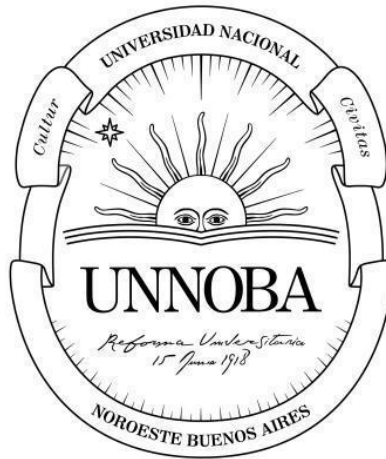




Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires

Título:

Proyecto estructural de una máquina de ensayos de fatiga blanda
tipo *Walking Beam*

Carrera: Ingeniería mecánica

Práctica Profesional Supervisada

Estudiante: Francisco Nicolás Epifanio

Tutor Docente: Patricio Arrien

Tutor de Empresa/Institución/Organización: Gianluca Lombardo

Fecha de presentación: 2026

Contenido

1 Introducción	2
2 Objetivos	3
2.1 Objetivo general	3
2.2 Objetivos específicos	3
2.3 Alcance	3
3 Plan de trabajo y carga horaria	4
4 Descripción de la Práctica Profesional Supervisada	5
4.1 Máquina de ensayos Walking Beam	5
4.2 Análisis estático	6
4.2.1 Parámetros de diseño	6
4.2.2 Determinación de la rigidez del resorte	7
4.2.3 Selección del resorte comercial	8
4.2.4 Pre dimensionamiento estructural de la viga	10
4.3 Dimensionamiento del eje pivote	18
4.4 Selección del rodamiento	22
4.5 Dimensionamiento de las columnas	24
4.6 Determinación de la sección del vástago del seguidor	26
4.7 Sistema de transmisión de potencia	28
4.7.1 Determinación del par máximo	28
4.7.2 Determinación de la potencia requerida por el motor	28
4.7.3 Selección del motor por catálogo	29
4.7.4 Selección de la correa por catálogo	29
4.8 Sistema de excitación	33
4.9 Análisis dinámico	43
4.9.1 Determinación de la frecuencia natural del sistema	48
4.9.2 Validación del modelo a través de SolidWorks Motion	49

4.10 Ábaco de carga	53
4.11 Oportunidades de mejora	54
5 Conclusiones	56
6 Bibliografía	57
7 Anexos	59
8 Agradecimientos	70

1 Introducción

El presente informe describe el trabajo realizado en el Laboratorio de Ensayos de Materiales y Estructuras – Sede Junín (LEMEJ), en el marco de la Práctica Profesional Supervisada (PPS) requerida para la obtención del título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires (UNNOBA).

El LEMEJ es un laboratorio dependiente de la UNNOBA que brinda servicios de asesoramiento técnico, capacitación y ensayos a terceros en las áreas de materiales, estructuras, construcciones y productos industriales.

El laboratorio se organiza en diversas áreas de trabajo, entre las que se destacan asfaltos, hormigones, maderas, estudios forestales, metales y aleaciones y suelos y agregados.

Asimismo, el laboratorio desarrolla actividades de investigación científica y transferencia tecnológica vinculadas a distintos campos de la ingeniería y la ciencia de materiales. Entre sus principales líneas de investigación se encuentran el estudio de bosques urbanos, el comportamiento del hormigón estructural y sus técnicas de rehabilitación y refuerzo, la fatiga mecánica de uniones soldadas, la resistencia de los cuerpos materiales de madera y la soldadura de aceros avanzados del tipo *Dual Phase*.

La PPS se desarrolló en el marco de la línea de investigación orientada al estudio del comportamiento a fatiga mecánica de uniones soldadas. El objetivo

 UNNOBA UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 3 de 71
--	---	-----------------------

general consistió en el proyecto estructural de una máquina de fatiga blanda tipo *Walking Beam*.

Actualmente, los ensayos de fatiga se realizan en colaboración con el Instituto de Investigaciones en Ciencia y Tecnología de Materiales (INTEMA) y la Universidad Nacional del Comahue (UNComa). En este sentido, el desarrollo de la presente PPS contribuirá al fortalecimiento de las capacidades experimentales del laboratorio y al avance de las investigaciones vinculadas al comportamiento a fatiga de uniones soldadas.

2 Objetivos

2.1 Objetivo general

Realizar el proyecto estructural y la memoria de cálculo de una máquina de fatiga blanda tipo *Walking Beam* accionada por leva excéntrica y sistema resorte–brazo pivotante, destinada a ensayos de fatiga en el rango de cargas definido por el LEMEJ.

2.2 Objetivos específicos

- Dimensionar los componentes estructurales principales.
- Dimensionar el sistema de pivote.
- Diseñar el sistema de transmisión de potencia.
- Diseñar un mecanismo de leva – seguidor con excentricidad variable.
- Desarrollar el modelo dinámico del sistema y determinar la frecuencia natural del sistema para verificar la ausencia de resonancia.

2.3 Alcance

El presente proyecto comprende el diseño estructural y la memoria de cálculo de una máquina de ensayos de fatiga blanda tipo *Walking Beam*. En particular, se aborda el análisis estático del sistema, incluyendo la determinación de la rigidez del resorte, su selección por catálogo y el pre-dimensionamiento estructural de la viga oscilante con perfil IPN. Se realiza el dimensionamiento del eje pivote con verificación a fatiga según la metodología de Shigley, la

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 4 de 71
--	--	----------------

selección del rodamiento por catálogo, el dimensionamiento de las columnas de soporte con verificación a pandeo y la determinación de la sección del vástago del seguidor.

En lo que respecta al sistema motriz, se incluye el diseño del sistema de transmisión de potencia mediante correas en V y la selección del motor eléctrico por catálogo. Asimismo, se desarrolla el diseño conceptual y cinemático del sistema de excitación mediante un mecanismo de doble excéntrica con excentricidad variable, cuyo funcionamiento fue validado mediante simulación en SolidWorks Motion. Se desarrolla además el modelo dinámico del sistema, determinándose la frecuencia natural para verificar la ausencia de resonancia, y se elabora un ábaco de carga como herramienta de operación para el técnico del laboratorio.

Quedan fuera del alcance de este proyecto, el desarrollo del sistema de adquisición de datos, el diseño del sistema eléctrico, el diseño de los distintos dispositivos que se puedan necesitar para la sujeción las probetas, la vinculación entre el resorte – viga oscilante y previsiones de montajes para los sensores en la estructura diseñada.

3 Plan de trabajo y carga horaria

La Práctica Profesional Supervisada (PPS) se desarrolló de manera presencial durante dos períodos. El primero comprendió desde el 9 de diciembre hasta el 30 de diciembre de 2025. Posteriormente, debido al receso de verano, las actividades se retomaron el 2 de febrero de 2026 y se extendieron hasta el 16 de marzo del mismo año. La carga horaria se cumplió de lunes a viernes, en el horario de 8:00 a 12:00 h. De esta manera, se completó el total de 200 horas requeridas para la realización de la Práctica Profesional Supervisada.

Dado el esquema horario presentado, el plan de trabajo se estructurará en diez semanas como se muestra a continuación.

CRONOGRAMA DE TAREAS											
Diagrama de Gantt de la distribución en el tiempo de las actividades a realizar en la PPS y entrevistas con el/laTutor/aDocente para informar el grado de avance del Plan de Trabajo											
N°	ACTIVIDADES	TIEMPO DE DURACIÓN									
		SEMANAS									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Relevar y definir los requisitos funcionales y operacionales del equipamiento										
2	Definir la arquitectura mecánica y dimensionamiento estructural										
3	Identificar y verificar componentes críticos.										
4	Selección de materiales para su fabricación										
5	Realizar un análisis de solicitaciones dinámicas generadas por el sistema de accionamiento										
6	Elaborar la memoria de cálculo										

4 Descripción de la Práctica Profesional Supervisada

4.1 Máquina de ensayos Walking Beam

La máquina de ensayos tipo *Walking Beam* es utilizada para la aplicación de cargas cíclicas sinusoidales, lo que permite la ejecución de ensayos de fatiga de materiales y componentes. Los esfuerzos aplicados pueden ser de tracción – compresión o flexión, dependiendo de la configuración inicial del ensayo.

Descripción del equipo

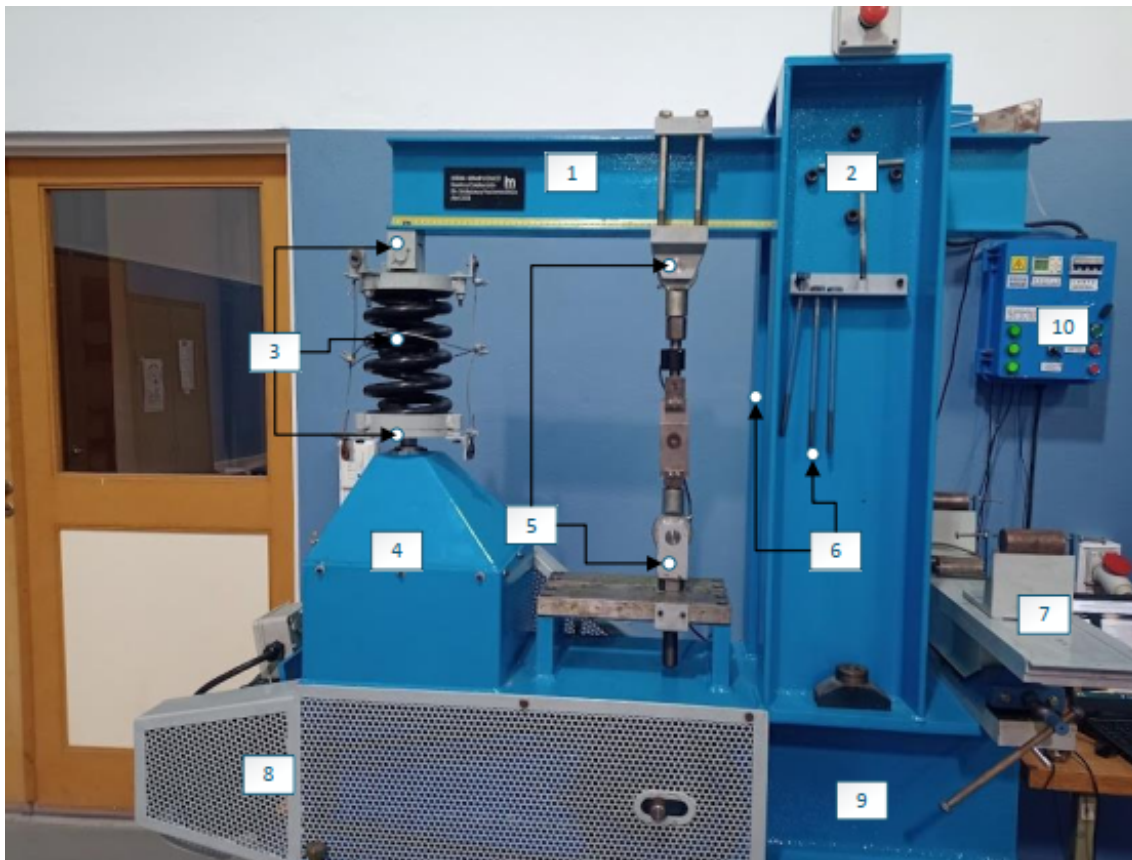


Figura 1 - Máquina de ensayos Walking Beam perteneciente al INTEMA.

1: viga pivote, 2: eje pivote, 3: resortes y platos, 4: leva excéntrica, 5: sistema de mordazas para ensayo tracción-compresión, 6: columnas fijas, 7: dispositivo para ensayos de flexión, 8: motor y correas, 9: base de la estructura, 10: tablero de mando.

La máquina se puede descomponer en tres partes principales:

1. Estructura: constituida por el marco donde se monta los distintos dispositivos;
2. Sistema motriz: encargado de generar el movimiento y transmitirlo hacia la probeta.
3. Sistema electrónico/eléctrico: encargado de llevar a cabo el control, la adquisición de datos y la alimentación general del equipo.

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 7 de 71
--	---	-----------------------

La estructura es el elemento encargado de proporcionar rigidez al conjunto y soportar los distintos componentes del sistema. Está formada por una viga doble T y sobre la misma se encuentran montados el sistema de accionamiento y las mordazas de sujeción. Además, posee dos columnas fijas, estas se hallan soldadas a la base de la estructura. Su función es servir como sustento del eje de pivote, sobre el cual rota la viga pivote que transmite el esfuerzo oscilante hacia la probeta.

El movimiento en la máquina es generado por un motor eléctrico. La rotación es transmitida y reducida por medio de poleas. El movimiento rotacional es transformado en un movimiento sinusoidal mediante una leva de excentricidad variable. Finalmente, el movimiento sinusoidal se transmite a través de los resortes, impulsando la oscilación de la viga pivote. En este punto, la probeta puede ser sujeta en distintas posiciones sobre la viga pivote, posibilitando un mejor ajuste de carga final.

4.2 Análisis estático

4.2.1 Parámetros de diseño

Para el diseño de la máquina se tomará como referencia la máquina perteneciente al Instituto de Investigaciones en Ciencia y Tecnología de Materiales (INTEMA).

Los cálculos y verificaciones desarrollados en el presente trabajo se basan en los parámetros de carga y geometría del sistema establecidos por el LEMEJ. Dichos parámetros definen las condiciones de operación del mecanismo y se resumen a continuación:

- Fuerza máxima ejercida por la probeta sobre la viga, $F_p = 25000 \text{ N}$
- Alzada máxima de la leva, $h = 0,03 \text{ m}$
- a: Distancia entre la probeta y el pivote O, igual a 0,14 m
- b: Distancia entre el resorte y el pivote O, igual a 0,76 m
- f: frecuencia de ensayo, igual a 5 Hz

Estos valores constituyen las condiciones de diseño a partir de las cuales se realiza el análisis mecánico del sistema.

Considerando que la leva impone un desplazamiento máximo h y que el resorte absorbe la totalidad de dicho desplazamiento, se adopta que la deformación máxima del resorte (δ) será:

$$\delta = 0,03 \text{ m}$$

4.2.2 Determinación de la rigidez del resorte

Para determinar la rigidez del resorte, se analiza el equilibrio estático de la viga.

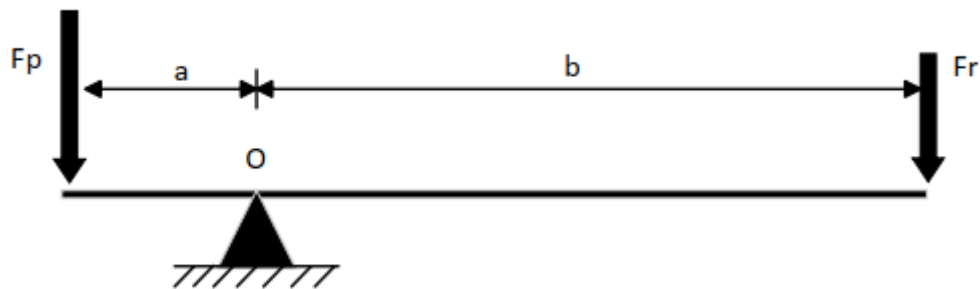


Figura 2 – Equilibrio estático de la viga

Donde:

- F_r : Fuerza ejercida por el resorte sobre la viga

La fuerza ejercida por el resorte sobre la viga se calcula mediante la ley de Hooke.

$$F_{\text{resorte}} = F_r = k * \delta$$

Para determinar dicha fuerza, se plantea el equilibrio estático de la viga mediante la sumatoria de momentos respecto del pivote O, adoptando como convención de signos el sentido antihorario como positivo:

$$\sum M_o = 0$$

$$- F_r * b + F_p * a = 0$$

$$F_r = \frac{a}{b} * F_p$$

$$F_r = \frac{0,14}{0,76} * 25000 = 4605,26 \text{ N}$$

Finalmente, la rigidez del resorte para mantener el equilibrio será:

$$k_{\text{equilibrio}} = \frac{F_r}{\delta} = \frac{4605,26 \text{ N}}{0,03 \text{ m}} = 153508 \text{ N/m}$$

4.2.3 Selección del resorte comercial

Se procede a la selección del componente siguiendo las recomendaciones del fabricante de resortes ITAN.

El fabricante emplea la terminología indicada en la Figura 3.

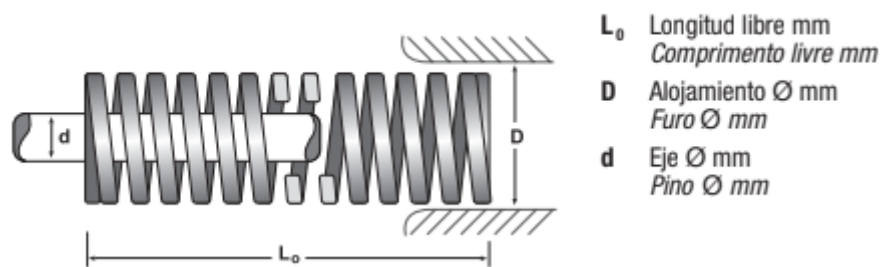


Figura 3 – Terminología empleada por el fabricante ITAN

Para asegurar una adecuada vida útil del componente, la compresión total del resorte no debe superar un determinado porcentaje de su longitud libre, el cual depende del tipo de carga asignado.

El fabricante clasifica los resortes en seis tipos de carga (ver Figura 4): extra ligera, ligera, media, fuerte pesada, extra pesada y super fuerte.

