichos estudios se explica, en tres categorías, a continuación:

#### 1.1.1 Análisis cualitativos de la estabilidad

Las características básicas de equilibrio por medio de control de dirección se pueda acceder sin ecuaciones detalladas, y son razonablemente descritas en muchos trabajos. En contraste, la auto-estabilidad de una bicicleta implica complejos fenómenos dinámicos que parecen estar más allá de la descripción precisa. Algunos de los estudios más significativos se encuentran a continuación. (Hand, 1988).

Rankine (1869), presentó observaciones semi-cuantitativa sobre la inclinación y la rotación del manubrio de un velocípedo. Esto parece ser la primera descripción de “una maniobra de contravolante “, es decir realizar un pequeño giro del volante hacia la izquierda necesario para que la bicicleta se incline hacia la derecha. También planteó la orientación sólo por medio del control del piloto, y parece haber estado inconsciente de la posibilidad de auto-estabilidad.

Sharp (1896), publicó su libro abarcando casi todos los aspectos técnicos de la teoría y práctica de la bicicleta. También este autor realizó estudios relacionados al cálculo del torque del manubrio necesario para mantener un giro estable. Él desarrollo una ecuación para investigar el manejo sin el giro del manubrio. Y concluye, en parte, de manera correcta que para el manejo sin el uso de manos se requiere la inclinación del tronco del ciclista, causando que el marco de la bicicleta se incline, generando así un efecto giroscópico de giro de la rueda frontal. El piloto puede controlar este giro de precisión, debido al efecto giroscópico, y de esta forma realizar los giros correctivos de igual manera que si estuviese manejando el manubrio. Su ecuación está equivocada, primero por un error tipográfico en un cambio de signo en el segundo paréntesis y el segundo error se basa en omitir la fuerza centrífuga de una masa en el centro del ensamble frotal. Él también omitió otros aspectos dinámicos, aunque reconoce otros de una manera implícita. (Hand, 2006).

Wallace (1929), en su trabajo técnico sobre el diseño de motocicletas contiene profundas discusiones cualitativas sobre sus predicciones al respecto de la maniobrabilidad características de varios diseños de

bicicletas. Él examina el torque sobre el manubrio, incluyendo la contribución de los cauchos y el efecto giroscópico. El análisis geométrico no lineal, de Wallace, asume erróneamente que no existe inclinación del marco debido a los giros del volante.

Jones (1970), publicó en *Physics Today* (re-impreso en 2006) un artículo donde mostró que, para las bicicletas que utilizó, tanto el giro de la rueda trasera como el correspondiente a la delantera generaban un momento que era necesario para mantener la auto-estabilidad. Él también observó que un piloto puede balancear casi cualquier bicicleta que no sea auto-estable mediante el correcto giro del manubrio. Pero al manejar sin manos él se encontró con grandes dificultades para manejar una bicicleta, en la cual el efecto giroscópico de la rueda delantera sea cancelada por otro proveniente del giro en dirección contraria de otra rueda. Además Jones fue incapaz de perfeccionar el balance de una bicicleta la cual poseyese un eje del manubrio inclinado de tal forma que el manubrio se alejara del piloto (trail negativo). Las observaciones experimentales realizadas por Jones indican tendencias útiles, pero no parecen representar los límites precisos entre que es y que no es estable y controlado. En la parte teórica Jones quería refutar la ampliamente citada y simple explicación del efecto giroscópico. Su experimento con variedades de bicicleta apuntan a que la inclinación del eje del manubrio es un factor importante en la estabilidad de la bicicleta. Jones no modeló dinámicamente y se enfocó solo en los efectos de la inclinación del eje del manubrio y en el torque de giro como una función de la inclinación. Su pensamiento era el torque estático definiría la tendencia del volante para una bicicleta inclinada y por lo tanto explica la auto-estabilidad. En efecto Jones solo estudio la parte

potencial gravitacional de una matriz de rigidez, mientras se ignoraba los términos giroscópicos y centrífugos dependientes de la velocidad.

Olsen y Papadopoulos (1988) en un artículo cualitativo discuten aspectos sobre la modelación dinámica basada en la ecuación de Papadopoulos sobre una bicicleta sin control en 1987.

Wilson (2004) en su publicación *Bicycling Science* incluye un capítulo basado en Papadopoulos, el cual discute cualitativamente la estabilidad de la bicicleta.

### **1.1.2 Análisis cuantitativo simplificado, que usa la dinámica**

Los modelos simplificados dinámicos han aparecido a mediados de la década de 1890 hasta el presente día. Estos documentos se basan en estudios cualitativos y cuantitativos.

Las simplificaciones más comunes son las siguientes (Hand, 2006):

- Geometría simplificada y/o distribución masiva.
- Sin dinámica de manubrio.
- Simplificaciones matemáticas mixtas.

#### **1.1.2.1 Geometría simplificada y / o distribución masiva**

- No hay momento angular de volteo en las ruedas.
- Masas puntuales para los marcos y / o ruedas.
- Ruedas sin masa.
- Montaje frontal sin masa.
- Dirigir eje vertical.
- Cero “trail”.
- Radios de la rueda de fuga.

Estos modelos simplificados son generalmente incapaces de auto-estabilidad, como puede deducirse conectando sus parámetros en los cálculos de valores propios descritos en el presente documento.

### **1.1.2.2 Sin dinámica de manubrio**

El ángulo del manubrio está totalmente controlado por el piloto. En estos modelos el equilibrio se realiza por completo como resultado del control del ángulo del manubrio por parte del piloto, y el mismo es una variable independiente de la dinámica de la bicicleta. El correcto control del ángulo del manubrio es de hecho la única manera de estabilizar este tipo de modelo simplificado de bicicleta. (Ob. Cit.).

Las bicicletas primitivas con eje de manubrio vertical no eran auto estabilizantes, debido a esto es natural que todos los primeros estudios matemáticos supusieron el hecho del manubrio controlado por el piloto. Bajo esta suposición no se explica el proceso de auto-estabilización de la bicicleta. Muchos de los estudios modernos de control de estabilidad también utilizan una o más simplificaciones mecánicas como estas. (Ob. Cit.).

### **1.1.2.3 Modelos matemáticos simplificados.**

Para hacer las matemáticas más manejable, o para iluminar el control de factores, algunos autores eliminan términos de las ecuaciones. Una posible consecuencia de dicha simplificación es que las ecuaciones resultantes no describan ningún modelo físico en particular, tal que dichos

modelos no cumplirían los teoremas o nociones basadas en la mecánica. (Ob. Cit.).

### **1.1.3 Análisis cuantitativos**

Bourlet (1894-1899) dedica varios al equilibrio lateral de una bicicleta con manubrio controlado tipo velocípedo (eje de manubrio vertical).. El modelo es no lineal pero describe la geometría del contacto de la rueda Frontal con tierra. Al linealizar la ecuación se desprecia el efecto giroscopio relacionado con la rueda frontal, obviando esto, el resto de la ecuación esta correcta. Este autor considera que los movimientos del manubrio pueden controlar la inclinación de la bicicleta.

Bower (1915) investiga la estabilidad de un velocípedo fuera de control a través de ecuaciones linealizadas simplificando algunos términos. El resultado central de Bower, es que una bicicleta no tiene auto-estabilidad.

Haag (1955), deriva de manera independiente ecuaciones que modelan el movimiento de una bicicleta, pero simplifica e ignora varios términos importantes como la inclinación del eje del manubrio, los momentos angulares, la masa del ensamble frontal, etc. La ecuación diferencial resultante es incorrecta debido al modelo simplificado de la bicicleta y lo condujo a concluir que la auto-estabilidad de la bicicleta no es posible. (Hand, 2006).

Neimark y Fufaev (1967), en dicho modelo la única contribución a la autorregulación del manubrio es el efecto giroscopio logrado a través de

la inclinación. Sin embargo tomaron la fricción en el manubrio a pesar de que hay inconsistencia dimensional, obviando este error la ecuación es correcta. Notaron que si hay una fricción en el volante lo suficientemente alta puede existir una auto-estabilidad en el sistema. (Hand, 2006).

Getz y Marsden (1995), consideraron la posibilidad de seguir una ruta arbitraria sin perder estabilidad, cuando no sólo la dirección sino también la velocidad de avance puede ser controlada. Su modelo no incorpora las inercias de las ruedas, este documento hace suposiciones geométricas que son equivalentes a modelar una bicicleta como un péndulo invertido montado en un vehículo de tres ruedas. (Hand, 2006).

Astrom, Klein y Lennartsson (2005) consideraron un modelo simplificado de una bicicleta. El trabajo también describe décadas de experimentos relacionados a la estabilidad de la bicicleta, al igual que describe el desarrollo de bicicletas superestables utilizadas para la enseñanza a niños con discapacidad. El modelo simplificado de Astrom está destinado a la explicación básica del proceso de control y de auto-estabilidad de una bicicleta.



## **1.2 Tecnologías de entrenamientos de ciclistas disponibles en el mercado**

Se han desarrollado distintos dispositivos para el condicionamiento físico y el perfeccionamiento de la técnica de los ciclistas entre los más significativos se encuentran los siguientes:

### **1.2.1 Estación de entrenamiento por rodillos:**

Es un dispositivo para manejar bicicleta dentro de casa. Consiste de un arreglo de tres rodillos y un marco. La rueda delantera descansa sobre uno de los rodillos y la rueda trasera entre los dos rodillos restantes. El rodillo frontal está conectado a los rodillos traseros a través de una correa, de tal manera que al moverse la rueda trasera la correa transmita este movimiento a la rueda delantera. Esto permite la estabilidad de la bicicleta a lo largo de los rodillos en movimiento y permite a la bicicleta estar balanceada tal como si estuviese siendo manejada a campo abierto. Posee relativa popularidad en Europa.

Comparado con la bicicleta estacionaria los rodillos tienen la ventaja de forzar al ciclista en pedalear de una manera más precisa y generalmente mejora la técnica personal del ciclista. De todas maneras para la mayoría de los ciclistas una bicicleta estacionaria permite una mayor intensidad de trabajo físico ya que no requiere esfuerzo mental para mantener el equilibrio.

Existen varios modelos, pero todos coinciden en su funcionamiento básico, por esto se tomo el siguiente como representativo de estos diseños.

Patente: US007604575B2. Inventor: Larry C. Papadopolous

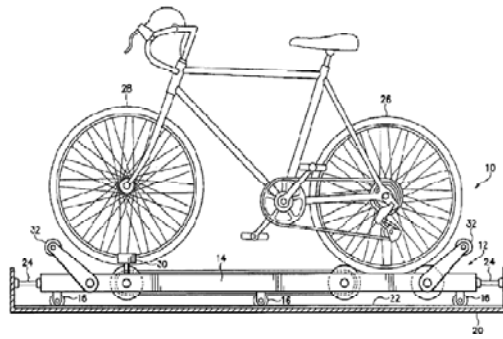


Figura 1.1 Rodillos de entrenamiento

### 1.2.2 Bicicleta estacionaria:

Una estación de ciclismo estacionario tiene un soporte para la parte trasera de una bicicleta convencional y una resistencia que está especialmente configurada para obstaculizar el movimiento de la rueda trasera.

Existen varios modelos, los cuales cumplen con este mismo concepto de funcionamiento, entre los cuales se ha elegido el siguiente como representativo:

Patente: US4969642. Inventor: Cal M. Phillips

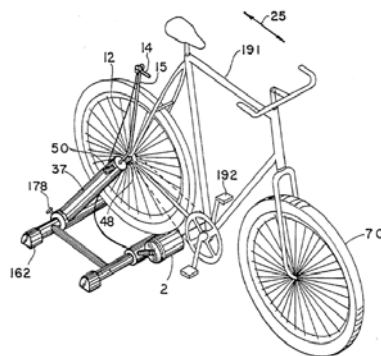


Figura 1.2 Bicicleta estacionaria

### 1.2.3 Bicicleta de spinning:

Consiste en un máquina la cual modela el pedaleo de una bicicleta sin desplazarse respecto a tierra. La misma consta de un disco de inercia, un par de pedales y un freno ajustable, en términos generales. La mayoría posee una instrumentación la cual permite la toma de datos en tiempo real, tales como velocidad, distancia recorrida, potencia, tiempo, entre otras variables.

Existen varios modelos, pero todos coinciden en su funcionamiento básico, por esto se tomo el siguiente como representativo de estos diseños.

Patente: US00D532063S, Inventor: Kim, Corbalis, Cook y Koops.

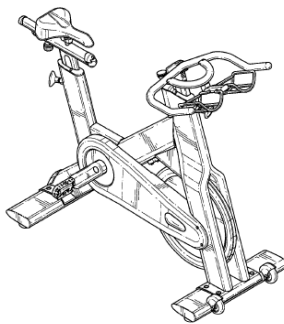


Figura 1.3 Bicicleta de spinning

### 1.3 Estudios biomecánicos en el ciclismo

A medida que el ciclismo se convierte en un deporte cada vez más competitivo se crea la necesidad de mejorar en todos los ámbitos el desempeño de los deportistas. Debido a esto se ha integrado la mecánica al deporte, a continuación se muestran diversos estudios sobre la biomecánica en el ciclismo.

#### 1.3.1 Fuerza efectiva en la biela

El pedaleo se realiza en cuatro fases las cuales se diferencian según el ángulo que forma la biela con respecto a la horizontal. (Abbot y Wilson, 1995).

En la figura 1.4 y 1.5 se observa las distintas etapas del pedaleo.

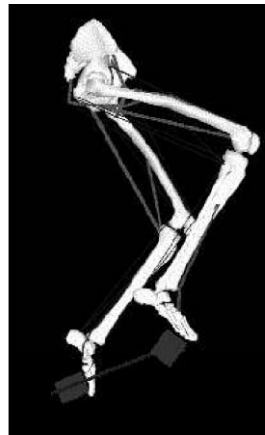
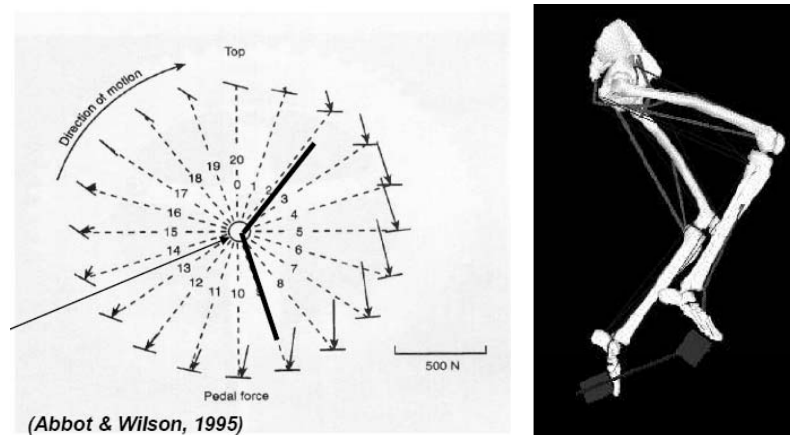


Figura 1.4 Estudio de Abbot y Wilson respecto al pedaleo

Figura 1.5 Etapas del pedaleo

- Empuje o extensión: de 20° a 145°. Se desarrolla el 65% del aporte de potencia de pedaleo.
- Fase cercana al punto de máximo impacto: de 145° a 215°. Se desarrolla 6% del aporte de potencia al pedaleo.
- Recobro: del 215° a 325°. Puede ser recobro activo o pasivo, dependiendo del tipo de pedal. Si el pedal permite la tensión del mismo se puede realizar un aporte de potencia en esta fase. El aporte en esta fase el de 12%
- Fase ultima: de 325° a 20°. El pedal pasa de la posición oblicua a una horizontal. Se obtiene el 17% de aporte de potencia.

### 1.3.2 Fuerza efectiva según el ángulo de la biela:

A continuación se observa los resultados de un estudio de pedaleo en el cual se observa el torque efectivo en función del angulo de la biela con respecto a su posición más alta.

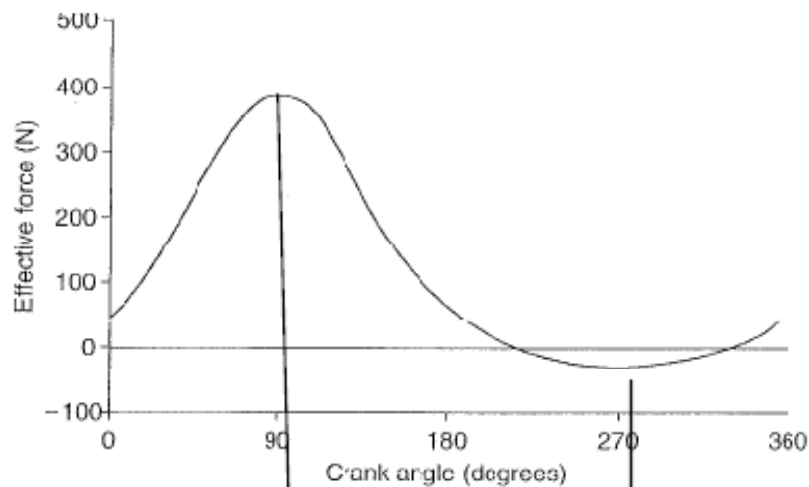


Figura 1.6 Fuerza efectiva según el ángulo de la biela (Burke, 1996)

En la figura 1.6 se observó el aporte al torque realizado por la fuerza de pedaleo efectiva. El estudio se realizó a ciclistas los cuales pedaleaban a 350W y 90rpm. La fuerza efectiva es aquella componente que es perpendicular a la biela. (Burke, 1996).

