

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA DE TOMATE DE 700 [kg/h] DE CAPACIDAD.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

CHRISTIAN FERNANDO ALCALDE CAJAMARCA
christian.alcalde@aol.com

EDWIN GIOVANNY BONE FONTE
edwinbone@aol.com

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ
tito.velastegui@epn.edu.ec

Quito, Septiembre 2013

DECLARACIÓN

Nosotros, Christian Fernando Alcalde Cajamarca y Edwin Giovanny Bone Fonte, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Christian Fernando Alcalde Cajamarca

Edwin Giovanny Bone Fonte

CERTIFICACIÓN

Certificamos que bajo nuestra dirección, el presente proyecto de titulación fue realizado en su totalidad por los señores: CHRISTIAN FERNANDO ALCALDE CAJAMARCA y EDWIN GIOVANNY BONE FONTE

Ing. Tito Velasteguí
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Willan Monar
COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la salud, sabiduría y fortaleza para poder terminar esta etapa de mi vida.

Al Ing. Tito Velasteguí por su amistad y su dirección que permitieron la realización de este proyecto.

Al Ing. Willan Monar por su acertada colaboración en este proyecto.

A los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica que me brindaron su conocimiento.

A mis amigos y compañeros que han formado parte de mi vida universitaria.

Christian Fernando Alcalde Cajamarca

Dándome la oportunidad de formarme profesionalmente le agradezco de todo corazón madrina, quien con su paciencia y cariño me ha nutrido por más tiempo del que puedo recordar.

Incitándome siempre a seguir y alcanzar los propósitos que me he impuesto, le agradezco mamita, porque tomado de su mano inicie mi aprendizaje en esta vida, ahora todo lo que soy se lo debo a su ejemplo de perseverancia y valentía.

Aunque el tiempo en que estamos todos juntos es corto, gracias mis queridas hermanitas y hermanos por llenar de alegría el hogar y ayudarme siempre e incondicionalmente en esta etapa de mi vida.

Nunca me he de olvidar de aquellos momentos que compartimos dentro y fuera de clases, estoy muy agradecido con los amigos, compañeros e ingenieros que formaron parte de este proceso.

A nuestro Dios, quien me acompaña eternamente y en todo lugar, brindándome salud y fortaleza para afrontar con ánimo las dificultades y exclusivamente por poner en mí camino a mi amorcito, infinitas gracias Padre Celestial.

Edwin Giovanni Bone Fonte

DEDICATORIA

A mi padre y a mis hermanos quienes fueron parte fundamental en mi vida, y que me permitieron alcanzar mis metas.

A mi madre María, quien estuvo en todo momento dándome fuerzas para no rendirme, por todo su amor y paciencia.

Christian

A Dios, por ser mi más dilecto y confiable amigo.

Edwin

CONTENIDO

ÍNDICE

CAPÍTULO I.....	1
1 GENERALIDADES	1
1.1 OBJETIVOS.....	1
1.1.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
1.2 JUSTIFICACIÓN.....	1
1.3 ORIGEN.....	2
1.4 CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE TOMATE.....	3
1.4.1 Raíz:.....	4
1.4.2 Tallo:	4
1.4.3 Hoja:.....	5
1.4.4 Flor:	5
1.4.5 Fruto:.....	5
1.5 BENEFICIOS DE CONSUMIR TOMATE.....	6
1.6 VARIEDADES DE TOMATE.....	10
1.6.1 Micaela:.....	10
1.6.2 Charleston:.....	10
1.6.3 Daniela:.....	11
1.6.4 Cherry:	12
1.6.5 Chonto:.....	12
1.6.6 Pietro:.....	13
1.6.7 Sheila:	13
1.7 CULTIVO DEL TOMATE.....	14
1.7.1 Clima:	14
1.7.2 Humedad relativa del aire:	14
1.7.3 Suelo:	15
1.7.4 Radiación:	15
1.8 PRODUCCIÓN DE TOMATE EN EL ECUADOR.....	16
1.9 ENFERMEDADES DEL TOMATE.....	17

1.10	COSECHA.....	19
1.11	POST COSECHA.....	20
1.12	CARACTERIZACIÓN FÍSICA DEL TOMATE.....	21
1.12.1	Dimensiones del tomate:.....	21
1.12.2	Masa del tomate:.....	22
CAPÍTULO II.....		23
2 MARCO TEÓRICO.....		23
2.1	TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	23
2.1.1	Placas rectangulares.....	23
2.2	RODILLO, EJE DE TRANSMISIÓN.....	25
2.2.1	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:.....	26
2.2.1.1	Factor de superficie k_a	26
2.2.1.2	Factor de superficie k_b	27
2.2.1.3	Factor de carga k_c	27
2.2.1.4	Factor de temperatura k_d	28
2.2.1.5	Factor de confiabilidad k_e	28
2.2.1.6	Factor de efectos varios k_f	29
2.2.1.7	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e'	29
2.2.2	Ubicaciones críticas.....	29
2.2.3	Esfuerzos en ejes.....	30
2.2.4	Deflexión de una viga.....	32
2.2.5	Resistencia a la rodadura.....	33
2.3	ESLABÓN, ESTRUCTURA.....	35
2.3.1	Esfuerzos en los elementos de una estructura.....	35
2.3.2	Consideraciones de diseño.....	36
2.3.2.1	Carga permisible y esfuerzo permisible. Factor de seguridad.....	36
2.3.2.2	Selección de un factor de seguridad adecuado.....	36
2.3.2.3	Ecuación de diseño en el rango elástico.....	36
2.4	GUIAS DE LOS RODILLOS.....	37
2.4.1	Teorema de los tres momentos.....	37
2.5	TORNILLO DE TRANSPORTE DE LOS RODILLOS.....	38
2.5.1	Elementos roscados.....	38

2.5.2	Tornillo de potencia	39
2.5.2.1	Determinación de la fuerza para elevar y bajar la carga para tornillos de rosca cuadrada.....	40
2.5.2.2	Eficiencia de los tornillos.....	43
2.5.2.3	Diseño Estático.....	43
2.6	CADENA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	44
2.6.1	Transmisión por bandas - poleas:	44
2.6.1.1	Ángulo de contacto	46
2.6.1.2	Longitud de paso de la banda.....	46
2.6.1.3	Potencia permitida por banda	47
2.6.1.4	Potencia de diseño para banda trapezoidal.....	48
2.6.2	Transmisión por catalina - cadena.	49
2.6.2.1	Relación de transmisión	50
2.6.2.2	Potencia de selección y Longitud de la cadena.	50
2.7	RODAMIENTOS.....	51
2.7.1	Clasificación de los rodamientos	52
2.7.1.1	Rodamiento para cargas radiales	52
2.7.1.2	Rodamiento para caras axiales	52
2.7.1.3	Rodamiento para cargas combinadas.	52
2.7.2	Parámetros de selección del rodamiento.	52
2.7.2.1	Vida Útil	52
2.7.2.2	Espacio disponible.....	53
2.7.2.3	Cargas en los rodamientos.....	53
2.8	CHAVETERAS Y CUÑAS	55
2.9	POTENCIA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTOR	57
2.9.1	Inercia de las masas de los elementos en movimiento.	58
2.10	PERNOS	59
2.10.1	Diseño dinámico.....	62
CAPÍTULO III.....		65
3 PREFACTIBILIDAD.....		65
3.1	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	65
3.2	ESTUDIO DE CAMPO	66

3.2.1	Trabajo de campo #1	66
3.2.2	Trabajo de campo #2	68
3.2.3	Trabajo de campo #3	70
3.2.4	Trabajo de campo #4	71
3.2.5	Trabajo de campo #5	73
3.2.6	Trabajo de campo #6	74
3.3	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ESTUDIO DE CAMPO.	76
3.4	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	79
3.4.1	RESTRICCIONES DEL PROTOTIPO	79
3.4.2	LIMITACIONES DE DISEÑO	79
3.4.2.1	Material a utilizarse en la fabricación de la máquina	79
3.4.2.2	Materia prima a clasificar	80
3.4.2.3	Facilidad de operación.....	80
3.4.2.4	Tiempo de proceso de clasificación	80
3.4.2.5	Costo	80
3.4.2.6	Mantenimiento	80
3.4.2.7	Tipo de fuente de energía.....	80
3.5	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	81
CAPÍTULO IV		83
4 FACTIBILIDAD.		83
4.1	ESTUDIO de ALTERNATIVAS.....	83
4.1.1	Alternativa 1: SELECCIONADOR DE TOMATES CON REDES NEURONALES.	83
4.1.1.1	Descripción:	83
4.1.1.2	Ventajas:.....	84
4.1.1.3	Desventajas:	84
4.1.2	Alternativa 2: CLASIFICADORA DE TOMATE POR TAMBOR GIRATORIO.....	84
4.1.2.1	Descripción:	84
4.1.2.2	Ventajas:.....	85
4.1.2.3	Desventajas:	85

4.1.3	Alternativa 3: CLASIFICADORA DE TOMATE DE ACUERDO A LA MASA.	85
4.1.3.1	Descripción:	85
4.1.3.2	Ventajas:.....	86
4.1.3.3	Desventajas:.....	86
4.1.4	Alternativa 4: CLASIFICADORA DE TOMATE MECÁNICA CON RODILLOS.....	86
4.1.4.1	Descripción:	86
4.1.4.2	Ventajas:.....	87
4.1.4.3	Desventajas:.....	87
4.2	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.	87
4.2.1	CRITERIOS DE VALORACIÓN.	89
4.2.1.1	Tiempo de proceso de clasificación.....	89
4.2.1.2	Costo.	89
4.2.1.3	Facilidad de operación.....	89
4.2.1.4	Bajo peso.....	89
4.2.1.5	Seguridad.	89
4.2.1.6	Facilidad de mantenimiento.	89
4.2.2	EVALUACION DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS	91
4.3	DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.	95
4.3.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA.	95
4.3.1.1	Estructura:	95
4.3.1.2	Tolva de alimentación:.....	95
4.3.1.3	Bandejas de despacho:	96
4.3.1.4	Motor:.....	96
4.3.1.5	Sistema de transmisión:.....	96
4.3.1.6	Tornillos de potencia:.....	96
4.3.1.7	Eslabones:.....	96
4.3.1.8	Anillos de seguridad:	96
4.3.1.9	Rodillos:.....	96
4.3.1.10	Enrazadores:	96
4.3.1.11	Rodamientos:.....	96

4.3.1.12	Chumaceras:	97
4.3.2	MEMORIA DE CÁLCULO.	97
4.3.3	DISTRIBUCIÓN DE LA MATERIA PRIMA	98
4.3.3.1	Diseño y dimensionamiento de la capacidad de la tolva de alimentación.....	98
4.3.4	SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE LA MATERIA PRIMA.....	100
4.3.4.1	Dimensionamiento y diseño del rodillo:	100
4.3.4.2	Dimensionamiento y diseño de los eslabones.	107
4.3.4.3	Dimensionamiento de las guías que soportan los rodillos.	109
4.3.4.4	Tornillo de transporte de los rodillos.	114
4.3.4.5	Cadena de transmisión.	117
4.3.4.6	Dimensionamiento y diseño del eje de transmisión a fatiga. .	119
4.3.4.7	Selección de los rodamientos y chumaceras.	125
4.3.4.8	Cálculo de la potencia y selección del motor	129
4.3.4.9	Selección de poleas utilizadas.	135
4.3.4.10	Selección de catalinas y cadena de rodillos utilizadas.	136
4.3.4.11	Selección de las bandas trapezoidal.	138
4.3.4.12	Cálculo de pernos para acople del motor.	140
4.3.5	DESPACHO DE LA MATERIA PRIMA.....	148
4.3.6	ESTRUCTURA.....	150
4.4	ELABORACIÓN DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN	156
4.4.1	PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.....	156
4.4.2	HOJAS DE PROCESOS.	156
4.4.3	REQUERIMIENTOS PARA LA FABRICACIÓN.	157
4.4.3.1	Máquinas y equipos:.....	157
4.4.3.2	Herramientas:	157
4.4.3.3	Instrumentos de medición:.....	158
4.4.3.4	Elementos a construir	158
4.4.4	PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA DE TOMATES.....	159
4.5	COSTOS	159
4.5.1	COSTO DE MATERIALES DIRECTOS	159
4.5.2	COSTO DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS	161

4.5.3	COSTO DE MANO DE OBRA.....	161
4.5.4	COSTOS DE MATERIALES ADICIONALES.....	163
4.5.5	COSTO TOTAL	163
4.6	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	164
4.6.1	Función.	164
4.6.2	Capacidad en la tolva de distribución.....	164
4.6.3	Dimensiones.....	165
4.6.4	Capacidad.	165
4.6.5	Materiales.....	165
4.6.6	Instalaciones eléctricas y capacidad del motor.	165
CAPÍTULO V		167
5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		167
5.1	CONCLUSIONES.....	167
5.2	RECOMENDACIONES	168
5.3	BIBLIOGRAFÍA.....	170
5.3.1	TESIS CONSULTADAS	171
5.3.2	BIBLIOGRAFIA DIGITAL.....	172
ANEXOS.....		176