Standard	Serie	Carga	Max. Compresión total * para una larga vida útil Longa duração Compresão total para uma longa vida útil	Ciclos	Max. Compresión total * máxima permitida Compresão total máxima permitida	Ciclos	
MOLLIFICIO BORDIGNON	1L	Extra Ligera Extra Leve	35%	+3.000.000	50%	200.000	Ciclos: duração com fadiga estatística resultante de las pruebas realizadas en las longitudes libres centrales en las condiciones de uso recomendadas a continuación
ISO 10243	1S	Ligera Leve	30%	+3.000.000	40%	200.000	
ISO 10243	2S	Media Média	25%	+3.000.000	37,5%	200.000	
ISO 10243	3S	Fuerte Pesada	20%	+3.000.000	30%	200.000	
ISO 10243	4S	Extra Fuerte Extra Pesada	17%	+5.000.000	25%	300.000	
MOLLIFICIO BORDIGNON	5S	Super Fuerte Super Pesada	10%	+5.000.000	15%	500.000	

Figura 4 – Clasificaciones de resortes según el fabricante ITAN

Según este criterio para un resorte clasificado como de carga fuerte pesada, la compresión total máxima admisible es del 20% de su longitud libre.

En función de lo anterior, se selecciona una longitud libre del resorte igual a 152 mm. Por lo tanto, la compresión total máxima admisible resulta:

$$\Delta x_{total,m\acute{a}x} = 0,20 * 152mm = 30,4mm$$

Dado que la compresión de trabajo requerida (30 mm) es inferior al límite admisible (30,4 mm), el resorte operará dentro del rango seguro. Basado en el catálogo (ver Figura 5), se selecciona un resorte comercial cuya rigidez es 154000 N/m. En la Figura 5 se encuentran los datos del resorte elegido.

	 ISO 10243 3S						 ISO 10243 4S						 ISO 10243 5S					
	Carga fuerte Carga pesada						Carga extra fuerte Carga extra pesada						Carga super fuerte Carga super pesada					
L ₀	R		XLL 20% S ₁ F ₁		Max 30% S ₂ F ₂		R		XLL 17% S ₁ F ₁		Max 25% S ₂ F ₂		R		XLL 10% S ₁ F ₁		Max 15% S ₂ F ₂	
	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N
Lung. libre Comp. libre mm	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Código	Rigidez Rigidez N/mm	Carrera Curso mm	Carga Carga N	Carrera Curso mm	Carga Carga N
(D) Alojamiento • Furo Ø mm 50																		
(d) Eje • Pino Ø mm 25																		
Sección alambre • Seção arame 11,3 x 7,4						Sección alambre • Seção arame 11,4 x 9,1						Sección alambre • Seção arame 11,8 x 13,4						
64	3S51065	413,0	12,8	5286	19,2	7930	4S51065	709,0	10,9	7714	16,0	11344	5S50064	1980,0	6,4	12672	9,6	19008
76	3S51075	339,0	15,2	5153	22,8	7729	4S51075	572,0	12,9	7390	19,0	10868	5S50076	1811,0	7,6	13764	11,4	20645
89	3S51090	288,0	17,8	5126	26,7	7690	4S51090	475,0	15,1	7187	22,3	10569	5S50089	1410,0	8,9	12549	13,4	18824
102	3S51101	245,0	20,4	4998	30,6	7497	4S51101	405,0	17,3	7023	25,5	10328	5S50102	1215,0	10,2	12393	15,3	18590
115	3S51115	215,0	23,0	4945	34,5	7418	4S51115	352,0	19,6	6882	28,8	10120	5S50115	1076,0	11,5	12374	17,3	18561
127	3S51126	192,0	25,4	4877	38,1	7315	4S51126	316,0	21,6	6822	31,8	10033	5S50127	968,0	12,7	12294	19,1	18440
139	3S51140	168,0	27,8	4670	41,7	7006	4S51140	289,0	23,6	6829	34,8	10043						
152	3S51151	154,0	30,4	4682	45,6	7022	4S51151	255,0	25,8	6589	38,0	9690	5S50152	806,0	15,2	12251	22,8	18377
160																		
178	3S51176	134,0	35,6	4770	53,4	7156	4S51176	216,0	30,3	6536	44,5	9612	5S50178	698,0	17,8	12424	26,7	18637
203	3S51202	117,0	40,6	4750	60,9	7125	4S51202	187,0	34,5	6453	50,8	9490	5S50203	612,0	20,3	12424	30,5	18635

Figura 5 – Datos característicos del resorte indicada por el fabricante ITAN

4.2.4 Pre dimensionamiento estructural de la viga

Al seleccionar un resorte comercial con una rigidez del resorte (k) distinta a la calculada teóricamente, la fuerza ejercida por el resorte se modifica respecto al cálculo teórico:

$$F_r = k * \delta = 154000 \text{ N/m} * 0,03 \text{ m} = 4620 \text{ N}$$

Esta variación altera el equilibrio original, requiriendo la colocación de un apoyo simple en el punto A para restringir el movimiento vertical. Cabe aclarar que este vínculo no representa un elemento físico real de la estructura, sino un recurso del modelo para satisfacer las condiciones de equilibrio estático y realizar un predimensionamiento de la viga.

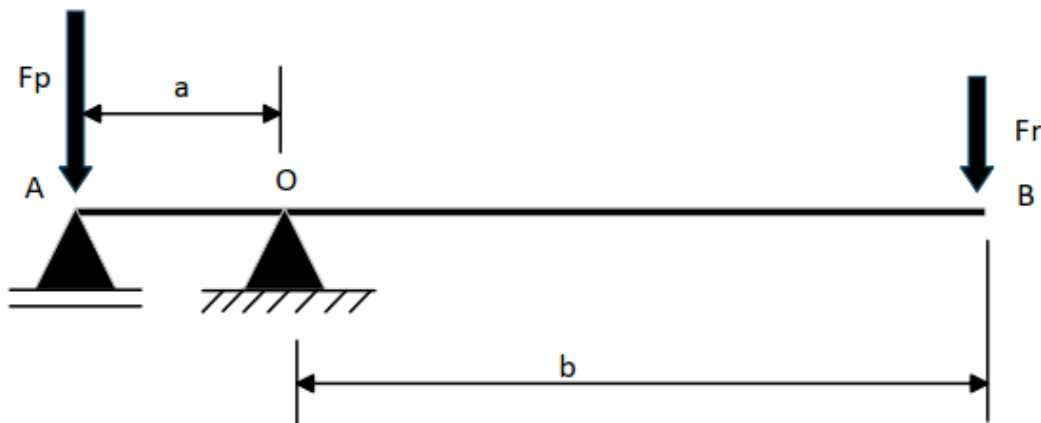


Figura 6 – Modelo estático de la viga pivotante

Diagrama de cuerpo libre de la viga

Se presenta el diagrama de cuerpo libre de la viga.

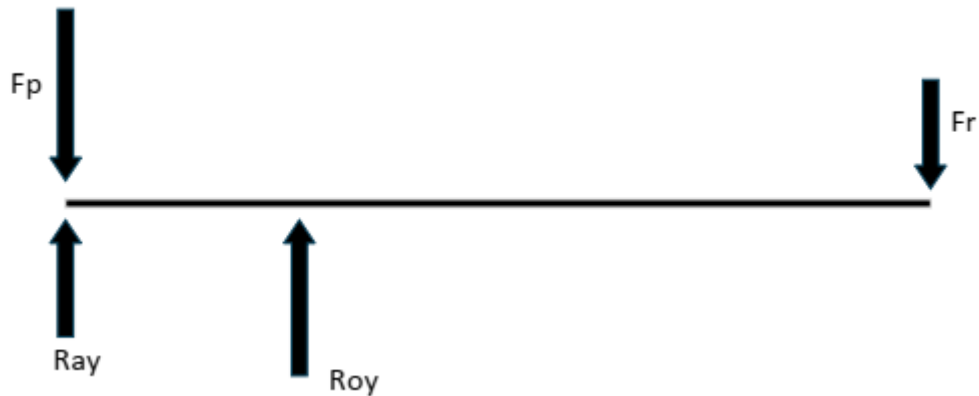


Figura 7 – Diagrama de cuerpo libre de la viga

Cálculo de reacciones de vínculo

A partir del diagrama de cuerpo libre y de las ecuaciones de la estática se determinan las reacciones de vínculo.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x = 0$$

$$\sum M_0 = 0$$

$$- R_{Ay} * 0,14 \, m - 4620 \, N * 0,76 \, m + 25000 \, N * 0,14 \, m = 0$$

$$R_{Ay} = -80 \, N$$

El signo negativo indica que la dirección de R_{Ay} es contraria a la estipulada.

$$\sum F_y = 0$$

$$- F_p - F_r + R_{Oy} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Oy} - 80 \, N = 25000 \, N + 4620 \, N = 29620 \, N$$

$$R_{oy} = 29620 \text{ N} + 80 \text{ N} = 29700 \text{ N}$$

A partir del programa Ftool se verificó el cálculo de las reacciones en los apoyos. Además, mediante el programa se trazaron los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores. Los resultados son los siguientes:

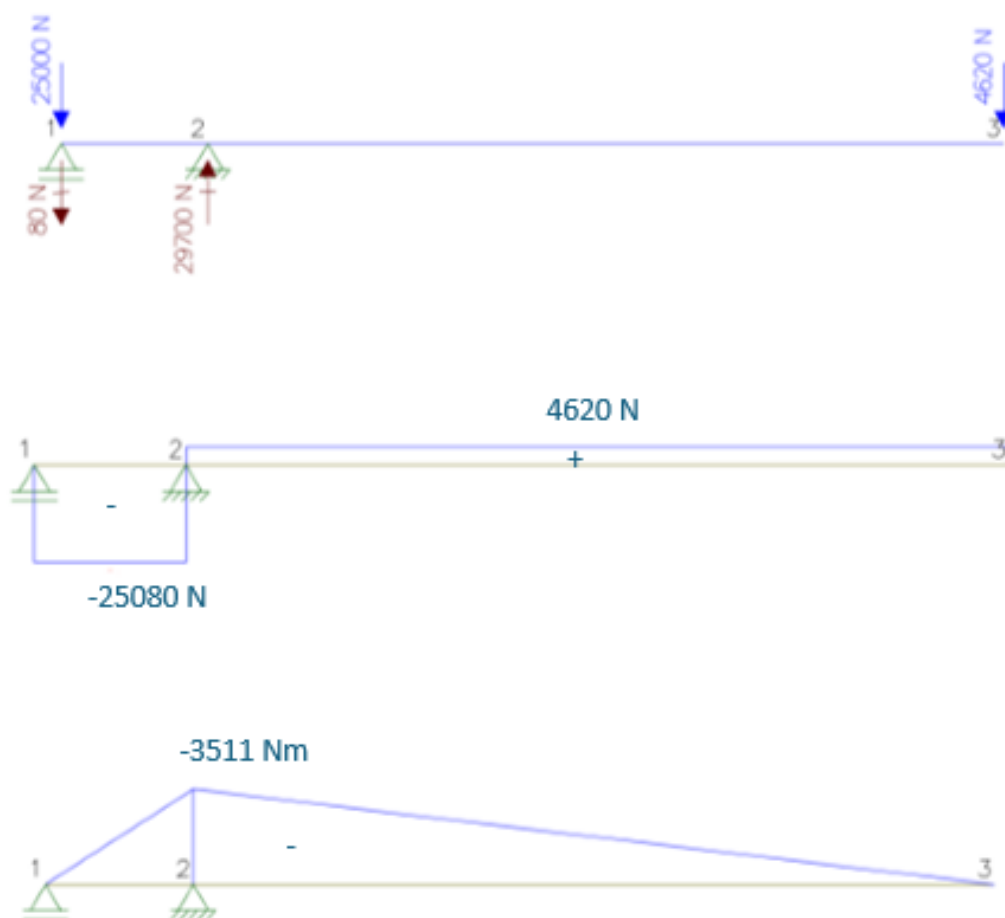


Figura 8 – Diagrama de cuerpo libre, diagrama de esfuerzos cortantes y flectores obtenidos mediante el programa Ftool

A partir de los gráficos anteriores se adopta un predimensionamiento por flexión simple; identificando que la sección más solicitada se encuentra en el punto 2 (sobre el apoyo O), con un momento flector máximo de:

$$M_{f,m\acute{a}x} = b * F_r = 0,76 \text{ m} * 4620 \text{ N} = 3511,2 \text{ Nm}$$

Selección del perfil estructural

El material adaptado para el perfil estructural es un acero SAE 1020 laminado en caliente.

A partir de la tabla del Anexo 1 se extraen las siguientes propiedades mecánicas.

- Tensión de fluencia: $\sigma_f = 280 \text{ MPa}$
- Tensión última: $\sigma_u = 420 \text{ MPa}$
- Módulo de elasticidad: $E = 210000 \text{ MPa}$

Para el cálculo se adopta un coeficiente de diseño a fluencia $n_{d,f}$ igual a 1,5.

Este valor es habitual en el diseño de componentes estructurales sometidos a cargas definidas, materiales con propiedades mecánicas conocidas y condiciones de operación controladas.

La tensión admisible del material es:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{n_{d,f}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{280 \text{ MPa}}{1,5} = 186,66 \text{ MPa}$$

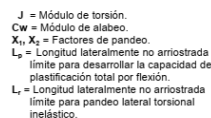
El módulo resistente requerido es el siguiente:

$$W = \frac{M_{f,máx}}{\sigma_{adm}}$$

$$= \frac{3511,2 \text{ Nm}}{186,66 \text{ MPa}}$$

$$= 1,881 * 10^{-5} \text{ m}^3 = 18,81 \text{ cm}^3$$

A partir de la tabla de perfiles laminados y tubos estructurales del CIRSOC (ver figura 9) se selecciona el perfil de la viga. Para la selección del perfil deberá verificarse simultáneamente: la condición de resistencia a la flexión y la condición de deformación admisible.



Designación	Dimensiones						Relaciones			Ag	Peso	X - X					Y - Y					Agujeros en el Alce		Distancia agujero al borde		Esp.	J	Cw	X ₁	X ₁ (10 ³)	Acero F-24					
	d	bf	tf	hw	t _w /r ₁	r ₁	bf/2tf	hw/tw	lx			Sx	rx	Qx	Zx	ly	Sy	ry	Qy	1,5.Sy	Zy	w ₁	d ₁	w ₂	t ₁						Carga Alta	Carga Alta Sup.	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm ²			Kg/m	cm ²	cm ³	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm	cm ³	cm ³	mm	mm	mm	mm						cm ⁴	cm ⁴	MPa	MPa ²	cm	cm
80	80	42	5,9	59	3,9	2,3	3,56	15,1	7,57	5,94	77,8	19,5	3,20	11,4	22,8	6,29	3,00	0,91	2,46	4,50	4,93	22	6,4	10	4,43	0,71	87,5	32815	0,70	47	260	42	230			
100	100	50	6,8	75	4,5	2,7	3,68	16,7	10,6	8,34	171	34,2	4,01	19,9	39,8	12,2	4,88	1,07	6,02	7,32	8,04	28	6,4	11	5,05	1,31	268	30082	1,00	55	283	49	248			
120	120	58	7,7	92	5,1	3,1	3,77	18,0	13,1	11,28	328	54,7	4,81	31,8	63,6	21,5	7,41	1,23	6,12	11,12	12,24	32	8,4	13	5,67	2,23	685	28382	1,29	63	309	57	269			
140	140	66	8,6	109	5,7	3,4	3,84	19,1	18,2	14,3	573	81,9	5,61	47,7	95,4	35,2	10,7	1,40	8,85	10,65	17,70	34	11	16	6,29	2,56	1540	27117	1,56	72	339	65	293			
160	160	74	9,5	125	6,3	3,8	3,89	19,8	22,8	17,9	935	117	6,40	68,0	136	54,7	14,8	1,55	12,28	22,20	24,55	40	11	17	6,91	5,40	3138	26190	1,80	80	365	72	313			
180	180	82	10,4	142	6,9	4,1	3,94	20,6	27,9	21,9	1450	161	7,20	93,4	187	81,3	19,8	1,71	16,50	29,70	33,00	44	13	19	7,53	7,89	5924	25442	2,04	88	393	79	350			
200	200	90	11,3	159	7,5	4,5	3,98	21,2	33,4	26,2	2140	214	8,00	125	250	117	26,0	1,87	21,58	36,00	43,16	48	13	21	8,15	11,2	10520	24984	2,22	96	422	86	355			

- $w_x = 81,9 \text{ cm}^3 = 8,19 * 10^{-5} \text{ m}^3$
- $I_x = 171 \text{ cm}^4 = 1,71 * 10^{-6} \text{ m}^4$
- $I_y = 35,2 \text{ cm}^4 = 3,52 * 10^{-7} \text{ m}^4$
- $A = 18,2 \text{ cm}^2 = 1,82 * 10^{-3} \text{ m}^2$

Cálculo de la tensión de trabajo

La tensión de trabajo máxima en la viga resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{f,max}}{w_r} = \frac{3511,2 \text{ Nm}}{8,19 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3} = 42,87 \text{ MPa}$$

Dado que $\sigma_{trabajo} < \sigma_{adm}$ ($42,87 MPa < 186,66 MPa$), el perfil IPN 140 verifica.

Verificación por Ansys

Mediante el software Ansys se determinó el campo de tensiones sobre la viga (ver Figura 10), obteniendo una tensión máxima de 42 MPa ubicada en la sección del pivote. Este valor es consistente con el obtenido por cálculo teórico (42,87 MPa), validando el resultado analítico.