### 1.3.3 Aporte de momento debido a las articulaciones como cadera, rodilla y tobillo:

A continuación se muestra el aporte de momento en el eje según articulaciones como cadera, rodilla y tobillo según el ángulo de posicionamiento de la biela. (Burke, 1996).

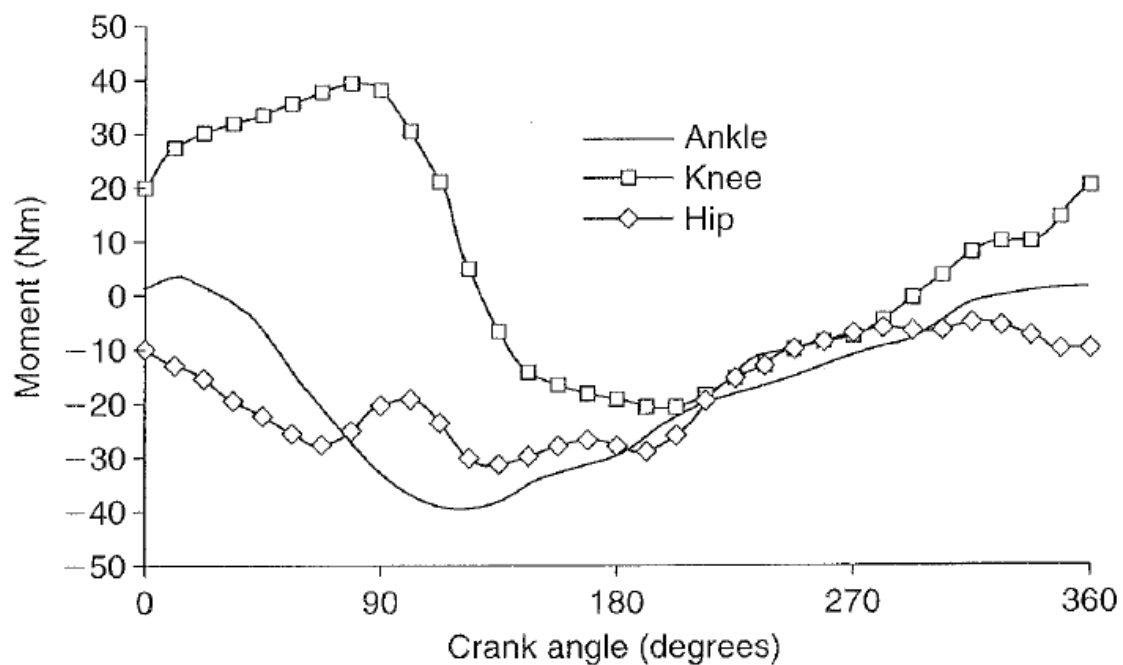


Figura 1.7 Aporte de momento según articulación (Burke, 1996)

### 1.3.4 Potencia según el tipo de bicicleta

A través del siguiente estudio se observa la influencia del tipo de bicicleta sobre la potencia del ciclista. (Ob. Cit.).

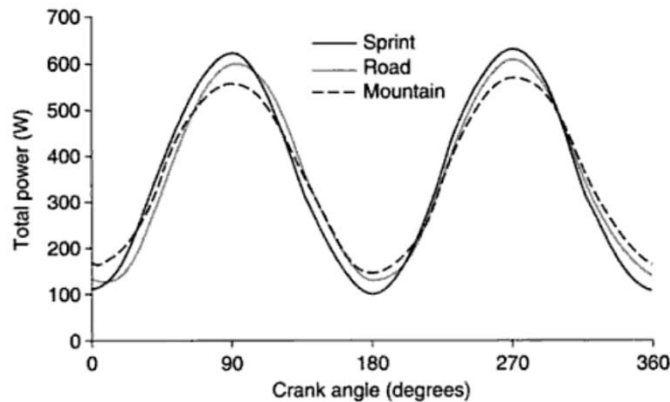


Figura 1.8 Potencia según el tipo de bicicleta (Burke, 1996)

### 1.4 Fallas resultantes por carga variable.

A menudo, se determina que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso debajo del límite elástico. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por tanto, a la falla se le denomina falla por fatiga. (Shigley, 2002).

Una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, ocurre



en la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas, por lo que se requiere investigar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica. (ob. cit.).

#### 1.4.1. Relaciones esfuerzo-vida

Para determinar la resistencia de los materiales bajo la acción de cargas a fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo de destrucción. El dispositivo de ensayo a la fatiga que se emplea con más frecuencia es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R.Moore. En esta máquina la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos. La probeta, como la de la figura 1.9, se máquina y se pule con mucha meticulosidad, con un pulido final en una dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales. (ob. cit.).

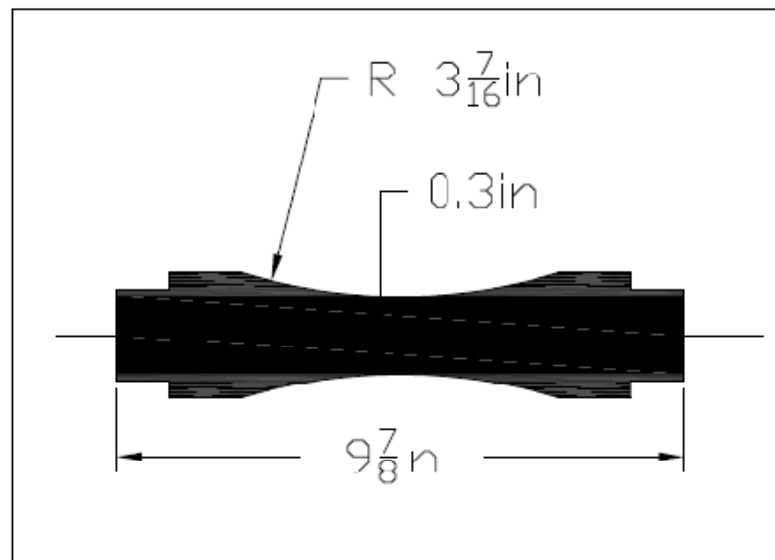


Figura 1.9 Probeta de ensayos a flexión rotativa de R. R. Moore

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. Para el ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga para que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el usado en el primero. Este proceso se continua y los resultados se grafican con un diagrama S-N (figura 1.10).

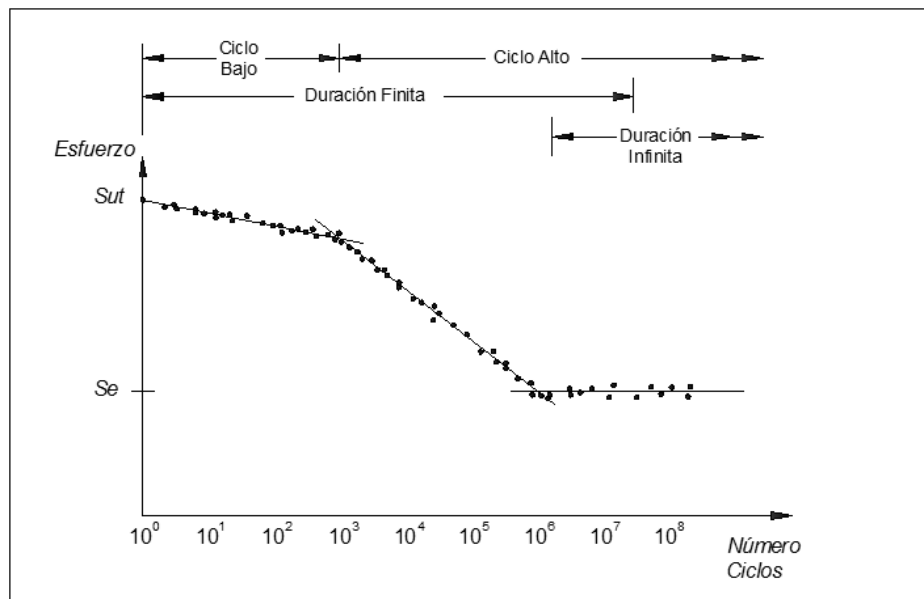


Figura 1.10 Curva de Wohler

La gráfica se hace en papel semilogarítmico o en papel log-log. En el caso de metales ferrosos y aleaciones la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzos durante un cierto número de ciclos. Al graficar en papel logarítmico, se acentúa la

curvatura en la línea, la cual quizás no sea visible si los resultados se graficaran en coordenadas cartesianas. (ob. cit.).

La ordenada del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga  $S_f$ ; un enunciado de esta resistencia siempre se debe acompañar por su correspondiente número de ciclos N. (ob. cit.).

Pronto se verá que los diagramas S-N se determinan para una probeta de ensayo o para un elemento mecánico real. Aun cuando el material de la muestra de prueba y el del elemento mecánico sean idénticos, habrá diferencias significativas entre los diagramas de los dos. (ob. cit.).

En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la grafica y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos la resistencia correspondiente al cambio en la grafica se llama limite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ), o limite de fatiga. La gráfica de la figura anterior nunca se hace horizontal para metales no ferrosos y aleaciones. De aquí que estos materiales no presentan un límite de fatiga. (ob. cit.).

Se observa que un ciclo de esfuerzo (N=1) constituye una sola aplicación y una remoción de una carga y luego otra aplicación y remoción de la carga en la dirección opuesta. De esta manera, N=1/2 significa que la carga se aplica una vez y luego se quita, que es el caso de la prueba a la tensión simple. (ob. cit.).

El conjunto de conocimientos disponibles sobre la falla a la fatiga, desde N=1 hasta N=1000ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajo ciclaje como se indica en la figura anterior (curva Wohler). Entonces la fatiga de alto ciclaje tiene que ver con la fatiga correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que  $10^3$  ciclos. (ob. cit.).

En la figura 1.10 se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las regiones no se pueden definir con claridad excepto para un material específico. Pero se ubica en algún punto entre  $10^6$  y  $10^7$  ciclos para acero.

Como se hizo notar con anterioridad, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayo sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufactura. Esto, de hecho, es un requisito, no una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga. Debido a esta necesidad de ensayos realmente sería innecesario proceder más adelante; el deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga de manera que se pueda utilizar el método los métodos más efectivos para mejorar la resistencia a la fatiga. De esta manera, nuestro propósito principal al estudiar la fatiga es entender por qué ocurren las fallas, de tal manera que se pueda evitarlas de manera óptima. Por esta razón los métodos analíticos de diseño que se presentan no producen resultados precisos. Los resultados se deben tomar como una guía, como algo que indica lo que es importante y lo que no es al diseñar para evitar las fallas por fatiga. (ob. cit.).

Los métodos de análisis de la falla por fatiga representan una combinación de ingeniería y ciencia. A menudo la ciencia no puede proporcionar las respuestas que son necesarias, aunque la ciencia no ha explicado por completo el mecanismo real de la fatiga, el ingeniero debe diseñar en prevención a esta. Los ingenieros utilizan la ciencia para resolver sus problemas si la ciencia está disponible para esto. Pero disponible o no el problema se debe resolver y cualquiera que sea la forma que tome la solución bajo estas condiciones se llama ingeniería.

### 1.4.2. Ecuaciones de Marín

El ensayo realizado en laboratorio es con una probeta con una forma, tamaño y calidad superficial determinada, además se realizó en un entorno de presión y temperatura ambiente. Por ende los límites de resistencia a la fatiga variaron a pesar de estudiarse el mismo material.

Algunas de las diferencias se basan en:

Material: composición, base de falla, variabilidad.

Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión por frotamiento, condición superficial, concentración de esfuerzo.

Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempo de relajación

Díselo: forma, vida, estado de esfuerzo, velocidad y rozamiento.

Para realizar una estimación en base a los ensayos de laboratorio se utiliza la ecuación de Marín. La cual modifica el límite de resistencia a la fatiga según las condiciones de la pieza a diseñar.

El Límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ) Según la ecuación de Marín es:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$S'_e$  : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$K_a$  : Factor de Modificación de la condición superficial.

$K_b$  : Factor de Modificación del tamaño.

$K_c$  : Factor de Modificación de la carga.

$K_d$  : Factor de Modificación de la Temperatura.

$K_e$  : Factor de Modificación de efectos varios.

#### **1.4.2.1 Factor de superficie $k_a$**

La superficie de una probeta de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión, según la pieza sea esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada.

#### **1.4.2.2 Factor de tamaño $k_b$**

Se ha determinado a través de procedimientos experimentales que para distintas dimensiones el límite de resistencia a la fatiga varía. Un problema práctico importante es la predicción del comportamiento en fatiga de los grandes componentes de las máquinas. A través de este factor se pueden predecir el comportamiento a fatiga de piezas de distintas geometrías en función de los resultados obtenidos con probetas.

#### **1.4.2.3 Factor de carga $k_c$**

Cuando se realizan ensayos a la fatiga con carga de flexión rotativa, axial y torsional, los límites de la resistencia difieren.

#### **1.4.2.4 Factor de carga $k_d$**

Cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente se debe investigar la fluencia primero porque la resistencia a la

fluencia disminuye con rapidez con la temperatura. Mientras que para temperaturas por debajo de la temperatura ambiente existe el riesgo de una fractura frágil. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas; por lo que también se sugiere considerar este factor.

### 1.5. Sistemas mecánicos

Se llama sistema mecánico a todo sistema que realiza una función determinada mediante el movimiento de uno o más elementos. (León, 1982)

En la siguiente figura se muestra esquemáticamente un sistema mecánico con sus distintas componentes. En dicho sistema se distinguen:

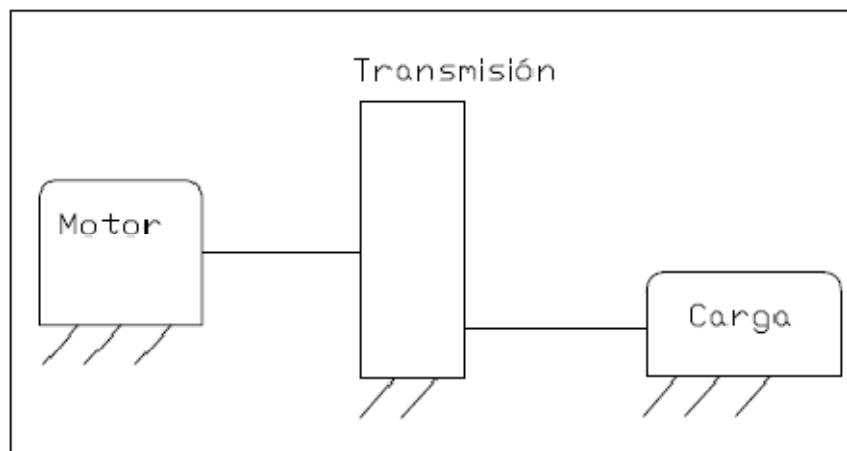


Figura 1.11 Sistemas mecánicos

Motor: es el elemento motriz responsable de la entrega de energía mecánica al sistema. Como ejemplos de elementos motores se pueden mencionar las turbinas, motores eléctricos y motores de combustión interna. (ob. Cit.).

Carga: es el elemento receptor de la energía mecánica, la cual utiliza para realizar una función específica. Tal es el caso de las máquinas herramientas, bombas, compresores y generadores eléctricos. (ob. Cit.).

Transmisión: es el responsable de la transmisión de energía desde el elemento motor hasta el elemento conducido o carga. Su función se reduce pues a modificar variables mecánicas tales como magnitud o dirección de velocidades fuerzas y pares. (ob. Cit.).

Dispositivos auxiliares: pertenecen a esta categoría todos aquellos elementos responsables de funciones específicas tales como volantes, reguladores, medidores, etc. (ob. Cit.).

### **1.5.1. Régimen de un sistema mecánico**

Se dice que un sistema mecánico esta en *régimen absoluto* cuando la velocidad de sus distintos componentes se mantiene invariante en el tiempo. Cuando la velocidad de las componentes se repite periódicamente se dice que el sistema está en *régimen periódico*. En cualquier otro caso se habla de *régimen transitorio*.