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Andes la “cuna del tomate”	3
Figura 1.2 Partes de la planta de tomate	4
Figura 1.3 Tomate Micaela.....	10
Figura 1.4 Tomate Charleston.....	11
Figura 1.5 Tomate Daniela.....	11
Figura 1.6 Tomate cherry	12
Figura 1.7 Cultivos de Tomate Chonto.....	12
Figura 1.8 Tomate Pietro.....	13
Figura 1.9 Tomate Sheila.	13
Figura 1.10 Producción nacional de tomate en el Ecuador	16
Figura 1.11 Daños en el fruto por rajadura.....	18
Figura 1.12 Recolección manual de los frutos.....	19
Figura 1.13 Cosecha del tomate de acuerdo al color.	20
Figura 1.14 Proceso de post cosecha de tomate en centro agrícola de Guambi, Pichincha	20
Figura 1.15 Clasificación del tomate Pietro de acuerdo a su tamaño.....	21
Figura 1.16 Dimensiones del tomate.....	22
Figura 1.17 Ensayos de masa realizada a cada tipo de tomate Pietro.....	22
Figura 2.1 Placa rectangular empotrada	24
Figura 2.2 Coeficiente φ para el cálculo del espesor necesario de una placa.	25
Figura 2.3 Varilla sometida a tracción.	35
Figura 2.4 Terminologías de roscas.....	38
Figura 2.5 Tornillo de potencia.....	39
Figura 2.6 Diagrama de fuerzas al subir la carga de un filete completo.....	40
Figura 2.7 Diagrama de fuerzas al bajar la carga de un filete completo.....	42
Figura 2.8 Tornillo de potencia	43
Figura 2.9 Geometría de banda plana (Banda abierta)	45
Figura 2.10 Tensiones en la bandas en V.....	49
Figura 2.11 Parte de una cadena de rodillo de doble torón.....	50
Figura 2.12 Tipos de chavetas	55
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta.....	56

Figura 2.14 Perno de cabeza hexagonal.....	59
Figura 2.15 Unión mediante perno	60
Figura.3.1 Proceso de clasificación manual del tomate en el sector de Guambi..	65
Figura 3.2. Clasificación manual utilizada en el centro agrícola de Tanda.....	66
Figura 3.3 Invernaderos “El Rosal” en Guambi	68
Figura 3.4 Ingreso a la Finca “San Agustín”, Barrio Las huertas.....	69
Figura 3.5 Clasificación manual en la finca “El Paraíso”, en el sector de Guambi	71
Figura 3.6. Estudio de campo en el invernadero “San José” en Puembo.	72
Figura 3.7 Clasificación manual por tamaño del tomate en Tanda.....	75
Figura 3.8 Producción de tomate [Ton/semana].....	76
Figura 3.9 Tipo de tomate que se cultiva en los lugares visitados	76
Figura 3.10 Personal y tiempo invertido diariamente en la clasificación del tomate.	77
Figura 3.11 Utilización de los diferentes tipos de recolección del producto clasificado	78
Figura 3.12 Producción de clasificación de tomate por hora.....	78
Figura 4.1 Clasificadora de tomate a nivel industrial con redes neuronales.....	83
Figura 4.2 Clasificadora de tomate por tambor giratorio.	84
Figura 4.3 Clasificadora de tomate por peso.....	86
Figura 4.4 Clasificadora de tomate mecánica por rodillos.....	87
Figura 4.5 Alternativa D a ser diseñada	95
Figura 4.6 Secuencia de cálculos.....	97
Figura 4.7 Dimensionamiento de la tolva de alimentación (Vista frontal)	99
Figura 4.8 Dimensionamiento de la tolva de alimentación (Vista superior)	99
Figura 4.9 Ubicación de los rodillos en la máquina.	100
Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del rodillo.....	101
Figura 4.11 Diagrama de la fuerza cortante del rodillo [N]	102
Figura 4.12 Diagrama de momento flector del rodillo [Nm]	103
Figura 4.13 Rodillo con alma de acero y recubrimiento de PVC.	106
Figura 4.14 DCL transversal del rodillo	107
Figura 4.15 Dimensionamiento del eslabón.	108
Figura 4.16 Posicionamiento de los eslabones dentro de la máquina.....	108
Figura 4.17 Carga sometida al eslabón.....	109

Figura 4.18 Cargas sometidas a las guías que soportan los rodillos.	110
Figura 4.19 DCL de las guías que soportan los rodillos	110
Figura 4.20 Sección transversal del perfil a utilizarse en la guía de los rodillos.	112
Figura 4.21 Separación entre rodillos.....	114
Figura 4.22 Dimensiones para calcular el peso del tornillo.	116
Figura 4.23 Sistema de transmisión de potencia escogido.	118
Figura 4.24 Eje de transmisión de potencia	119
Figura 4.25 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión en el plano Y-Z	120
Figura 4.26 Diagrama de cortante del eje de transmisión en el plano Y-Z	120
Figura 4.27 Diagrama de momentos del eje de transmisión en el plano Y-Z	121
Figura 4.28 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión en el plano X-Z	121
Figura 4.29 Diagrama de cortante del eje de transmisión en el plano X-Z	122
Figura 4.30 Diagrama de momentos del eje de transmisión en el plano X-Z	122
Figura 4.31 Dimensionamiento del tornillo de paso variable	129
Figura 4.32 Sistema de transmisión por polea banda	133
Figura 4.33 Sistema de transmisión por catalina cadena	133
Figura 4.34 Selección del motor para la máquina clasificadora de tomate.	135
Figura 4.35 Diagrama de cuerpo libre de las catalinas	137
Figura 4.36 Posicionamiento de los pernos que acoplan el motor a la estructura.	141
Figura 4.37 Fuerzas de los pernos delanteros	141
Figura 4.38 Fuerzas en los pernos derechos	142
Figura 4.39 Diagrama de cuerpo libre de las resultantes producidas por el momento en y	143
Figura 4.40 Fuerzas en el perno A.....	144
Figura 4.41 Fuerzas en el perno B.....	144
Figura 4.42 Fuerza en el perno C.....	145
Figura 4.43 Fuerzas en el perno D.....	145
Figura 4.44 Bandeja de salida de tomate de primera.....	149
Figura 4.45 Bandeja de salida de tomate de segunda.....	149
Figura 4.46 Bandeja de salida de tomate de tercera.....	150
Figura 4.47 Bandeja de salida de tomate extra.....	150
Figura 4.48 Análisis de la estructura	151

Figura 4.49 Determinación de los perfiles.	151
Figura 4.50 Representación de las cargas que soporta la máquina.....	152
Figura 4.51 Análisis de la deformación de la estructura en [mm].	153
Figura 4.52 Análisis del factor de seguridad de la estructura.	153
Figura 4.53 Perfil cuadrado 50 x 50 x 3 [mm] (color verde).....	154
Figura 4.54 Perfil cuadrado 20 x 20 x 2 [mm] (color magenta).....	154
Figura 4.55 Perfil en L 30 x 30 x 3 [mm] (color rojo).....	155
Figura 4.56 Perfil en L 40 x 40 x 4 [mm] (color celeste).	155
Figura 4.57 Pletina de 20 x 6 [mm] (color amarillo).	156

Tabla 4.14 Especificaciones de la unidad de soporte del rodamiento.....	127
Tabla 4.15 Especificaciones del rodamiento seleccionado para el eje de transmisión.....	128
Tabla 4.16 Potencia requerida para movilizar la carga sobre el tornillo de potencia	131
Tabla 4.17 Tabla de resumen de resultados de las poleas	136
Tabla 4.18 Tabla de resumen de selección de catalinas.....	138
Tabla 4.19 Tabla de selección de la cadena de rodillo.....	138
Tabla 4.20 Tabla de selección de la banda trapezoidal	140
Tabla 4.21 Máquinas y equipos utilizados en la construcción de la máquina. ...	157
Tabla 4.22 Herramientas utilizadas en la fabricación de la máquina.....	157
Tabla 4.23 Instrumentos de medición utilizados en la fabricación de la máquina.	158
Tabla 4.24 Listado de elementos a construir.....	158
Tabla 4.25 Costo total de construcción de la máquina.....	163
Tabla 4.26 Formato de protocolo de pruebas de la máquina.	166

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño de una máquina clasificadora de tomate de 700 [kg/h] de capacidad.

En el Capítulo 1 se recopila información acerca de: el origen del tomate, características de la planta de tomate, beneficios de consumir tomate, variedades de tomate en el Ecuador, el cultivo del tomate, producción de tomate en el territorio nacional, enfermedades que presenta el tomate, el proceso de cosecha y post cosecha y la caracterización física del tomate.

En el Capítulo 2 se realiza un compendio de las teorías que se utilizan para desarrollar el diseño de cada uno de los elementos que componen la máquina clasificadora.

En el Capítulo 3 se define el problema y se determina las especificaciones técnicas de la máquina con un estudio de campo y obteniendo las restricciones y limitaciones de la máquina.

En el Capítulo 4 se estudia las ventajas y desventajas de las diferentes alternativas de diseño. De la alternativa seleccionada se realiza el diseño y cálculo de todos los elementos que compone la máquina. Se elaboran los procesos de construcción y una evaluación de los costos de producción, para finalizar con el protocolo de pruebas de la máquina.

En el Capítulo 5 se realiza las conclusiones y recomendaciones obtenidas en el proyecto como así todas las referencias que se ha utilizado en el diseño.

En la parte de ANEXOS se encuentran tablas y catálogos utilizados en el diseño y los planos de conjunto y taller como también las hojas de procesos de los elementos que requiere la máquina para su funcionamiento.

PRESENTACIÓN

El tomate es la hortaliza más cultivada en todo el mundo, su demanda aumenta continuamente y con ello su cultivo, producción y comercialización.

Una de las actividades económicas más importantes del país es la agricultura, para lo cual se ha visto en la necesidad de aportar con los conocimientos adquiridos en la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional en el diseño de una máquina clasificadora de tomate dirigido al pequeño y mediano agricultor con el fin de incrementar la eficiencia en el proceso de post cosecha.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 OBJETIVOS.

1.1.1 OBJETIVO GENERAL.

Diseñar una máquina clasificadora de tomate de 700 [kg/h] de capacidad.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

Obtener el diseño de una máquina capaz de separar el fruto de acuerdo al tamaño del mismo.

Automatizar el proceso actual para mejorar la productividad de la post cosecha.

Utilizar elementos y materiales disponibles en el mercado local para obtener una máquina resultante acorde a la economía del país.

Establecer los costos aproximados de la máquina.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

A lo largo de la historia la producción del tomate (*Lycopersium esculentum*) en el Ecuador se ha ido incrementado al igual que su consumo, ya que las personas ven a esta hortaliza como uno de los productos que no pueden faltar en sus despensas debido a que constituye una fuente importante de carbohidratos,

minerales, proteínas, vitaminas y fibra. En nuestro país el tomate es la cuarta hortaliza que más se cultiva dentro de invernaderos y a campo abierto.

A pesar de que se produce en gran cantidad, no todo el tomate cultivado llega al consumidor, y una parte se echa a perder. Esta pérdida se debe al escaso conocimiento técnico del pequeño agricultor en las diversas etapas de la producción. Es interés del presente proyecto abordar la etapa de post cosecha.

Con las técnicas de clasificación actualmente utilizadas en la mayoría de los invernaderos de tomate, el proceso resulta ser agotador y tedioso para las personas dedicadas a ésta actividad. Por otro lado existen máquinas clasificadoras importadas a un costo excesivamente alto para ser adquiridas por los pequeños productores. Por ello se propone el diseño de una máquina que cumpla con los objetivos inicialmente planteados a un costo de fabricación accesible.

1.3 ORIGEN.

Varios autores describen que el tomate es una hortaliza nativa de los Andes, inicialmente cultivada por los Aztecas e Incas desde el año 700 A.C. Los europeos la conocieron cuando los conquistadores llegaron a Sudamérica y Centroamérica en el siglo XVI; las semillas fueron llevadas a Europa y favorablemente aceptadas en los países mediterráneos. En la **Figura 1.1** se representa una imagen perteneciente al libro “Historia de la Cocina Occidental” de Carlos Azcoytia¹ donde hace mención que la planta de tomate nació en América y se hace famoso en Europa reconociendo a los Andes como la “cuna del tomate”.

¹ (1947-)Sevilla, director y biógrafo de la revista digital historia cocina.com. Presidente de la O.N.G Grupo Gastronautas.



Figura 1.1 Andes la “cuna del tomate”.²

El tomate riñón, es considerado un vegetal muy consumido en el Ecuador y desde 1850 es considerado como un importante componente de la dieta a nivel mundial por sus efectos positivos en la salud, posee proteínas, minerales, vitaminas A y C.

1.4 CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE TOMATE.³

El tomate posee un pigmento llamado licopeno, el cual se aumenta en cuatro y seis veces cuando el tomate es cocido, por tal motivo, es posible no solo consumirlo en ensaladas sino también como salsa. Además de esto brinda algunos beneficios para la salud.

La planta de tomate puede desarrollarse en diferentes formas: rastrera, semierecta o erecta. El crecimiento de la planta depende de la variedad semilla del tomate sembrado.

La **Figura 1.2** nos indica las partes principales de la planta de tomate.