Asimismo, se determinó el campo de deformaciones sobre la viga. Como se observa en la Figura 11, el desplazamiento máximo (1,0379 mm) se localiza en el extremo libre del voladizo, en concordancia con lo esperado para este tipo de configuración estructural.

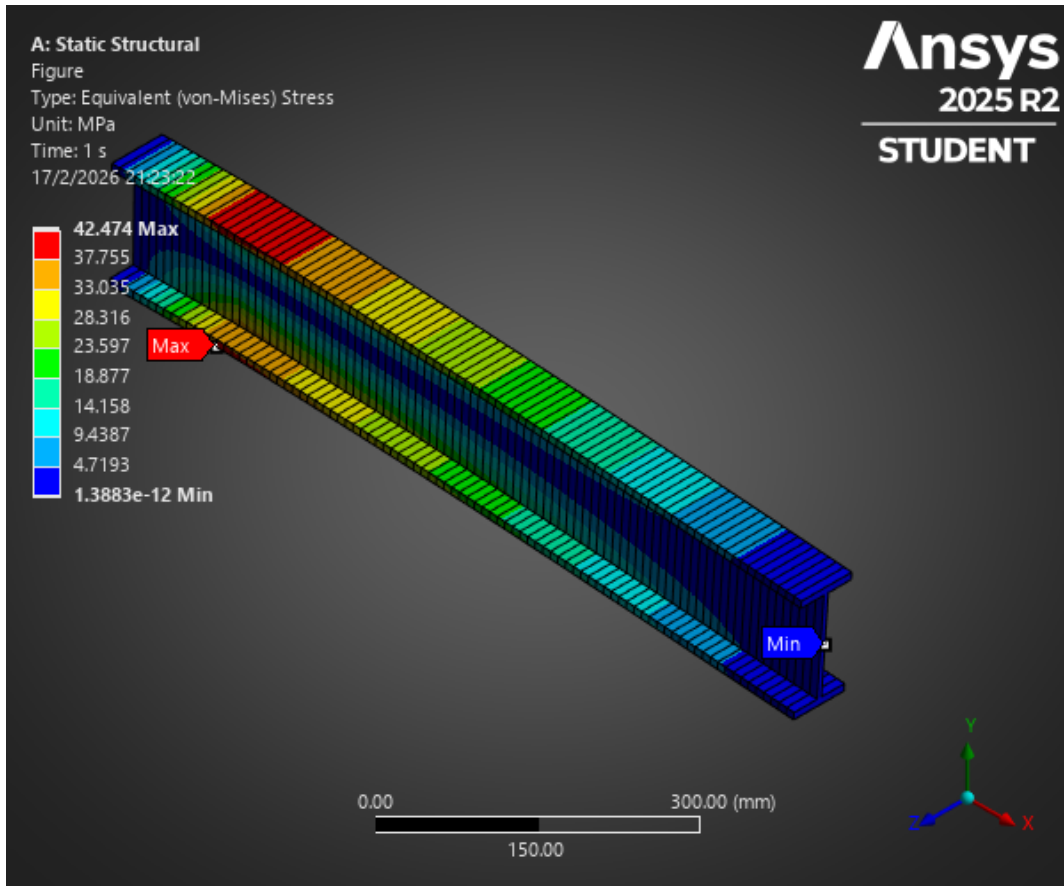


Figura 10 - Tensiones de Von Mises

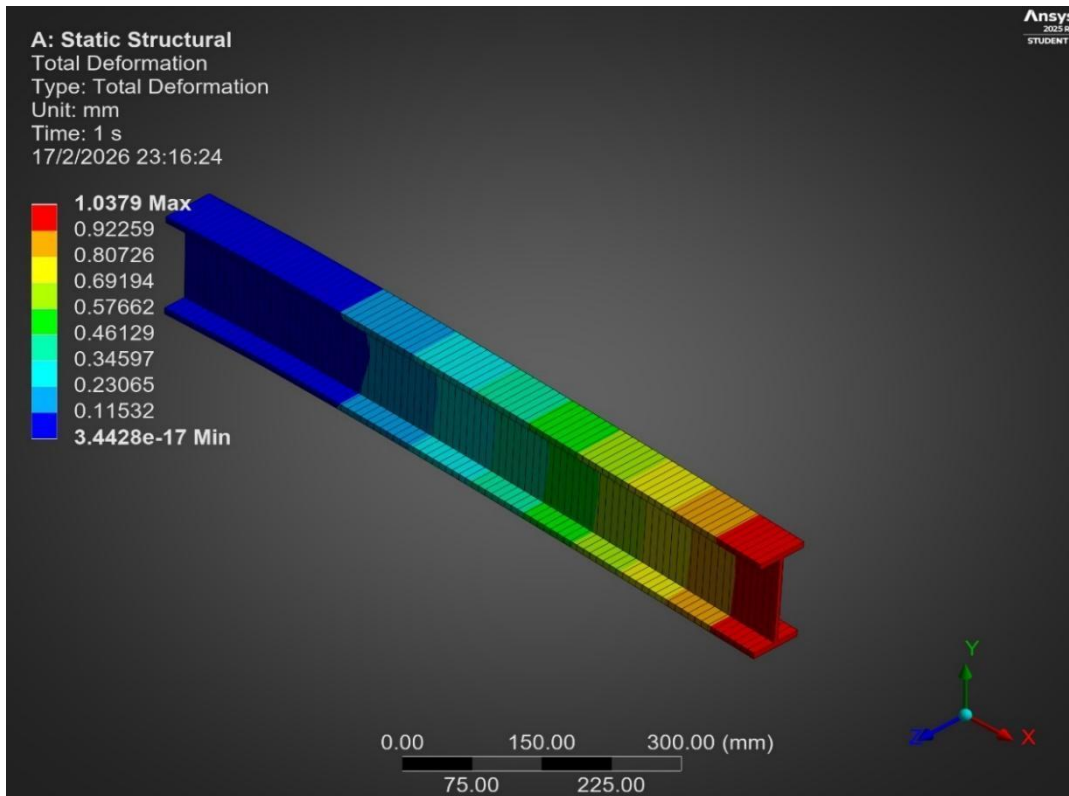


Figura 11 – Deformaciones totales

Flecha admisible

En ausencia de un criterio específico para esta clase de máquinas, se adopta como referencia el límite de deformación establecido en el reglamento CIRSOC 301 para vigas de acero (ver Anexo 2). Si bien dicho reglamento está orientado al diseño de estructuras edilicias, sus criterios se utilizan como referencia ante la falta de normativa específica para el caso analizado.

$$\delta_{admisible} = \frac{L}{500}$$

Donde:

L: es la longitud del voladizo

La flecha admisible será:

$$\delta_{admisible} = \frac{760 \text{ mm}}{500} = 1,52 \text{ mm}$$

La figura 11 muestra que la deformación máxima se encuentra en el extremo libre del voladizo, su valor corresponde a:

$$\delta = 1,0379 \text{ mm}$$

Por lo tanto, verifica que ($\delta < \delta_{admisible}$) y se concluye que la dimensión del perfil se corresponde a un IPN 140. Si bien perfiles de menor sección verifican el criterio de resistencia, el criterio determinante resultó ser la deformación admisible.

4.3 Dimensionamiento del eje pivote

Determinación de las reacciones en los apoyos y el momento flector máximo

El eje pivote se modela como una viga simplemente apoyada, sometida a una carga puntual aplicada en el centro del eje.

Dado que el ancho del perfil IPN 140 es 66 mm, se adopta una longitud de eje:

$$L = 80 \text{ mm}$$

La carga puntual aplicada es:

$$P = 29700 \text{ N}$$

Este valor fue determinado previamente en la Sección 4.2.4.

En la siguiente figura 12 se presenta el diagrama de cuerpo libre, junto con el valor de las reacciones en los apoyos, el diagrama de esfuerzo cortante, y el diagrama de momento flectores, con sus respectivos valores máximos.

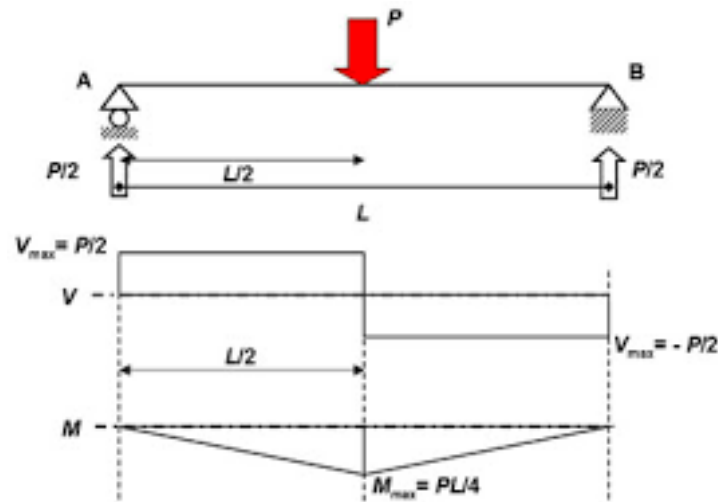


Figura 12 – Diagrama de cuerpo libre, diagrama de momentos flectores del eje pivotante

Las reacciones en los apoyos serán:

$$R_1 = R_2 = \frac{P}{2} = \frac{29700 \text{ N}}{2} = 14850 \text{ N}$$

El momento flector máximo será:

$$M_{\text{máx}} = \frac{P \cdot L}{4} = \frac{29700 \text{ N} \cdot 0,080 \text{ m}}{4} = 594 \text{ Nm}$$

Material adoptado

Sobre el eje pivote se adoptará un acero SAE 1040 tratado térmicamente.

A partir de la tabla del anexo 1 se extraen las siguientes propiedades mecánicas.

- Tensión de fluencia: $\sigma_f = 420 \text{ Mpa}$
- Tensión última: $S_u = 620 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad: $E = 210000 \text{ MPa}$

Para el cálculo se adopta un coeficiente de diseño a fluencia $n_{d,f}$ igual a 1,5.

La tensión admisible del material es:

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 20 de 71
--	---	---

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{n_{d,f}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{420 MPa}{1,5} = 280 MPa$$

Cálculo del diámetro del eje

El módulo resistente de una sección circular maciza se expresa como:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

A partir de la condición de resistencia a flexión y despejando el diámetro mínimo requerido, se obtiene el valor correspondiente.

$$\sigma = \frac{M_{máx}}{W} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\frac{P * L}{4}}{\frac{\pi * d^3}{32}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 * P * L}{\pi * \sigma_{adm}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 * 29700 N * 0,08 m}{\pi * 280 * 10^6 Pa}} = 0,0278 m = 27,85 mm$$

Se adopta un diámetro de eje de 35 mm.

La tensión de trabajo resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{máx}}{W} = \frac{594 Nm}{\frac{\pi * (0,035 m)^3}{32}} = 141,12 MPa$$

Verificación por fatiga del eje pivote

La verificación de fatiga del eje pivote se realizará según la metodología de Shigley.

Como la máquina aplica cargas sinusoidales, el pivote oscila entre $\sigma_{mín} = 0 MPa$ y $\sigma_{máx} = 141,12 MPa$, lo que genera una relación de carga ($R = 0$). Para este caso la tensión de amplitud será igual a la tensión media.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = 70,56 MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 70,56 \text{ MPa}$$

Para el diseño de componentes mecánicos es necesario tener en cuenta cómo influyen los distintos parámetros relacionados con el acabado superficial, la existencia de defectos, el medio ambiente, concentradores de tensiones, etc., sobre el límite de fatiga o la resistencia a la fatiga de dichos componentes. El método tradicional utilizado para este fin es el de utilizar diferentes parámetros o coeficientes de corrección que permiten inferir la resistencia a la fatiga de un componente a partir de la resistencia a la fatiga del material con el cual es construido, lo cual puede expresarse con la siguiente ecuación, conocida como ecuación de Marin:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

Donde:

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 temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga corregida

Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 1 – Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida

Factor	Valor	Criterio (Shigley)
S'e (no corregido)	310 MPa	$0.5 \times S_u$
ka (maquinado)	0.820	Tabla 6-2
kb (tamaño, d = 35 mm)	0.835	Ec. 6-20
kc (flexión)	1	6-26
kd (temperatura ambiente)	1	Tabla 6-4
ke (confiabilidad 90%)	0.897	6-29
Se corregido	190,4 MPa	

Dado que en la sección de momento flector máximo no existen cambios de sección, el factor de concentración de tensiones se considera $k_s = 1$.

Criterio de Goodman Modificado

Para la verificación a fatiga se establece un coeficiente de diseño a fatiga de 1,8. Este valor es consistente con los rangos recomendados por Shigley (nd entre 1,5 y 2) para componentes sometidos a cargas cíclicas bien definidas, con material de propiedades mecánicas conocidas y condiciones de operación controladas.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{70,56 \text{ MPa}}{190,4 \text{ MPa}} + \frac{70,56 \text{ MPa}}{620 \text{ MPa}}} \approx 2,06$$

Por lo tanto, como $n > n_d$ el eje pivote verifica a fatiga.

4.4 Selección del rodamiento

Datos iniciales:

- La carga radial aplicada sobre el rodamiento es:

$$F_r = 14850 \text{ N}$$

Este valor fue calculado en la Sección 4.2.4 y corresponde a la reacción en los apoyos del eje pivote.

- El diámetro interior del rodamiento es:

$$d = 35 \text{ mm}$$

Valor determinado en la sección 4.3

- La velocidad de giro corresponde a:

$$n = f * 60 = 5 \text{ Hz} * 60 = 300 \text{ rpm}$$

La frecuencia de ensayo de 5 Hz fue definida en la sección 4.2.1.

Selección del rodamiento por catalogo

De acuerdo con la Tabla 2 (Shigley), la máquina se clasifica como máquina de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia, lo que corresponde a una vida nominal básica recomendada de entre 8000 y 14000 horas.

Tabla 2 – Recomendación de vida de cojinetes para varias clases de maquinaria (Shigley).

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Se adopta un rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos.

Esta clase de rodamientos tiene la particularidad que geométricamente el contacto es una línea en lugar de un punto como los rodamientos de bolas, de lo que resulta mayor área para soportar la carga y, por consiguiente, para un tamaño determinado, mayor capacidad de carga radial.

A partir del catálogo SKF dispuesto en el Anexo 3 se selecciona el rodamiento con designación NJ 2207 ECP.

Cálculo de la vida nominal básica del rodamiento

La vida nominal básica de un rodamiento se calcula de la siguiente manera:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} * \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

- L_{10h} : vida nominal básica en horas de funcionamiento
- n : velocidad de giro en RPM
- C : capacidad de carga dinámica básica en kN.
- P : carga dinámica equivalente del rodamiento en kN
- p : exponente de la ecuación de vida es igual a 3 para los rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos

Como la carga solamente hay carga radial, la carga dinámica equivalente P es:

$$P = F_r = 14850 \text{ N} = 14,85 \text{ kN}$$

Por lo tanto, la vida nominal básica en horas será:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 300 \text{ rpm}} * \left(\frac{60,5 \text{ kN}}{14,85 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}} \approx 9526 \text{ h}$$

Dado que la vida nominal básica del rodamiento calculada (9526 h) se encuentra dentro del rango estipulado (8000 – 14000 horas), el NJ 2207 ECP es apropiado.

4.5 Dimensionamiento de las columnas

Datos iniciales:

- La columna se modela como se muestra en la figura 13.
- La carga aplicada sobre la columna es:

$$P = 14850 \text{ N}$$

Este valor fue calculado en la sección 4.2.4 y corresponde a la reacción en los apoyos.

- Se adopta una longitud de columna:

$$L = 0,9 \text{ m}$$

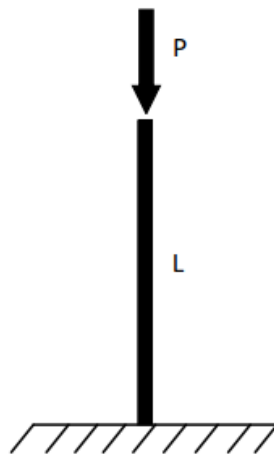


Figura 13 – Modelo estático de la columna

Con el fin de utilizar el sobrante del perfil seleccionado para la viga (ya que se comercializan en barras estándar de 6 a 12 metros de largo). Para la columna se adopta el mismo perfil que la viga (sus propiedades mecánicas y datos del perfil fueron detalladas en la Sección 4.2.4).

Verificación de tensión de trabajo

$$\sigma_{trabajo} = \frac{P}{A} = \frac{14850 \text{ N}}{1,82 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 8,16 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, verifica que $\sigma_{trabajo} < \sigma_{adm}$ ($8,16 \text{ MPa} < 186,66 \text{ MPa}$)

Verificación a pandeo

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L_E^2}$$

Donde:

E: es el módulo de elasticidad en Pa

I : es el momento de inercia en m^4

L_E : es la longitud efectiva en m, para la configuración empotrada-libre, la longitud efectiva es dos veces la longitud de la columna.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} Pa \cdot 3,52 \cdot 10^{-7} m^4}{1,8^2 m^2} \approx 225 kN$$

Por lo tanto, como $P_{cr} \gg P$, la columna verifica a pandeo.

4.6 Determinación de la sección del vástago del seguidor

Datos iniciales:

- El modelo estático del seguidor se muestra en la figura 14.
- El seguidor tendrá un movimiento alternativo por dentro de una guía.
- La carga aplicada sobre el seguidor es:

$$P = 4620 N$$

Este valor fue calculado en la Sección 4.2.4 y corresponde a la fuerza ejercida por el resorte.