### **1.5.2. Curvas características de las máquinas**

Desde el punto de vista dinámico una máquina (conductora o conducida) está caracterizada por una relación específica entre el momento (entregado por el motor o requerido por la carga) y la correspondiente velocidad angular de su eje. La representación grafica de dicha relación se llama *curva característica de la máquina*.



Para el caso de las cargas existen distintos tipo de curvas características, las más frecuentes son:

Carga constante:  $M=\text{constante}$ . Este tipo de característica es representativo de las cargas de fricción, máquinas de elevación, máquinas herramientas, frenos, etc.

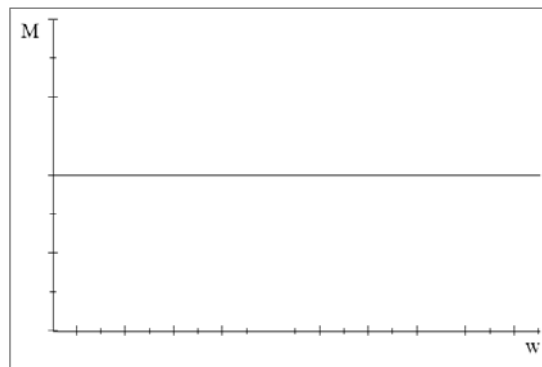


Figura 1.12 Curva de carga constante

Carga lineal:  $M=K\omega$  ( $K$  constante). Los generadores de corriente continua y las cargas de fricción viscosa, tales como las mezcladoras y amortiguadores torsionales, son representados por este tipo de característica.

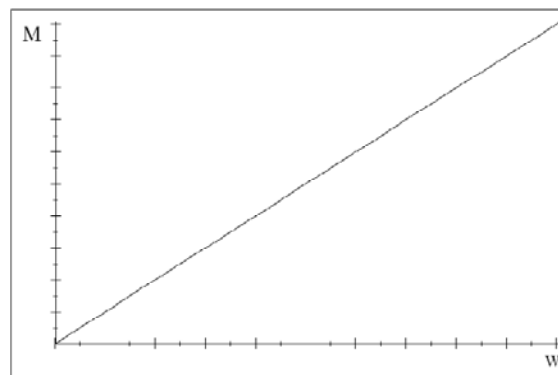


Figura 1.13 Curva de carga lineal

Carga cuadráticas:  $M=K\omega^2$  (K constante). Este tipo de curva es característico de las bombas y ventiladores.

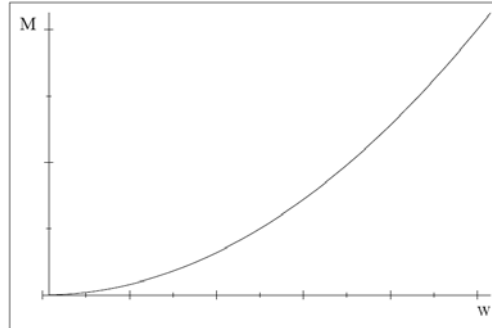


Figura 1.14 Curva de carga cuadrática

Cargas hiperbólicas:  $M=K/\omega$  (K constante). Este tipo de curva es típica de las devanadoras de papel.

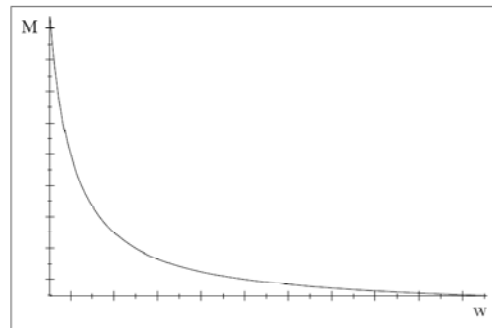


Figura 1.15 Curva de carga hiperbólica

### 1.5.3 Ecuación fundamental de los sistemas mecánicos rotativos

A continuación se establecerá la ecuación general que rige el comportamiento dinámico de los sistemas rotativos. Con este fin considere un dispositivo motor que se conecta con una carga mediante

una transmisión, de manera tal que la configuración de los ejes conductor y conducido sea arbitraria. Tal como se muestra en la figura 1.16.

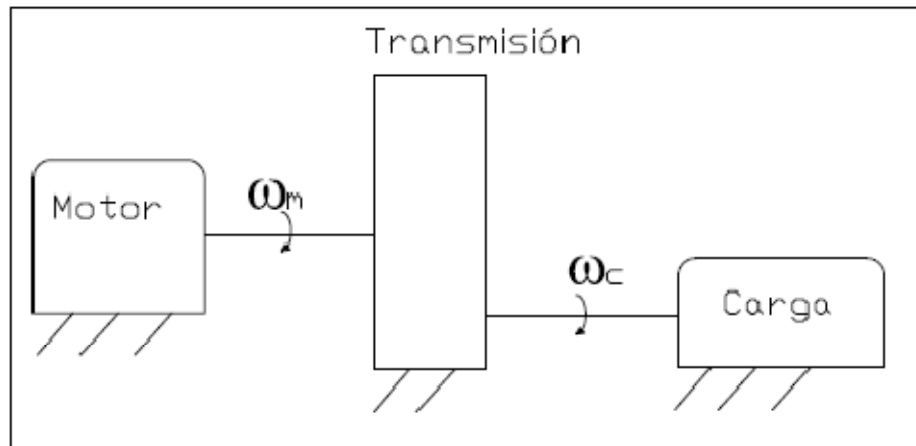


Figura 1.16 Sistema mecánico

De acuerdo a los sentidos de rotación indicados en la anterior figura se pueden construir los “semidiagramas de cuerpo libre” de la figura siguiente, para los ejes conductor y conducido. Suponga que estos ejes son rígidos.

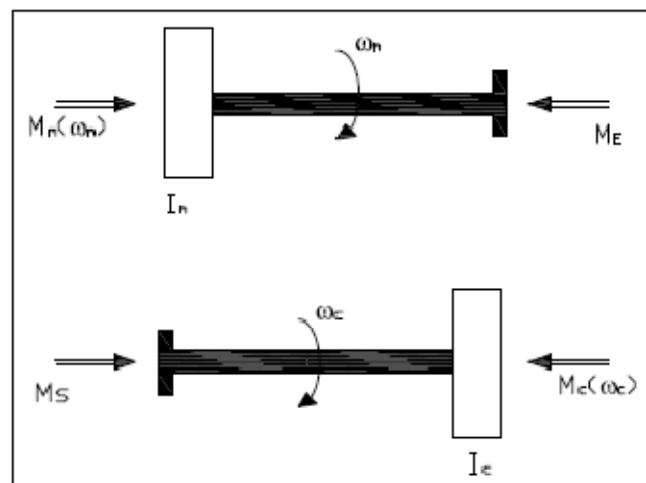


Figura 1.17 Semidiagramas de cuerpo libre

En donde:

$I_m$ ,  $I_c$  representan los momentos de inercia polares de todas las masas asociadas al eje motor y al eje conducido, respectivamente.

$M_m$ ,  $M_c$  representan las magnitudes del par de carga y del par del motor. Observe que en la figura 1.17 se han orientado estos pares en forma consistente con los sentidos de rotación de los ejes correspondientes.

$M_E$ ,  $M_S$  representan las magnitudes de los pares de entrada y salida, respectivamente, de la transmisión.

Al aplicar las ecuaciones de Euler para la rotación de un cuerpo rígido al eje motor y al eje de la carga y organizando algunos términos se obtiene la expresión:

$$M_m(\omega_m) - \frac{n}{\eta} M_c(n\omega_m) = (I_m + \frac{n^2}{\eta} I_c) \frac{d\omega_m}{dt}$$

Esta es llamada *ecuación fundamental del sistema mecánico* referida al eje motor, la cual expresa que todo sistema mecánico rotativo puede reducirse a un sistema de un solo eje que gira con la velocidad angular del eje motor  $\omega_m$ ; cuyo momento de inercia, llamado *momento de inercia equivalente* del sistema referido al eje motor viene dado por (ob. Cit.):

$$I_e = I_m + \frac{n^2}{\eta} I_c$$

Y sobre el cual se aplica un par de magnitud

$$M_a = M_m - \frac{n}{\eta} M_c$$

Llamado *par acelerante* del sistema.

### 1.6. Velocidades críticas en los ejes

Cuando un eje gira, la excentricidad ocasiona una deflexión debido a la fuerza centrífuga que se resiste por la rigidez a flexión del eje  $EI$ . Siempre y cuando las deflexiones sean pequeñas, no se ocasiona ningún daño. Sin embargo, las culpables se llaman velocidades críticas; a ciertas velocidades el eje es inestable, y las deflexiones se incrementan sin un límite superior. Por fortuna aunque la forma de la deflexión dinámica se desconoce, mediante una curva de deflexión estática se obtiene un cálculo excelente de la velocidad crítica. Esa curva cumple con la condición de frontera de la ecuación diferencial (momento y deflexión cero en ambos cojinetes) y la energía del eje no es en particular sensible a la anatomía de la curva de deflexión. Los diseñadores primeros buscan las velocidades críticas de al menos el doble de la velocidad de operación. (ob. cit).

El eje, debido a su propia masa, tiene una velocidad crítica. El ensamble de elementos a un eje tiene de igual forma una velocidad crítica que es mucho menor que la velocidad crítica intrínseca del eje. La estimación de estas velocidades críticas (y sus armónicas) es una tarea del diseñador. Cuando la geometría es simple como en un eje de diámetro uniforme, simplemente apoyado, se expresa como. (ob. cit).

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}}$$

Donde  $m$  es la masa por unidad de longitud,  $A$  el área de sección transversal y  $\gamma$  es el peso específico. Para un ensamble de elementos Rayleigh estableció.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum \omega_i y_i}{\sum \omega_i y_i^2}}$$

Donde  $w_i$  es el peso del elemento  $i$ ésimo y  $y_i$  es la deflexión en la ubicación del  $i$ ésimo cuerpo. Se puede utilizar la anterior ecuación para el caso de ejes con distintas secciones transversales, dividiendo el eje en segmentos y colocando su fuerza de peso en el centroide del segmento. La ayuda de la computadora se utiliza con frecuencia para aminorar la dificultad al calcular las deflexiones transversales de un eje escalonado. La ecuación de Rayleigh sobreestima la velocidad crítica. (ob. cit).

Para contrarrestar la complejidad mayor del detalle se adopta un punto de vista útil. Puesto que el eje es un cuerpo elástico, se utiliza coeficientes de influencias, que son las deflexiones transversales en la ubicación  $i$  en un eje, debida a una carga unitaria en la ubicación  $j$  en el eje. (ob. cit).

El teorema recíproco de Maxwell estipula que hay una simetría respecto a la diagonal principal compuesta de tal forma que  $\delta_{ij} = \delta_{ji}$ . La relación reduce el trabajo de encontrar los coeficientes de influencia.

La deformación del punto  $i$  ( $y_i$ ) es:

$$y_i = W_1 \cdot \delta_{i1} + W_2 \cdot \delta_{i2} + W_3 \cdot \delta_{i3} + W_4 \cdot \delta_{i4} + \dots$$

Luego se sustituyen los valores en la ecuación anterior y se obtiene la velocidad crítica del eje.

### 1.7. Metodología del Diseño

La metodología del diseño tiene por objeto proporcionar un modelo que permita elaborar un plan general que determine las operaciones necesarias con el fin de obtener una respuesta directa a las necesidades específicas de un problema para obtener una solución. (Barajas, 2003).

Más específicamente, el diseño en ingeniería, consta de elaborar un plan para satisfacer una necesidad humana. Todo diseño tiene un propósito, la

obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. Si este plan propicia la creación de un objeto que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil y que se pueda fabricar y comercializar. (ob. cit).

Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, y es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles. (ob. cit).

De manera general, las fases de la metodología del diseño son:

- Identificación del problema.
- Ideas preliminares
- Perfeccionamiento del problema.
- Análisis
- Decisión.
- Realización.

Más específicamente, el diseño en ingeniería, consta de elaborar un plan para satisfacer una necesidad humana. Todo diseño tiene un propósito, la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. Si este plan propicia la creación de un objeto que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil y que se pueda fabricar y comercializar. (ob. cit).

Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, y es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles. (ob. cit).

### **1.7.1. Identificación del problema**

Es importante en cualquier actividad constructiva dar una definición clara de los objetivos para así tener una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos.

Definir es establecer los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que está buscándose. Es indicar lo que se quiere hacer y a dónde no se quiere llegar. (ob. cit).

Definir un problema es la parte más complicada en el proceso de diseño; una equivocación a esta altura representa un enorme error al final. (ob. cit).

### **1.7.2. Ideas preliminares**

Una vez que se ha definido y establecido el problema en forma clara, es necesario recopilar ideas preliminares a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño. Puesto que en la etapa de identificación del problema solamente se han establecido limitaciones generales, el diseñador puede dejar que su imaginación considere libremente cualquier idea que se le ocurra. Estas ideas no deben evaluarse en cuanto a factibilidad, dado que se las trata con la esperanza de que una actitud positiva estimule otras ideas asociadas como una reacción en cadena. (ob. cit).



### **1.7.3. Perfeccionamiento del problema**

La etapa de perfeccionamiento es el primer paso en la evaluación de las ideas preliminares y se concentra bastante en el análisis de las limitaciones. Todos los esquemas, bosquejos y notas se revisan, combinan y perfeccionan con el fin de obtener varias soluciones razonables al problema. Deben tenerse en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño final. (ob. cit).

### **1.7.4. Análisis**

El análisis es la parte del proceso de diseño que mejor se comprende en el sentido general. El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a factores humanos, apariencia comercial, resistencia, operación, cantidades físicas y economía dirigidos a satisfacer requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio. (ob. cit).

A cada una de las soluciones generadas se le aplican diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se dejan las que de alguna manera podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado. (ob. cit).

### **1.7.5. Decisión**

La decisión es la etapa del proceso de diseño en la cual el proyecto debe aceptarse o rechazarse, en todo o en parte. Es posible desarrollar, perfeccionar y analizar varias ideas y cada una puede ofrecer ventajas

sobre las otras, pero ningún proyecto es ampliamente superior a los demás. La decisión acerca de cual diseño será el óptimo para una necesidad específica debe determinarse mediante experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, como ocurriría en una solución improvisada. (ob. cit).

#### **1.7.6. Realización**

El último paso del diseñador consiste en preparar y supervisar los planos y especificaciones finales con los cuales se va a construir el diseño. En algunos casos, el diseñador también supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para realización, debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales utilizados y otras especificaciones. Durante esta etapa, el diseñador puede hacer modificaciones de poca importancia que mejoren el diseño; sin embargo, estos cambios deben ser insignificantes, a menos que aparezca un concepto enteramente nuevo. En este caso, el proceso de diseño debe retornar a sus etapas iniciales para que el nuevo concepto sea desarrollado, aprobado y presentado. (ob. cit).

## 2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

### 2.1. Identificación del problema

La disciplina del ciclismo requiere de diversos tipos de entrenamiento, el más común es el entrenamiento de campo, pero debido a condiciones ambientales, de seguridad y de requerimientos técnicos específicos, también necesita de un entrenamiento en lugares especializados que permitan al ciclista enfocarse en aspectos específicos que permitirán mejorar su desempeño en el campo. Para realizar este tipo de entrenamiento más focalizado se requiere de una maquinaria diseñada específicamente para tal fin, es importante notar que la mayoría de estos dispositivos son de fabricación extranjera, lo cual hace importante la creación de máquinas de entrenamiento de fabricación nacional.

### 2.2. Perfeccionamiento del problema

Dicha máquina debe cumplir los siguientes requerimientos:

Utilización de la bicicleta propia del ciclista.

Útil para bicicletas montaÑeras y de ruta.

Adaptación a las distintas dimensiones de ciclistas y de sus bicicletas

Relativamente portátil, con el fin de que pueda ser utilizado por el ciclista en su hogar

Fácil operación y mantenimiento.

### 2.3. Tormenta de ideas

#### 2.3.1 Propuesta N°1

Consiste de un arreglo de tres rodillos y un marco. La rueda delantera descansa sobre uno de los rodillos y la rueda trasera entre los dos rodillos restantes. El rodillo frontal está conectado a los rodillos traseros a través de una correa, de tal manera que al moverse la rueda trasera la correa transmita este movimiento a la rueda delantera. Esto permite la estabilidad de la bicicleta a lo largo de los rodillos en movimiento y permite a la bicicleta estar balanceada tal como si estuviese siendo manejada a campo abierto. Además la posición del rodillo delantero es variable, esto permite que la máquina se adapte a varias dimensiones de bicicletas.