² <http://www.historiacocina.com/historia/tomate/tomate1.html>

³ VELA, M, 2010, *Caracterización Física, Química y Nutricional del Tomate Riñón (Lycopersium Esculentum), en diferentes Suelos Edafoclimáticos, cultivados a Campo Abierto e Invernadero, como un aporte a La Norma INEN. “Tomate Riñón Requisitos”, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniería de Alimentos, UTE. Quito, Ecuador.*

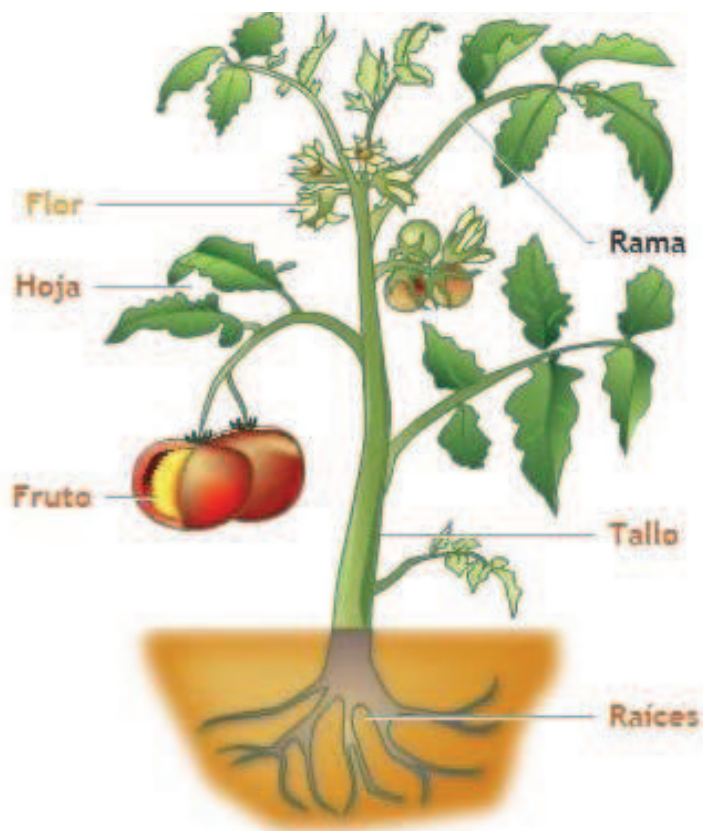


Figura 1.2 Partes de la planta de tomate⁴

1.4.1 Raíz:

La raíz muestra un crecimiento aproximadamente de 60 [cm] de profundidad, presenta ramificaciones y raíces adventicias.

1.4.2 Tallo:

Posee un tallo principal largo con ramificaciones y de color verde, cuya altura puede alcanzar desde 50 [cm] a 150 [cm] de alto dependiendo de la variedad. En un inicio el tallo se mantiene erguido, luego por el peso de las hojas y el fruto este empieza a debilitar, por esta razón los agricultores deben mantenerlo de alguna manera erguida.

⁴ <http://masbotanica.galeon.com/partes-plantas.html>

1.4.3 Hoja:

Las hojas de la planta de tomate son alternas y largamente ovadas, de 15 a 45 [cm] de largo y de color verde.

1.4.4 Flor:

Sus flores son monopétalas, amarillentas, con manchas oscuras, y se agrupan en racimos de tres a siete de ellas insertadas en el tallo principal. El pedúnculo de la flor tiene un abultamiento que hace posible su fácil desprendimiento en el momento en que es separado para la cosecha, así como entre el receptáculo de la flor y el pedúnculo, existe otra sección de abscisión que permite su rápido desprendimiento durante la cosecha.

1.4.5 Fruto:

El fruto es esférico de unos 3 [cm] a 16 [cm] de diámetro, su color depende de la variedad ya que en algunos casos la pulpa es roja y su piel es incolora, su sabor es ligeramente ácido o algo dulzón.

Interiormente está dividido en siete celdas desiguales llenas de substancias pulposa, rojiza y acuosa en la que se hallan las semillas.

En la **Tabla 1.1** se muestra el contenido nutricional de 100 [gr] de pulpa de tomate sin semilla.

Tabla 1.1 Contenido nutricional de 100 [gr] de pulpa de tomate sin semilla

	CONTENIDO	UNIDAD
Calorías	17	Cal
Agua	94.3	%
Proteínas	0.9	gr
Grasa	0.1	gr
Carbohidratos	3.3	gr

Fibra	0.8	gr
Cenizas	0.6	gr
Calcio	7.0	mg
Fósforo	19.0	mg
Hierro	0.7	mg
Vitamina A	1100.0	UI
Tiamina	0.1	mg
Riboflavina	0.0	mg
Niacina	0.6	mg
Ácido Ascórbico	20.0	mg

Fuente: DA Home and Garden, boletín N. 72 (2002)

En la **Tabla 1.2** se indica la taxonomía del tomate.

Tabla 1.2 Taxonomía del tomate

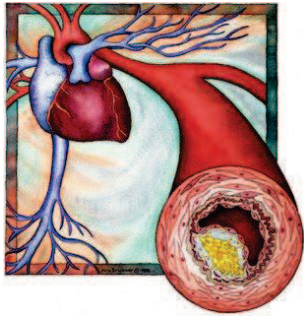



Nombre común	Tomate riñón
Nombre científico	<i>Lycopersicum esculentum</i>
Reino	Vegetal
División	Dicotiledones
Subclase	Metaclaminea
Orden	Solanales
Familia	Solanáceas

Fuente: DA Home and Garden, boletín N. 72 (2002)

1.5 BENEFICIOS DE CONSUMIR TOMATE.

Debido a las características del tomate, este posee propiedades como las que se describen en la **Tabla 1.3**.

Tabla 1.3 Beneficios de consumir tomate.

BENEFICIO	DESCRIPCIÓN	IMAGEN
Reduce el colesterol	El consumo permanente de tomate reduce significativamente los porcentajes del colesterol, puesto que el colesterol presenta consecuencias perjudiciales en altas concentraciones en nuestro organismo, por eso los doctores recomiendan consumirlo en abundancia.	
Combate infecciones	El tomate ayuda a evitar infecciones en el estómago, ya sea causada por virus, bacterias o parásitos intestinales que penetran al organismo por medio de alimentos o agua contaminada.	
Fortalece el sistema inmune	El consumo del tomate nos va ayudar a tener una muy buena salud en nuestro cuerpo fortaleciendo el sistema inmune y evitar enfermedades graves.	
Expulsa toxinas	El tomate por su efecto diurético ayuda a expulsar toxinas que el cuerpo no necesita y evitar que te sientas mal. Toda toxina se vuelve parte de nuestro organismo al no poder eliminarla, por eso la limpieza de la sangre y de los órganos ayudan a mantener un buen estado de salud orgánica.	

Evita sufrir infartos	Comer constantemente tomates evita que la gente sufra infartos según un estudio de la Universidad de Carolina del Norte.	
Evita sufrir enfermedades cardiovasculares	Cada vez hay más gente que tiene enfermedades cardiovasculares por la mala alimentación que llevamos día con día, para evitar este tipo de enfermedades es importante comer tomates.	
Previene el síndrome de degeneración macular	La degeneración macular es una enfermedad común de la vista que está asociada con el envejecimiento. Este trastorno de la vista destruye la visión central.	
Regulador del tránsito intestinal	Otra de las propiedades del tomate es que ayuda a regular el tránsito intestinal por ello las personas que sufren estreñimiento deben consumirlo mucho para ayudar a sus intestinos a tener mejor salud.	
Calma la comezón	Una de las propiedades del tomate es que calma la comezón provocada por las picaduras de los insectos, lo cual ayuda a evitar lastimarte la piel.	
Cura las heridas	El tomate ayuda a que la cicatrización de algunas heridas sea más rápida.	

<p>Controla la tensión arterial</p>	<p>El tomate ayuda a regular los fluidos del organismo y permite que tengamos una mejor salud, por eso importante consumir el fruto lo más fresco posible.</p>	
<p>Rehidratante</p>	<p>Luego de realizar una actividad física se pierde electrolitos a través de la transpiración como el sodio y el potasio entre otros, el cuerpo requiere ser hidratado por algún tipo de bebida rehidratante y gracias a las vitaminas del tomate esté puede ser una de las alternativas.</p>	
<p>Reduce el cáncer</p>	<p>El tomate evita algunos tipos de cáncer de próstata, pulmón y de tracto digestivo. Por lo cual es aconsejable consumirlo en ensaladas acompañado de coliflor.</p>	
<p>Otras</p>	<p>Es útil para las afecciones de la boca, garganta</p> <p>Es rico en vitamina A y C, un poderoso estimulante del apetito. Ideal para preparar mascarillas contra las espinillas. La piel del tomate madura los forúnculos cuando se coloca directamente en la zona afectada</p>	

1.6 VARIEDADES DE TOMATE.

A escala mundial hay 44 variedades para el consumo del fruto fresco y 24 para la industria. En el Ecuador tienen mayor acogida las siguientes variedades de tomate: micaela, charleston, pietro, cherry, chonto, daniela y sheila,

1.6.1 Micaela:

Es ideal para invernadero. El fruto crece aún en zonas frías y con baja luminosidad. Tiene excelente color y firmeza, racimo uniforme y redondo. Crece principalmente en los valles de la Sierra.



Figura 1.3 Tomate Micaela

1.6.2 Charleston:

Es un híbrido de larga vida. Los frutos son firmes y tienen un excelente sabor. Se cosecha 3 meses después del trasplante. Se desarrolla mejor en clima templado. Titán Su fruto es redondo. Es ideal para el cultivo a campo abierto y bajo invernadero. Los frutos pesan entre 200 y 240 gramos. Son muy firmes y resistentes a la manipulación.



Figura 1.4 Tomate Charleston⁵

1.6.3 Daniela:

Crece en 8 meses, no necesita demasiada fertilización para obtener frutos de buen calibre. A los tres meses comienza a producir. Se cultiva bajo invernadero. El fruto pesa de 240 a 260 gramos. Es resistente y dura hasta un mes en la percha.



Figura 1.5 Tomate Daniela⁶

⁵ http://store.tomatofest.com/Marlowe_Charleston_p/tf-0311.htm

1.6.4 Cherry:

El fruto es del tamaño de una cereza. Necesita mucha luz y crece en clima tropical. Su área de producción es mínima y su mercado está dirigido a la cocina gourmet.



Figura 1.6 Tomate cherry⁷

1.6.5 Chonto:

Es una variedad de fruto mediano que alcanza un peso de entre 120 y 180 gramos. La consistencia del tomate chonto es dura y muy resistente a los viajes largos.



Figura 1.7 Cultivos de Tomate Chonto⁸

⁶ <http://riobamba.olx.com.ec/semilla-de-tomate-daniela-dominique-y-micaela-de-hazera-de-israel-el-mejor-hibrido-iid-470418482>

⁷ <http://www.mdzol.com/nota/363291/>

⁸ <http://www.lapatria.com/campo/el-tomate-sano-les-abre-mas-puertas-con-las-grandes-cadenas-2051>

1.6.6 Pietro:

La mata es vigorosa, con racimos entre 5 y 7 frutos semiredondos de rojo intenso. Los frutos de esta variedad pesan entre 230 y 250 gramos. Tiene larga vida en la percha.



Figura 1.8 Tomate Pietro.

1.6.7 Sheila:

Los tomates alcanzan un tamaño de 5 a 6 centímetros y un peso de hasta 200 gramos. Esta variedad es muy apreciada para cultivos a campo abierto.



Figura 1.9 Tomate Sheila.

1.7 CULTIVO DEL TOMATE.

El tomate es una planta de ciclo corto, el cultivo de la mayoría de variedades se lo realiza a los 3 meses, mientras que indeterminadas variedades requieren tiempos más largos, cada una de las clases se constituyen de acuerdo a la forma, tamaño y color estando listo para el consumo. En la **Tabla 1.4** se indica los periodos de cosecha para las diferentes variedades de tomate que se cultivan en el Ecuador.

Tabla 1.4 Tiempo de cosecha del tomate de acuerdo a su variedad.

Variedades de ciclo corto	90 a 110 días
Variedades de ciclo medio	100 a 120 días
Variedades de ciclo largo	110 a 125 días

Fuente: LEÓN. J, CASTILLO.P, 2009, *“Alternativas de Mejora en el Manejo Post cosecha de Tomate Riñón Cultivados en la Provincia de Santa Elena”*, ESPOL

1.7.1 Clima:

El tomate se desarrolla en un clima templado cuya temperatura promedio entre 18 a 25 grados centígrados. La temperatura tiene una influencia benéfica o perjudicial según las temperaturas que se tengan dentro del invernadero o en el ambiente.