- Se adopta una longitud del seguidor igual a:

$$L = 0,30 m$$

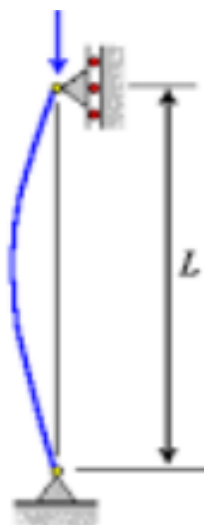


Figura 14 – Modelo estático de seguidor

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 27 de 71
--	---	------------------------

Material adoptado

Se adopta un acero SAE 1040 laminado en caliente.

A partir de la tabla del Anexo 1 se extraen las siguientes propiedades mecánicas.

- Tensión de fluencia: $\sigma_f = 300 \text{ MPa}$
- Tensión última: $\sigma_u = 490 \text{ MPa}$
- Módulo de elasticidad: $E = 210000 \text{ MPa}$

Para el cálculo se adopta un coeficiente de diseño a fluencia $n_{d,f}$ igual a 1,5.

La tensión admisible del material es:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{n_{d,f}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{300 \text{ MPa}}{1,5} = 200 \text{ MPa}$$

Cálculo del diámetro de vástago

$$\sigma_{admisible} = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

Despejando el diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4 * P}{\pi * \sigma_{admisible}}}$$

El diámetro mínimo del vástago resulta:

$$d = \sqrt{\frac{4 * 4620 \text{ N}}{\pi * 200 * 10^6 \text{ Pa}}} \approx 0,0054 \text{ m} = 5,4 \text{ mm}$$

Se adopta un diámetro de vástago de 10 mm

Verificación por pandeo

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_E^2}$$

Donde:

E: es el módulo de elasticidad en Pa

I : es el momento de inercia en m^4

L_E : es la longitud efectiva en m, para la configuración articulado - articulado, la longitud efectiva es igual a la longitud del vástago.

El momento de inercia de una sección circular es:

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (0,010m)^4}{64} = 4,91 \cdot 10^{-10} m^4$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} Pa \cdot 4,91 \cdot 10^{-10} m^4}{0,3^2 m^2} \approx 11307 N$$

Por lo tanto, como $P_{cr} \gg P$, el seguidor verifica a pandeo.

4.7 Sistema de transmisión de potencia

4.7.1 Determinación del par máximo

El par máximo ejercido por el sistema de excitación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$T = F_r \cdot e$$

Donde:

- T : es el par máximo ejercido por el sistema de excitación en Nm
- F_r : es la fuerza ejercida por el resorte en N (valor hallado en la Sección 4.2.4)
- e : es la excentricidad máxima

Por lo tanto, el par máximo será:

$$T = 4620 N \cdot 0,015m = 69,3 Nm$$

4.7.2 Determinación de la potencia requerida por el motor

La potencia requerida por el motor se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$P = \frac{2\pi T n}{60}$$

Donde:

- P : es la potencia requerida por el motor en W
- T : el par máximo ejercido por el sistema de excitación en Nm

- n: es la velocidad de giro del sistema de excitación en revoluciones por minuto

Por lo tanto, la potencia requerida por el motor será:

$$P = \frac{2\pi \cdot 69,3 \text{ Nm} \cdot 300 \text{ rpm}}{60} = 2177,12 \text{ W} \approx 2,18 \text{ KW}$$

4.7.3 Selección del motor por catálogo

A partir del catálogo del fabricante de motores eléctricos marca WEG se selecciona un motor eléctrico WEG 22 de 2,2 kW. Sus características relevantes son:

- Potencia: 2,2 kW / 3 Hp
- Velocidad de giro: 1400 rpm

En el Anexo 4 se encuentra la información del motor seleccionado.

4.7.4 Selección de la correa por catálogo

Datos iniciales

a) Máquina conducida

- *Walking Beam*
- Horas de trabajo: 6 h
- Revoluciones por minuto: 300
- Diámetro de la polea: a determinar

b) Máquina conductora

- Motor eléctrico: potencia 3 HP
- Revoluciones por minuto: 1400
- Distancia entre ejes: determinar
- Condición de funcionamiento normal

Se seleccionará una correa en V del fabricante Dunlop mediante su método de cálculo. Las correas en V poseen dos superficies laterales de la correa que permanecen en contacto con la polea y en consecuencia aumenta su capacidad de transmisión.

1. Determinación de la potencia corregida

$$P_c = P * F_{cp}$$

Donde:

- Pc: Potencia corregida
- P: Potencia a transmitir
- Fcp: Factor de corrección de la potencia. Este coeficiente se halla en la tabla del Anexo 5.

La potencia corregida resulta:

$$P_c = 3 \text{ HP} * 1,1 = 3,3 \text{ HP}$$

2. Sección de la correa

Se determina mediante el gráfico del Anexo 6 en función de la potencia a transmitir corregida y las revoluciones por minuto de la polea menor. A partir de lo mencionado, corresponde una sección de correa A. Las dimensiones para la sección de correa A se encuentran en la tabla del Anexo 7.

3. Relación de transmisión

Se calcula de la siguiente manera:

$$K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d}$$

Donde:

- K: Relación de transmisión
- N: Cantidad de revoluciones por minuto de la polea menor
- n: Cantidad de revoluciones por minuto de la polea mayor
- D: Diámetro de la polea mayor
- d: Diámetro de la polea menor

La relación de transmisión resulta:

$$K = \frac{1400 \text{ rpm}}{300 \text{ rpm}} = 4,66$$

4. Elección de los diámetros primitivos de las poleas

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 31 de 71
--	---	---

El diámetro primitivo de la polea menor se halla en la tabla del Anexo 8. Su valor corresponde a 71 mm.

Conociendo el diámetro primitivo de la polea menor (d) se obtiene el diámetro primitivo de la polea mayor con la fórmula siguiente:

$$D = K * d = 4,66 * 71 \text{ mm} = 331 \text{ mm}$$

5. Distancia entre ejes

Cuando la distancia entre ejes (l) no está establecida, se puede determinar con el siguiente criterio:

- I. Para K comprendido entre 1 y 3, se determina con la siguiente ecuación:

$$l \geq \frac{(K+1)*d}{2} + d$$

Para $K \geq 3$, la distancia entre ejes (l) se debe cumplir $l \geq D$

- II. En base al criterio 2 se establece una distancia entre ejes de 340 mm.

6. Longitud primitiva de la correa

La longitud primitiva (L) de la correa se determina con:

$$L = 2 * l + 1,57 * (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4*l}$$

Reemplazando los valores de la ecuación:

$$L = 2 * 340 \text{ mm} + 1,57 * (331 \text{ mm} + 71 \text{ mm}) + \frac{(331 \text{ mm} - 71 \text{ mm})^2}{4 * 340 \text{ mm}} = 1360,84 \text{ mm}$$

A partir de la tabla del Anexo 9 se elige una longitud primitiva nominal de la correa más próxima al valor calculado. Según esta tabla corresponde una correa de sección A 53.

7. Factor de corrección de la longitud de la correa

Se determina el factor de corrección en función de la longitud de la correa según la tabla del Anexo 10. Para la correa A 53 corresponde $F_{cl} = 0,94$.

8. Determinación del arco de contacto en grados

El arco de contacto (α) de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula:

$$\alpha = 180 - 57 * \frac{(D-d)}{l}$$

Reemplazando valores en la ecuación, el arco de contacto en grados es:

$$\alpha = 180 - 57 * \frac{(331mm-71mm)}{340mm} = 136,41^\circ$$

9. Factor de corrección del arco de contacto

Según la tabla del Anexo 11 para un arco de contacto de 137° corresponde $F_{c\alpha} = 0,88$

10. Velocidad de la correa

La velocidad tangencial, expresada en metros por segundos, se obtiene de la siguiente fórmula:

$$V_t = \frac{\pi * d * N}{60 * 1000}$$

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$V_t = \frac{\pi * 71mm * 1400rpm}{60 * 1000} = 5,20 \frac{m}{s}$$

11. Prestación base

La prestación base (P_b) en HP por correa para arco de contacto de 180° , se obtiene de la tabla del Anexo 12.

Además, se debe agregar una prestación adicional por relación de transmisión que figura en la misma tabla.

$$P_{bk} = P_b + \text{Prestación adicional por relación de transmisión}$$

Se obtiene:

$$P_{bk} = 0,78 HP + 0,24 HP = 1,02 HP$$

12. Potencia efectiva por correa

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_e = P_{bk} * F_{cl} * F_{c\alpha}$$

Se obtiene:

$$Pe = 1,02 \text{ HP} * 0,94 * 0,88 = 0,84 \text{ HP}$$

13. Cantidad de correas

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$Cant. \text{ de correas} = \frac{Pc}{Pe}$$

Finalmente, la cantidad de correas será:

$$Cant. \text{ de correas} = \frac{3,3 \text{ HP}}{0,84 \text{ HP}} = 3,92$$

14. Resultado del cálculo

Tipo de correa = A 53

Cantidad de correas = 4

Diámetro primitivo de la polea menor = 71mm

Diámetro primitivo de la polea mayor = 331 mm

Dado que se requieren 4 correas trabajando en paralelo, ambas poleas deberán contar con 4 canales de sección A, de acuerdo a las dimensiones especificadas en la tabla del Anexo 7.

4.8 Sistema de excitación

Una leva excéntrica es un disco circular que gira sobre un eje motriz cuyo centro no coincide con el centro geométrico del disco, esto permite convertir el movimiento circular uniforme del eje en un movimiento alternativo en el seguidor.

La distancia entre el eje de rotación y el centro geométrico de la leva se denomina excentricidad. En este tipo de mecanismo, la carrera o alzada del seguidor se define como el desplazamiento total que realiza el seguidor desde el punto más bajo hasta el punto más alto, la carrera es exactamente al doble de la excentricidad. Por lo tanto, en un sistema de leva excéntrica simple, la carrera queda determinada por la excentricidad adoptada en el diseño. En consecuencia, la alzada del seguidor es fija.

 UNNOBA UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 34 de 71
--	---	------------------------

No obstante, es posible introducir cierta variabilidad discreta en la alzada si la leva se diseña con múltiples posiciones de acoplamiento respecto al eje motriz. En este caso, al seleccionar distintas posiciones de excentricidad, se obtienen diferentes valores de carrera del seguidor.

Una alternativa más versátil para lograr una carrera variable del seguidor consiste en la utilización de un sistema de doble excentricidad. Este tipo de mecanismo, mediante la superposición de dos excentricidades, permite modificar la excentricidad resultante y, por lo tanto, la alzada del seguidor de manera flexible. Una de las ventajas de este sistema radica en la posibilidad de ajustar la carga aplicada sobre la probeta según los requerimientos de cada ensayo.

Este principio es el que posee la máquina Walking Beam perteneciente al INTEMA. Dada la ventaja operativa que brinda en cuanto al ajuste de cargas, se propone implementar el mismo sistema en el presente diseño.

Sistema de leva de doble excéntrica

El mecanismo propuesto corresponde a un sistema de doble excéntrica, constituidos por dos casquillos montados sobre un eje principal.

El conjunto está compuesto por:

- Un casquillo interior, fijo respecto al eje.
- Un casquillo exterior, que puede rotar respecto al casquillo interior.

Ambos casquillos presentan una excentricidad de igual magnitud, lo que permite que, al variar su orientación relativa, la excentricidad resultante y por ende la alzada de la leva, pueda ajustarse entre un valor mínimo y uno máximo.

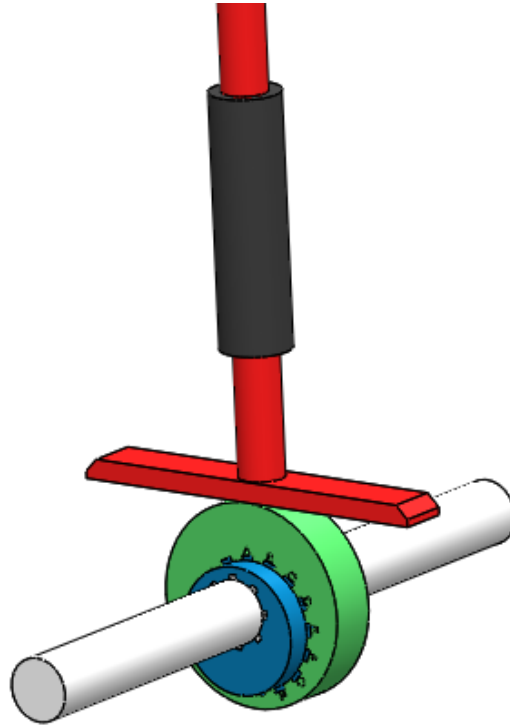


Figura 15 - Sistema de doble leva excéntrica

Componentes del sistema

Eje principal (pieza blanca)

- Transmite el movimiento rotacional al conjunto.
- Sobre él se montan los casquillos excéntricos que generan el desplazamiento del seguidor.

Casquillo interior (pieza azul)

- Presenta una excentricidad respecto a su propio eje geométrico.
- Se encuentra fijo.
- Actúa como referencia angular para definir las posiciones discretas del sistema.

Casquillo exterior (pieza verde)

- Presenta una excentricidad respecto a su propio eje geométrico.
- Puede rotar de manera discreta respecto al excéntrico fijo.

- Su orientación relativa determina la excentricidad equivalente del conjunto.

Seguidor (pieza roja)

- Está formado por un seguidor de cara plana.
- Se apoya sobre el casquillo exterior (pieza verde).
- El seguidor se desplaza en sentido axial (vertical) con un movimiento alternativo.

Guía (pieza negra)

- Es el eslabón fijo.
- Restringe el movimiento del seguidor.

Nota

Se optó un seguidor de cara plana porque presenta una construcción más simple que el seguidor de rodillo, al no incorporar elementos adicionales como rodamiento interno. Su única desventaja es el desgaste por deslizamiento, pero puede ser mitigada mediante la selección de materiales y lubricación adecuada.

Principio de funcionamiento

El sistema se basa en la superposición vectorial de dos excentricidades de igual magnitud.

$$e_1 = e_2 = e$$

En la figura 16 se muestra el diagrama vectorial que representa ambas excentricidades y el ángulo relativo (θ) entre ellas.

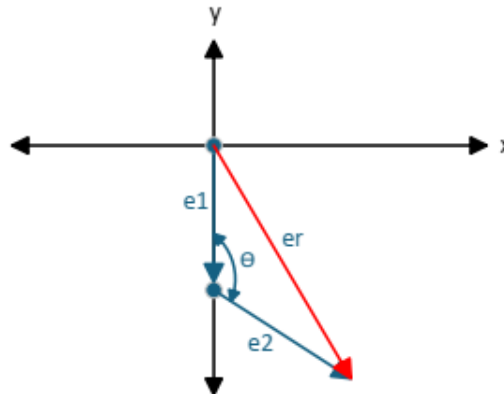


Figura 16 – Diagrama vectorial del sistema de doble excéntrica

A partir de la ley del coseno y utilizando identidades trigonométricas, se halla el módulo de la excentricidad resultante (e_r), en función del ángulo relativo (θ).

$$e_r = \sqrt{e^2 + e^2 - 2 * e^2 * \cos(\theta)}$$

$$e_r = \sqrt{2 * e^2 - 2 * e^2 * \cos(\theta)}$$

$$e_r = \sqrt{2 * e^2 * (1 - \cos(\theta))}$$

Utilizando la identidad:

$$1 - \cos(\theta) = 2 * \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

$$e_r = \sqrt{2 * e^2 * 2 * \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

Finalmente, la excentricidad resultante es:

$$e_r = 2 * e * \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

La excentricidad resultante (e_r) depende del ángulo relativo (θ) entre ambos casquillos y puede variar entre:

1. Máximo, cuando las excentricidades se encuentran alineadas:

$$e_r = 2 * e$$

2. Mínimo: cuando las excentricidades quedan opuestas.

$$e_r = 0$$

Dada que la alzada total de la leva corresponde al doble de la excentricidad resultante:

$$h = 2 e_r$$

Se obtiene:

$$h = 4 * e * \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

La alzada máxima se alcanza cuando los casquillos se encuentran en un ángulo relativo $\theta = 180^\circ$, lo que da $\sin(90^\circ) = 1$:

$$h_{\max} = 4 * e$$

Por lo tanto, la excentricidad de cada casquillo resulta:

$$e = \frac{h_{\max}}{4} = \frac{30 \text{ mm}}{4} = 7,5 \text{ mm}$$

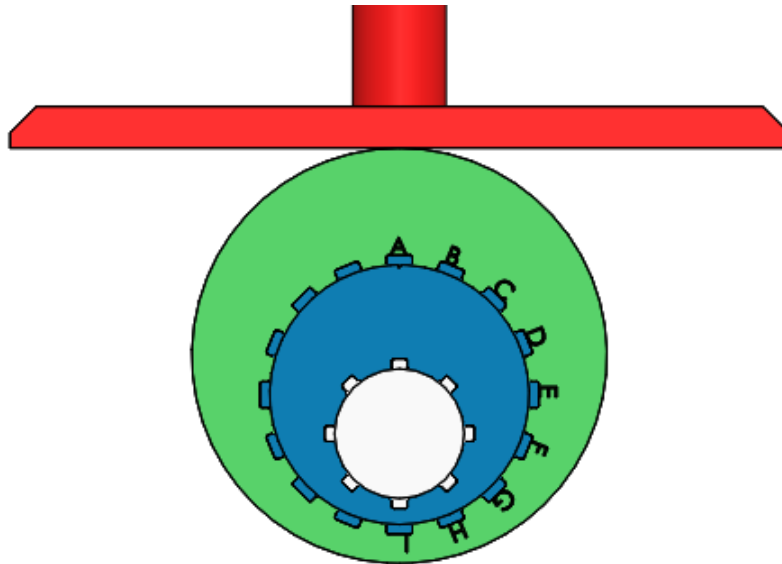


Figura 17 – Sistema de doble excéntrica en su posición máxima

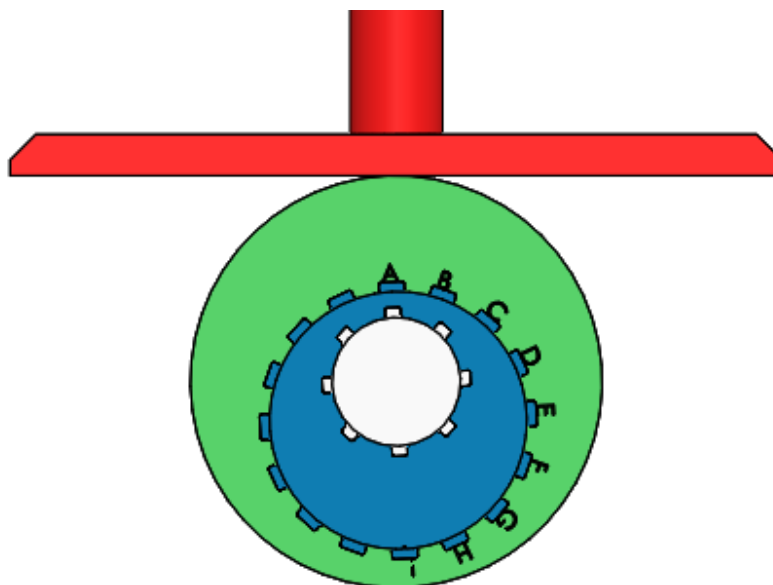


Figura 18 – Sistema de doble excéntrica en su posición mínima

Resultados del estudio cinemático

En la tabla 3 se muestran los resultados correspondientes a la alzada teórica calculada para cada posición del mecanismo. Asimismo, se realizó un análisis de movimiento mediante SolidWorks Motion, con el fin de validar las expresiones obtenidas.