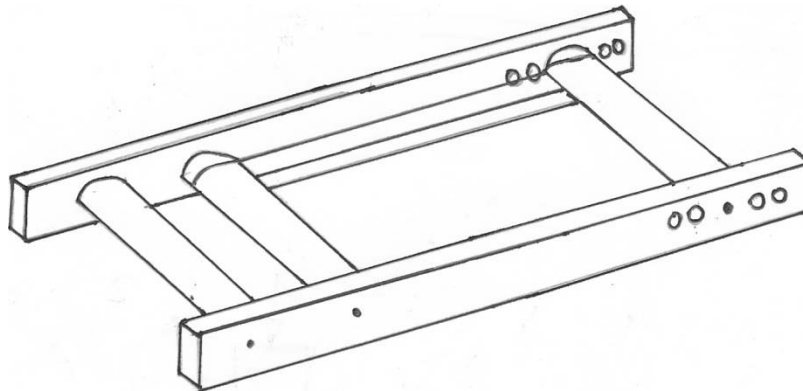


Figura 2.1 Propuesta N°1

### 2.3.2. Propuesta N°2

Una estación de ciclismo estacionario tiene un soporte para la parte trasera de una bicicleta convencional y una resistencia que está especialmente configurada para obstaculizar el movimiento de la rueda trasera.

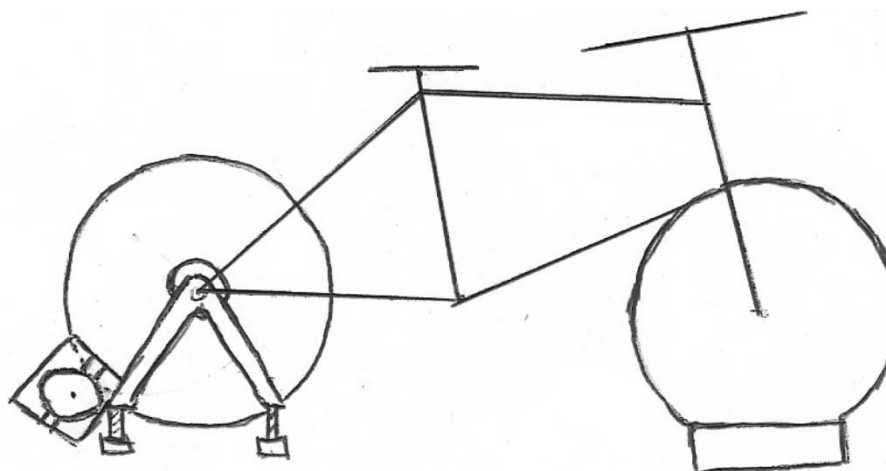


Figura 2.2 Propuesta N°2

### 2.3.3. Propuesta N°3

Esta máquina se basa en una combinación entre la propuesta 1 y 2. Está conformada por tres rodillos y un marco, sobre el cual se apoya la bicicleta. Además provee resistencia al ciclista a través de un freno el cual está acoplado a uno de los rodillos. Requiere de una correa la cual permite la transmisión del movimiento de los rodillos traseros a los delanteros, para de esta forma garantizar el equilibrio del ciclista. La posición del rodillo delantero es variable, lo cual permite que la máquina se adapte a distintas dimensiones de bicicletas.

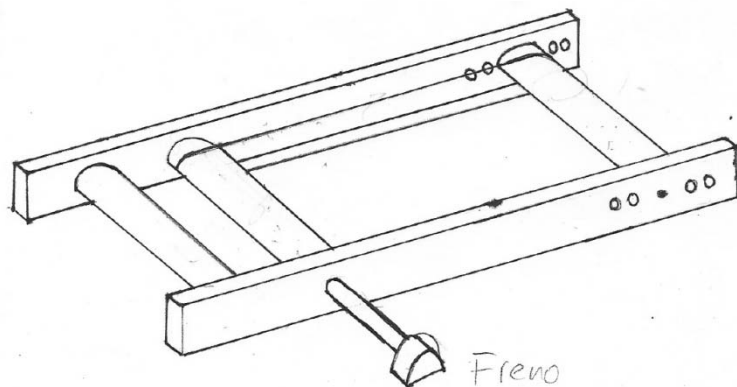


Figura 2.3 Propuesta N°3

### 2.3.4. Propuesta N°4

Este dispositivo consta de dos ejes, una banda y un marco solido, arropado por la banda, el cual permite que la bicicleta ruede sobre una superficie rígida. El movimiento de la banda se realiza a través de la utilización de un motor, además se puede cambiar la inclinación de la banda mediante unos tornillos, los cuales funcionan como bases al marco.

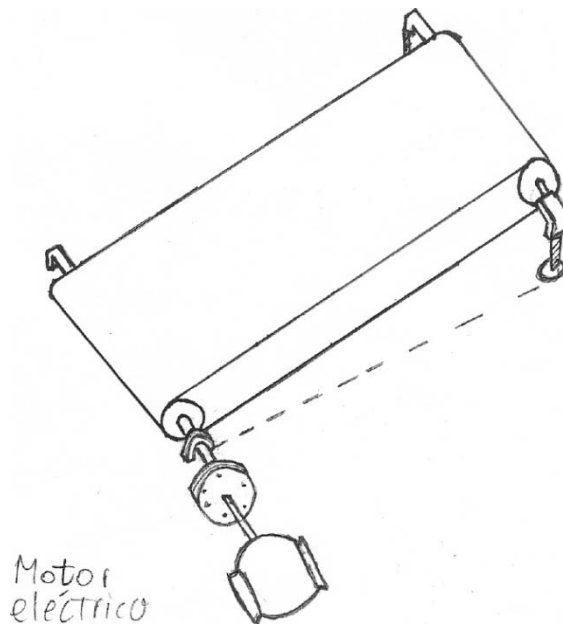


Figura 2.4 Propuesta N°4

### 2.3.5. Propuesta N°5

Consta de dos rodillos los cuales soportan la rueda trasera y de un conjunto formado por dos rodillos, una banda, y un cuerpo solido, los cuales soportan la rueda delantera. Esto permite que la máquina se ajuste a diferentes dimensiones de bicicletas. Además requiere de una correa la cual transmite el movimiento de los rodillos traseros a los delanteros.

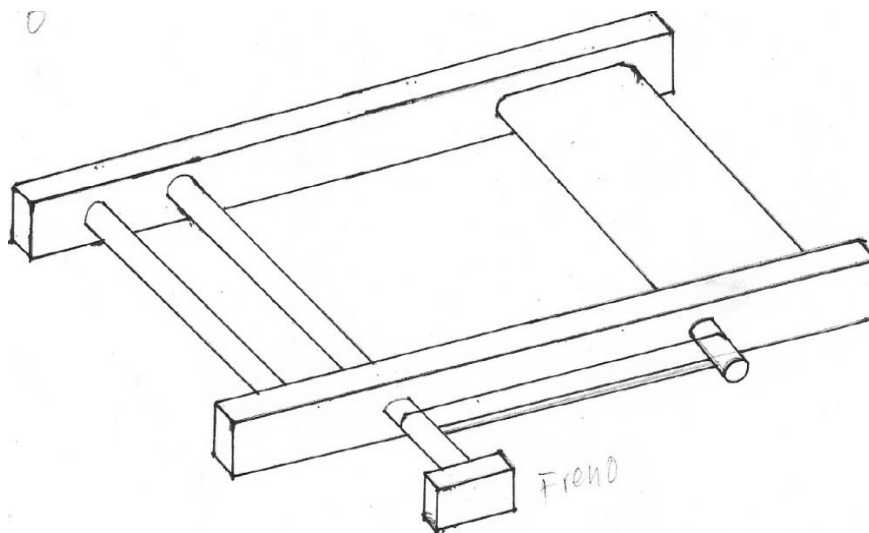


Figura 2.5 Propuesta N°5



#### **2.4. Determinación de los parámetros de diseño**

Debido a que dicha máquina está destinada al uso por ciclistas profesionales y aficionados, se realizaron encuesta con el fin de determinar los parámetros más importantes para los futuros usuarios. Además se determinaron parámetros como masa, dimensiones de bicicletas y otros parámetros de futuro interés desde el punto de vista mecánico.

Es importante notar que esta metodología permitió determinar los parámetros de diseño además de la importancia que tiene cada uno, para los ciclistas. Por ende, los ciclistas calificaron cada parámetro en una escala del 1 al 10, donde 1 se refiere a poco relevante y 10 se refiere a muy relevante.

#### **2.5 Análisis de los parámetros de diseño**

Se realizaron entrevistas abiertas a profesionales y aficionados del ciclismo, entre ellos al encargado de la división de ciclismo en el velódromo del Instituto Nacional de Deportes (IND), y a estudiantes de Ingeniería Mecánica. Además se realizaron diez encuestas a través de las cuales se obtuvieron los parámetros de diseño y su respectiva ponderación (Anexo 1).

Al analizar las 10 entrevistas se encontraron datos importantes.

De la primera pregunta se obtuvieron los siguientes resultados:

- De la muestra total 30% fueron mujeres y 70% hombres.
- La masa promedio de los encuestados fue: 70,8 Kg

- El tamaño de bicicleta, el 30% posee una bicicleta rin 25, el 80% posee una bicicleta rim 27, y el 10% tiene ambos tamaños.
- El tipo de bicicleta, el 30% tiene bicicleta montañera, el 90% tiene bicicleta de ruta, y el 20% tiene ambas.
- Practicas semanales: el 30% practica 2 veces por semana, el 40% practica 3 veces por semana, el 20% practica 4 veces por semana y el 10% practica 5 veces por semana. En promedio son 3.1 prácticas semanales.
- Tiempo diario: el 10% practica 2 horas diarias, el 50% practica 3 horas diarias y el 40 % practica 4 horas diarias. En promedio son 3.3 horas diarias.

De la segunda pregunta se obtuvieron las siguientes valoraciones a los parámetros de diseño suministrados por nosotros:

Característica	Ponderación
Fácil construcción	8,33
Poco mantenimiento	7,06
Ligero	5,94
Bajo consumo energético	7,42
Estético	6,33
Universal	911

Tabla 2.1 Parámetros de diseño asignados

De la tercera pregunta se obtuvieron los parámetros suministrados por los encuestados así como sus respectivas valoraciones.

Característica	Ponderación
Bajo costo	8,31
Desarrollo de técnica	9,82
Desarrollo de la resistencia	9,77

Tabla 2.2 Parámetros de diseño suministrados

- Bajo costo: se refiere al costo inicial de la máquina, formado por el costo de la materia prima y los costos de fabricación. No incluye costo de operación y mantenimiento.
- Poco mantenimiento: se refiere a que dicho mantenimiento sea sencillo y poco frecuente.
- Ligero: de poco peso
- Bajo consumo eléctrico: se refiere a que el consumo de energía eléctrica sea el menor posible
- Desarrollo de la técnica: se refiere a lo útil que sea el dispositivo para el mejoramiento de la técnica del pedaleo y el balance del ciclista.
- Portátil: de dimensiones las cuales permitan el entrenamiento en espacios pequeño y el fácil transporte del dispositivo.
- Estético: que sea agradable a la vista.
- Universal: que permita su uso para distintos tamaños y tipos de bicicletas.
- Fácil construcción: se refiere a la utilización de procesos de fabricación universales y sencillos.

**2.6 Decisión**

Como lo indica el proceso de diseño la decisión de cual diseño es el óptimo debe determinarse mediante experiencia técnica e información real, y como no se dispone de dicha experiencia se utilizo como herramienta de ayuda la matriz de decisiones para obtener la mejor solución.

### 2.6.1 Matriz de decisión

Una vez determinados los parámetros de diseño, se realizó una evaluación de cada una de las propuestas de la tormenta de ideas utilizando una matriz morfológica la cual basada en los valores de los parámetros de diseño, define cual de las propuestas cumple en mayor grado con dichos parámetros, la matriz se muestra a continuación en la siguiente tabla.

Parámetro	Ponderación	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4	Modelo 5
Bajo costo	8,31	7	8	6	4	5
Poco mantenimiento	7,06	5	7	6	3	4
Ligero	5,94	4	5	4	3	4
Bajo consumo eléctrico	7,42	7	7	7	3	7
Desarrollo de técnica	9,82	9	1	9	8	9
Desarrollo de la resistencia	9,77	2	8	8	9	3
Portátil	5,42	4	5	5	1	4
Estético	6,33	5	5	5	5	5
Universal	9,11	8	8	8	9	8
Fácil construcción	8,33	7	6	6	4	5
<b>Total</b>	<b>77,51</b>	<b>58</b>	<b>60</b>	<b>64</b>	<b>49</b>	<b>54</b>
<b>Porcentaje (%)</b>	<b>100</b>	<b>74,83</b>	<b>77,41</b>	<b>82,57</b>	<b>63,22</b>	<b>69,67</b>

Tabla 2.2 Matriz de decisión

### 2.6.2 Propuesta obtenida

Una vez realizada la matriz morfológica se compararon los distintos modelos. Obteniéndose como la propuesta seleccionada la número 3.

### 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 3.1 Cálculo de la resistencia del freno

Para el cálculo de la resistencia prestada por el freno se realizó un ensayo en el cual se unió el freno a un eje hueco de 19,01mm de diámetro e inercia despreciable, luego se enredo una cuerda de dicho eje y se le sujeto una masa de 0,95Kg. Una vez realizado esto se dejo caer dicha masa 1,95m. Se realizaron varios ensayos en los cuales se media el tiempo de caída de la masa.

El montaje es el siguiente:

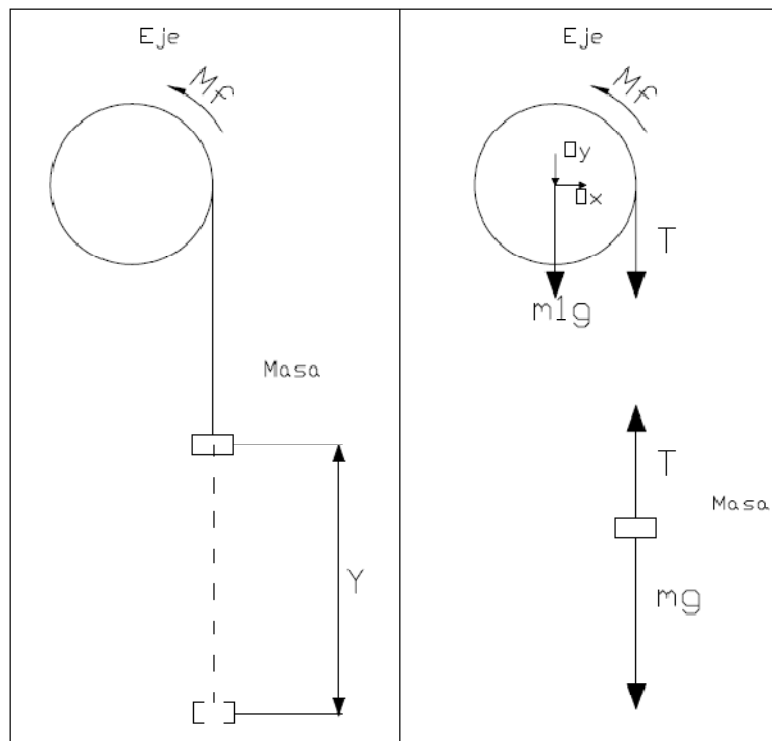


Figura 3.1 Montaje del experimento

Figura 3.2 Diagramas de cuerpo libre

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Medición	1	2	3	4	5	promedio
tiempo(s)	2,820	3,230	2,670	2,700	2,650	2,814
$(x_{\text{prom}} - x_i)^2$	3,60E-05	1,73E-01	2,07E-02	1,30E-02	2,69E-02	0,234

desviación estandar 0,216

Tabla 3.1 Tiempos de caída

Del diagrama de cuerpo libre, correspondiente a la masa, se observa:

$$\Sigma \vec{F} = m \cdot \vec{a}$$

$$\vec{a} = -a \cdot \hat{j}$$

$$\Sigma F_y = ma_y$$

$$T - mg = m(-a)$$

$$T = m(g - a) \text{ Ecuación I}$$

Del diagrama correspondiente al eje se observó:

$$\Sigma \vec{M} = I \cdot \vec{\alpha}$$

$$M_f - T \cdot r = I(-\alpha)$$

$$M_f = T \cdot r - I\alpha \text{ Ecuación II}$$

Sustituyendo la ecuación I en la II

$$M_f = m \cdot r \cdot (g - a) = 0,95 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} (9,81 - 0,494)$$

$$M_f = 0,169 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 3.2 Cálculo del factor de seguridad del rodillo de aluminio

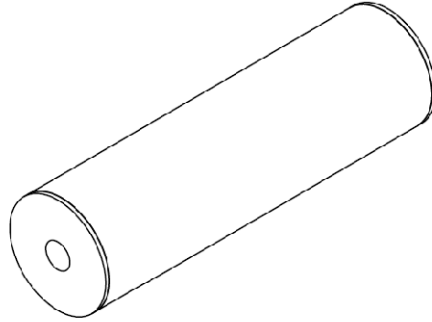


Figura 3.3 Rodillo

Para los cálculos del diseño se asumió que  $2/3$  del peso del conjunto ciclista-bicicleta son sostenidos por dos rodillos que sostienen la rueda trasera. Mientras que el restante  $1/3$  del peso del conjunto es sostenido por la rueda delantera.