1.7.2 Humedad relativa del aire:

Una humedad relativa menor al 50% es inconveniente debido a que la planta expulsa el agua en forma de vapor hacia la atmósfera, lo que hace marchitar la planta. Por otro lado valores muy altos puede reducir la absorción del agua y nutrientes, y ocasionar un déficit de elementos como el calcio, incluyendo desórdenes fisiológicos que reducen la cosecha.⁹

⁹<http://repository.unm.edu/bitstream/handle/1928/11199/EI%20cultivo%20de%20tomate%20ri%C3%B1%C3%B3n%20en%20invernadero.pdf?sequence=1>

1.7.3 Suelo:

El tomate se adapta a casi todos los tipos de suelos mientras estos sean fértiles con buena textura y que exista un buen drenaje. Se prefiere suelos de pH entre 5 y 7 admitiendo cierta tolerancia en los valores máximos¹⁰

1.7.4 Radiación:

La luz afecta a la transpiración de las plantas, al intervenir en la apertura de las estomas, facilitando el intercambio de gases que se produce en la fotosíntesis y en la respiración celular. La luz y la temperatura tienen una fuerte interrelación. A mayor luz mayor temperatura: excesos en la transpiración provocan deficiencias hídricas y éstas influyen en el rendimiento¹¹. En la **Tabla 1.5** se indican las condiciones necesarias para el cultivo del tomate, así como los principales lugares de producción.

Tabla 1.5 Condiciones para el cultivo del tomate

Clima:	Templado
Temperatura Promedio anual:	18 a 25 grados centígrados
Altitud:	1200 a 2600 [m] sobre el nivel del mar
Principales sitios de producción:	Pimampiro, Patate, Pelileo, Catamayo, Santa Elena, Portoviejo, Chota, Cotacachi, Ibarra, Quinche, Guayallabamba, Puembo, Salcedo, Ambato, Guano, Biblián, Azogues, Gualaceo, Saraguro.
Época de Cultivo:	Bajo invernadero puede ser cultivado en cualquier época del año, ya que no depende de factores externos. Al aire libre el periodo de cultivo es entre junio a diciembre.

Fuente: LEÓN. J, CASTILLO.P, (2009), "Alternativas de Mejora en el Manejo Post cosecha de Tomate Riñón

Cultivados en la Provincia de Santa Elena", ESPOL

¹⁰ ROMERO. P, (2006) "Estudio de Parámetros para la Cosecha de Tomate Riñón (*Lycopersicon esculentum*) bajo invernadero, Angamarca-Pichincha", Tesis de grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Ejecución Agroforestal, UTE, Quito, Ecuador,

¹¹ <http://repository.unm.edu/bitstream/handle/1928/11199/EI%20cultivo%20de%20tomate%20ri%C3%B1%C3%B3n%20en%20invernadero.pdf?sequence=1>

1.8 PRODUCCIÓN DE TOMATE EN EL ECUADOR.

En el Ecuador, la producción de tomate ocupa el cuarto lugar en importancia por área sembrada dentro del cultivo de hortalizas con 1668 hectáreas, una producción total de 36010 toneladas métricas en todo el territorio nacional.¹²

En la **Figura 1.10** se presenta una tabla correspondiente a los resultados del último censo acerca de la producción del tomate riñón a nivel nacional.



Figura 1.10 Producción nacional de tomate en el Ecuador¹³

La **Tabla 1.6** indica el área sembrada, área cosechada, la producción y las ventas en todas las provincias en donde se produce el tomate.

Tabla 1.6 Producción por provincias de la producción de tomate en Ecuador.

AMBITO	SEMBRADA [Has]	COSECHADA [Has]	PRODUCCIÓN [Tm]	VENTAS [Tm]
Azuay	6,00	5,00	68,00	66,00

¹² Visualizador de estadísticas agropecuarias del Ecuador. ESPAC (INEC 2011)

¹³ <http://200.110.88.44/lcds-samples/testdrive-remoteobject/main.html#app=dbb7&a24-selectedIndex=0>

Bolivar	25,00	25,00	174,00	169,00
Carchi	207,00	207,00	12 458,00	12 458,00
Chimborazo	283,00	283,00	5 026,00	4 766,00
Cotopaxi	114,00	114,00	1 966,00	1 828,00
Guayas	56,00	56,00	410,00	399,00
Imbabura	401,00	398,00	8 547,00	8 539,00
Loja	51,00	51,00	823,00	819,00
Los Ríos	1,00	1,00	1,00	1,00
Manabí	180,00	125,00	1 179,00	1 174,00
Pichincha	142,00	118,00	861,00	842,00
Santa Elena	145,00	145,00	3 592,00	3 379,00
Tungurahua	71,00	70,00	1 101,00	1 092,00

Fuente: Visualizador de estadísticas agropecuarias del Ecuador. ESPAC (INEC 2011)
<http://200.110.88.44/lcds-samples/testdrive-remoteobject/main.html#app=dbb7&a24-selectedIndex=1>

1.9 ENFERMEDADES DEL TOMATE.

Mundialmente, la pérdida de rendimientos de los cultivos por plagas y enfermedades suma alrededor del 10 al 30%. Otras plagas como ácaros, nematodos, malezas, pájaros, roedores, aumentan las pérdidas de 40 a 48%. Las pérdidas en post cosecha son de 10 a 20%. Todos estos resultados obtenidos se indican en la **Tabla 1.7** para cada una de las provincias.

Tabla 1.7 Pérdidas en la producción del tomate en el Ecuador.

AMBITO	Cultivo por cada Has [Tm]	Pérdidas por plagas durante el cultivo [Tm]	Pérdidas por ácaros, nematodos, malezas pájaros, roedores. [Tm]	Pérdidas en post cosecha [Tm]
Azuay	13.60	0.60	1.00	0.40
Bolivar	6.96	1.50	2.50	1.00

Carchi	60.18	0.03	0.05	0.02
Chimborazo	17.75	78.00	130.0	52.00
Cotopaxi	17.24	41.40	69.00	27.60
Guayas	7.32	3.30	5.50	2.20
Imbabura	21.47	2.40	4.00	1.60
Loja	16.14	1.20	2.00	0.80
Los Ríos	1	0.03	0.05	0.02
Manabí	9.43	1.50	2.50	1.00
Pichincha	7.29	5.70	9.50	3.80
Santa Elena	24.77	63.90	106.50	42.60
Tungurahua	15.72	2.70	4.50	1.80

Fuente: Visualizador de estadísticas agropecuarias del Ecuador. ESPAC (INEC 2011)

El manejo integrado de plagas y enfermedades es el uso inteligente de todos los métodos de control químico adecuados contra plagas y enfermedades.

El cultivo de tomate se ve muchas veces afectado por una serie de enfermedades y plagas que pueden afectar su calidad. En el estudio de campo realizado se han encontrado muchos tomates con enfermedades uno de estos se indica en la **Figura 1.11.**



Figura 1.11 Daños en el fruto por rajadura.

1.10 COSECHA.

La cosecha depende de la variedad, la cosecha empieza entre los 65 y 100 días después del trasplante y puede durar de 80 90 días presentando la siguiente distribución:

25% de la producción en el primer mes.

50% de la producción en el segundo mes.

25% de la producción en el tercer mes.

En las visitas realizadas se han encontrado que la cosecha se lo realiza de forma manual como se muestra en la **Figura 1.12**



Figura 1.12 Recolección manual de los frutos.

La cosecha del tomate para el consumo en fresco se realiza en forma manual al desprender el fruto del resto del racimo, para ello se utilizan cestos o baldes plásticos, en los que se depositan los frutos. Durante la recolección de los frutos de tomate, es aconsejable extraer los frutos con pedúnculo.

Según el mercado y de acuerdo a las necesidades del cliente el tomate se puede caracterizar por color de acuerdo a la **Tabla 1.8**, y la **Figura 1.13**.

Tabla 1.8 Cosecha del tomate de acuerdo a su color.

Verde sazón	Para mercados distantes	El fruto ha adquirido su desarrollo pero no ha cambiado su color.
Pintón	Para mercados locales.	Presentan un color verde-rosado en el 60% de la superficie.
Madurez completa	Para la industria, extracción de semilla y huertas caseras.	Más del 90% de la superficie del fruto ha adquirido máxima coloración.



Figura 1.13 Cosecha del tomate de acuerdo al color.

Fuente: Investigación de campo.

1.11 POST COSECHA.

Una vez que los frutos salen del campo se someten a un breve lavado con agua limpia para eliminarles el polvo o algunas impurezas que traigan adheridas, para posteriormente dejarlos secar a temperatura ambiente y finalmente clasificarlos y empacarlos. En los sectores investigados el proceso se lo realiza manualmente y el tomate se lo clasifica por tamaño como se indica en la **Figura 1.14**.



Figura 1.14 Proceso de post cosecha de tomate en centro agrícola de Guambi, Pichincha

Los requisitos mínimos de calidad que debe reunir el producto son: estar entero, sano (sin rajaduras, plagas ni enfermedades), libre de daños físicos, mecánicos, fisiológicos o fitopatológicos, limpio (sin materiales extraños), con un color típico de la especie y variedad, de aspecto fresco, textura suave, exentos de olores y sabores extraños y no deben exceder los límites máximos de plaguicidas permitidos internacionalmente.¹⁴

1.12 CARACTERIZACIÓN FÍSICA DEL TOMATE.

De acuerdo al estudio de campo realizado, el tomate se lo clasifica por su tamaño en primera, segunda, tercera y bola. En la **Figura 1.15** se indica la clasificación típica por tamaño del tomate pietro



Figura 1.15 Clasificación del tomate Pietro de acuerdo a su tamaño.

Las características físicas que se determinaron son: dimensiones y masa del tomate.

1.12.1 Dimensiones del tomate:

Se tomaron las dimensiones de alto y el diámetro mayor en milímetros como se indica en la **Figura 1.16**, mediante el empleo del calibrador con precisión de 0.05 [mm]. El alto corresponde a la medida entre la zona apical y pendular, el diámetro

¹⁴ VELA M., 2010, Caracterización Física, Química y Nutricional del Tomate Riñón (*Lycopersium Esculentum*), en diferentes Suelos Edafoclimáticos, cultivados a Campo Abierto e Invernadero, como un aporte a La Norma INEN. "Tomate Riñón Requisitos", Proyecto de titulación previo a la obtención del título de Ingeniería de alimentos, UTE, Quito, Ecuador.

mayor corresponde al diámetro horizontal o ecuatorial considerando la dimensión mayor.



Figura 1.16 Dimensiones del tomate

1.12.2 Masa del tomate:

La masa se determinó utilizando una balanza electrónica marca Camry con capacidad para 5000 gramos, con una precisión de 1 gramo por lectura directa como se indica en la **Figura 1.17**.



Figura 1.17 Ensayos de masa realizada a cada tipo de tomate Pietro

De acuerdo a los ensayos realizados a los tomates en la medición de las dimensiones y masa, se presenta en la **Tabla 1.9** los resultados obtenidos.

Tabla 1.9 Clasificación del tomate de acuerdo a su tamaño

CLASE	DIAMETRO MAYOR	ALTURA	MASA APROX.
Primera	Mayor a 70 [mm]	Mayor a 58 [mm]	Entre 151 y 199 [gr]
Segunda	Mediano de 59 a 69 [mm]	50 a 57[mm]	Entre 100 y 150 [gr]
Tercera	Pequeño de 48 a 58 [mm]	42 a 49[mm]	Entre 80 y 99 [gr]
Bola	Menor de 47 [mm]	Menor a 41 [mm]	Menor a 79 [gr]

Fuente: Investigación de campo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 TOLVA DE ALIMENTACIÓN

2.1.1 Placas rectangulares¹⁵

Matemáticamente la ecuación diferencial en derivadas parciales que gobierna el comportamiento de una placa se clasifica entre las de cuarto orden con coeficientes constantes; para el caso del cálculo de la tolva de alimentación se considera un rectángulo limitado por rectas paralelas a los ejes coordenados. A una corta superficie elástica $w = f(x, y)$ corresponde una superficie de cargas p , por lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$p = D\Delta\Delta w \tag{Ec. 2.1}$$

En la cual Δ es el operador $\frac{\delta^2}{\delta x^2} + \frac{\delta^2}{\delta y^2}$. Por lo tanto se tiene los momentos que dan lugar a las tensiones:

Momentos de flexión

$$M_x = -D \frac{\delta^2 W}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 W}{\delta y^2} \tag{Ec. 2.2}$$

$$M_y = -D \frac{\delta^2 W}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 W}{\delta x^2} \tag{Ec. 2.3}$$

Momentos de torsión

¹⁵ FOPPL, (1945), "Tablas y ábacos para el cálculo de resistencia de materiales", Tecnos, Pág.:72

$$M_{xy} = -(1 - \nu)D \frac{\delta^2 W}{\delta x \delta y}$$

(Ec. 2.4)

Para un caso particular de una superficie rectangular empotrada en sus cuatro lados se indica en la **Tabla 2.1**.