Tabla 3 - Tabla de alzadas para cada posición

	Posicione s	θ en grados	h teórico en mm	h simulación en mm
1	A	180	30,000	30,000
2	B	157,5	29,424	29,423
3	C	135	27,716	27,716
4	D	112,5	24,944	24,944
5	E	90	21,213	21,213
6	F	67,5	16,667	16,667
7	G	45	11,481	11,480
8	H	22,5	5,853	5,852
9	I	0	0,000	0,000

Nota:

El casquillo interior permanece fijo angularmente respecto al eje principal, mientras que el casquillo exterior puede rotar respecto al interior únicamente cuando la máquina se encuentra detenida, permitiendo seleccionar la posición discreta deseada. En una instancia previa del diseño se propuso que el casquillo interior pudiera rotar sobre el eje; sin embargo, mediante la simulación en SolidWorks Motion se comprobó que dicha rotación tenía un efecto prácticamente despreciable sobre el desplazamiento del seguidor, por lo que se optó por dejarlo fijo.

El acople entre el eje y el casquillo interior, y entre el casquillo interior y el exterior, se realiza mediante uniones estriadas (ver Figuras 17 y 18). Esta solución cumple dos funciones simultáneas: por un lado, define las posiciones discretas del mecanismo al establecer ángulos relativos fijos entre ambos casquillos; por otro lado, durante la operación del equipo garantiza la solidaridad rotacional del conjunto, impidiendo cualquier movimiento relativo entre los casquillos y asegurando que la excentricidad resultante —y por ende la fuerza aplicada sobre la probeta— permanezca invariante en el tiempo.

Gráficos de posición, velocidad y aceleración

Mediante SolidWorks Motion se trazaron los gráficos, de posición, velocidad y aceleración del seguidor para su elevación máxima y para una velocidad de giro de 300 rpm (correspondiente a una frecuencia de ensayo de 5 Hz), obteniéndose los siguientes resultados:

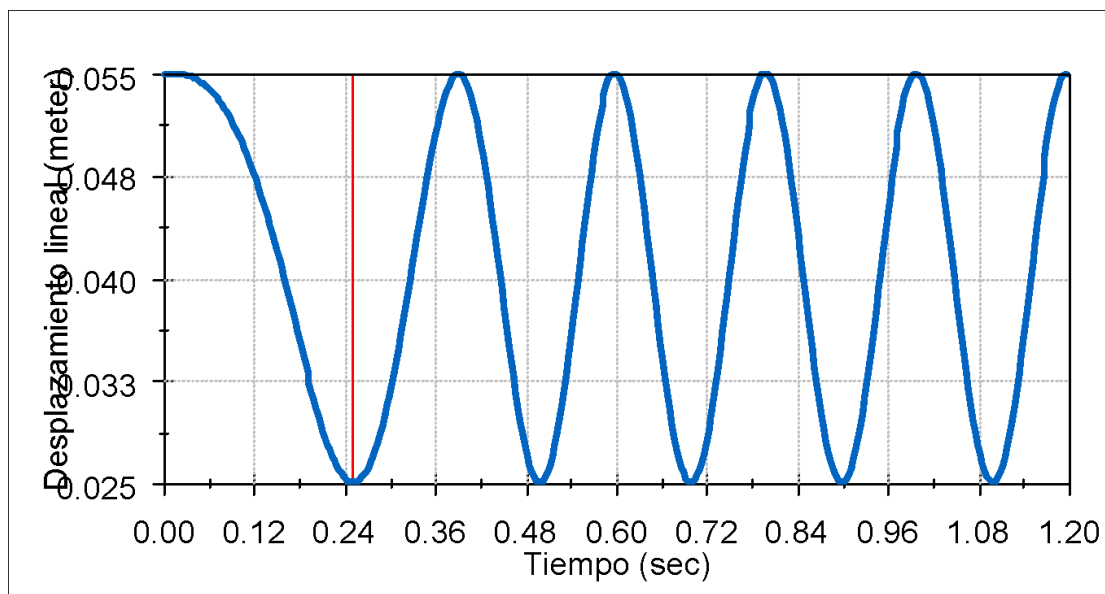


Figura 19 – Gráfico de desplazamiento lineal del seguidor

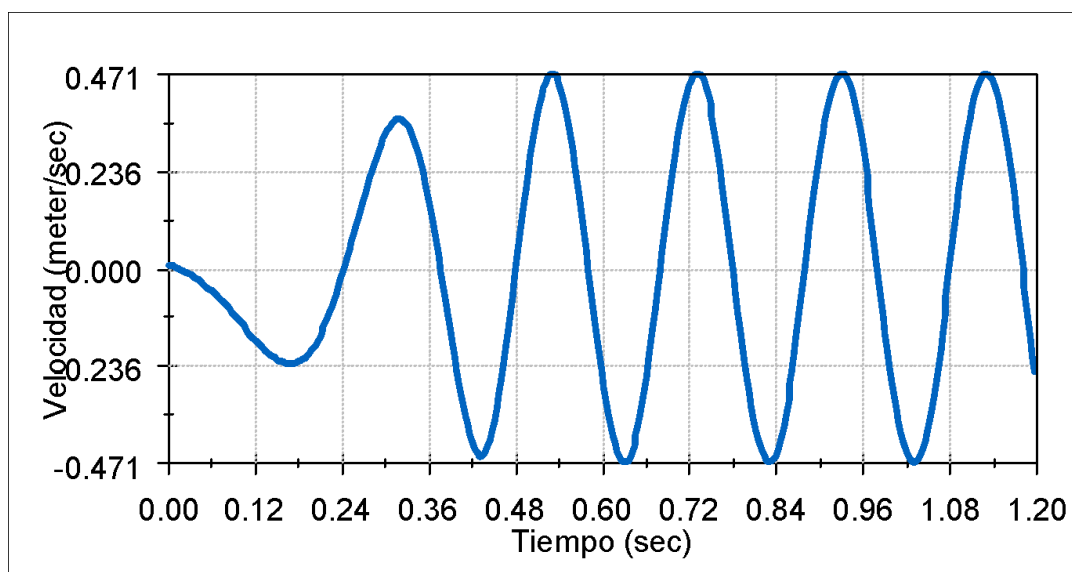


Figura 20 – Gráfico de velocidad del seguidor

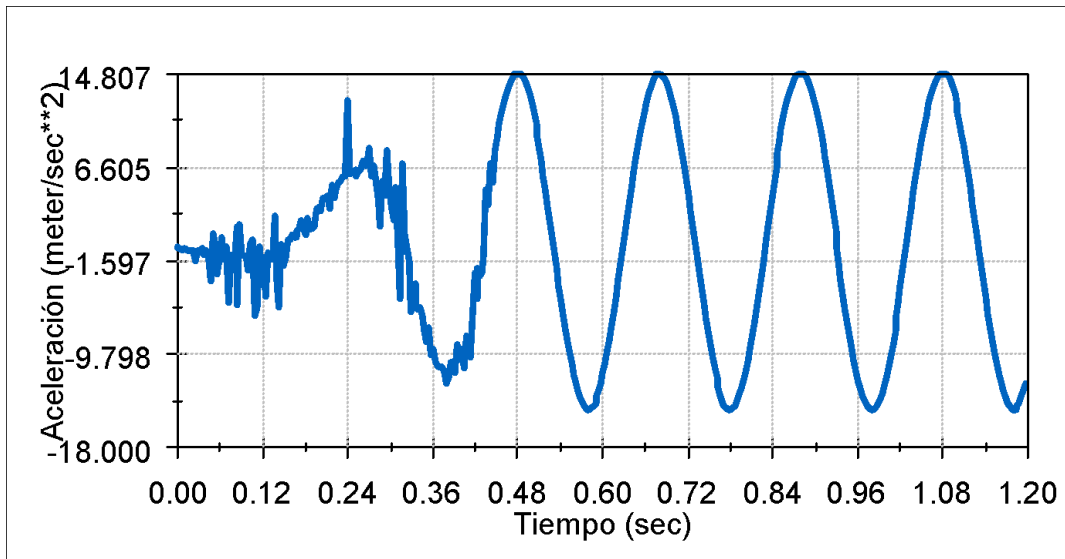


Figura 21 – Gráfico de aceleración del seguidor

Despegue del seguidor

Uno de los problemas principales de algunos mecanismos leva-seguidor es el problema de despegue del seguidor debido a los efectos dinámicos del movimiento. En muchos casos, el contacto entre la leva y el seguidor se consigue mediante un resorte que presiona el seguidor contra la leva. Durante el ascenso el seguidor sufre una primera fase de aceleración y otra de desaceleración. Debido a su inercia el seguidor tendrá que seguir subiendo al final de la subida (despegándose de la leva) y el muelle es el encargado de oponerse a esta tendencia, asegurando el contacto con la leva.

La fuerza de contacto para evitar el despegue de la leva se halla mediante la Ley de Newton.

$$\sum F = m * a$$

$$F_c - F_r = m * a$$

Durante el descenso del seguidor la aceleración resulta negativa, entonces la fuerza de contacto resulta:

$$F_c = F_r - m * a$$

Donde:

- F_c es la fuerza de contacto en N
- F_r es la fuerza ejercida por el resorte en N. Esta fuerza fue determinada en la Sección 4.2.4
- m es la masa del seguidor. Para la estimación de la masa del seguidor (2,6 kg) se realizó mediante SolidWorks
- a es la aceleración máxima del seguidor. Su valor corresponde a $14,807 \text{ m/seg}^2$

La fuerza de contacto resulta:

$$F_c = 4620 \text{ N} - 2,6 \text{ kg} * 14,807 \text{ m/s}^2 = 4581,50 \text{ N}$$

Por lo tanto, como la fuerza de contacto es positiva nos asegura el contacto permanente del seguidor y la leva.

4.9 Análisis dinámico

En la siguiente figura se muestra el modelo físico de la estructura.

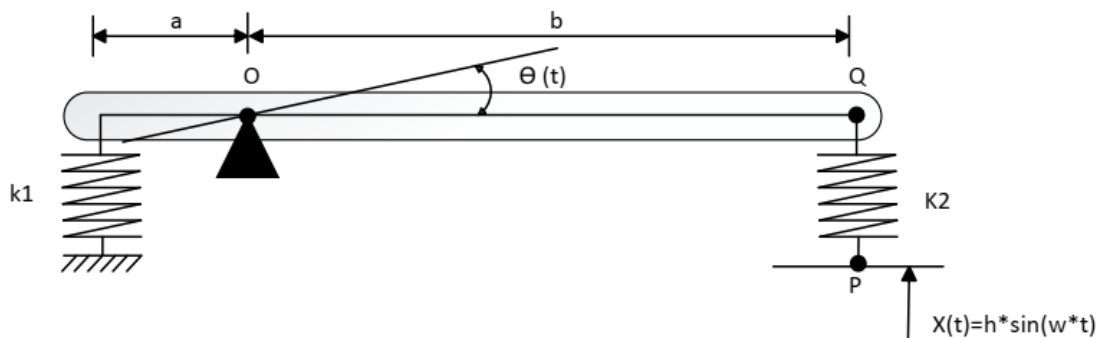


Figura 22 – Modelo dinámico de la máquina de ensayos tipo *Walking Beam*

Donde:

- $K1$ es la rigidez de la probeta.
- $K2$ es la rigidez del resorte.
- $X(t)$ es la función del desplazamiento impuesto generado por el sistema de excitación.

Se realizan las siguientes suposiciones:

- La viga oscilante es considerada una barra rígida.
- La probeta es un resorte de rigidez conocida.
- El rozamiento en el pivote es despreciable.
- Las oscilaciones de la viga son pequeñas.

$$\sin(\theta) \approx \theta \text{ y } \cos(\theta) = 1$$

Cuando la barra gira un ángulo pequeño θ en sentido antihorario:

Punto izquierdo (extremo): se encuentra a una distancia “a” del pivote “O”. Al girar, este punto baja a una distancia vertical “y1”.

$$y1 = a * \theta$$

Punto derecho (Q): se encuentra a una distancia “b” del pivote “O”. Este punto sube una distancia vertical “y2”.

$$y2 = b * \theta$$

Recordando que la fuerza de un resorte es $F = k * \Delta x$.

- Resorte k1:

Como el extremo izquierdo baja y1, el resorte se comprime. Al comprimirse, el resorte ejerce una fuerza hacia arriba sobre la barra para regresar a su posición original.

$$F1 = k1 * a * \theta(t)$$

- Resorte k2:

Este es el punto donde se tiene el desplazamiento forzado en el extremo P.

La barra en el punto Q sube una distancia y2.

El soporte P se mueve hacia arriba/abajo según x(t).

La deformación neta del resorte es la diferencia de posición entre sus extremos:

$$\Delta x2 = y2 - x(t) = b * \theta(t) - h * \sin(w * t)$$

La fuerza que el resorte k_2 ejerce sobre la barra en el punto Q (hacia abajo) es:

$$F_2 = k_2 * (y_2 - x(t))$$

$$= k_2 * (b * \theta(t) - h * \sin(w * t))$$

Empleando la Ley de Newton de la rotación.

$$\sum \tau_0 = I_0 * \ddot{\theta}(t)$$

$$\tau_1 + \tau_2 = I_0 * \ddot{\theta}(t)$$

Nota: sentido antihorario positivo.

$$\tau_1 = -F_1 * (distancia) = -(k_1 * a * \theta(t)) * a = -k_1 * a^2 * \theta(t)$$

$$\tau_2 = -F_2 * (distancia) = k_2 * b * h * \sin(w * t) - k_2 * b^2 * \theta(t)$$

Para una barra uniforme, el momento de inercia alrededor de su centro de masa (CM) es $I_{CM} = \frac{1}{12}ml^2$. El centro de masa de la barra está a $l/2$ de cualquiera de sus extremos.

La distancia d desde el pivote hasta el CM es:

$$d = \frac{a+b}{2} - a = \frac{b-a}{2}$$

Para trasladar la inercia del CM al pivote O se utiliza el teorema de Steiner:

$$I_0 = I_{CM} + md^2$$

$$= \frac{1}{12}m(a+b)^2 + m * \left(\frac{b-a}{2}\right)^2$$

$$= \frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2)$$

Sustituyendo estos parámetros en la ley de Newton de la rotación:

$$-k_1 * a^2 * \theta(t) + k_2 * b * h * \sin(w * t) - k_2 * b^2 * \theta(t) = \frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2) * \ddot{\theta}(t)$$

$$-(k_1 * a^2 + k_2 * b^2) * \theta(t) + k_2 * b * h * \sin(w * t) = \frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2) * \ddot{\theta}(t)$$

$$\frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2) * \ddot{\theta}(t) + (k_1 * a^2 + k_2 * b^2) * \theta(t) = k_2 * b * h * \sin(w * t)$$

Se obtuvo la ecuación de movimiento de una vibración forzada para un sistema torsional sin amortiguamiento. Su forma general es la siguiente:

$$I_0 * \ddot{\theta}(t) + keq * \theta(t) = M_0 * \sin(w * t)$$

Donde:

$$I_0 = \frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2)$$

$$keq = k_1 * a^2 + k_2 * b^2$$

$$M_0 = k_2 * b * h$$

La solución en estado estable es la siguiente:

$$\theta(t) = \theta_{m\acute{a}x} * \sin(w * t)$$

Donde:

$$\theta_{m\acute{a}x} = \frac{M_0}{k_{eq} - I_0 * w^2}$$

Finalmente, la expresión final será:

$$\theta(t) = \frac{k_2 * b * h}{(k_1 * a^2 + k_2 * b^2) - \frac{m}{3} * (a^2 - a * b + b^2) * w^2} * \sin(w * t)$$

Datos de entrada:

1. La rigidez de la probeta (k1) para un ensayo de tracción – compresión se determina a partir de la expresión de rigidez axial de un elemento primático:

$$k_1 = \frac{E * A}{L}$$

Donde:

- K1 es la rigidez de la probeta, expresada en N/m.
- E es el módulo de elasticidad de la probeta, en Pa.
- A es el área transversal de la probeta, en m².