Para el eficaz funcionamiento de este importante elemento se realizó el cálculo del factor de seguridad correspondiente a los rodillos. Es importante notar que la máquina consta de tres rodillos de aluminio, lo cuales tienen geometrías idénticas, por esto el cálculo del factor de seguridad se basó en las solicitaciones presentes en el rodillo intermedio, el cual por estar acoplado al freno, por lo cual es el más exigido.

El cilindro es de aluminio comercialmente puro y tiene dimensiones:

Diámetro exterior: 102mm.

Diámetro interior: 95mm.

Longitud: 343mm.



El factor de seguridad se realizó a fatiga para una vida infinita ( $10^6$  ciclos). Y se tomaron en cuentas las sollicitaciones debido a:

- El peso del conjunto ciclista-bicicleta.
- El peso del cilindro de aluminio.
- El momento torsor generado por el freno y las pérdidas en los rodamientos.

La interacción entre la rueda trasera de la bicicleta y el rodillo intermedio se ve en la figura 3.4.

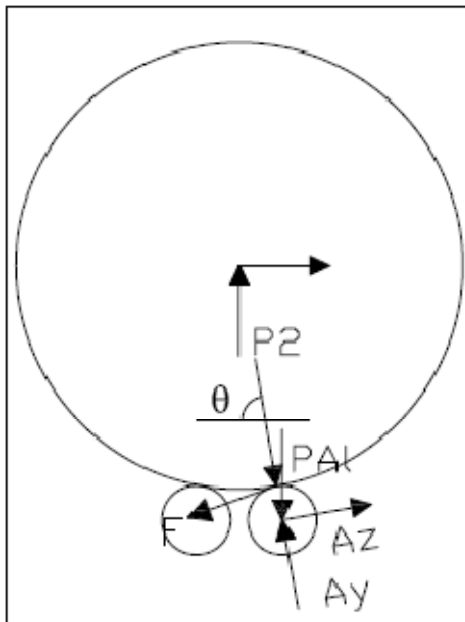


Figura 3.4 Interacción entre la rueda trasera y el rodillo intermedio

Obteniéndose el siguiente diagrama de cuerpo libre del rodillo

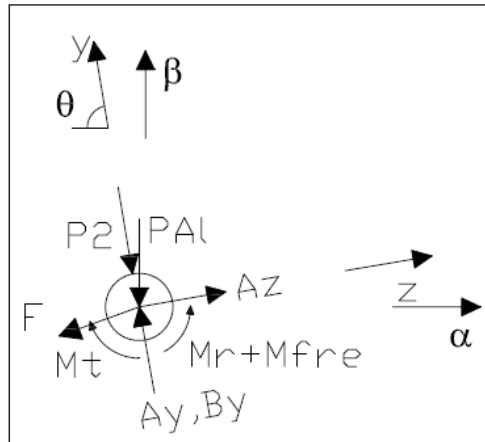


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre del rodillo

### 3.2.1 Estudio del peso del conjunto ciclista-bicicleta:

$$\theta = \arccos\left(\frac{4,5}{27}\right) = 80,41^\circ$$

El momento flector causado por la proyección del peso del conjunto ciclista-bicicleta, sobre el rodillo ( $M_{P2}$ ) es según Shigley tabla E-9

$$M_{P2} = \frac{P_2 \cdot l/2}{2}$$

Donde:

$P_2$  : Proyección del peso del conjunto ciclista-bicicleta sobre el rodillo

(N)

$l$  : Longitud del rodillo (m)

$$M_{P2} = \frac{40.9,81.34,3 \cdot 10^{-2}/2}{2} = 33,65 N \cdot m$$

## 3.2.2 Efecto del peso del aluminio:

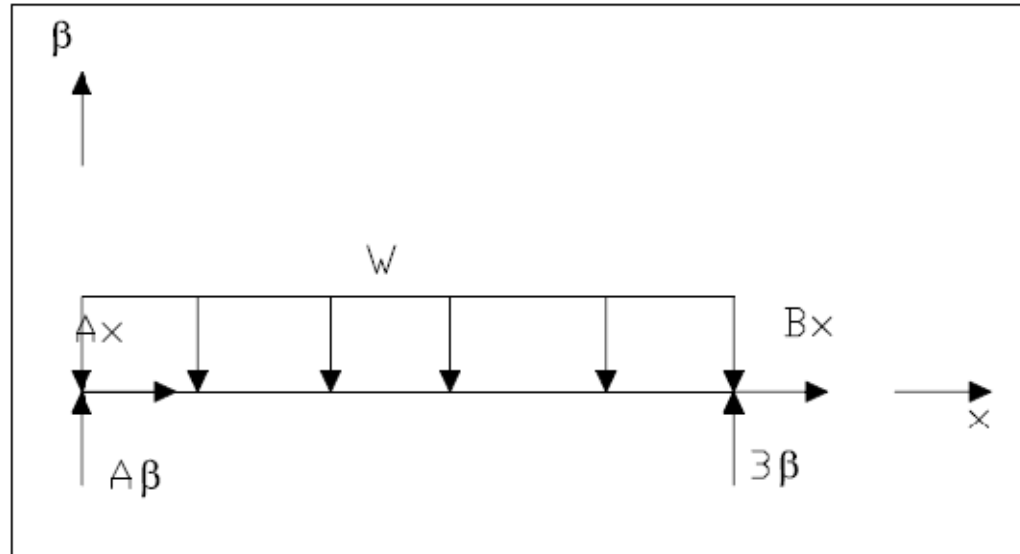


Figura 3.6 Efecto del peso del aluminio

El Momento flector causado por el peso del aluminio fue denotado como

$M_{PAI}$ :

El peso del cuerpo de aluminio es:

$$P_{Al} = l \cdot W = \gamma \cdot Vol = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot l}{4}$$

Donde:

$\gamma$  : Peso específico del aluminio ( $N/m^3$ )

$D_1$  : Diámetro externo del rodillo (m)

$D_2$  : Diámetro interno del rodillo (m)

$W$  : Peso por unidad de longitud (N/m)

De esta expresión se obtiene que:

$$W = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4} = \frac{26,6 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot (10,2^2 - 9,5^2) \cdot 10^{-4}}{4} = 28,81 \text{ N/m}$$

De la tabla E-5 del Shigley se obtiene que:

$$M_{PAI} = \frac{W(l/2)^2}{2} = \frac{28,81 \cdot (34,3 \cdot 10^{-2})^2}{8} = 0,42 \text{ N.m}$$

### 3.2.3 Solicitaciones asociadas al freno:

La fuerza tangencial necesaria para vencer al freno ( $M_{fre}$ ) y la resistencia de los rodamientos ( $M_r$ ) es denotada como F.

El momento torsor debido al freno se estimó como 0,169N.m.

El momento torsor necesario para vencer la resistencia de los rodamientos es 0,1942N.m.

$$F = \frac{M_F + 2M_r}{r} = \frac{0,169 + 2 \cdot 0,1942}{51 \cdot 10^{-3}} = 10,93 \text{ N}$$

$$M_F = \frac{F \cdot \frac{l}{2}}{2} = \frac{10,93 \cdot 34,3 \cdot 10^{-2} / 2}{2} = 0,937 \text{ N.m}$$

De lo anterior se nota que es despreciable el aporte al momento flector, realizado por el peso del aluminio y la fuerza tangencial necesaria para vencer al freno y las pérdidas en los rodamientos. El momento flector debido al peso del conjunto ciclista-bicicleta representa más del 96%.

El esfuerzo normal debido al momento flector ( $\sigma_f$ ) resultante es:

$$\sigma_f = \frac{M_{flector} \cdot r}{I}$$

$M_{flector}$  : Momento Flector (N.m)

$r$  : Radio (m)

$I$  : Momento de Inercia con respecto a  $\alpha$  ( $m^4$ )

$$I = \frac{\pi(D_1^4 - D_2^4)}{16} = 1,32 \cdot 10^{-6} m^4$$

$$\sigma_f = \frac{M_r \cdot r}{I} = \frac{33,65.5,1 \cdot 10^{-2}}{(1,32 \cdot 10^{-6}) \cdot 10^6} = 1,3 MPa$$

### 3.2.4 Estudio del esfuerzo cortante ( $\tau$ ):

$$\tau = \frac{M_t \cdot r}{J}$$

$M_t$  : Momento torsor debido al freno y los rodamientos (N.m)

$r$  : Radio (m)

$J$  : Momento polar de inercia ( $m^4$ )

$$J = \frac{\pi(D_1^4 - D_2^4)}{32} = 2,63 \cdot 10^{-6} m^4$$

El momento torsor en la mitad del eje es la suma de los momentos de frenado debido al freno y a un rodamiento según se observa en el siguiente diagrama:

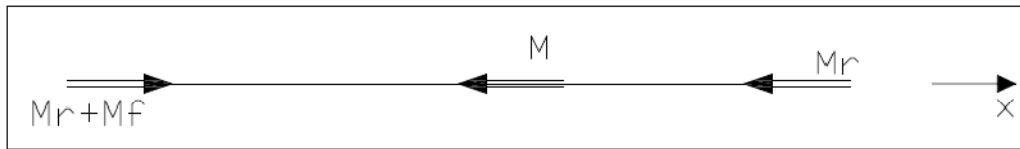


Figura 3.7 Diagrama de momentos torsores

$$M_T = M_F + M_r = 0,169 + 0,1942 = 0,3632 N.m$$

$$\tau = \frac{M_T \cdot r}{J} = \frac{0,3632 \cdot 5,1 \cdot 10^{-2}}{2,63 \cdot 10^{-6}} = 7043 Pa = 7,04 KPa$$

### 3.2.5 El Límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ):

Según la ecuación de Marín:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$S'_e$  : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa).

$K_a$  : Factor de Modificación de la condición superficial.

$K_b$  : Factor de Modificación del tamaño.

$K_c$  : Factor de Modificación de la carga.

$K_d$  : Factor de Modificación de la Temperatura.

$K_e$  : Factor de Modificación de efectos varios.

De la figura 2-21 del Norton se obtiene las propiedades del aluminio comercialmente puro:

$$S_{ut} = 100MPa.$$

$$S_y = 90MPa$$

De la tabla 7-14 del Shigley se obtienen las diferentes expresiones para calcular los factores de Marín.

$$S'_e = 0.506S_{ut} = 0,506.100MPa = 50,6MPa$$

$$K_a = 4,45.S_{ut}^{-0,265} = 1,313$$

$$K_b = 1,24.D^{-0,107} = 0,967$$

$$K_c = 1 \text{ (Ya que el eje está sometido a flexión)}$$

$$K_d = 1 \text{ (Ya que el eje se encuentra a temperatura ambiente)}$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = 50,6.1,313.0,967 = 64,25MPa. \text{ (En la mitad del rodillo)}$$

### 3.2.6 Factor de seguridad

Según la teoría de Soderberg sobre falla a carga variable:

$$\left(\frac{N.\sigma_a}{S_e}\right) + \left(\frac{N.\tau_m}{S_{ys}}\right) = 1$$

$$S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} \text{ Según Von Misses}$$

$$S_{ys} = \frac{90MPa}{\sqrt{3}} = 51,96MPa$$

$$\left(\frac{N \cdot 1,3 \text{MPa}}{64,25 \text{MPa}}\right) + \left(\frac{N \cdot 10,81 \text{KPa}}{51,96 \cdot 10^3 \text{KPa}}\right) = 1$$

$$N = 48,9$$

### 3.3 Cálculo de la geometría del apriete entre tapa y eje

El rodillo se encuentra fijo al eje a través de una unión por interferencia. Por esto la geometría de la tapa del rodillo fue calculada con la finalidad de verificar que las superficies unidas por interferencia no deslizaran. Los resultados de estos cálculos permitirán corroborar las dimensiones a las cuales fue llevada la tapa del rodillo. Dicho cálculo se realizó siguiendo el procedimiento explicado por Norton (1999).

La geometría del apriete es la siguiente:

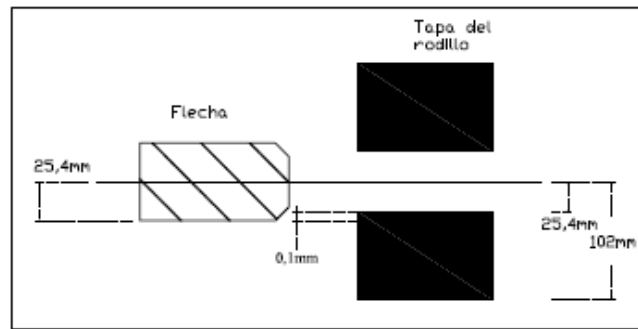


Figura 3.8 Geometría de la interferencia entre eje y tapa del rodillo

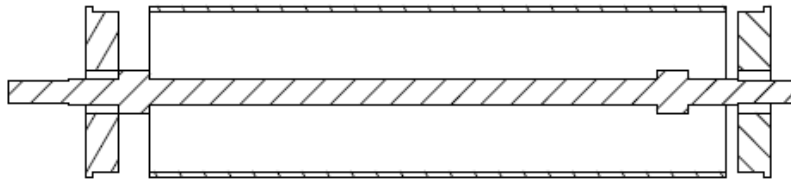


Figura 3.9 Ajuste por interferencia en la máquina



De la ecuación 9.14 a del Norton:

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_o} \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left( \frac{r_i^2 + r^2}{r^2 - r_i^2} + \nu_i \right)}$$

Donde:

$p$  : Presión en el apriete

$r$  : Radio nominal de la interfaz entre piezas

$r_o$  : Radio exterior de la tapa del rodillo

$r_i$  : Radio interior si existe alguno

$E_o$  : Módulo de Young de la tapa del rodillo

$E_i$  : Módulo de Young del eje de acero

$\nu_o$  : Módulo de Poisson de la maza

$\nu_i$  : Módulo de Poisson del eje

$\delta$  : Interfaz diametral total entre piezas

$$\delta = 2\Delta r$$

De la tabla E-5 del Shigley se obtuvieron los módulos de Young y Poisson correspondientes:

Para el aluminio:

$$E_o = 71GPa$$

$$\nu_o = 0,334$$

Para el acero:

$$E_o = 207GPa$$

$$\nu_o = 0,292$$

En el caso de este diseño

La interfaz radial es 0,1mm (0,2mm diametral):  $\Delta r = 1 \cdot 10^{-4}m$

El diámetro nominal de la interfaz es 1 pulgada:  $r = 1,27 \cdot 10^{-2}m$

El diámetro exterior de la tapa del rodillo es 102mm:  $r_o = 51 \cdot 10^{-3}m$

El eje es macizo:  $r_i = 0$

A través de la ecuación 9.14a la presión en el apriete (p) es 327MPa

Se nota que la presión en el apriete supera el esfuerzo último a tracción del acero y del aluminio utilizado. Debido a esto se observa que el acero deformara plásticamente y desprenderá parte del aluminio. Por esto se tomó como presión en el apriete la correspondiente al  $S_y$  del aluminio (p=90MPa).

El torque que es capaz de transmitir el apriete (T) se estima a través de la ecuación 9.14b del Norton.

$$T = 2\pi r^2 \mu p l$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción en la interfaz, según la norma AGMA este valor está comprendido entre 0,12 y 0,2. Se tomó  $\mu = 0,12$ , el caso más desfavorable.

$$T = 2\pi(1,27 \cdot 10^{-2})^2 0,12 \cdot 90 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 164,2N.m$$

El torque que se desea transmitir es de  $0,363\text{N.m}$  en el apriete del lado del freno y  $0,1942\text{N.m}$  en el apriete del otro lado. Por lo cual se observa que no existirá deslizamiento entre la tapa del rodillo y el eje.

### 3.4 Cálculo del apriete entre la tapa y el cuerpo cilíndrico del rodillo

Es necesario garantizar que el ajuste por interferencia entre el cuerpo del rodillo y la tapa cumpla con su función. Por esto se realizó el siguiente cálculo con la finalidad de obtener el torque máximo que se puede transmitir en el apriete, además de estudiar la presión en la superficie de interferencia.