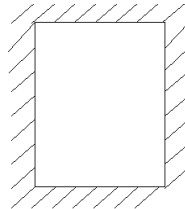


Figura 2.1 Placa rectangular empotrada

$$p_x = p \frac{\lambda^4}{1 + \lambda^4}$$

(Ec. 2.5)

$$p_y = p \frac{1}{1 + \lambda^4}$$

(Ec. 2.6)

$$M_{ymax} = \frac{p_y l_y^2}{24} n$$

(Ec. 2.7)

$$n = 1 - \frac{5}{18} \frac{\lambda^2}{1 + \lambda^4}$$

(Ec. 2.8)

$$\lambda = b/a$$

(Ec. 2.9)

Si $b > a$, $\lambda > 1$ es $M_{xmax} > M_{ymax}$

La mayor tensión tiene un valor de:

$$\sigma_{xmax} = \frac{6 M_{xmax}}{h^2}$$

(Ec. 2.10)

Para una placa empotrada bajo carga uniforme el espesor se lo obtiene de la siguiente ecuación:

$$h = \varphi \cdot a \sqrt{\frac{p}{\sigma_{adm}}}$$

(Ec. 2.11)

Donde:

h = Espesor de la placa

σ_{adm} = Máxima tracción admisible

φ = Coeficiente numérico dependiente de la relación de las dimensiones de la placa $\lambda = b/a$, siendo a el lado menor. Se lo encuentra en la **Figura 2.2**

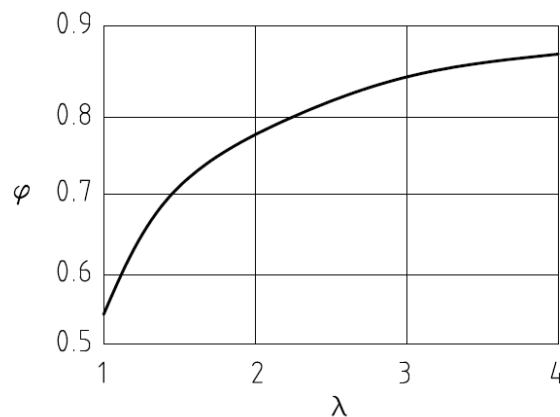


Figura 2.2 Coeficiente φ para el cálculo del espesor necesario de una placa.

2.2 RODILLO, EJE DE TRANSMISIÓN

Para el rodillo y el eje de transmisión se diseña a fatiga de acuerdo a las condiciones en las que van actuar estos elementos mecánicos.

2.2.1 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga¹⁶:

Marín¹⁷ identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

(Ec. 2.12)

Donde:

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación del tamaño.

k_c = Factor de modificación de carga.

k_d = Factor de modificación de la 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 en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

2.2.1.1 Factor de superficie k_a

El factor de superficie depende de la calidad del acabado que tenga la superficie y de la resistencia a la tracción.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

(Ec. 2.13)

Donde S_{ut} es la resistencia máxima a la tracción y los valores de a y b se encuentran en la **Tabla 2.1**.

¹⁶ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 278-286

¹⁷ MARIN, J.,(1962) "Mechanical Behavior of Engineering Materials, Prentice Hall, Pág: 224

Tabla 2.1 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

Acabado superficial	a		b
	S_{ut} [kpsi]	S_{ut} [Mpa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 280.

2.2.1.2 Factor de superficie k_b

Se establece de acuerdo al tamaño de la pieza, relacionado al diámetro de la probeta estándar de ensayo. Para el cálculo se necesita un valor de diámetro del eje, se parte de un valor supuesto que posteriormente será corregido.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879 d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 [in] \\ 0.91 d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 [in] \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 [mm] \\ 1.51 d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 [mm] \end{cases}$$

(Ec. 2.14)

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo tanto:

$$k_b = 1$$

(Ec. 2.15)

2.2.1.3 Factor de carga k_c

El valor de este factor depende del tipo de carga que actúa sobre el elemento.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

(Ec. 2.16)

2.2.1.4 Factor de temperatura k_d

El valor de este coeficiente depende de la temperatura a la cual va a estar trabajando la máquina, esto se indica en la **Tabla 2.2**

Tabla 2.2 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tracción del acero.

Temperatura [°C]	k_d
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	.0900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, Pág.: 283.

2.2.1.5 Factor de confiabilidad k_e

El factor de modificación de la confiabilidad aplicable puede escribirse de acuerdo a la **Tabla 2.3**, correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Tabla 2.3 Factores de confiabilidad k_e ,

Confiabilidad, [%]	z_a	k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897

95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill Pág.: 285.

2.2.1.6 Factor de efectos varios k_f

El factor de efectos varios tiene como objetivo tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos. Pero además significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles.

2.2.1.7 Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S_e'

En el caso de los aceros, se estima el límite de resistencia a la fatiga como:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ [kpsi]} (1400 \text{ [MPa]}) \\ 100 \text{ [kpsi]} & S_{ut} > 200 \text{ [kpsi]} \\ 700 \text{ [MPa]} & S_{ut} > 1400 \text{ [MPa]} \end{cases}$$

(Ec. 2.17)

Donde S_{ut} es la resistencia a la tracción máxima. El símbolo de prima en S_e' en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa. S_e indica el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga.

2.2.2 Ubicaciones críticas¹⁸

No se requiere evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; lo más conveniente es hacerlo en las ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales

¹⁸ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 354,355

donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzos.

Los momentos flexionantes en puntos específicos de un eje pueden ser determinados mediante diagramas de cortante y momento flexionante. En la mayoría de ejes se montan engranes o poleas, los mismo que introducen fuerzas en dos planos, lo que implica que los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. El momento resultante en el punto de interés se obtiene mediante la suma vectorial de los todos momentos presentes en el mismo punto y en los diferentes planos. Hay situaciones en las cuales un cojinete se localiza en el extremo del eje y con frecuencia los esfuerzos cerca del cojinete no son críticos puesto que el momento flexionante es pequeño.

En cuanto a los esfuerzos axiales sobre los ejes debido a componentes axiales transmitidos a través de engranes helicoidales o cojinetes ahusados de rodillo, casi siempre son despreciables en comparación con el momento flexionante. A menudo son constantes, por lo que tienen poca influencia en la fatiga, Por lo cual resulta aceptable despreciar los esfuerzos axiales inducidos por los engranes y cojinetes cuando hay flexión presente en un eje.

2.2.3 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

(Ec. 2.18)

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

(Ec. 2.19)

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

El factor de concentración del esfuerzo por fatiga viene dado por:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1)$$

(Ec. 2.20)

Donde q es la sensibilidad a la muesca, r es el radio de la muesca, se obtiene:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

(Ec. 2.21)

Donde \sqrt{a} se define como constante de Neuber¹⁹ y es una constante del material. En el caso del acero, con S_{ut} en [kpsi], la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la manera siguiente:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

(Ec. 2.22)

Para usar la ecuación (Ec. 2.22) en la torsión de aceros de baja aleación, incremente la resistencia última por 20 [kpsi] y aplique este valor de \sqrt{a} .

En el trabajo de diseño o análisis, primero encuentre K_t , a partir de la geometría de la parte, utilizando

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J , lo que resulta en:

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3}$$

¹⁹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 288.

(Ec. 2.23)

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3}$$

(Ec. 2.24)

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dadas por:

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3 \tau_a^2)^{1/2}$$

(Ec. 2.25)

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3 \tau_m^2)^{1/2}$$

(Ec. 2.26)

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificada. Por ejemplo, el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se expresa:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}$$

(Ec. 2.27)

Donde n es el factor de seguridad.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión constante, entonces M_m y T_a a 0.

2.2.4 Deflexión de una viga²⁰

Las estructuras se construyen a base de vigas, vigas que se flexionan o distorsionan por su propio peso o la influencia de alguna fuerza externa. Una viga prismática sometida a flexión pura se flexiona en forma de arco dentro del rango elástico, la curvatura de la superficie neutra puede expresarse como:

²⁰ BEER, (2007), "Mecánica de materiales", 4ta. Edición, McGraw Hill, Pág.: 530.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

(Ec. 2.28)

Siendo M el momento flector, E el módulo de elasticidad e I el momento de inercia de la sección transversal con respecto al eje neutro. Para los diferentes tipos de carga que se les puede someter a una viga, se encuentra una tabla con las deflexiones en **Anexo 1.4**

La deflexión permisible de una viga²¹ debe ser menor a

$$L/360$$

(Ec. 2.29)

Donde L es la longitud de la luz de la viga.

2.2.5 Resistencia a la rodadura²²

La resistencia a la rodadura se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie. El concepto de coeficiente de rodadura es similar al de coeficiente de rozamiento con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, disminuyendo por regla general la resistencia al movimiento.

Un cilindro empieza a rodar si

$$F \geq \frac{\mu_r N}{r}$$

(Ec. 2.30)

Donde F es la fuerza mínima necesaria para el arranque. La magnitud μ_r tiene dimensión de longitud, es el coeficiente de resistencia a la rodadura. De la ecuación anterior se deduce que la fuerza necesaria para el arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria para el

²¹ <http://www.deacero.com/Content/Products/Files/DisenoMuertosAnclaje.pdf>

²² MOZOTA, (2011), "Especialidad Gestión del Tráfico y Movilidad".

arranque es inversamente proporcional al radio del cilindro r . El valor del coeficiente μ_r depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez).

La magnitud adimensional

$$C_{rr} = \frac{\mu_r}{r}$$

(Ec. 2.31)

C_{rr} es el llamado coeficiente de rodadura. Por lo general el coeficiente de rodadura tiene un valor muy inferior al de los coeficientes de rozamiento por deslizamiento (estático y cinético); así pues es, mucho más conveniente, al efecto de disminuir las pérdidas energéticas, sustituir en los mecanismos y máquinas los deslizamientos por las rodaduras.

En la **Tabla 2.4** se indica la resistencia a la rodadura de diferentes materiales.

Tabla 2.4 Resistencia a la rodadura

C_{rr}	μ_r [mm]	Descripción
0.0002 a 0.0010	0.5	Ruedas de ferrocarril sobre railes de acero
	0.1	Rodamiento acero sobre acero
0.01 a 0.015		Neumáticos de automóvil sobre hormigón
0.03 a 0.035		Neumáticos de automóviles sobre asfalto

Fuente: GORDON, (2004), "Bicycling Science", Cambridge, MIT, Pág.: 285.

La condición necesaria para que haya rodadura sin deslizamiento es que

$$\frac{\mu_r}{r} \leq \mu$$

(Ec. 2.32)

Donde μ es el coeficiente de rozamiento para deslizamiento y se lo puede encontrar en la **Tabla 2.5**.

Tabla 2.5 Coeficiente de rozamiento por deslizamiento

Superficies en contacto	μ
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo	0.02 – 0.03
Acero sobre hierro	0.19
Bronce sobre acero	0.18
Correa de cuero sobre metal	0.56

Fuente: KOSHKIN, (1975), "Manual de Física Elemental", MIR.

2.3 ESLABÓN, ESTRUCTURA

2.3.1 Esfuerzos en los elementos de una estructura²³

La fuerza por unidad de área, o la intensidad de fuerzas distribuidas a través de una sección dada, se llama esfuerzo sobre la sección y se representa con la letra griega σ .

El esfuerzo de tensión de un elemento con área transversal A sometido a una carga axial P , se obtiene por lo tanto al dividir la magnitud P de la carga entre el área A :

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

(Ec. 2.33)

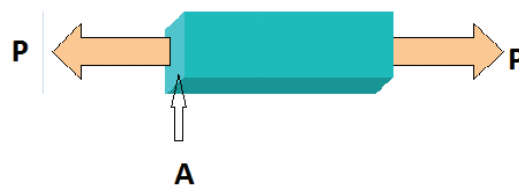


Figura 2.3 Varilla sometida a tracción.

²³ BEER, (2007), "Mecánica de Materiales", 4ta edición, McGraw-Hill, Pág. 5

2.3.2 Consideraciones de diseño

2.3.2.1 Carga permisible y esfuerzo permisible. Factor de seguridad.

La máxima carga que puede soportar un elemento estructural o un componente de maquinaria en condiciones normales de uso es considerablemente más pequeña que la carga última. Esta carga más pequeña se le conoce como carga permisible y, en ocasiones, como la carga de trabajo o carga de diseño. La razón de la carga última a la carga permisible se emplea para definir el factor de seguridad.

$$\text{Factor de seguridad} = FS = \frac{\text{carga última}}{\text{carga permisible}} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

$$FS = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

2.3.2.2 Selección de un factor de seguridad adecuado.

La selección del factor de seguridad que debe usarse en distintas aplicaciones es una de las tareas más importantes de los ingenieros. Por una parte, si el factor de seguridad se elige demasiado pequeño, la posibilidad de falla se torna inaceptablemente grande; por otra, si se elige demasiado grande, el resultado es un diseño caro o no funcional.

2.3.2.3 Ecuación de diseño en el rango elástico.

Para el diseño de los elementos prismáticos sometidos a carga de flexión, se lo realiza con la teoría del esfuerzo máximo.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M}{S} \leq [\sigma] = \frac{S_y}{FS} \quad (\text{Ec. 2.36})$$

$$S = \frac{I}{c} \quad (\text{Ec. 2.37})$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo máximo

$[\sigma]$ = Esfuerzo permisible del material a utilizarse

M = Momento flector

S = Módulo elástico de la sección

S_y = Esfuerzo ltimo

I = Momento de inercia

c = Distancia del eje neutro

2.4 GUIAS DE LOS RODILLOS

2.4.1 Teorema de los tres momentos²⁴

El teorema es usado en el análisis estructural para resolver ciertos problemas de flexión hiperestática que es el caso de las guías de los rodillos, al ser la zona crítica de la estructura.

Dada una viga continua sin cambio de sección de material elástico lineal sobre varios apoyos simples, los momentos flectores en tres apoyos consecutivos satisfacen la relación:

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

(Ec. 2.38)

Donde:

L_i = Longitud del tramo izquierda de la viga.