- L es la longitud de la probeta, en m.

A modo de ejemplo, se calcula la rigidez correspondiente a una probeta de acero con sección transversal de 0,9 mm x 45 mm y longitud de 135 mm. Sustituyendo estos valores en la expresión anterior, se obtiene:

$$k_1 = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa} \cdot (0,0009 \text{ m} \cdot 0,045 \text{ m})}{0,135 \text{ m}} = 63000000 \text{ N/m}$$

2. La rigidez del resorte seleccionado, determinada en la Sección 4.2.3, es:

$$k_2 = 154000 \text{ N/m}$$

Los restantes parámetros de entrada del modelo son los siguientes:

3. $a = 0,14 \text{ m}$ (distancia entre el pivote y el punto de aplicación de la carga sobre la probeta)
4. $b = 0,76 \text{ m}$ (distancia entre el pivote y el punto de conexión del resorte)
5. $m = 12,95 \text{ Kg}$ (masa de la viga de la viga oscilante, obtenida mediante el modelo CAD en SolidWorks)
6. $f = 5 \text{ hz}$ (frecuencia de ensayo establecida)
7. $h = 0,03 \text{ m}$ (alzada máxima del seguidor, correspondiente a la posición A del mecanismo de doble excéntrica)

Parámetros calculados:

Sustituyendo los datos de entrada en las expresiones obtenidas, se determinan los parámetros del modelo dinámico:

$$I_0 \approx 2,12 \text{ kg m}^2$$

$$K_{eq} \approx 1234800 + 88950 \approx 1323750 \text{ Nm/rad}$$

$$M_0 = k_2 \cdot b \cdot h \approx 3511,2 \text{ Nm}$$

$$I_0 \cdot \omega^2 \approx 2091 \text{ Nm/rad}$$

Amplitud angular máxima:

A partir de la solución en estado estable, la amplitud angular máxima de oscilación de la viga resulta:

 UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 48 de 71
--	---	------------------------

$$\theta_{\max} = \frac{3511,2}{1323750-2091} \approx 0,002656 \text{ rad}$$

Expresada en grados:

$$0,002656 \text{ rad} \times \frac{180}{\pi} = 0,1522^{\circ}$$

4.9.1 Determinación de la frecuencia natural del sistema

La frecuencia natural del sistema se obtiene a partir del cociente entre la rigidez equivalente y el momento de inercia respecto al pivote:

$$w_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{I_0}} = \sqrt{\frac{k_1 \cdot a^2 + k_2 \cdot b^2}{I_0}}$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$w_n = \sqrt{\frac{1323750}{2,12}} \approx 790,196 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Convirtiendo a Hz mediante la relación $f = w/2\pi$:

$$790,196 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ ciclo}}{2\pi} \approx 125,76 \text{ Hz}$$

El resultado obtenido confirma que la frecuencia natural del sistema (125,76 Hz) supera ampliamente la frecuencia de excitación (5 Hz), por lo que se concluye que el sistema opera en una región alejada de la resonancia para esta configuración.

Con el fin de evaluar la robustez del diseño frente a distintas condiciones de ensayo, se analizó la respuesta del sistema manteniendo las mismas dimensiones y material de probeta, pero modificando el tipo de sollicitación. Al considerar una probeta ensayada a flexión en tres puntos, la frecuencia natural del sistema desciende a 87,32 Hz, valor que continúa siendo significativamente superior a la frecuencia de excitación de 5 Hz. No obstante, este resultado pone de manifiesto una tendencia importante: a medida que disminuye la rigidez de la probeta (k_1), la frecuencia natural del sistema se aproxima a la frecuencia de operación, lo cual debe tenerse en cuenta al ensayar materiales de baja rigidez.

Para acotar esta situación en el caso más desfavorable posible, se evaluó el escenario hipotético en el que la rigidez de la probeta es nula ($k_1 = 0$). Bajo esta condición límite, la frecuencia natural resulta igual a 32,6 Hz, valor que aún supera en más de seis veces la frecuencia de operación (5 Hz). Esto permite concluir que, independientemente de la rigidez de la probeta ensayada, el sistema no puede entrar en resonancia durante la operación normal de la máquina.

Las iteraciones de cálculo correspondientes a los escenarios analizados fueron implementadas en la hoja de cálculo disponible en el Anexo 13.

4.9.2 Validación del modelo a través de SolidWorks Motion

Con el objetivo de contrastar los resultados analíticos, se desarrolló una simulación numérica utilizando el complemento de SolidWorks Motion.

Definición de componentes

La estructura se modeló mediante una barra rígida a la cual se le asignaron las propiedades mecánicas y de inercia correspondientes a un perfil IPN 140. La figura 23 muestra los parámetros ingresados en propiedades físicas.

Reemplazar las propiedades de masa

Propiedades para:

☒ Reemplazar masa: 12954.39gramos

☐ Reemplazar centro de masa:

X: 450.00mm Y: 0.00mm Z: 0.00mm

Como se define en: Sistema de coordenadas de la pieza (predeterminado)

☒ Reemplazar momentos de inercia:

☒ Escriba los ejes y los momentos de inercia principales

☐ Escriba el marco de referencia y los momentos de inercia

Orientación principal de los ejes:

Ix: 1.00 0.00 0.00

Iy: 0.00 1.00 0.00

Iz: 0.00 0.00 1.00

Momentos de inercia principales: (gramos * milímetros cuadrados)

Px: 43194927.78

Py: 876513367.06

Pz: 914710908.21

Figura 23 - Parámetros ingresados en propiedades físicas

Configuración del ensamblaje

El conjunto mecánico se compone principalmente de tres elementos: la viga oscilante y dos bloques de conexión. Estos cubos actúan como puntos de unión para los resortes k_1 y k_2 . Mediante relaciones de posición, se definió el pivote en el punto O, permitiendo únicamente el grado de libertad de rotación requerido para el análisis.

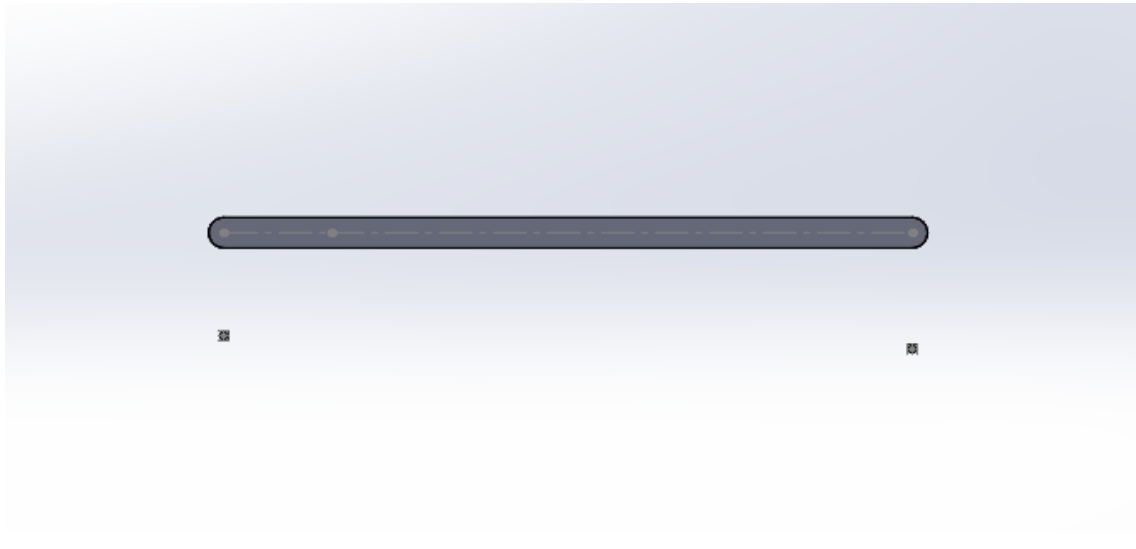


Figura 25 – Configuración de ensamblaje en SolidWorks

Configuración del estudio de movimiento

Dentro del módulo de simulación, se configuraron los siguientes parámetros.

Resortes: se insertaron los resortes k1 (probeta) y k2 (resorte) con rigideces de 63000000 N/m y 154000 N/m respectivamente.

Excitación del sistema: para representar el desplazamiento impuesto $X(t)$, se integró un motor lineal en la base del resorte k2. Se configuró un movimiento oscilatorio con una amplitud de 30 mm y una frecuencia de 5 Hz.



Figura 26 – Configuración de ensamblaje en SolidWorks Motion

Resultados obtenidos:

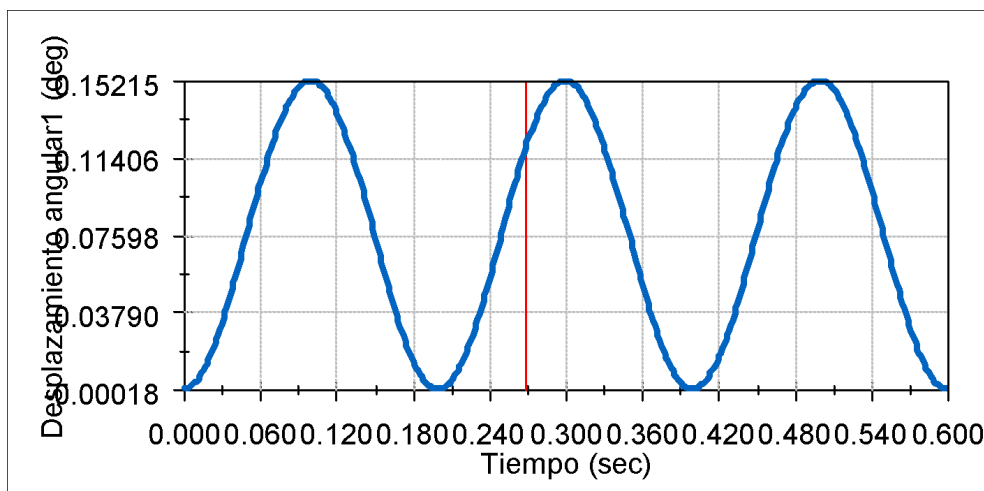


Figura 27 – Gráfico de desplazamiento angular de la barra obtenido en SolidWorks Motion

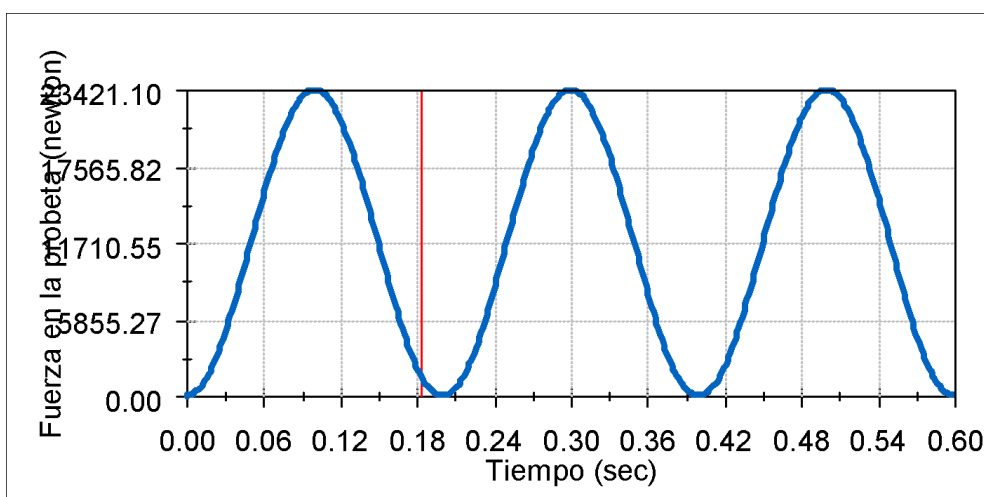


Figura 28 – Gráfico de la fuerza aplicada sobre la probeta obtenida en SolidWorks Motion

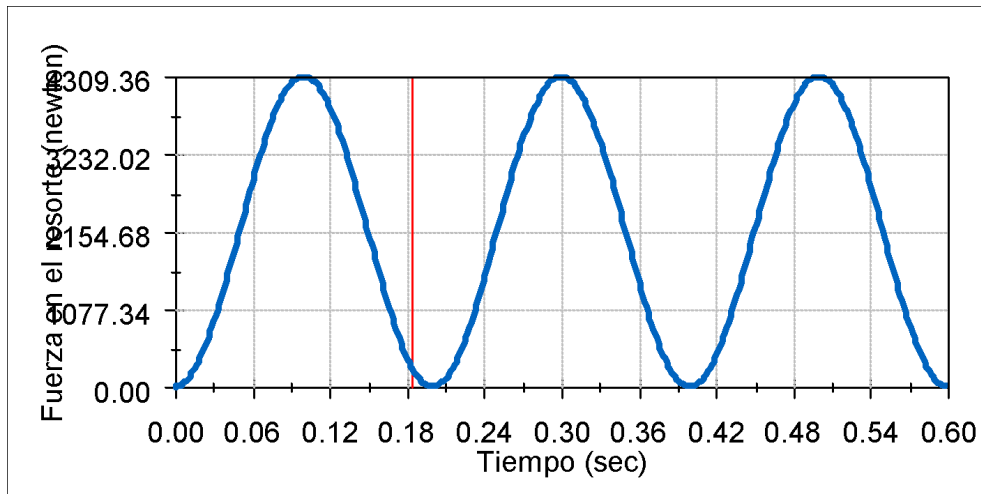


Figura 29 – Gráfico de la fuerza ejercida por el resorte obtenida en SolidWorks Motion

Tras ejecutar la simulación, se obtuvieron los siguientes valores máximos:

Amplitud angular:

$$\theta_{m\acute{a}x} = 0,15215^{\circ}$$

Fuerza en la probeta:

$$F1_{m\acute{a}x} = 23421,10 \text{ N}$$

Fuerza en el resorte:

$$F2_{m\acute{a}x} = 4309,36 \text{ N}$$

Al comparar estos datos con el cálculo teórico ($\theta_{m\acute{a}x} = 0,1522^{\circ}$), se observa una discrepancia despreciable, lo que valida la correcta resolución del modelo dinámico propuesto.

4.10 Ábaco de carga

Se realizó un ábaco de carga con el motivo de proporcionar una herramienta de operación directa para el técnico del laboratorio. Dado un nivel de carga de ensayo requerido, el ábaco de carga permite determinar de forma inmediata qué combinación de posición de excéntrica y ubicación de la probeta sobre la viga debe utilizarse, sin necesidad de realizar cálculos adicionales.

El ábaco de la Figura 30 representa la fuerza ejercida sobre la probeta en función de la distancia entre la probeta y el pivote (a), para cada una de las ocho posiciones discretas de la doble excéntrica (A a H). Cada curva corresponde a una alzada de leva diferente, determinada por el ángulo relativo entre los casquillos excéntricos.

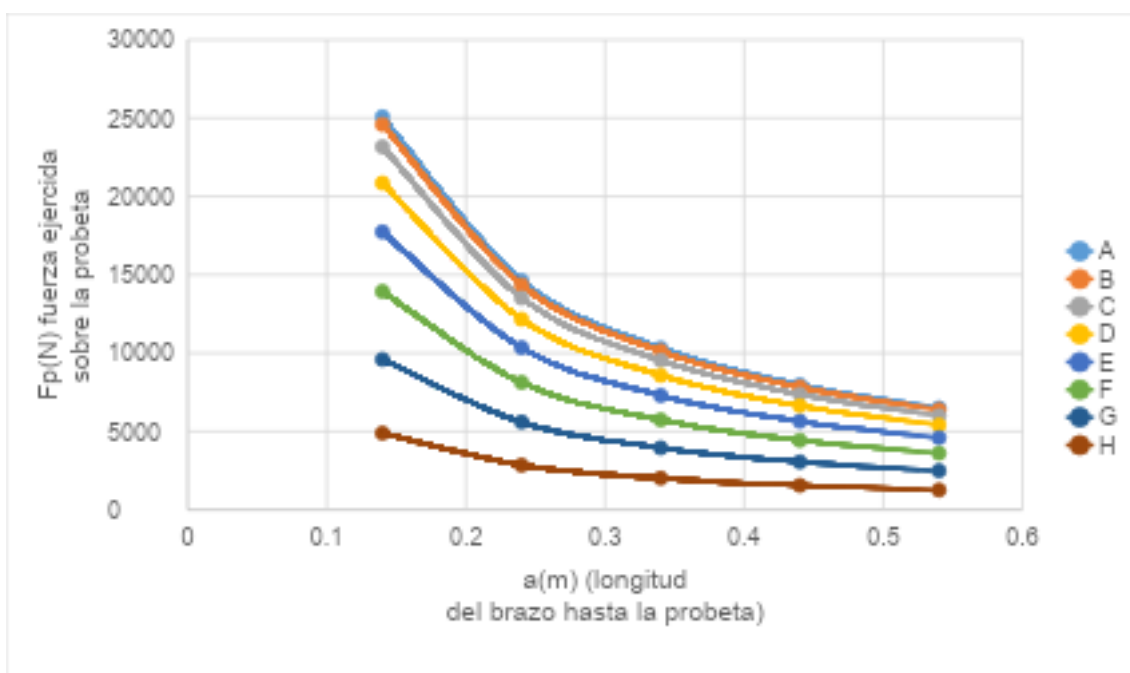


Figura 30 – ábaco de carga de la máquina de ensayos Walking Beam

La forma hiperbólica de las curvas refleja la relación de equilibrio de momentos de la viga: a mayor distancia entre la probeta y el pivote, menor es la fuerza transmitida a la probeta para una misma configuración de la excéntrica.