La geometría del ajuste se observa en la siguiente figura:

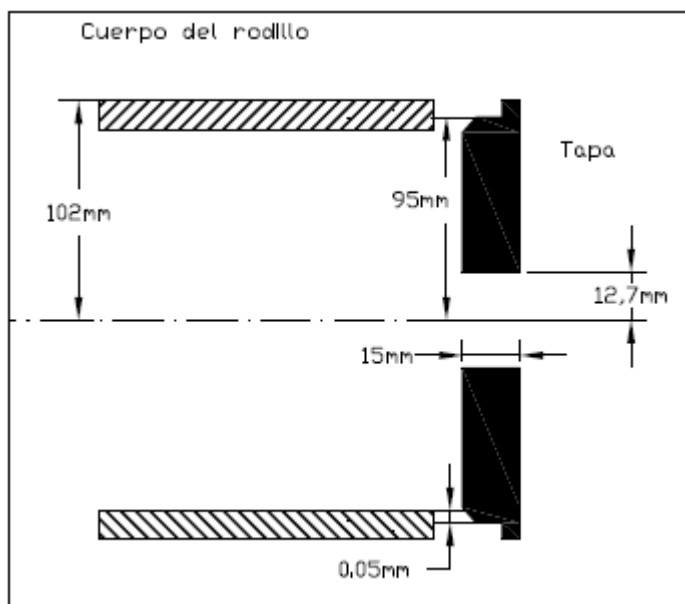


Figura 3.10 Geometría del apriete entre el rodillo y sus tapas

La presión en el apriete según Norton en la ecuación 9.14a:

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_o} \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left( \frac{r_i^2 + r^2}{r^2 - r_i^2} + \nu_i \right)}$$

Donde:

$p$  : Presión en el apriete

$r$  : Radio nominal de la interfaz entre piezas

$r_o$  : Radio exterior de la tapa del rodillo

$r_i$  : Radio interior si existe alguno

$E_o$  : Módulo de Young del cilindro

$E_i$  : Módulo de Young de la tapa

$\nu_o$  : Módulo de Poisson del cilindro

$\nu_i$  : Módulo de Poisson de la tapa

$\delta$  : Interfaz diametral total entre piezas

$$\delta = 2\Delta r$$

De la tabla E-5 del Shigley se obtuvieron los módulos de Young y Poisson correspondientes:

Para el aluminio:

$$E_o = 71GPa$$

$$\nu_o = 0,334$$

En el caso de este diseño

La interfaz radial es 0,05mm (0,1mm diametral):  $\Delta r = 5 \cdot 10^{-5} m$

El diámetro nominal de la interfaz es 95mm pulgada:  $r = 47,5 \cdot 10^{-3} m$

El diámetro exterior del rodillo es 102mm:  $r_o = 51 \cdot 10^{-3} m$

El diámetro interno de la tapa es 1 pulgada:  $r_i = 12,7 \cdot 10^{-3} m$

A través de la ecuación 9.14a la presión en el apriete (p) es 4,9MPa

El torque que es capaz de transmitir el apriete (T) se estima a través de la ecuación 9.14b del Norton.

$$T = 2\pi r^2 \mu pl$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción en la interfaz, según la norma AGMA este valor está comprendido entre 0,12 y 0,2. Se tomó  $\mu = 0,12$ , el caso más desfavorable.

$$T = 2\pi(47,5 \cdot 10^{-3})^2 0,12 \cdot 4,9 \cdot 10^6 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 125 N \cdot m$$

El torque que se desea transmitir es de 0,363N.m en el apriete del lado del freno y 0,1942N.m en el apriete del otro lado. Por lo cual se observa que no existirá deslizamiento entre la tapa del rodillo el cuerpo del mismo.

### 3.5 Cálculo del factor de seguridad del eje

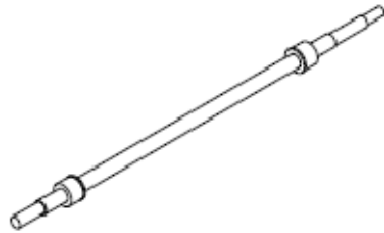


Figura 3.11 Eje

Para dicho cálculo se realizaron las siguientes suposiciones:

- El material es homogéneo e isotrópico
- Las fuerzas debido a los apoyos son puntuales en  $A_x, A_y$  y  $B_y$  y actúan sobre el punto medio de la superficie apoyada
- Las reacciones en la zona del apriete son fuerzas puntuales y actúan sobre el punto medio de dichas superficies
- Perdidas en los rodamientos son despreciables

El estudio de la flexión en el eje se realizará mediante la superposición de diversos efectos:

- El efecto de las cargas de las reacciones el apriete, el cual se reflejará en  $M_{c1}$
- El efecto del peso del eje se reflejara en  $M_{c2}$

Donde  $M_c$  representa el modulo del momento flector resultante.

### 3.5.1 Efecto de las reacciones en el apriete

Son consecuencia del peso del conjunto ciclista-bicicleta:

$$M_{c1} = F \cdot a \quad (\text{De la tabla E-9 del Shigley (2002)})$$

$M_c$  : Modulo del Momento Flector en el eje z ( $N \cdot m$ )

$F$  : Modulo de la reacción en el apriete ( $N$ ) .

$a$  : Distancia entre el apoyo y el apriete ( $m$ ) .

$$M_{c1} = 196,2N \cdot 56 \cdot 10^{-3}m = 10,99N \cdot m$$

La fuerza cortante en la mitad del eje es cero.

### 3.5.2 Efecto del peso del eje

El mismo se dividió en varios componentes de distintos diámetros y longitudes:

Nótese que el eje a diseñar tiene una longitud la cual hace que el mismo vaya más allá de uno de los soportes y se acople con el freno. Es importante observar que el aporte a la flexión realizado por las cargas presentes en dicha longitud (la cual sería el peso de dicha sección del eje- 0,18N), es despreciable frente a las demás cargas, tanto a las cargas externas como al peso del resto del eje.

$M_{c2}$  :

Del Shigley tabla E-5 se observa que el peso específico del acero ( $\gamma$ ) es  $76,5 \text{ KN/m}^3$

Entonces el peso de cada sección será:

$$W_{AC} = \gamma \cdot Vol_{AC} = \gamma \frac{\pi \cdot D_{AC}^2}{4} \cdot l_{AC} = 76,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot (12,7 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 17,5 \cdot 10^{-3} = 0,17N$$

$$W_{CD} = \gamma \cdot Vol_{CD} = \gamma \frac{\pi \cdot D_{CD}^2}{4} \cdot l_{CD} = 76,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 0,406N$$

$$W_{DE} = \gamma \cdot Vol_{DE} = \gamma \frac{\pi \cdot D_{DE}^2}{4} \cdot l_{DE} = 76,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot (25,4 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 17 \cdot 10^{-3} = 0,659N$$

$$W_{EF} = \gamma \cdot Vol_{EF} = \gamma \frac{\pi \cdot D_{EF}^2}{4} \cdot l_{EF} = 76,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 151 \cdot 10^{-3} = 2,041N$$

Se observa que el peso de la sección externa del eje (fuera de la zona intermedia entre los soportes) representa el 2,67% del peso total del eje.

A continuación se observa el diagrama de cuerpo libre del eje:

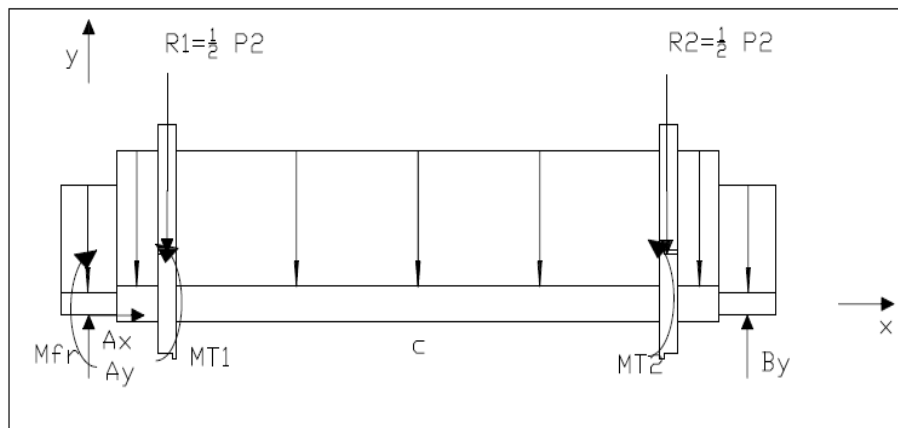


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre del eje



Tomando en cuenta únicamente el peso del eje se obtiene el siguiente diagrama:

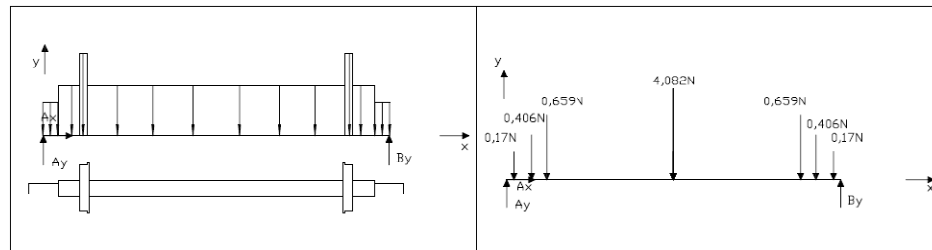


Figura 3.13 Distribución del peso en el eje1

Figura 3.14 Peso equivalente en cada sección del eje

Estudiando dichos diagrama:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y = B_y = \frac{(0,17 + 0,406 + 0,659 + 2,041) \cdot 2}{2} = 3,276N$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_x = 0$$

El momento flector debido al peso del eje  $M_{c2}$  se observa en el siguiente diagrama:

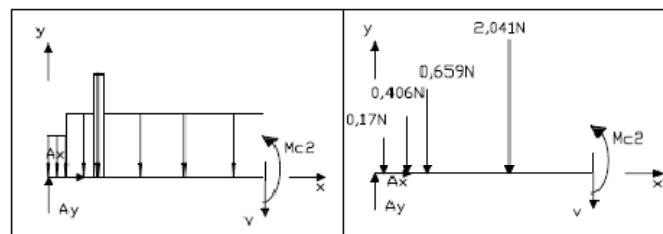


Figura 3.15 Aporte del peso del eje al momento flector y fuerza cortante

Figura 3.16 Aporte del peso al momento flector y fuerza cortante según el peso equivalente de cada sección del eje

$\Sigma M_z = 0$  (Respecto al punto c)

$$-3,276(215,5) \cdot 10^{-3} + 0,17(206,75)10^{-3} + 0,406(183)10^{-3} + 0,659(159,5)10^{-3} + 2,041 \cdot 75 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + M_{c2} = 0$$

$$M_{c2} = 0,337 N \cdot m$$

Se nota que es despreciable el momento flector debido al peso del eje. Por esto se tomará el momento flector debido a la proyección del peso del conjunto ciclista-bicicleta sobre el eje, el cual representa el 97,02%

El esfuerzo normal ( $\sigma_c$ ) en el punto medio es:

$$\sigma_c = \frac{M_c \cdot r}{I_z}$$

$M_c$  : Momento flector en la mitad del eje ( $N \cdot m$ ) .

$r$  : Radio ( $m$ ).

$I_z$  : Momento de inercia con respecto al eje z ( $m^4$ ).

$$\sigma_c = \frac{M_c \cdot r}{I_z} = \frac{10,99 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^4 / 64} = 33.168.361,71 Pa = 33,17 MPa.$$

### 3.5.3 Estudio del esfuerzo cortante debido a la torsión ( $\tau_c$ ) :

$$\tau_c = \frac{M_t \cdot r}{J}$$

$M_t$  : Momento torsor en la mitad del eje ( $N \cdot m$ )

$r$  : Radio ( $m$ )

$J$  : Segundo momento polar de inercia del área respecto al eje de simetría ( $m^4$ )

El momento torsor presente en el rodillo se transmite de la siguiente forma:

El momento torsor del lado del freno ( $M_{T1}$ ) es la suma del momento del freno ( $M_{fre}$ ) y el momento de resistencia del rodamiento ( $M_r$ ).

El momento torsor del lado sin freno es igual al momento necesario para vencer la resistencia del rodillo ( $M_r$ ).

Tal como se observa en la siguiente figura:

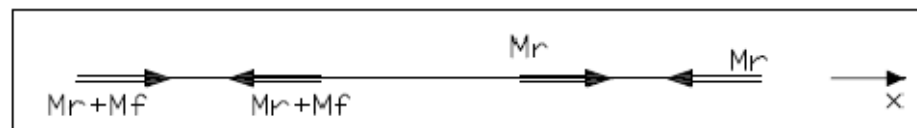


Figura 3.17 Distribución de momentos torsores en el eje

Se observa que el momento torsor en la mitad del eje es nulo. Por ende no hay esfuerzo torsor asociado en la mitad del eje.

### 3.5.4 Limite de resistencia a la fatiga

El Límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ) Según la ecuación de Marín es:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$S'_e$  : Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa).

$K_a$  : Factor de Modificación de la condición superficial.

$K_b$  : Factor de Modificación del tamaño.

$K_c$  : Factor de Modificación de la carga.

$K_d$  : Factor de Modificación de la Temperatura.

$K_e$  : Factor de Modificación de efectos varios.

De la Tabla E-20 de Shigley se obtienen las propiedades mecánicas del acero AISI 1020:

$$S_{ut} = 380MPa.$$

$$S_y = 210MPa.$$

De la tabla 7-14 del Shigley se obtienen las diferentes expresiones para calcular los factores de Marín.

$$S'_e = 0.506S_{ut} = 0,506.380MPa = 192,28MPa$$

$$K_a = 4,45.S_{ut}^{-0,265} = 0,922$$

$$K_b = 1,24.D^{-0,107} = 0,928 \text{ (En la mitad del eje)}$$

$$K_c = 1 \text{ (Ya que el eje está sometido a flexión)}$$

$$K_d = 1 \text{ (Ya que el eje se encuentra a temperatura ambiente)}$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = 0,922.0,928.1.1.1.192,28 = 164,52MPa. \text{ (En la mitad del eje)}$$

### 3.5.5 Factor de seguridad

El factor de seguridad estudiado es para carga variable, con esfuerzo medio nulo:

$$N = \frac{S_e}{\sigma_a} = 5$$

### 3.6 Estudio de las oscilaciones del sistema

Este estudio tuvo como finalidad estimar la frecuencia natural inferior del eje, con la finalidad de garantizar que la frecuencia de operación se mantenga alejada de dicho punto.

Para estimar la frecuencia natural (menor) del eje, se utilizará el método de Rayleigh. Además se estudiara el eje como un conjunto de secciones formada por cilindros de distintos diámetros y longitudes.

Rayleigh demostró que serán suficientes casi cualesquiera estimaciones de la curva de deflexión siempre y cuando se representen razonablemente la deflexión máxima y las condiciones límites de la curva dinámica real (según Norton pág. 616). Por esto se estimaran las deflexiones estudiando el eje con un diámetro constante de 15 *mm* . El cual es el diámetro que posee el 91,18% de la longitud del eje sometida a flexión.

El método de Rayleigh estima la frecuencia natural de oscilación en bases a las fuerzas de peso presentes en el eje.

La frecuencia natural menor del eje ( $\omega_n$ ) se estima según la ecuación 18-32 del Shigley y la ecuación 9.25c del Norton como:

$$\omega_n = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n W_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n W_i \cdot y_i^2}}$$

Donde:

$W_i$  : Fuerzas de peso de los agrupamientos discretos en los cuales se subdivide el sistema.

$y_i$  : Deflexiones en cada subdivisión.

$g$  : Aceleración de gravedad

### 3.6.1 Cálculo de deflexiones: según la tabla E-9 del Shigley.

$$\delta_{ik} = \frac{b_k \cdot x_i}{6EI} (x_i^2 + b_k^2 - l^2) \quad \text{Para } (x < a), \text{ es decir para } i \leq k$$

Donde

$\delta_{ik}$  : Deflexión por unidad de fuerza del punto  $i$  respecto a la fuerza  $k$  (coeficiente de influencia).

$b_k$  : Distancia del punto de aplicación de la fuerza al extremo derecho del eje.

$l$  : Longitud del eje

$E$  : Módulo de Elasticidad.

$I$  : Momento de inercia de la sección transversal del eje, respecto al eje  $y$

Sustituyendo los valores para cada fuerza k se obtienen las siguientes expresiones:

$$\delta_{i1} = 3,11 \cdot 10^{-4} \cdot x(x^2 - 0,0149) \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i2} = 3,1 \cdot 10^{-4} \cdot x(x^2 - 0,02762) \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i3} = 2,815 \cdot 10^{-4} \cdot x(x^2 - 0,04634) \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i4} = 1,62 \cdot 10^{-4} \cdot x(x^2 - 0,1419) \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i5} = 4,245 \cdot 10^{-5} \cdot x \{ (0,435 - x)^2 + 3,249 \cdot 10^{-3} - 0,87(0,435 - x) \} \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i6} = 2,421 \cdot 10^{-5} \cdot x \{ (0,435 - x)^2 + 1,056 \cdot 10^{-3} - 0,87(0,435 - x) \} \frac{m}{N}$$

$$\delta_{i7} = 3,11 \cdot 10^{-4} \cdot x \{ (0,435 - x)^2 + 3,0625 \cdot 10^{-4} - 0,87(0,435 - x) \} \frac{m}{N}$$

(Para  $i \leq k$ )

Las estimaciones de las velocidades críticas se realizan según las fuerzas de peso, causadas por la masa del conjunto eje-rodillo.