L_d = Longitud del tramo derecha de la viga.

M_i = Momento flector en el apoyo de la izquierda.

M_d = Momento flector en el apoyo de la derecha.

²⁴ Ortiz Berrocal, L., *Resistencia de materiales*, McGraw-Hill, 2002

M = Momento flector en el apoyo central.

EI = Rigidez a la flexión.

α_{oi} = Angulo de rotación en el apoyo central, de la viga estáticamente sustentada, dividido sobre EI . Se obtiene del **Anexo 1.10**

α_{od} = Angulo de rotación en el apoyo, de la viga estáticamente sustentada, dividido sobre EI . Se obtiene del **Anexo 1.10**

2.5 TORNILLO DE TRANSPORTE DE LOS RODILLOS

2.5.1 Elementos roscados

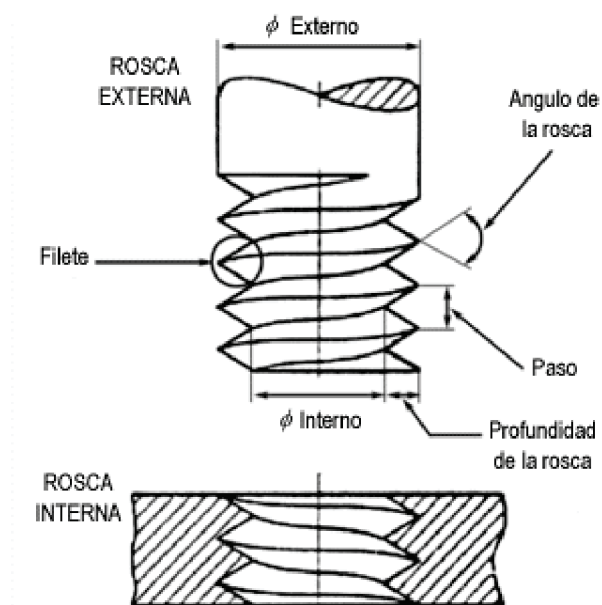


Figura 2.4 Terminologías de roscas.²⁵

La terminología de las roscas de tornillo se indica en la **Figura 2.4** que se explica de la manera siguiente:

El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N .

²⁵ <http://www.monografias.com/trabajos12/rosytor/rosytor.shtml>

El diámetro mayor d es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El diámetro menor (o raíz) d_r , es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El diámetro de medio d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

El avance l es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple el avance es igual al paso.

2.5.2 Tornillo de potencia²⁶

Estos elementos se utilizan en las maquinarias para convertir un movimiento angular en un movimiento lineal y transmitir así la fuerza o potencia. Estos tornillos se utilizan generalmente en husillos de avance de tornos, tornillos de bancos, prensas y gatos.

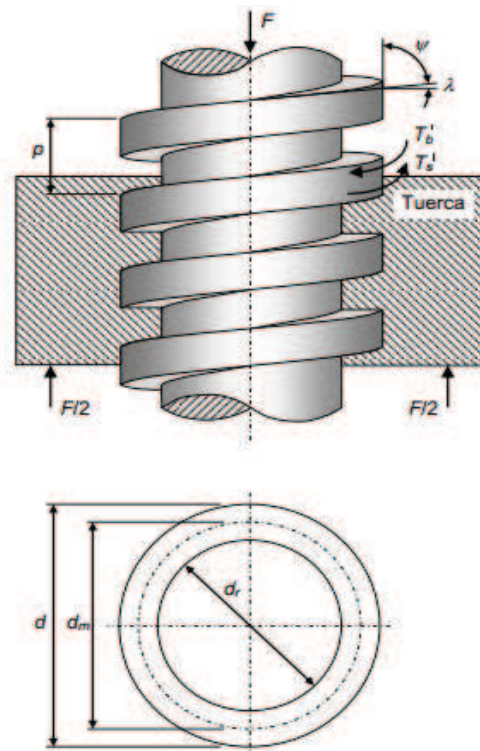


Figura 2.5 Tornillo de potencia.²⁷

²⁶ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 288.

En la **Figura 2.5** se indica la terminología utilizada en los tornillos de potencia, en donde:

p = Paso

d = Diámetro mayor

d_r = Diámetro menor

d_m = Diámetro medio

λ = Ángulo de avance

ψ = Ángulo de hélice

F = Fuerza axial de compresión

T_s' = Torque para subir la carga (vencer el rozamiento de la rosca)

T_b' = Torque para bajar la carga (vencer el rozamiento de la rosca)

2.5.2.1 Determinación de la fuerza para elevar y bajar la carga para tornillos de rosca cuadrada.

A continuación se muestra un procedimiento para determinar el torque para subir o bajar la carga. En la **Figura 2.6** se indica los diagramas de fuerzas al subir la carga de un filete completo.

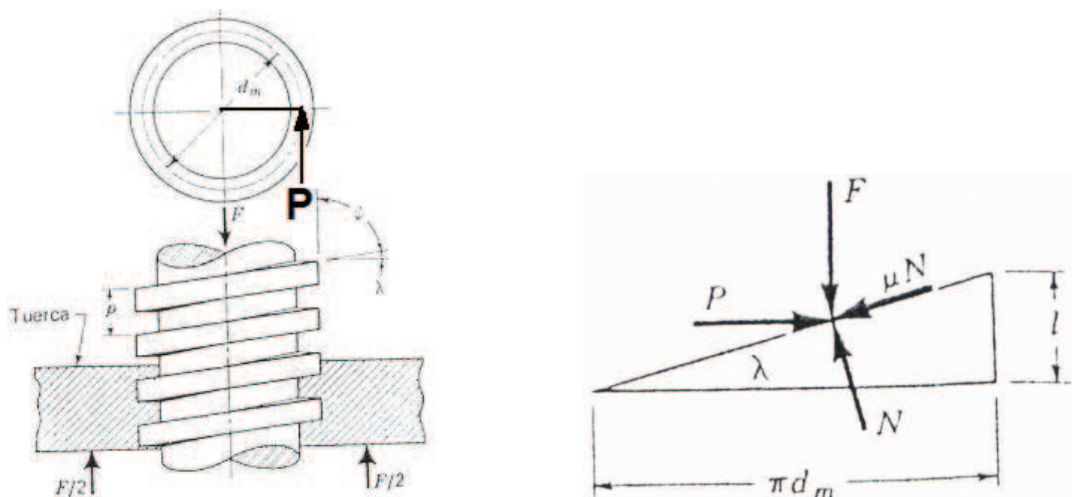


Figura 2.6 Diagrama de fuerzas al subir la carga de un filete completo.²⁸

²⁷ <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

²⁸ VELASTEGUI, (2011), "Folleto de elementos de máquinas", Quito, Pág.: 66.

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$F + \mu \cdot N \cdot \text{sen}\lambda - N \cdot \text{cos}\lambda = 0$$

$$N = \frac{F}{\text{cos}\lambda - \mu \cdot \text{sen}\lambda}$$

(Ec. 2.39)

$$\sum F_{hort} = 0$$

$$P - \mu \cdot N \cdot \text{cos}\lambda - N \cdot \text{sen}\lambda = 0$$

$$N = \frac{F}{\text{sen}\lambda + \mu \cdot \text{cos}\lambda}$$

(Ec. 2.40)

Al igualar las ecuaciones (Ec. 2.39) y (Ec. 2.40) se tiene

$$P = F \frac{(\text{sen}\lambda + \mu \cdot \text{cos}\lambda)}{(\text{cos}\lambda - \mu \cdot \text{sen}\lambda)}$$

Si se observa que el par de torsión es el producto de la fuerza P y el radio medio,

$$T_s' = P \frac{d_m}{2} = F \frac{d_m}{2} \frac{(\text{sen}\lambda + \mu \cdot \text{cos}\lambda)}{(\text{cos}\lambda - \mu \cdot \text{sen}\lambda)}$$

(Ec. 2.41)

Dividiendo la Ecuación (Ec. 2.41) entre $\text{cos}\lambda$ y reemplazando

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi d_m}$$

Finalmente se tiene la Ecuación que permite determinar el par de torsión que se requiere para dos propósitos: superar la fricción de la rosca y elevar la carga.

$$T_s' = \frac{F \cdot d_m (\mu \cdot \pi \cdot d_m + l)}{2 (\pi \cdot d_m - \mu \cdot l)}$$

(Ec. 2.42)

El torque que se requiere para vencer el rozamiento de la rosca al bajar la carga se lo determina de la misma manera que el caso anterior. En la **Figura 2.7** se indica el diagrama de fuerzas al bajar la carga de un filete completo.

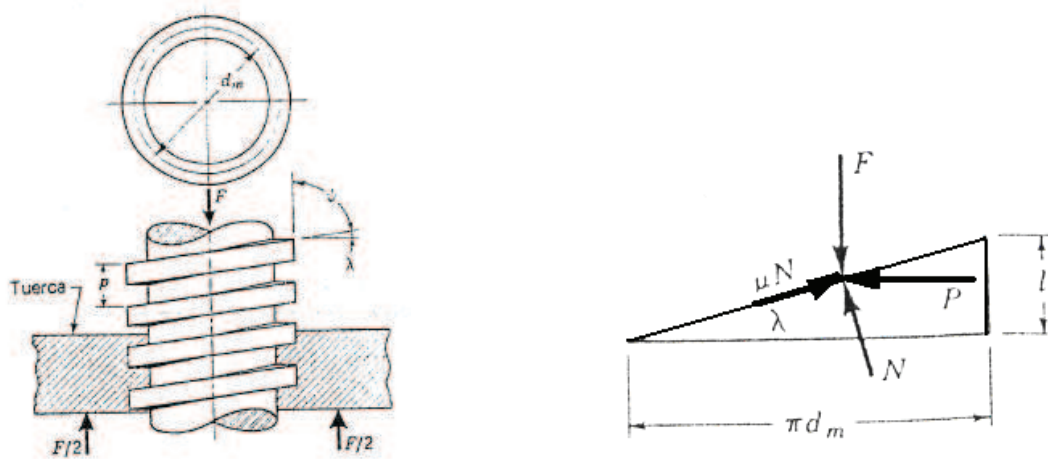


Figura 2.7 Diagrama de fuerzas al bajar la carga de un filete completo.²⁹

El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas y, por lo tanto para bajar la carga se tiene

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$F - \mu \cdot N \cdot \text{sen} \lambda - N \cdot \text{cos} \lambda = 0$$

$$N = \frac{F}{\text{cos} \lambda + \mu \cdot \text{sen} \lambda}$$

(Ec. 2.43)

$$\sum F_{hori} = 0$$

$$P - \mu \cdot N \cdot \text{cos} \lambda + N \cdot \text{sen} \lambda = 0$$

$$N = \frac{F}{\mu \cdot \text{cos} \lambda - \text{sen} \lambda}$$

(Ec. 2.44)

Al igualar las Ecuaciones 2.64 y 2.65 y dividir la Ecuación resultante entre $\text{cos} \lambda$ y reemplazando $\tan \lambda = \frac{l}{\pi \cdot d_m}$ se tiene.

$$T_b' = \frac{F \cdot d_m (\mu \cdot \pi \cdot d_m - l)}{2 (\pi \cdot d_m + \mu \cdot l)}$$

(Ec. 2.45)

²⁹ VELASTEGUI, (2011), "Folleto de elementos de máquinas", Quito, Pág.: 67.

2.5.2.2 Eficiencia de los tornillos

Una expresión de la eficiencia para evaluar los tornillos de potencia se obtiene como la relación entre un torque ideal y un torque real.

El torque ideal (T_0) se obtiene al no considerar la fricción de la rosca, es decir: $\mu = 0$

$$T_s' = \frac{F \cdot d_m}{2} \frac{(\mu \cdot \pi \cdot d_m + l)}{(\pi \cdot d_m - \mu \cdot l)} ; \text{ si } : \mu = 0 \quad T_0 = \frac{F \cdot l}{2\pi}$$

$$e = \frac{T_0}{T} = \frac{F \cdot l}{2\pi \cdot T}$$

(Ec. 2.46)

2.5.2.3 Diseño Estático³⁰

El tornillo de potencia de paso variable se lo realiza mediante diseño estático, en la **Figura 2.8** se realiza la terminología que se va a utilizar para calcular el factor de seguridad, con el fin de demostrar que la resistencia no es un parámetro de diseño.