4.11 Oportunidades de mejora

Se propone encerrar el conjunto excéntrico en una carcasa estanca con un nivel de aceite que cubra parcialmente el casquillo exterior. Con el objetivo de aumentar la vida útil del seguidor de cara plana y el casquillo externo debido al desgaste por fricción. Además, se requiere que entre el seguidor y su guía exista lubricación. La incorporación de un sistema de lubricación forzada mediante racor y línea de cobre sobre la guía del seguidor sería indispensable.

 UNNOBA UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 55 de 71
--	--	-------------------------------

Para otorgar mayor versatilidad al equipo, se sugiere implementar un sistema para variar la frecuencia de los ciclos. Esto puede lograrse mecánicamente mediante poleas o incorporando un variador de frecuencia al motor.

Es indispensable anexar una guarda de protección metálica sobre la transmisión por correas para cumplir con las normativas vigentes de seguridad e higiene, previniendo riesgos de atrapamiento.

Como alternativa al sistema de doble excéntrica, se estudia la aplicación de un mecanismo biela - manivela para generar el movimiento oscilatorio del seguidor. Si bien ambas soluciones son técnicamente viables, el mecanismo biela - manivela presenta una construcción más simple.

El mecanismo biela-manivela convierte el movimiento rotacional del eje motriz en un movimiento lineal alternativo mediante una manivela de longitud fija y una biela que vincula la manivela con el seguidor. La carrera del seguidor queda determinada por el doble de la longitud de la manivela:

$$h = 2r$$

Donde r es el radio de la manivela. A diferencia del sistema de doble excéntrica, la carrera es fija para una manivela dada, por lo que no es posible ajustar el desplazamiento del seguidor durante la operación del equipo.

Dado que la carrera del seguidor es fija, la fuerza ejercida sobre la probeta no puede modificarse mediante el mecanismo de excitación. En su lugar, el ajuste de la carga se realiza variando la constante elástica del resorte. Para ello, se deberá disponer de un conjunto de resortes de distintas rigideces, seleccionando aquel que permita obtener la fuerza requerida para cada ensayo en particular. La fuerza ejercida por el resorte sobre la viga será:

$$Fr = k * h = k * 2 * r$$

Y la fuerza transmitida a la probeta, a partir del equilibrio de momentos de la viga:

$$Fp = b/a * Fr = b/a * k * 2 * r$$

De esta expresión se desprende que la fuerza sobre la probeta depende de tres variables: la constante elástica del resorte k , el radio de la manivela r y la distancia a entre la probeta y el pivote.

5 Conclusiones

Como conclusión general, se lograron cumplir los objetivos planteados dentro del período de trabajo establecido, proporcionando las bases técnicas necesarias para el desarrollo de una máquina de ensayos de fatiga blanda tipo *Walking Beam* destinada al LEMEJ.

En cuanto a los objetivos específicos, se dimensionaron satisfactoriamente los componentes estructurales principales —la viga oscilante y las columnas de soporte— junto con el eje pivote. En lo que respecta al sistema de transmisión de potencia, se estimó el torque requerido, se seleccionó un motor por catálogo y se dimensionó la transmisión por correas en V.

Debido a la complejidad inherente al proyecto y al tiempo acotado de la práctica, no fue posible completar el dimensionamiento detallado del eje del mecanismo de accionamiento ni el diseño constructivo de sus soportes. No obstante, se desarrolló el diseño conceptual y cinemático del sistema de excitación mediante un mecanismo de doble excéntrica, cuyo funcionamiento fue analizado teóricamente y validado mediante simulación numérica.

El desarrollo del modelo dinámico de la viga fue la etapa que más tiempo demandó respecto de lo previsto. Se planteó la ecuación de movimiento rotacional del sistema, obteniéndose una ecuación diferencial correspondiente a un sistema de vibración forzada sin amortiguamiento. Su solución permitió determinar tanto la amplitud de oscilación de la viga como la fuerza real transmitida a la probeta. El resultado más relevante de este análisis fue la determinación de la frecuencia natural del sistema: para garantizar la seguridad operativa, la frecuencia de trabajo debe mantenerse alejada de dicho valor

crítico, ya que operar en sus proximidades induciría resonancia y el crecimiento ilimitado de las amplitudes de vibración podría provocar la falla del equipo.

El desafío técnico más significativo fue el diseño del sistema de doble excéntrica, mecanismo sobre el cual la bibliografía disponible es sumamente escasa. Para resolverlo, fue necesario identificar y adaptar principios de funcionamiento publicados en la literatura científica —originalmente desarrollados para una aplicación de naturaleza completamente diferente [7]— y trasladarlos al contexto de este diseño.

Finalmente, la realización de esta Práctica Profesional Supervisada permitió integrar y aplicar, en un proyecto real de ingeniería, conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, particularmente en las áreas de resistencia de materiales, mecanismos y elementos de máquinas, y vibraciones mecánicas.

6 Bibliografía

Libros y textos académicos

- [1] Donald R. Askeland, D. R., & Wendelin J. Wright, W. J. (2016). *The science and engineering of materials* (7th ed.). Cengage Learning.
- [2] Chappetti, M. (s.f.). *Mecánica de materiales*. (1.^a ed.). Ediciones Al margen.
- [3] J. L. Meriam, J. L., & L. G. Kraige, L. G. (2007). *Engineering mechanics: Dynamics* (6th ed.). John Wiley & Sons.
- [4] Robert L. Norton, R. L. (2011). *Design of machinery: An introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines* (5th ed.). McGraw-Hill.
- [5] Singiresu S. Rao, S. S. (2017). *Mechanical vibrations* (6th ed.). Pearson.
- [6] Richard G. Budynas, R. G., & J. Keith Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's mechanical engineering design* (10th ed.). McGraw-Hill Education.

 UNNOBA UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 58 de 71
--	---	--------------------------------------

[7] Fang, Q., Pan, Z., Fei, S., Xie, X., & Ke, Y. (2015). *A novel helical milling end-effector and its application*. International Journal of Advanced Manufacturing Technology

Normas y reglamentos técnicos

[8] Centro de Investigación de los Reglamentos Nacionales de Seguridad para las Obras Civiles. (2005). *Reglamento CIRSOC 301: Reglamento argentino de estructuras de acero para edificios*. INTI.

[9] Instituto Nacional de Tecnología Industrial. (2005). *Tablas de perfiles laminados y tubos estructurales para la aplicación de los reglamentos CIRSOC 301/2005 y CIRSOC 302/2005*. INTI.

Material académico

[10] Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires. (s.f.). *Material de cátedra de Materiales I y Materiales II*.

Catálogos técnicos industriales

[11] SKF. (s.f.). *Catálogo técnico de correas*. SKF.

[12] Dunlop. (s.f.). *Catálogo técnico de correas*. Dunlop.

[13] ITAN. (s.f.). *Catálogo técnico de resortes*. ITAN.

7 Anexos

Anexo 1

Valores promedios de ensayos estáticos de materiales metálicos

MATERIAL	TRACCIÓN			COMPRESIÓN		TORSIÓN		DUREZA
	σ_f (*) Kg/mm ²	σ_{ET} Kg/mm ²	δ prop. corta	σ_p Kg/mm ²	σ_{EC} Kg/mm ²	τ_f Kg/mm ²	τ_{ET} Kg/mm ²	Nro. Brinell
Hierro dulce o forjado	22	36	30	21	-	12,5	28	100
SAE 1010 normalizado	23	40	37	28	-	14,8	-	105
SAE 1020 laminado en caliente	28	42	35	30	-	17	-	121
SAE 1030 normalizado	30	50	30	-	-	-	-	135
SAE 1030 laminado en caliente	24,5	45,5	30	24	-	-	-	-
SAE 1040 laminado en caliente	30	49	25	30	-	17,6	-	135
SAE 1040 tratado térmicamente	42	62	25	42	-	-	-	190
SAE 1050 normalizado	39,5	69	24	-	-	-	-	170
SAE 1060 laminado en caliente	42	77	15	42	-	25	60	-
SAE 1060 tratado térmicamente	55	84	15	54	-	33	-	235
SAE 1080 templado en aceite	89	127	2	88	-	53	-	260
SAE 1095 normalizado	67	105	20	-	-	-	-	-
SAE 1095 tratado térmicamente	$\sigma_p=68$	132	10	-	-	-	-	380
Acero 1% C templado en aceite	98	155	1	97	-	59	-	430
SAE 2320 laminado en caliente	39	77	25	38	-	21	45	-
SAE 2320 endurecido	-	91	18	-	-	-	-	360
SAE 3245 tratado	77	91	25	76	-	45	67	-
SAE 6150	$\sigma_p=114$	140	13	-	-	-	-	-
Acero al Ni-Cr-Mo endurecido	-	157	12	-	-	-	-	444
Fundición gris	-	17	1	-	75	-	-	130
Aluminio puro (99% mín.) espesor 1,6 mm	11,4	13,3	7,5	-	-	-	8	36
Aleación de Al (97 % Al-1,25%Mn-0,7% Fe-0,6% Si-0,2% Cu)	12,4	15	8	-	-	-	9,6	40
Duraluminio recocido	7	18,5	20	-	-	-	12,5	45
Duraluminio tratado térmicamente	28	43,5	20	-	-	-	25	100
Cobre recocido	2,75	21	56	-	-	-	-	40
Alambre de Cu estirado en frío	25	35	3	-	-	-	-	-
Latón en barras recocido	12	32	30	-	-	-	-	-
Latón en barras semiduro	18	36	25	-	-	-	-	-
Bronce laminado	28	46	30	24	-	17	-	80
Bronce fosforoso en barras laminadas	32	39	25	-	-	-	-	120
Bronce fosforoso estirado en frío	42	60	0,8	-	-	-	-	-
Alambre para resortes	53	70	0,5	-	-	-	-	-

(*) : en los materiales que no presentan fluencia el valor corresponde al límite convencional de fluencia.

σ_f : tensión de fluencia

σ_{ET} : resistencia estática a la tracción

δ : alargamiento de rotura

prop. corta : probeta proporcional corta

σ_p : tensión al límite proporcional

σ_{EC} : resistencia estática a la compresión

τ_f : tensión de fluencia en torsión

τ_{ET} : resistencia estática a la torsión

Nota: la sigla SAE para aceros, en sus dos últimos dígitos, indica las centésimas de porcentaje de carbono.

Ejemplos: el acero SAE 1010 tiene 0,10 % de C; el acero SAE 1040 tiene 0,40 % de C.

Fuente: material de cátedra de materiales 1

Anexo 2

Tabla A-L.4.1. Valores límites para deformaciones y desplazamientos laterales (a) (b)

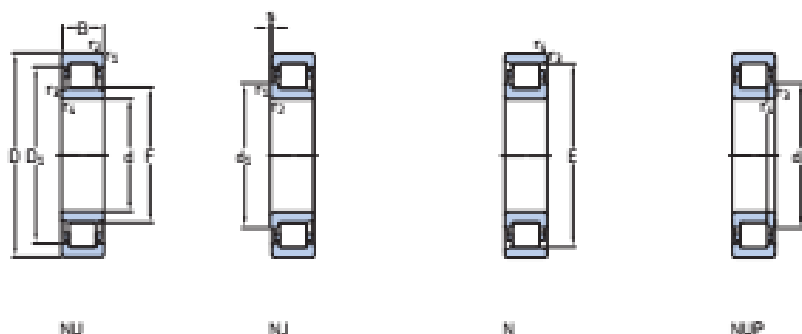
EDIFICIOS INDUSTRIALES				
	Elemento	Flecha total	Flecha por carga variable	
			Por	
Deformaciones verticales	Barras soportando cubiertas rígidas	L/200	Sobrecarga Útil	L/240
	Barras soportando cubiertas flexibles	L/150	Sobrecarga Útil	L/180
	Barras soportando pisos	L/250	Sobrecarga Útil	L/300
	Vigas carril para grúas de capacidad ≥ 200 Kn		Rueda sin Impacto	L/800 (c)
	Vigas carril para grúas de capacidad < 200 Kn		Rueda sin Impacto	L/600 (c)
Desplazamiento lateral (d)	Vigas carril		Frenado transversal	L/600 (c)
	Desplazamiento de columnas con respecto a base por acción de viento	H/150	Viento	H/160
	Desplazamiento de columnas con respecto a base por acción de puente grúa.		Frenado puente Grúa	H/400 (c)
PARA OTROS EDIFICIOS				
Deformaciones verticales	Techos en general	L/200	Sobrecarga Útil	L/250
	Techos con carga frecuente de personas (no mantenimiento)	L/250	Sobrecarga Útil	L/300
	Pisos en general	L/250	Sobrecarga Útil	L/300
	Barras de pisos o techos que soporten elementos y revestimientos susceptibles de fisuración	L/300	Sobrecarga Útil	L/350
	Pisos que soporten columnas	L/400	Sobrecarga Útil	L/500
	Donde la deformación puede afectar el aspecto	L/250		
Desplazamiento lateral (d)	Desplazamiento total del edificio referido a su altura total		Viento	H _T /300
	Desplazamiento relativo de pisos cuando cerramientos y divisiones no tienen previsiones especiales para independizarse de las deformaciones de la estructura		Viento	H _p /400
	Desplazamiento relativo de pisos cuando cerramientos y divisiones tienen previsiones especiales para independizarse de las deformaciones de la estructura		Viento	H _p /300
OBSERVACIONES				
(a) La deformación vertical debida a acciones de servicio $f(\text{máx})$ a comparar con los valores límites de la tabla será: $f(\text{máx}) = f - f_0$ f = deformación total calculada con la combinación de acciones más desfavorable incluyendo eventuales deformaciones por efectos de larga duración (fluencia lenta). f_0 = contraflecha adoptada. (b) L = distancia entre apoyos. Para ménsulas L= 2 veces la longitud del voladizo. H = altura de la columna. H_T = altura total del edificio. H_p = altura del piso. (c) Los valores para grúas son orientativos. Para operación de grúa sensible a deformaciones verticales o desplazamientos laterales deberán fijarse límites más rigurosos. (d) Para combinaciones con acciones sísmicas ver el Reglamento INPRES-CIRSOC 103-2005				

Fuente: reglamento CIRSOC 301

Anexo 3

6.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos

d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾
d	D	B	básica dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN	kN		r.p.m.		kg	–	
25 cont.	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,23	• NU 305 ECP	J, ML
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,24	• NJ 305 ECP	J, ML
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,25	• NUP 305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,34	• NU 2305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,35	• NJ 2305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,36	• NUP 2305 ECP	J, ML
	55	13	17,9	17,3	1,86	15 000	15 000	0,11	• NU 1006	–
	62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	• N 206 ECP	–
	62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	• NU 206 ECP	J, ML, PH
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	• NJ 206 ECP	J, ML, PH
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	• NUP 206 ECP	J, ML, PH
	62	20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,26	• NJ 2206 ECP	J, ML, PH
30	62	20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,26	• NU 2206 ECP	J, ML, PH
	62	20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,27	• NUP 2206 ECP	J, ML, PH
	72	19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,36	• N 306 ECP	–
	72	19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,36	• NU 306 ECP	J, M, ML
	72	19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,37	• NJ 306 ECP	J, M, ML
	72	19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,38	• NUP 306 ECP	J, M, ML
	72	27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,53	• NU 2306 ECP	ML, PH
	72	27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,54	• NJ 2306 ECP	ML, PH
	72	27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,54	• NUP 2306 ECP	ML, PH
	90	23	60,5	53	6,8	9 000	11 000	0,75	• NU 406	MA
	90	23	60,5	53	6,8	9 000	11 000	0,78	• NJ 406	MA
	62	14	35,8	38	4,55	13 000	13 000	0,16	• NU 1007 ECP	PH
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,29	• NU 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	• N 207 ECP	–
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	• NU 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,31	• NUP 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,4	• NU 2207 ECP	J, ML, PH
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,41	• NJ 2207 ECP	J, ML, PH
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,42	• NUP 2207 ECP	J, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,47	• NU 307 ECP	J, M, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,48	• N 307 ECP	–
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	• NJ 307 ECP	J, M, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	• NUP 307 ECP	J, M, ML, PH
	62	14	35,8	38	4,55	13 000	13 000	0,16	• NU 1007 ECP	PH
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,29	• NU 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	• N 207 ECP	–
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,3	• NU 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,31	• NUP 207 ECP	J, M, ML, PH, PHA
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,4	• NU 2207 ECP	J, ML, PH
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,41	• NJ 2207 ECP	J, ML, PH
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,42	• NUP 2207 ECP	J, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,47	• NU 307 ECP	J, M, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,48	• N 307 ECP	–
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	• NJ 307 ECP	J, M, ML, PH
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	• NUP 307 ECP	J, M, ML, PH