Las fuerzas debido al peso del acero en una sección con centro k (  $W_k$  ) se determina de la siguiente forma:

$$W_k = \gamma \cdot Vol_k$$

$$W_k = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot D_k^2 \cdot l_k}{4} [N]$$

Donde:

$\gamma$  : Peso específico del acero.

$D_k$  : Diámetro de la sección k.

$l_k$  : Longitud de la sección k.

El peso del cilindro de aluminio, se obtiene a través del cálculo del volumen del mismo:

$$Vol_{Al} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} [(10,2 \cdot 10^{-2})^2 - (2,54 \cdot 10^{-2})^2] \cdot 0,015 + \frac{\pi}{4} [(10,2 \cdot 10^{-2})^2 - (9,5 \cdot 10^{-2})^2] \cdot 34,3 \cdot 10^{-2} m^3$$

$$W_{Al} = \gamma_{Al} \cdot Vol_{Al} = 26,6 \cdot 10^{-6} \cdot 6,014 \cdot 10^{-4} = 16N$$

	1	2	3	4	5	6	7
Diámetro (m)	1,27E-02	1,50E-02	2,54E-02	1,50E-02	2,54E-02	1,50E-02	1,27E-02
Longitud (m)	1,75E-02	3,00E-02	1,90E-02	3,02E-01	1,90E-02	3,00E-02	1,75E-02
Volumen (m <sup>3</sup> )	2,22E-06	5,30E-06	9,63E-06	5,34E-05	9,63E-06	5,30E-06	2,22E-06
Peso del eje (N)	0,17	0,41	0,74	4,08	0,74	0,41	0,17
Peso aluminio (N)			8,00		8,00		
Peso total (N)	0,17	0,41	8,74	4,08	8,74	0,41	0,17
inercia eje (kg.m <sup>2</sup> )	8,71E-08	2,91E-07	1,51E-06	2,93E-06	1,51E-06	2,91E-07	8,71E-08

Tabla 3.2 Peso equivalente por sección del eje



### 3.6.2 Coeficientes de influencia

El cálculo de cada coeficiente de influencia se realizó en Excel, obteniéndose los siguientes resultados, donde se observa el coeficiente de influencia de la fuerza “k” en el punto “i”:

	1	2	3	4	5	6	7	i
1	-7,943E-08	-1,434E-07	-2,268E-07	-4,014E-07	-1,379E-07	-7,959E-08	-4,301E-08	
2	-1,434E-07	-2,590E-07	-4,143E-07	-7,415E-07	-2,551E-07	-1,472E-07	-7,956E-08	
3	-2,268E-07	-4,143E-07	-6,914E-07	-1,280E-06	-4,421E-07	-2,552E-07	-1,379E-07	
4	-4,014E-07	-7,415E-07	-1,280E-06	-3,333E-06	-1,280E-06	-7,417E-07	-4,013E-07	
5	-1,379E-07	-2,551E-07	-4,421E-07	-1,280E-06	-6,915E-07	-4,096E-07	-2,068E-07	
6	-7,959E-08	-1,472E-07	-2,552E-07	-7,417E-07	-4,144E-07	-2,549E-07	-1,401E-07	
7	-4,301E-08	-7,956E-08	-1,379E-07	-4,013E-07	-2,267E-07	-1,411E-07	-7,949E-08	
k								

Tabla 3.3 Coeficientes de influencia

Los componentes de la matriz de coeficientes de influencia son simétricos respecto a la diagonal principal. (Teorema de Maxwell)

De esta forma la deformación absoluta de cada punto i del eje es:

$$y_i = W_1 \cdot \delta_{i1} + W_2 \cdot \delta_{i2} + W_3 \cdot \delta_{i3} + W_4 \cdot \delta_{i4} + W_5 \cdot \delta_{i5} + W_6 \cdot \delta_{i6} + W_7 \cdot \delta_{i7}$$

Por lo cual la distancia que se deflecta cada punto es:

y1 (m)	y2 (m)	y3 (m)	y4 (m)	y5 (m)	y6 (m)	y7 (m)
4,936E-06	9,078E-06	1,55E-05	3,67E-05	1,55E-05	9,079E-06	4,93E-06

Tabla 3.4 Deflexión en cada punto del eje

### 3.6.3 Velocidad angular crítica menor del eje

A través de la siguiente expresión se obtuvo la velocidad crítica del eje:

$$\omega_n = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n W_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n W_i \cdot y_i^2}}$$

La velocidad crítica menor del eje es 656,87rad/s (6272,7rpm).

Tomando en cuenta que el eje esta trabajara en un rango entre 0 y 1300rpm (correspondiente a una velocidad tangencial del rodillo de 50km/h). Se determinó que el eje no entrará en resonancia.

### 3.7 Selección de rodamientos

Las fuerzas en los rodamientos son radiales y de magnitud 198,45 N.

Por ende:

$$P = 198,45N \text{ Carga equivalente sobre el rodamiento}$$

$f_n$  : Factor de velocidad.

$f_h$  : Factor de vida útil.

$$f_n = 0,35 \text{ Según el catalogo NTN fig5-1}$$

$$f_h = 1,25$$

$$C = \frac{P \cdot f_h}{f_n} = \frac{198,45 \cdot 1,25}{0,35} = 708,75N$$

Capacidad de carga dinámica del rodamiento.

Con respecto al tiempo de uso, el mismo se estipulo como 1 hora diaria por 10 años (3650horas). A través de esto se realizaron los siguientes cálculos:

$$C = P \left( \frac{l_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$l_d$  : Vida útil (revoluciones).

$$l_d = 3650h \cdot 1040,2rpm \cdot \left( \frac{60min}{1h} \right) = 227,8 \cdot 10^6 rev$$

$$C = P \left( \frac{l_d}{10^6} \right)^{1/k} = 198,45 \left( \frac{227,8 \cdot 10^6}{10^6} \right)^{1/3.33} = 1013N$$

Necesario para dicha vida útil.

Se seleccionaron chumaceras NTN P203 de diámetro interno 12.7mm con capacidad de carga dinámica de 5880N.

### 3.8 Cálculo de la potencia absorbida en los rodamientos ( $M_r$ )

#### 3.8.1 Ensayo realizado

Para estimar el par de resistencia de los rodamientos se realizó un ensayo en el cual se colocaron varias cuerdas de distintas longitudes, enredadas en el rodillo frontal, el cual a través de la correa gira junto al rodillo

intermedio. Luego se fijó a una masa de 1kg a dicha cuerda. Dicha masa se dejó caer distintas distancia y se tomó nota del tiempo de caída.

Es importante notar que los resultados que se obtuvieron son correspondientes a velocidades tangenciales en el rango de 0 a 3m/s y sus adyacencias. Dicho rango de velocidad se asimila a las velocidades desarrolladas por los ciclistas en máquinas similares.

La masa se dejó caer desde distancias de 0,5 a 2 metros, lo cual correspondió a velocidades de 0 a 2,53  $m/s^2$  . Luego de repetidos ensayos se obtuvieron los siguientes resultados a través de los cuales se estimó una aceleración contante. Se notó que la aceleración no depende de la distancia de caída.

Un cuerpo que cae con aceleración constante describe la siguiente ecuación de desplazamiento:

Con desplazamiento inicial nulo y partiendo del reposo.

$$y = \frac{a \cdot t^2}{2}$$

Notándose que la aceleración (módulo) se puede obtener como:

$$a = \frac{2y}{t_{caida}^2}$$

### 3.8.2 Aceleración promedio

Distancia(m)	t1(s)	t2(s)	t3(s)	t4(s)	t5	t promedio (s)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )
0,5	0,92	0,96	0,88	0,83	1,01	0,92	1,181
1	1,12	1,18	1,31	1,29	1,33	1,246	1,288
1,5	1,35	1,3	1,26	1,45	1,31	1,334	1,686
2	1,83	1,66	1,59	1,77	1,71	1,712	1,365

Tabla 3.5 Tiempo de caída y aceleración promedio por altura

Se observó que la aceleración respecto a la vertical es  $1,38 \text{ m/s}^2$

### 3.8.3 Montaje del experimento

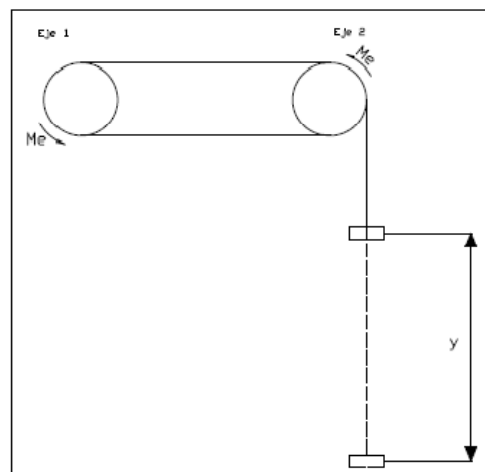


Figura 3.18 Montaje del experimento

De donde se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

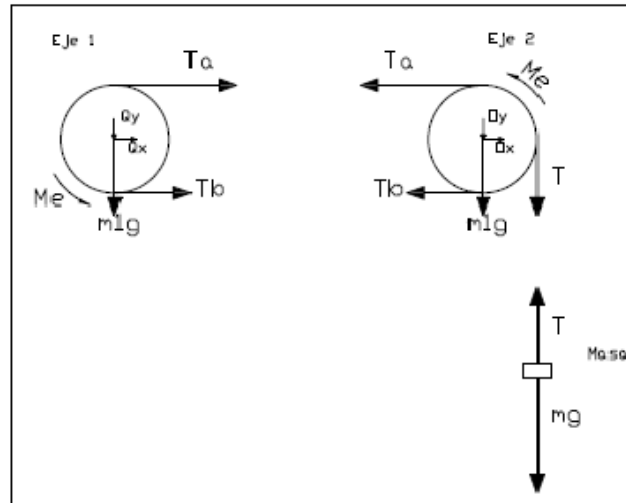


Figura 3.19 Diagramas de cuerpo libre

### 3.8.4 Ecuación fundamental de los sistemas mecánicos rotativos

Del diagrama de cuerpo libre del eje 1

$$\Sigma M_q = I \cdot \alpha$$

$$M_e - (T_a - T_b)r = I\alpha$$

$$(T_a - T_b)r = M_e - I\alpha \quad (\text{Ecuación I})$$

Del diagrama de cuerpo libre del eje 2

$$\Sigma M_o = I \cdot \alpha$$

$$M_e + (T_a - T_b)r - Tr = I\alpha \quad (\text{Ecuación II})$$

Del diagrama de cuerpo libre de la masa en caída

$$\Sigma F_y = ma_y$$

Tomando en cuenta que:

$$y = r \cdot \theta$$

$$\ddot{y} = r \cdot \ddot{\theta} = r \cdot \alpha$$

$$T - mg = mr\alpha$$

$$T = mg + mr\alpha \quad (\text{Ecuación III})$$

Sustituyendo las ecuaciones I y III en la ecuación I:

$$M_e + M_e - I\alpha - mgr - mr^2\alpha = I\alpha$$

$$2M_e - mgr = (2I + mr^2)\alpha$$

Nótese que:

El par acelerante está representado por:  $mgr$

El par resistente es:  $2M_e$

La inercia equivalente es:  $2I + mr^2$

### 3.8.5 Cálculo del momento resistente en los rodamientos, para los rangos de velocidad que aplican a la máquina

De la ecuación de momentos y aceleración del sistema se despejó el momento de resistencia de los rodamientos en un eje ( $M_e$ ):

$$M_e = \frac{(2I + mr^2)\alpha + mgr}{2}$$

Tomando en cuenta que:

$$\alpha = \frac{\ddot{y}}{r} = \frac{-1,38m/s^2}{5,1 \cdot 10^{-2}m} = -27,06 \text{ rad} / s^2$$

$$I = I_{\text{eje-acero}} + I_{\text{rodillo}} = (6,71 \cdot 10^{-4} + 7,615 \cdot 10^{-4})$$

$$I = 7,682 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot m^2 \quad \text{Inercia respecto al eje de giro}$$

$$m = 1 \text{ kg}$$

$$r = 5,1 \cdot 10^{-2} m$$

$$M_e = \frac{(2I + mr^2)\alpha + mgr}{2} = \frac{[2 \cdot 7,682 \cdot 10^{-4} + 1(5,1 \cdot 10^{-2})^2] \cdot (-27,06) + 1 \cdot 9,81 \cdot 5,1 \cdot 10^{-2}}{2}$$

$$M_e = 0,3884 \text{ N} \cdot m$$

Como en cada eje hay dos rodamientos el par resistente por cada rodamiento ( $M_r$ ) es:

$$M_r = \frac{M_e}{2} = 0,1942 \text{ N} \cdot m$$



### 3.8.5.1 Potencia disipada por los rodamientos según la velocidad

Se observó para las distintas velocidades que puede desarrollar el ciclista los siguientes datos, correspondientes a la potencia a vencer en los seis rodamientos y las velocidades de giro:

V(Km/h)	V(m/s)	w(rad/s)	Potencia rodamiento(W)
1	0,28	5,45	6,35
2	0,56	10,89	12,69
3	0,83	16,34	19,04
4	1,11	21,79	25,39
5	1,39	27,23	31,73
6	1,67	32,68	38,08
7	1,94	38,13	44,42
8	2,22	43,57	50,77
9	2,50	49,02	57,12
10	2,78	54,47	63,46
11	3,06	59,91	69,81
12	3,33	65,36	76,16

Tabla 3.6 Potencia absorbida por los rodamientos según la velocidad tangencial de la rueda

### 3.9 Determinación del ángulo de inclinación equivalente ( $\beta$ )

Un cuerpo subiendo con rapidez constante ( $v$ ), por un plano de inclinación ( $\beta$ ), sin viento, responde al siguiente diagrama:

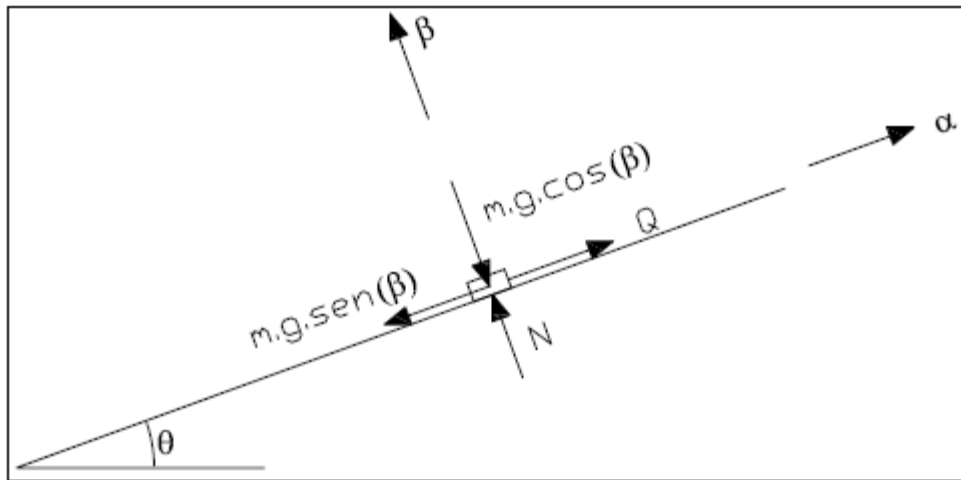


Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre de una masa subiendo un plano inclinado

Donde la fuerza  $Q$  que debe vencer la proyección del peso en  $\alpha$ , se obtiene de la suma de fuerzas respecto al eje  $\alpha$ :

$$\Sigma F_{\alpha} = m \cdot a_{\alpha}$$

$$Q - P \cdot \sin \beta = m \cdot 0$$

$$Q = P \cdot \sin \beta = mg \cdot \sin \beta$$

La potencia necesaria para realizar la subida es:

$$Pot = Q \cdot v_y = m \cdot g \cdot v \cdot \sin\beta$$

Entonces el Angulo se obtiene de la siguiente expresión:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{Pot}{m \cdot g \cdot v}\right) = \arcsin\left(\frac{6M_r + M_f}{m \cdot g \cdot v} \omega\right) = \arcsin\left(\frac{6M_r + M_f}{m \cdot g \cdot \omega \cdot r} \omega\right) = \arcsin\left(\frac{6M_r + M_f}{m \cdot g \cdot r}\right)$$

Se sabe que el torque generado en el freno para los rangos de velocidad de la máquina es 0,1531N.m y el radio del rodillo es 51mm

$$\beta = \arcsin\left(\frac{6M_r + M_f}{m \cdot g \cdot r}\right) = \arcsin\left(\frac{1,1652 + M_f}{m \cdot g \cdot 51 \cdot 10^{-3}}\right)$$

Donde:

$M_f$  : Torque generado por la oposición del freno al movimiento (N.m)

$m$  : Masa del conjunto ciclista-bicicleta (Kg)

$g$  : Aceleración de gravedad (  $m/s^2$  )

En el caso de que el freno no esté acoplado y para un conjunto ciclista-bicicleta de 100 Kg

$$\beta = \arcsin\left(\frac{1,1652 + 0}{100 \cdot 9,81 \cdot 51 \cdot 10^{-3}}\right) = 1,33^\circ$$

### 3.10 Estimación del costo de materia prima del equipo

Se requieren tres ejes de acero de masa aproximadamente igual a 2,5Kg, a 24Bs.F/kg, lo cual se refiere a un costo de 60Bs.F por eje. Además se requieren tres rodillos de aluminio los cuales tienen una masa de 1,7kg y el precio actual es de 40Bs.F/kg, lo cual se refiere a un precio de 68Bs.F por rodillo.