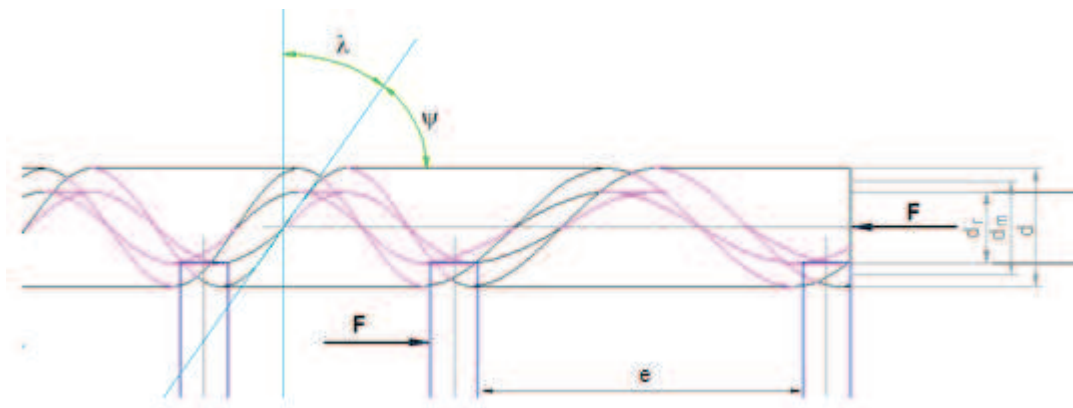


Figura 2.8 Tornillo de potencia

El esfuerzo de corte para el tornillo es

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \times d_r \times e}$$

(Ec. 2.47)

³⁰ VELASTEGUI, (2011), "Folleto de elementos de máquinas", Quito, Pág.: 49.

El factor de diseño de acuerdo con la teoría de la energía de la distorsión a corte para materiales dúctiles es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} = \frac{0.577 S_y}{\frac{F}{\pi \times d_r \times e}}$$

(Ec. 2.48)

Para cuando se estudia el efecto de corte o de compresión, si $n < 2$, el elemento falla. Entonces se diseña para $n > 2$, y solo para materiales dúctiles.

2.6 CADENA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La transmisión de potencia desde una fuente, ya sea este un mecanismo o un motor, es una de las partes más fundamentales que se requiere en una maquinaria. Una de las formas más eficientes para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes y estos a su vez montados en chumaceras. Se pueden incorporar engranes, bandas, poleas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes.

2.6.1 Transmisión por bandas - poleas³¹:

Las poleas son ruedas que tienen el perímetro exterior diseñado especialmente para facilitar el contacto con cuerdas o correas. De tal manera que el perímetro es acanalado si el empleo es para tracción y es trapezoidal o plano si el empleo es para transmisión de movimiento.

Las características de las bandas son:

Se pueden emplear para distancias grandes entre centros.

Excepto en el caso de las bandas de sincronización, existe un cierto deslizamiento y fluencia; por lo tanto, la relación de la velocidad angular entre los

³¹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 860, 878-882.

ejes impulsor e impulsado no es constante ni exactamente igual a la relación de los diámetros de las poleas.

En algunos casos se requiere de una polea guía o tensora para evitar ajustes en la distancia entre centros.

En la **Figura 2.9** se muestra el sistema de poleas de banda abierta para transmitir movimiento.

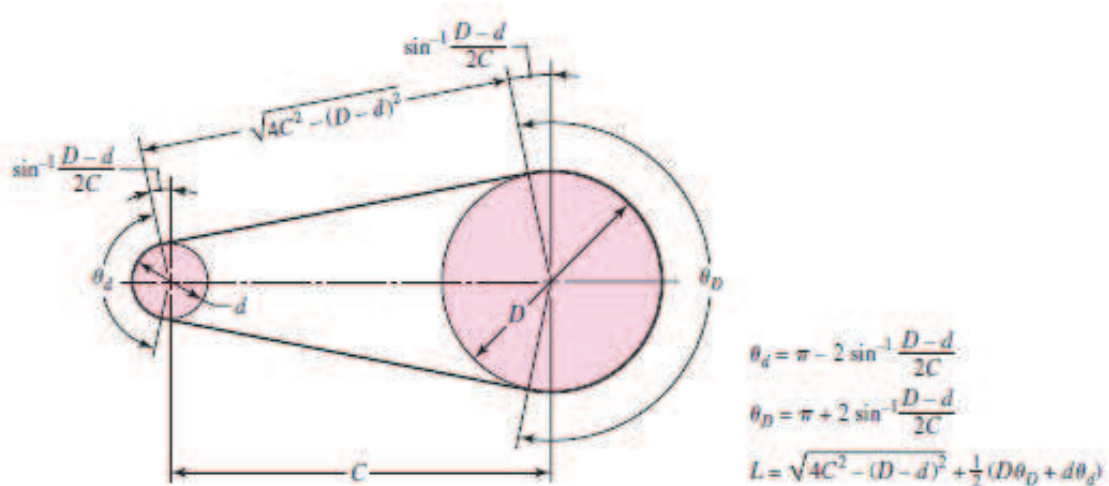


Figura 2.9 Geometría de banda plana (Banda abierta)³²

Las bandas planas se fabrican con uretano y también con tela impregnada con caucho reforzada con alambre de acero o cuerdas de nylon para soportar la carga de tensión. Las bandas planas son silenciosas, eficientes a altas velocidades y pueden transmitir grandes cantidades de potencia a lo largo de grandes distancias entre centros. Las de banda plana absorben más vibración torsional del sistema que las de banda en V o los engranes.

Una banda en V se puede ser fabricada de diferentes materiales tales como tela y cuerda, a menudo con algodón, rayón o nylon e impregnada con caucho. En comparación con las bandas planas, las bandas en V se emplean con poleas similares y con distancias más cortas entre centros. Las bandas en V tienen una eficiencia menor que las bandas planas, pero se emplean varias en una sola polea para formar un sistema múltiple.

³² SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 861.

Las bandas de sincronización están hechas de tela impregnada con caucho y con alambre de acero; además. Los dientes que posee la banda permiten que ingresen en ranuras formadas en la periferia de las ruedas dentadas. La banda de sincronización no se estira ni se desliza, por lo que transmite potencia con una relación constante de velocidad angular. La banda dentada hace que este tipo de banda proporcione varias ventajas respecto de las bandas ordinarias. Una ventaja es que no se necesita tensión inicial, de manera que se utilizan en transmisiones donde se tiene centros fijos. Una ventaja muy importante es la velocidad de operación ya que estas bandas pueden ser utilizadas casi para cualquier velocidad. Las desventajas son el costo inicial de la banda.

2.6.1.1 Ángulo de contacto

Los ángulos de contacto cuando se utiliza un sistema de banda abierta como se muestra en la **Figura 2.9** se determinan mediante

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{D - 2d}{2C}$$

(Ec. 2.49)

$$\theta_D = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{D - 2d}{2C}$$

(Ec. 2.50)

Donde:

D = Diámetro de la polea mayor.

d = Diámetro de la polea menor.

C = Distancia entre centros.

θ = Ángulo de contacto

2.6.1.2 Longitud de paso de la banda

Cuando se conoce la distancia entre centros podemos calcular la longitud de paso L_p mediante:

$$L_p = 2C + 1.57 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

(Ec. 2.51)

En general, la distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor.

Para cualquier sección de banda dada, para obtener la longitud disponible en el mercado, se le resta la cantidad de la circunferencia interior. En la **Tabla 2.6** se presenta las dimensiones de conversión de longitud para las diferentes secciones de bandas (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas).

Tabla 2.6 Dimensiones de conversión de longitud.

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill Pág.: 879.

2.6.1.3 Potencia permitida por banda

Para el caso de utilizar poleas en V se tiene una tabla donde nos muestran valores de potencias de acuerdo a la sección de la banda a utilizarse, diámetro de paso y velocidad de la banda en [pies/min] de tal manera que para poder determinar la potencia permitida por banda se tiene:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

(Ec. 2.52)

H_a = Potencia permitida por banda [hp].

K_1 = Factor de corrección del ángulo de cobertura proporcionado en el **Anexo 1.7**

K_2 = Factor de corrección de longitud de la banda proporcionado en el

Anexo 1.8

H_{tab} = Potencia tabulada proporcionada en el **Anexo 1.6** [hp].

Para obtener el H_{tab} es necesario calcular previamente la velocidad periférica de la banda en [pies/min] con la siguiente fórmula:

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

(Ec. 2.53)

Donde:

V = Velocidad periférica de la banda [pies/min].

d = Diámetro de la polea menor [pulg]

n = RPM del motor

2.6.1.4 Potencia de diseño para banda trapezoidal

La potencia de diseño está dada por:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

(Ec. 2.54)

Donde:

H_{nom} = Potencia nominal [hp].

K_s = Factor de servicio proporcionado en el **Anexo 1.9**

n_d = Factor de diseño.

Por lo general, el número de bandas N_b se lo obtiene con la relación siguiente:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

(Ec. 2.55)

Donde $N_b = 1, 2, 3, \dots$

Las tensiones de las bandas en V se muestran en la **Figura 2.10**.

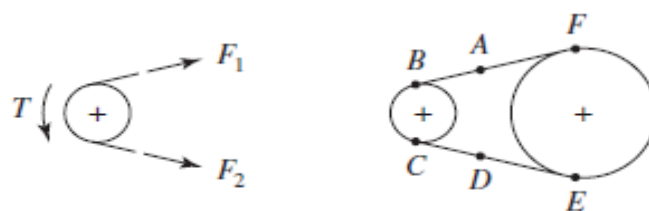


Figura 2.10 Tensiones en la bandas en V

La fuerza centrífuga se puede obtener de la siguiente ecuación:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{100} \right)^2$$

(Ec. 2.56)

La potencia que se permite por banda es la diferencia de fuerzas

$$\Delta F = F_1 - F_2$$

(Ec. 2.57)

$$\Delta F = \frac{63205 H_d/H_a}{n(d/2)}$$

(Ec. 2.58)

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

(Ec. 2.59)

La fuerza F_2 se obtiene de la diferencia de fuerzas

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

(Ec. 2.60)

2.6.2 Transmisión por catalina - cadena.³³

Es uno de los métodos más eficientes para transmitir potencia mecánica sobre todo cuando se desea evitar el deslizamiento. Además permite mantener la relación de transmisión constante incluso transmitiendo grandes potencias. No necesita estar tan tensa como las correas lo que se traduce en menores averías en los rodamientos de los piñones. Como desventajas, este sistema necesita lubricación adecuada.

La ANSI estandarizó las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños. En la **Figura 2.11** las partes que posee las cadenas de rodillos.

³³ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 887.

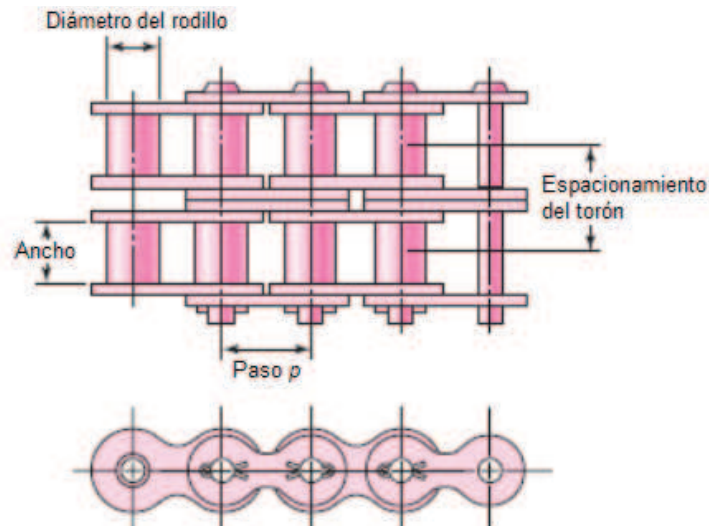


Figura 2.11 Parte de una cadena de rodillo de doble torón³⁴

El paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican con torón sencillo, dobles triples y cuádruples.

2.6.2.1 Relación de transmisión

La relación de transmisión es la relación entre el número de dientes de la rueda conducida y el número de dientes de la rueda conductora. También se lo puede expresar en términos de las revoluciones de las ruedas.

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

(Ec. 2.61)

2.6.2.2 Potencia de selección y Longitud de la cadena.³⁵

El cálculo de selección de la cadena se determina por:

$$P_{sel} = f_1 \times f_2 \times P$$

(Ec. 2.62)

Donde:

f_1 = Factor de aplicación de carga se obtiene del **Anexo 2.5**

f_2 = Factor del diente.

³⁴ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 887.

³⁵ Renold Chain Designer Guide, Págs.: 102-103

P = Potencia a transmitir en [Kw]

El factor de diente se lo obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$f_2 = \frac{19}{Z_1}$$

(Ec. 2.63)

Donde:

Z_1 = Número de dientes del piñón.

$$L_c = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P_c} + \frac{P_c \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2}{C}$$

(Ec. 2.64)

Donde:

L_c = Longitud de la cadena.

Z_1 = Número de dientes de la catalina conductora.

Z_2 = Número de dientes de la catalina conducida.

C = Distancia entre centros.

P_c = Paso de la cadena

2.7 RODAMIENTOS

En las máquinas existen varios elementos mecánicos en movimiento y en especial los que se encuentran en rotación, por ejemplo ejes. Tales elementos mecánicos requieren una atención especial ya no gira directamente en el soporte sino que necesitan ser montados sobre un elemento mecánico adicional. Este elemento llamando rodamiento permite reducir la fricción y en algunas aplicaciones para mantener los ejes alineados.

2.7.1 Clasificación de los rodamientos

Existen tres tipos de rodamientos los cuales se clasifican dependiendo del tipo de carga que puedan soportar de la siguiente manera:

2.7.1.1 Rodamiento para cargas radiales

Es aquel que puede soportar cargas radiales, que son las cargas en la dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje. Los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos axiales de bolas de contacto angular son capaces de absorber fuerzas axiales en sentido único o en ambos sentidos.