Fuente: catálogo SKF

Anexo 4:



W22 - Standard Efficiency - 50 Hz Exceeds IE1 ⁽¹⁾ - EFF2 ⁽²⁾

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _R /I _n	Par con rotor trabado T _R /T _n	Par máximo T _M /T _n	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380 V								
								RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal I _n (A)					
									Rendimiento			Factor de potencia								
									50			75	100	50		75	100			
kW	HP							Caliente	Frio											
IV Poles - 1500 rpm - 50 Hz																				
0,12	0,16	63	0,850	3,5	1,8	2,0	0,0033	38	84	5,2	44	1330	49,6	55,0	55,1	0,56	0,69	0,79	0,419	
0,18	0,25	63	1,30	3,6	1,8	1,9	0,0044	25	55	6,2	44	1290	53,9	54,3	54,3	0,61	0,75	0,84	0,600	
0,25	0,33	71	1,81	3,1	1,6	1,7	0,0038	28	62	5,5	43	1290	56,3	60,4	58,0	0,57	0,72	0,82	0,707	
0,37	0,5	71	2,66	3,6	2,1	2,1	0,0055	28	62	7,0	43	1385	62,5	64,5	62,6	0,54	0,69	0,78	1,15	
0,55	0,75	80	3,71	4,9	2,0	2,4	0,0019	13	29	9,5	44	1480	68,0	71,3	70,9	0,63	0,78	0,85	1,39	
0,75	1	80	5,14	4,9	2,0	2,3	0,0022	13	29	10,5	44	1380	72,2	72,5	71,2	0,69	0,82	0,87	1,84	
1,1	1,5	90S	7,40	5,6	2,3	2,4	0,0039	8	18	14,5	47	1405	73,0	76,0	76,5	0,62	0,75	0,83	2,65	
1,5	2	90L	10,2	5,5	2,3	2,4	0,0048	8	18	17,0	47	1400	78,5	79,0	79,0	0,65	0,78	0,86	3,38	
2,2	3	100L	14,9	5,6	2,4	2,6	0,0065	9	20	23,0	51	1400	80,5	81,0	80,5	0,67	0,79	0,85	4,89	
3	4	100L	20,2	6,0	2,8	3,0	0,0084	8	18	30,0	51	1410	81,5	82,0	81,9	0,64	0,77	0,84	6,63	
4	5,5	112M	26,5	6,2	2,1	2,5	0,0147	13	29	33,0	55	1430	84,3	85,0	84,5	0,71	0,81	0,86	8,36	
5,5	7,5	132S	36,2	6,5	2,1	2,5	0,0349	11	24	47,0	58	1445	85,5	86,0	85,6	0,70	0,81	0,86	11,4	
7,5	10	132M	49,3	6,7	2,1	2,9	0,0465	8	18	64,5	58	1450	86,5	86,8	86,8	0,71	0,82	0,87	15,1	
9,2	12,5	160M	60,2	6,0	2,0	2,4	0,0633	9	20	93,0	61	1455	87,5	87,6	87,0	0,69	0,79	0,84	19,1	
11	15	160M	72,0	6,0	2,1	2,5	0,0753	9	20	96,0	61	1455	87,8	88,2	87,6	0,69	0,80	0,84	22,7	
15	20	160L	98,2	6,2	2,2	2,7	0,1054	8	18	121	61	1455	89,5	89,7	88,9	0,71	0,79	0,85	30,2	
18,5	25	180M	121	6,6	2,4	2,8	0,1615	12	26	152	61	1460	90,5	90,6	90,0	0,73	0,81	0,87	35,5	
22	30	180L	143	6,6	2,4	2,9	0,1884	10	22	164	61	1460	90,8	91,0	90,5	0,72	0,81	0,87	42,5	
30	40	200L	195	6,3	2,1	2,6	0,3034	13	29	212	65	1465	91,7	91,7	91,2	0,73	0,81	0,86	58,1	
37	50	225S/M	240	6,7	2,3	2,7	0,5599	10	22	342	66	1470	92,3	92,4	91,9	0,77	0,85	0,87	70,3	
45	60	225S/M	292	6,9	2,4	2,7	0,6649	10	22	363	66	1470	92,5	92,2	92,3	0,76	0,85	0,87	85,1	
55	75	250S/M	356	6,5	2,1	2,5	0,8748	12	26	431	66	1470	93,1	93,1	92,7	0,79	0,87	0,89	101	
75	100	280S/M	483	6,6	2,0	2,6	1,85	22	48	639	69	1480	93,3	93,5	93,3	0,79	0,85	0,88	139	
90	125	280S/M	579	7,2	2,1	2,8	2,17	20	44	673	69	1480	93,6	93,9	93,6	0,79	0,85	0,88	166	
110	150	315S/M	705	6,4	2,0	2,4	2,57	26	57	887	71	1490	93,8	94,3	93,9	0,79	0,85	0,87	205	
132	175	315S/M	846	6,9	2,3	2,4	3,21	22	48	953	71	1490	94,2	94,5	94,2	0,78	0,85	0,87	245	
150	200	315S/M	962	7,0	2,5	2,8	3,77	18	40	1012	71	1490	94,5	94,6	94,6	0,78	0,85	0,88	274	
160	220	315S/M	1030	7,3	2,4	2,5	3,77	18	40	1012	71	1490	94,4	94,7	94,4	0,77	0,84	0,87	296	
185	250	315S/M	1190	6,9	2,4	2,3	3,63	17	37	1071	71	1490	94,5	94,7	94,4	0,78	0,84	0,87	342	
200	270	315L	1280	6,9	2,4	2,3	6,34	16	35	1216	74	1490	94,6	94,8	94,5	0,79	0,86	0,88	365	
220	300	315L	1410	7,7	2,6	2,4	4,60	14	31	1330	74	1490	94,7	94,9	94,7	0,78	0,85	0,87	406	
250	340	315L	1600	7,8	2,7	2,5	8,12	12	26	1399	74	1490	95,4	94,9	94,7	0,79	0,85	0,87	461	
260	350	315L	1670	7,8	2,7	2,5	8,12	12	26	1399	74	1490	95,4	94,9	94,7	0,79	0,85	0,87	479	
280	380	315L	1800	7,9	2,7	2,5	9,02	12	26	1496	74	1490	95,6	95,0	94,8	0,77	0,84	0,87	516	
300	400	355MWL	1920	7,2	2,2	2,4	9,92	18	40	1560	76	1490	94,7	94,8	94,8	0,78	0,84	0,88	540	
315	430	355MWL	2020	7,2	2,4	2,4	9,32	14	31	1670	76	1490	94,8	94,9	94,9	0,77	0,84	0,87	586	
330	450	355MWL	2120	6,8	2,2	2,4	10,7	17	37	1769	76	1485	94,6	94,9	94,9	0,74	0,79	0,85	622	
355*	480	355MWL	2280	6,9	2,4	2,3	11,7	15	33	1888	76	1490	94,7	94,8	94,8	0,78	0,85	0,87	654	
370*	500	355MWL	2370	7,3	2,6	2,4	10,8	11	24	1971	76	1490	94,5	94,7	94,8	0,78	0,85	0,87	682	
400*	550	355MWL	2570	7,3	2,6	2,4	10,8	11	24	1971	76	1490	94,8	94,8	94,8	0,77	0,84	0,87	735	

Notas:

1) Los valores de eficiencia son determinados por la norma IEC 60034-2-1. Ellos son calculados de acuerdo con el método indirecto, con las pérdidas dispersas de la carga determinadas por medición.

2) La referencia indicada de CEMEP significa que la eficiencia excederá a EFF1 si probados de acuerdo con la norma IEC 60034-2.

* Fijados con deflector de aire en la tapa delantera

** Motores con elevación de temperatura *F* ΔT 105 K

Fuente: catálogo de motores WEG

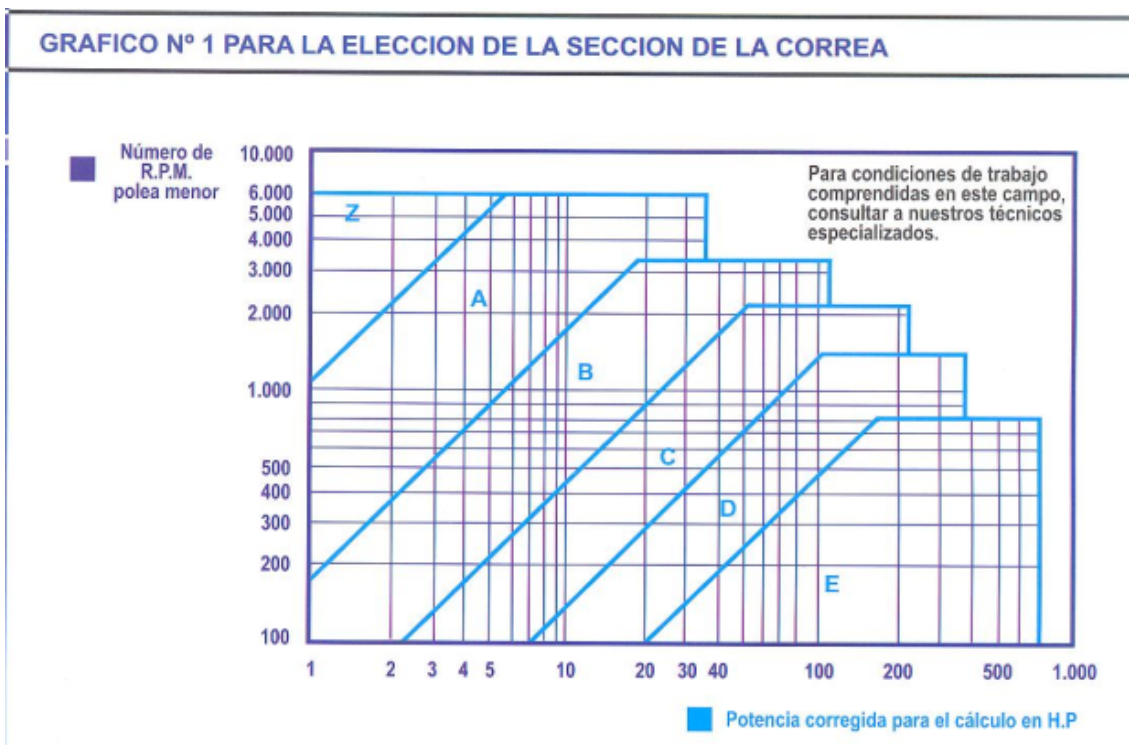
Anexo 5

TABLA N° 3 - COEFICIENTE DE CORRECCION DE LA POTENCIA						
Tabla N° 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos: fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague.		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

El uso de un coeficiente de corrección = 2 es recomendado para equipos sujetos a impactos. Cuando es necesario el uso de poleas tensoras, adicionar al coeficiente de corrección, los valores del cuadro siguiente:

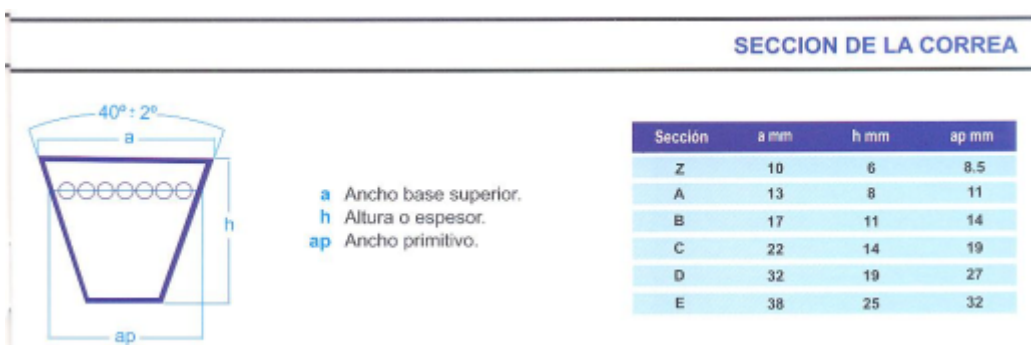
Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 6



Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 7



Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 8

DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS POLEAS						
Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••	•				
75	•	••				
80	••	•				
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••	•			
118		•	•			
125	••	••	•			
132		•	•			
140	•	•	••			
150		•	•			
160	••	••	••			
170			•			
180	•	••	••	•		
200	••	••	••	••		
212				•		
224	•	•	•	••		
236				•		
250	•	••	••	••		
265				•		
280		•	•	•		
300		•	•	•		

Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E
315	••	••	••			
355	•	•	•		••	
375		•	•		•	
400	••	••	••		••	
425					•	
450	•	•	•		••	
475					•	
500	••	••	••	••	••	••
530					•	•
560	•	•	•	•	•	••
600		•	•	•	•	•
630	••	••	••	••	••	••
670					•	•
710	•	•	•	•	•	•
750			•	•	•	•
800		••	••	••	••	••
900			•	•	•	•
1000		••	••	••	••	••
1060					•	•
1120				•	•	•
1250			••	••	••	••
1400			•	•	•	•
1500				•	•	•
1600			••	••	••	••
1800				•	•	•
1900					•	•
2000					••	••
2240						•
2500						••
3000						••

Según normas BS 3790 • Diámetro especificado. •• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.

Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 9

Tabla N° 2 - Sección A																							
N° R. P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)													Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	al 1.01	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	1 sobre
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
2800	0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.47
3000	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45	0.50
3200	0.85	1.19	1.53	1.86	2.18	2.49	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54
3400	0.85	1.21	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.57
3600	0.85	1.22	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.61
3800	0.84	1.23	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
4000	0.83	1.22	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	4.36	4.58	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67
4200	0.81	1.22	1.61	1.99	2.35	2.69	3.01	3.32	3.61	3.87	4.12	4.34	4.54	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
4400	0.78	1.20	1.60	1.98	2.35	2.69	3.01	3.31	3.59	3.85	4.08	4.29	4.47	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.58	0.66	0.74
4600	0.75	1.18	1.58	1.97	2.33	2.68	3.00	3.29	3.56	3.80	4.02	4.21	4.37	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.52	0.60	0.69	0.77
4800	0.72	1.15	1.56	1.95	2.31	2.65	2.96	3.25	3.50	3.73	3.93	4.09	4.23	0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81
5000	0.67	1.11	1.53	1.91	2.27	2.61	2.91	3.19	3.43	3.64	3.81	3.95	-	0.00	0.09	0.19	0.28	0.37	0.47	0.56	0.65	0.75	0.84
5200	0.63	1.07	1.48	1.87	2.23	2.55	2.84	3.10	3.33	3.51	3.66	-	-	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.49	0.58	0.68	0.78	0.88
5400	0.57	1.02	1.43	1.81	2.16	2.48	2.76	3.00	3.20	3.36	-	-	-	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.61	0.71	0.81	0.91
5600	0.51	0.96	1.37	1.75	2.09	2.39	2.65	2.87	3.05	3.18	-	-	-	0.00	0.10	0.21	0.31	0.42	0.52	0.63	0.73	0.84	0.94
5800	0.44	0.89	1.30	1.67	2.00	2.28	2.53	2.72	2.87	-	-	-	-	0.00	0.11	0.22	0.33	0.43	0.54	0.65	0.76	0.87	0.98
6000	0.37	0.81	1.21	1.57	1.89	2.16	2.38	2.55	-	-	-	-	-	0.00	0.11	0.22	0.34	0.45	0.56	0.67	0.79	0.90	1.01

TABLA N° 2 - SECCION A

Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 10

TABLA Nº 6

Tabla Nº 6						
Longitud primitiva nominal						
Correa (n)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-

Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 11

TABLA N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

Tabla N° 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07
420	-	-	-	1.24	1.12	1.09
480	-	-	-	-	1.16	1.12
540	-	-	-	-	1.18	1.14
600	-	-	-	-	1.20	1.17
660	-	-	-	-	1.23	1.19

Fuente: catálogo Dunlop

TABLA N° 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Arco de contacto sobre polea menor	Factor de corrección	
	Poleas acanaladas	Poleas acanaladas planas
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73
96°	0.72	0.72
94°	0.71	0.71
92°	0.70	0.70
90°	0.69	0.69

Fuente: catálogo Dunlop

Anexo 13

Hoja de cálculo –

https://docs.google.com/spreadsheets/d/1KUpBt8ARCwH8-Ze7Cp6gM952FaoWEtV6/edit?usp=drive_link&oid=116887647595481236274&rtpof=true&sd=true

 UNNOBA UNIVERSIDAD NACIONAL NOROESTE BUENOS AIRES	Anexo V Informe Final de la PPS	Página 70 de 71
--	---	--------------------------------------

8 Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a mi familia, cuyo apoyo incondicional y acompañamiento constante fueron pilares fundamentales a lo largo de toda mi formación académica.

A mis amigos, compañeros y profesores, por los momentos compartidos a lo largo de mi carrera.

A la Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires (UNNOBA), por brindarme la formación y los medios necesarios para mi desarrollo profesional.

Finalmente, al Laboratorio de Ensayos de Materiales y Estructuras — Sede Junín (LEMEJ), por abrirme sus puertas y darme la oportunidad de desarrollar este enriquecedor trabajo. En particular, a mi tutor de empresa, Ing. Gianluca Lombardo, y a mi tutor docente, Ing. Patricio Arrien, por su orientación, dedicación y predisposición durante todo el proceso.