Material	Cantidades	Costo unitario (Bs. F)	Costo (Bs. F)
Cilindro de acero	3	60	180
Cilindro de aluminio	3	68	204
Chumacera	6	110	660
Perfiles Extruidos	1	45	45
Tornillos	12	6,5	78
Tuercas	12	1,5	18
Arandelas	12	0,5	6
Freno	1	150	150
Correa	1	135	135
Pintura	2	40	80
Costo total (Bs. F)			1556

Tabla 3.7 Costo de materia prima

## **4. CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL BANCO DE ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS**

### **4.1 Construcción**

La construcción de cada uno de los componentes y el ensamble de la máquina fue realizado por los autores en el laboratorio de la escuela de ingeniería mecánica de la UCV.

#### **4.1.1 Ejes**

Existen dos modelos de ejes. Uno para el rodillo acoplado al freno (eje 1) y otro para los dos rodillos restantes (eje 2 y 3). Los ejes son muy similares, con la diferencia de que el eje acoplado al freno es de mayor longitud para que pase a través del rodamiento y pueda acoplarse al freno. Los ejes son de acero AISI 1020 y su construcción fue realizada en un torno del laboratorio mecánico de la UCV de la siguiente manera:

- Luego de colocar el eje en el torno, se ajusto entre el mandril y el centro punto
- Se coloco la herramienta de corte a 45 grados ya que se trabajaría con la sección media del eje y es más fácil realizar el proceso si la herramienta esta así evitado esfuerzos y posibles deformaciones en el eje.
- Se comenzó a hacer la sección media del mismo la cual tiene un diámetro final de 15 mm y comienza en 28,58 mm es decir hay que reducirle a los 302 mm de longitud unos 13,58 mm de diámetro en unas 5 pasadas, la primera reduce 2 mm, la segunda ,

tercera y cuarta de 3 mm y la quinta de 2 mm para completar, si el avance longitudinal del torno es de 1mm/s entonces cada pasada se hace en unos 300 segundos, lo que hace las 5 pasadas en unos 1500 segundos lo que vienen siendo unos 25 minutos, si les agregamos el tiempo perdido por los operarios en el proceso de manufactura, hacer la parte central del eje son unos 30 minutos.

- Se procede de manera parecida en el extremo más cercano al centro punto, primero se lleva todo el extremo de 28,58 mm a 26 mm en 3 pasadas la primera de 6 decimas de milímetro, la segunda y la tercera de 1 milímetro cada una, en una distancia de unos 84 mm a la misma velocidad de avance que son 1 mm/s, lo cual se hace en un tiempo de 84 segundos, las 3 pasadas se hacen en 4 minutos pero con el movimiento de la herramienta, la verificación de los diámetros, etc. Esos 3 minutos se convierten en 7 minutos,
- Luego que se llevo el extremo de eje a 26 mm, se marcaron sobre el eje las distancias respectivas donde irían los cambios de sección respectivos, y se continuo con el proceso de manufactura, esta vez hay que reducir al eje de 26 a 15 mm, lo cual son unos 11 mm de diferencia lo cual se hace en 4 pasadas, la primera de 2 mm, la segunda, tercera y cuarta de 3 mm y así se completan los 11 mm, esta vez la distancia a ser máquinada son 65 mm y si la velocidad de avance permanece en 1 mm/s, entonces hacer cada pasada son unos 65 segundos, lo que se traduce en 4, 2 minutos pero con la pérdida de tiempo intrínseca del proceso se hacen 7 minutos de trabajo en esta etapa.

- 
- Luego hay que llevar de 15 a 12,7 mm el cual es el diámetro de la chumacera, esta diferencia de diámetro se puede hacer en una pasada, pero por efectos de la tolerancia que tendrán el eje con la chumacera es mejor trabajarla en 2 pasadas, la distancia de esta sección es de 35 mm lo cual se hace en 35 segundos cada pasada, que se traduce en 1 lo cual pasa a ser 3 minutos en trabajar dicha sección
  - Luego hay que poner la herramienta perpendicular al eje para remover los conos formados en los extremos, por la inclinación de la herramienta, esto se hace en 5 minutos aproximadamente.
  - Ahora que la herramienta esta perpendicular es momento de trabajar el ajuste que tendrá el eje con las tapas del rodillo, las cuales tienen un agujero central de 25,4 mm, es decir que hay que bajar de manera muy cuidadosa de 26 a 25,6 mm es decir hay que bajarle solo 4 decimas de milímetros, para tener la medida del ajuste tipo apriete que tendrá dicha unión, esta parte es mar artesanal que otra cosa, ya que hay que hacer una pasada corta de una decima de milímetro por ejemplo, apagar el torno, medir con el vernier, bajar el centro punto, probar con la tapa que tal esta el eje respecto de la tapa, volver a montar el centro punto, cuadrar el cero en la herramienta, volver a cortar de ser necesario, este es un proceso bastante tedioso y crucial porque de comer demasiado material en el eje, se podría perder el diámetro que se busca y dejar el eje bailando respecto de la tapa y se perdería todo el trabajo realizado anteriormente, por este motivo es difícil asignarle un tiempo de proceso pero de acuerdo con la experiencia

en aproximados 15 minutos está listo el ajuste de la unión de tipo apriete .

- Después de haber terminado satisfactoriamente uno de los extremos y el centro del eje, se procede a continuar con el otro extremo, se saca el eje del mandril del torno se voltea, y se vuelve a fijar en la máquina de herramienta.
- Una vez fijo el eje que se ha chequeado que tal está girando, se vuelve a poner la herramienta de corte en 45 grados respecto del eje, por motivos de espacio con el centro punto y se repite toda la operación del extremo pasado la cual en total dura unos 32 minutos.
- De esta manera tenemos 3 faces la primera el centro que dura 30 minutos, la segunda el extremo con apriete incluido que son 32 minutos, y la tercera el otro extremo con apriete incluido otros 32 minutos, para unos 99 minutos por operación. Hay que sumar los tiempos de preparación y reciclaje de la taladrina la cual es un aceite miscible en agua en una proporción como de 1,8 litros de agua y 0,2 litros de aceite soluble PDV, se utiliza como una botella de 2 litros cada 2 pasadas a los 302 mm y como medio litro cada pasada de los extremos. El uso de la taladrina es fundamental para un proceso de devaste ya que al haber contacto metal con metal (herramienta, eje), hay una taza calentamiento y desgaste y la taladrina ayuda a refrigerar el contacto, así como también conservar las propiedades mecánicas en el eje.



#### **4.1.2 Tapas**

Las tapas, junto a los rodillos, provienen de una máquina usada, fuera de funcionamiento, pero que estaban en perfecto estado. Las mismas son de aluminio y para su propicio funcionamiento y utilización fueron maquinadas en el torno anteriormente mencionado de la siguiente manera:

- Fueron montadas en el torno, de tal manera que girasen concéntricas al eje del husillo.
- Con la herramienta de cilindrado interno, se les realizó dicho proceso, llevando el agujero interno a un diámetro de 25,4mm. El cual es propicio para el apriete entre el eje y las mismas. Dicho apriete es de 0,2mm diametrales.

#### **4.1.3 Marco**

Los mismos son de acero y consisten en dos perfiles extruidos rectangulares de 1/2x1 pulgada y 1,5m de longitud. Los mismos fueron trabajados en un taladro con la finalidad de posicionar los agujeros sobre los cuales, a través de pernos, irían montados los rodamientos. Además el marco consta de un tercer elemento soldado entre los anteriores perfiles extruidos, el cual cumple la función de brindarle rigidez al marco y sirve de soporte para el montaje del ciclista a la máquina. Tiene seis patas soldadas de una pulgada de altura, con la finalidad de evitar el roce entre el rodillo y el suelo. En los extremos de cada tubo se colocaron tapas de goma, para evitar cortes y hacer más estética la máquina. Se realizó una pintura del mismo para evitar la corrosión del marco con el medio ambiente.

#### **4.1.4 Soporte del freno**

Está conformado por una placa de acero, doblada en ángulo recto, de 2mm de espesor. Con agujeros, realizados en el taladro, de tal manera que concuerden con la tapa trasera del freno, permitan el paso del eje para su acoplamiento con el freno y otros agujeros los cuales sirvan para que dicha placa se fije al marco de la máquina a través de pernos.

#### **4.2 Ensamble**

Una vez confeccionado los distintos elementos se procedió al ensamble de la máquina. Uno de los principales pasos fue el ensamble del conjunto rodillo-tapas-eje, el cual es fundamental para el giro concéntrico del dicho eje y el correcto funcionamiento de la máquina. Dicho ensamble fue realizado de la siguiente manera:

- Utilizando una prensa hidráulica se realizó la unión de una tapa con el eje, la cual es un asiento de apriete. Para esto se colocó la tapa sobre una referencia horizontal y se ejerció presión sobre el eje con el fin de que el mismo entrase en la tapa.
- Se verificó en el torno que la tapa girase concéntrica al eje.
- Utilizando la prensa se unió el rodillo con el preconjunto tapa-eje. Esta vez el rodillo estaba apoyado sobre una referencia horizontal y la tapa y eje se encontraban sobre el mismo.
- Luego a través de la prensa se realizó la unión entre la segunda tapa y el eje, además de la unión entre la segunda tapa y el rodillo. Ambas uniones fueron por asientos de apriete de 0,4mm.

Luego se realizó la unión de cada conjunto eje-rodillo-tapa con sus respectivos rodamientos, al mismo tiempo se colocó la correa sobre los rodillos intermedio y delantero, luego dichos rodamientos fueron unidos al marco a través de pernos. Luego se fijo la chapa de soporte del freno al marco a través de pernos.

### **4.3 Validación de la máquina**

Luego de ser construida y ensamblada la máquina se procedió a la verificación del funcionamiento de la misma. Para esto se procedió a su uso en conjunto a una bicicleta. A través del uso del banco para entrenamiento de ciclistas se observó que el mismo se adecua a las características de diseño deseadas:

- Funcional
- Resistente
- Confiable
- Útil
- Bajo costo
- Ligero
- Silencioso
- Poco tamaño

### CONCLUSIONES

- Se diseñó, construyó y validó un banco de entrenamiento para ciclistas.
- Aún existiendo tecnologías de entrenamiento de ciclistas en el mercado, se aplicó la metodología del diseño propuesta por Oscar Barajas, demostrándose que la utilización de sus postulados son capaces de producir una convergencia hacia una solución viable, que nos permitió obtener una solución que luego se pudo concretar en los talleres de la escuela de ingeniería mecánica.
- Se validó el diseño a través de su uso por aficionados al ciclismo. Permitiendo esto, mejorar posteriormente la máquina.
- El costo de materia prima asociado a la construcción del banco de entrenamiento para ciclistas fue significativamente menor que el de la adquisición de un equipo con características similares existente en el mercado.
- Se construyó el banco de entrenamiento para ciclistas utilizando materiales que se encuentran disponibles en el país, se utilizó tecnología nacional. Es de notar que el banco de entrenamiento fue totalmente construido y ensamblado por los autores en los talleres de la escuela de Ingeniería Mecánica.

### **RECOMENDACIONES**

Observando un excelente desempeño y funcionamiento de la máquina se tienen las siguientes recomendaciones:

- Realizar estudios mecánicos en el área de los deportes.
- Instrumentar el banco de entrenamiento para ciclistas, de tal manera de cuantificar variables dinámicas y cinemáticas.
- Instalar un freno de mayor capacidad.
- Diseñar el proceso de manufactura y llevarlo a un sistema de producción en masa.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

1. ABBOTT Y WILSON (1995). Human Powered Vehicles. Illinois, Editors.
2. ASTROM, K.J., KLEIN, R.E. & LENNARTSSON, A. (2005) Bicycle dynamics and control: Adapted bicycles for education and research. IEEE Control Systems Magazine. Número 4, volumen 25, página 18-23.
3. BARAJAS O. M., (2003), El Proceso de Diseño en Proyectos de Ingeniería, Bogotá, Editorial Limusa.
4. BEER F.P., JOHNSTON E.R., (1997), Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática, México, 6ta edición, Editorial McGraw-Hill.
5. BURKE, E (2003). High-tech cycling. Segunda edición, Topeka.
6. CASILLAS A. L., (2004), Máquinas.-Cálculos de Taller, España, 38<sup>va</sup> Edición Artes Gráficas ENCO.
7. Catálogo NTN [Catálogo en línea]. Disponible en <http://www.ntnamerica.com/catalogs.htm>. [Consulta: 2010, Abril, 10]
8. Catálogo SKF [Catálogo en línea]. Disponible en <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=en> [Consulta: 2010, Abril, 13]
9. Fabricante de rodillos. Disponible en <http://www.kreitler.com/> [Consulta: 2009, Diciembre, 12]
10. FERRUM ACEROS C.A., (2005), Catálogo FERUM Aceros C.A., Venezuela, Gráficas Evil II.
11. JONES, A. T. (1942) Physics and Bicycles, American Journal of Physics. Número 3, volumen 21, página 33-40.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

12. JONES, D. E. H. (1970) The Stability of the bicycle. *Physics Today*. Número 3, volumen 23, página 11-16.
13. LEON JUAN(1978). *Dinámica de Máquinas*. México, Editorial Limusa.
14. MILLANI RODOLFO, (1985), *Diseño para Nuestra Realidad*, Caracas, Editorial U.S.B., Equinoccio.
15. MOTT ROBERT, (1992), *Diseño de Elementos de Máquina*, México, Prentice Hall Hispanoamericano.
16. NORTON ROBERT,(1999), *Diseño de Máquinas*, México, Prentice Hall
17. OLSEN, J. Y PAPADOPOULOS, J.M. (1988) *Bicycle Dynamics – The Meaning Behind the Math*. Bike Tech
18. PAPADOPOULOS, J. M. 1987 *Bicycle steering dynamics and self-stability: A summary report on work in progress*. Technical report, Cornell Bicycle Research Project, Cornell University
19. Patentes. Disponible en [www.freepatentsonline.com](http://www.freepatentsonline.com) [Consulta: 2009, Noviembre, 24]
20. RANKINE, W. J. M. 1869 On the dynamical principles of the motion of velocipedes. *The Engineer* 28
21. SERWAY R., BEICHNER R.J, (2002). *Física tomo I*, México, Mc Graw Hill
22. SHARP, A. 1896 *Bicycles and tricycles; an elementary treatise on their design and construction*. London: Longmans Green.
23. SHARP, R. S. 1971 The stability and control of motorcycles. *Journal of Mechanical Engineering Science*. Número 5, volumen 30, página 36-44.

*REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS*

---

24. SHIGLEY J. E., (2002), MISCHKE C. R., Diseño en Ingeniería Mecánica, México, McGRAW-Hill.
25. Ultracycling. [Revista en línea]. Disponible en <http://www.ultracycling.com/> [Consulta: 2009, Diciembre 19].
26. WALLACE, J. 1929 The super-sports motor cycle (with an appendix on steering layout). Institution of Automobile Engineers, Proceedings 24



ANEXOS Y PLANOS



FACULTAD DE INGENIERÍA - U.C.V.  
 ESCUELA DE MECÁNICA  
 DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN BANCO DE  
 ENTRENAMIENTO PARA CICLISTAS



1. Indique los siguiente datos:

Sexo	
Masa del ciclista	
Tamaño de la bicicleta (rim)	
Tipo de bicicleta	
Cantidad de días de entrenamiento semanal	
Duración del entrenamiento	

2. Indique el grado de importancia que usted le da a los siguientes aspectos de un banco de entrenamiento:

(Nada relevante = 1, muy relevante=10)

Característica	Ponderación
Fácil Construcción	
Poco mantenimiento	
Ligero	
Bajo consumo energético	
Estético	
Universal	

3. Indique otras características que usted considere importantes y su respectiva ponderación.

4. Dibuje en la parte posterior, un banco de entrenamiento para ciclistas

Gracias por su colaboración