2.7.1.2 Rodamiento para caras axiales

Es aquel que puede soportar cargas axiales, cargas que se encuentran en la dirección de su eje. Los rodamientos de rodillos soportan mayores cargas radiales.

2.7.1.3 Rodamiento para cargas combinadas

Es aquel que es capaz de soportar los dos tipos de cargas (axiales y radiales)

2.7.2 Parámetros de selección del rodamiento

Para que el rodamiento seleccionado sea el adecuado y pueda tener un funcionamiento satisfactorio es necesario establecer ciertos parámetros de selección los cuales se detallan a continuación.

2.7.2.1 Vida Útil³⁶

Es el número total de horas u horas de trabajo a una velocidad constante para que se desarrolle los criterios de falla. La falla principal de los rodamientos es la fatiga superficial que se produce en la pista de rodadura y en los elementos rodantes.

³⁶ Catálogo WL 41 520/3 SB (2000) de Rodamientos FAG; Pág. 31.

2.7.2.2 Espacio disponible

El espacio que se dispone para el rodamiento en ocasiones viene determinado por las características de diseño de la máquina o dispositivo y por el diámetro del eje. Para ejes de diámetro pequeño se pueden utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, es posible también el uso de rodamientos de agujas. En el caso ejes de grandes diámetros, se pueden utilizar rodamientos de rodillos cilíndricos, los de rodillo de rotula y los de rodillos cónicos así como los rodamientos rigiditos de bola.

2.7.2.3 Cargas en los rodamientos.³⁷

Dependiendo del tipo de sollicitación a la cual vaya a ser sometido el rodamiento se tiene rodamientos sollicitados estáticamente y los rodamientos sollicitados dinámicamente.

2.7.2.3.1 Rodamientos sollicitados estáticamente.

Una sollicitación estática se da si el movimiento relativo entre los arcos de los rodamientos es nulo o muy lento (10 rpm).

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

(Ec. 2.65)

Siendo:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

C_0 = Capacidad de carga estática [kN] proporcionada en el **Anexo 2.13**.

P_0 = Carga estática equivalente [kN].

Para rodamientos que deberán girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Los valores de f_s son:

³⁷ Catálogo WL 41 520/3 SB (2000) de Rodamientos FAG; Pág. 31.

$f_s = 1.5 \dots 2.5$ Para exigencias elevadas

$f_s = 1.0 \dots 1.5$ Para exigencias normales.

$f_s = 0.7 \dots 1.0$ Para exigencias reducidas.

La carga estática equivalente P_0 [kN] es un valor teórico. Tanto radial como axial y tiene el mismo efecto que la carga real que actúa sobre el rodamiento.

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

(Ec. 2.66)

Donde:

P_0 = Carga estática equivalente [kN].

F_r = Carga radial [kN].

F_a = Carga axial [kN].

X_0 = Factor radial.

Y_0 = Factor axial.

2.7.2.3.2 Rodamientos solicitados dinámicamente.

Una sollicitación dinámica se parte de la fatiga del material, se da cuando los aros giran relativamente entre sí y tiene movimientos rápidos.

Para poder determinar la carga dinámica se tiene la siguiente ecuación:

$$C = \frac{f_L}{f_n \times f_H} P \text{ [Kg]}$$

(Ec. 2.67)

Dónde:

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos proporcionado en el **Anexo 2.8**

C = Capacidad de carga dinámica [kN] proporcionado en el **Anexo 2.13**

P = Carga dinámica equivalente [kN].

f_n = Factor de velocidad proporcionado en el **Anexo 2.9**

f_H = Factor de dureza proporcionado en el **Anexo 2.15**

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Esta carga es, en los rodamientos radiales, una carga radial ficticia en rodamientos axiales, es una carga axial ficticia, que produce la misma vida que la combinación de cargas.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

(Ec. 2.68)

Donde:

P = Carga dinámica equivalente [kN].

F_r = Carga radial [kN].

F_a = Carga axial [kN].

X = Factor radial.

Y = Factor axial.

Los valores de X e Y están indicados en la tabla del **Anexo 2.10**

2.8 CHAVETERAS Y CUÑAS

Estos elementos se usan para fijar poleas, engranes a sus ejes de este modo se puede transmitir momento de torsión. En la **Figura 2.12** se indican los diferentes tipos de chavetas que se utilizan en las máquinas.

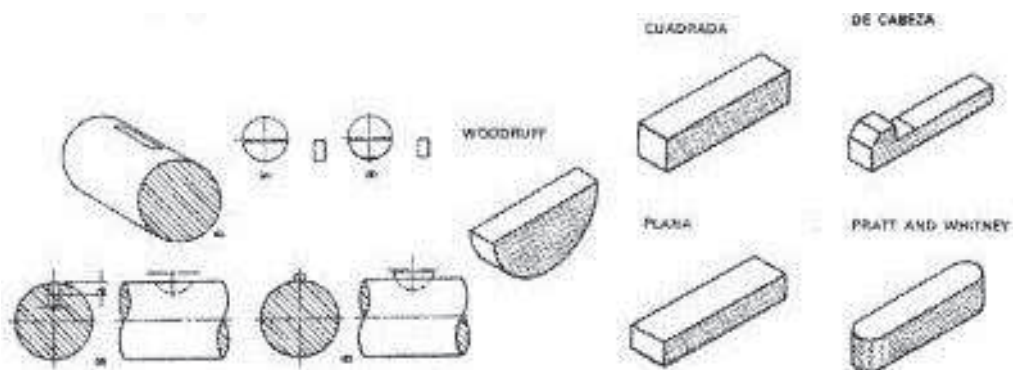


Figura 2.12 Tipos de chavetas³⁸

³⁸ <http://img.webme.com/pic/d/ditbutec/g15.jpg>

Para poder determinar la resistencia que tiene una cuña o chaveta se considera que se distribuyen las fuerzas de manera a lo largo de toda la pieza. De tal manera que la chaveta o cuña puede presentar una falla por compresión o por cortante.

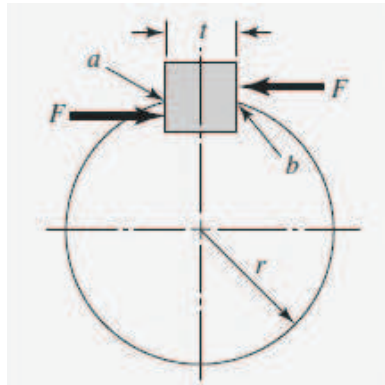


Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta³⁹

Por la teoría de la energía de distorsión. La resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

(Ec. 2.69)

Donde:

S_{sy} = Resistencia al cortante.

S_y = Resistencia a la fluencia.

La falla por corte se puede calcular de la siguiente manera de acuerdo a la **Figura 2.13**

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

(Ec. 2.70)

Donde:

n = Factor de seguridad.

F = Fuerza en la chaveta.

t = Ancho de la chaveta.

³⁹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 383

l = Longitud de la chaveta.

Para resistir el aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la chaveta.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2}$$

(Ec. 2.71)

2.9 POTENCIA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTOR

Para poder determinar la potencia del motor se debe considerar la inercia de todos los elementos que interactúan en la misma.

La potencia requerida se calculará de la siguiente manera:

$$T_i = I_i \alpha_m$$

(Ec. 2.72)

$$P_i = T_i \omega_f$$

(Ec. 2.73)

Para calcular la aceleración angular del motor se utiliza la siguiente ecuación:

$$\alpha_m = \frac{\omega_f - \omega_o}{t_f^2 - t_o^2}$$

$$t_o = 0 \text{ [s]}$$

$$\omega_o = 0 \text{ [rad/s]}$$

$$\alpha_m = \frac{\omega_f}{t_f^2}$$

(Ec. 2.74)

Donde:

P_i = Potencia para vencer la inercia de los elementos [Watts].

T_i = Torque necesario para vencer a inercia [Nm].

ω_f = Velocidad angular [rad/s].

I_i = Inercia de los elementos [kgm^2].

α_m = Aceleración media producida en el encendido y plena marcha [rad/s^2].

t_f = Tiempo de arranque del motor

2.9.1 Inercia de las masas de los elementos en movimiento.

Los elementos que se encuentran en movimiento tienen forma de cilindro macizo y la siguiente ecuación nos permite calcular su inercia.

$$I = \frac{mr^2}{2}$$

(Ec. 2.75)

Donde:

I = Inercia del cuerpo [kgm^2].

m = Masa del cuerpo [kg].

r = Radio del cilindro [m].

Para determinar el volumen del cilindro se emplea la siguiente ecuación:

$$V = \pi r^2 L$$

(Ec. 2.76)

Donde:

V = Volumen [m^3].

r = Radio [m].

L = Longitud [m].

La masa está definida por:

$$m = V \times \rho$$

(Ec. 2.77)

Donde:

m = Masa [kg].

$V = \text{Volumen } [m^3]$.

$\rho = \text{Densidad } [kg/m^3]$.

2.10 PERNOS

Son elementos roscados que son utilizados para la sujeción de elementos y que transmiten presión a las partes que son ensambladas. La **Figura 2.14** se presenta un perno de cabeza hexagonal.

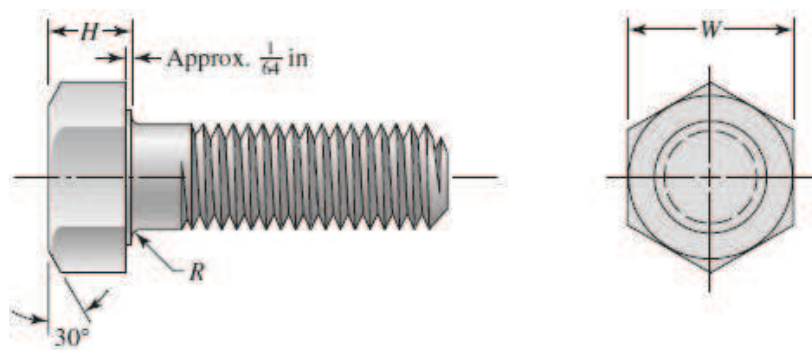


Figura 2.14 Perno de cabeza hexagonal⁴⁰

$$A_t = \frac{\pi d^2}{4}$$

(Ec. 2.78)

$$d = \frac{d_m + d_r}{2}$$

(Ec. 2.79)

Donde:

$A_t = \text{Área de tracción.}$

$d_r = \text{Diametro de raíz.}$

$d_m = \text{Diametro medio.}$

$d = \text{Diametro.}$

⁴⁰ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Págs.:409

El empleo del perno se muestra en la **Figura 2.15** y que nos permitirá obtener una ecuación para determinar el factor de seguridad.

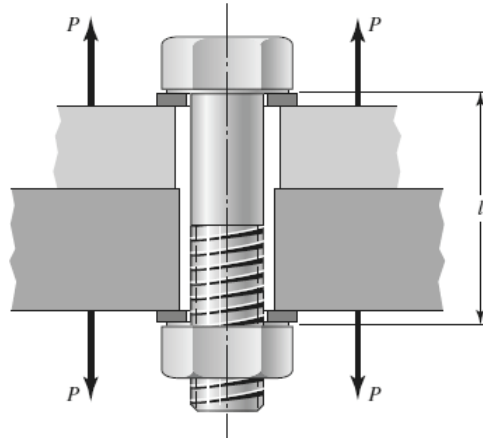


Figura 2.15 Unión mediante perno⁴¹

Al tener una fuerza de sujeción a la cual se llama precarga F_i se emplea la siguiente nomenclatura:

F_i =Precarga.

P =Carga externa de tensión.

P_b =Parte de P tomada por el perno.

P_m =Parte de P tomada por los elementos.

$F_b = P_b + F_i$ =Carga resultante en el perno.

$F_m = P_m - F_i$ =Carga resultante en los elementos.

C = Fracción de la carga externa P soportada por el perno.

$1 - C$ = Fracción de la carga externa P que soportan los elementos.

La constante de rigidez del resorte de un elemento elástico es la relación entre la fuerza aplicada a la deformación producida por el área de tal manera que la constante se puede obtener de la siguiente ecuación:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l}$$

(Ec. 2.80)

⁴¹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Págs.:411

La carga P es una carga de tensión lo que hace que la unión se alargue a través de una distancia δ . La deformación total de una barra en tensión o compresión simple es:

$$\delta = \frac{Fl}{AE}$$

(Ec. 2.81)

Donde

l = Agarre espesor total de las piezas que han de sujetarse.

A = Área transversal.

E = Módulo de elasticidad.

La elongación producida por la carga P se relaciona con la rigidez de los elementos unidos de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \quad y \quad \delta = \frac{P_m}{k_m}$$

Donde:

k_m = Constante de rigidez de los elementos.

k_b = Constante de rigidez del perno.

Para un caso particular, en la cual se tenga un mismo material y la misma geometría.

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{(l + 0.5d)}{(l + 2.5d)} \right]}$$

(Ec. 2.82)

$$P_m = P_b \frac{k_m}{k_b}$$

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = CP$$

(Ec. 2.83)

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P$$

(Ec. 2.84)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

(Ec. 2.85)

La carga resultante en el perno es:

$$F_b = P_b + F_i = C \times P + F_i \quad ; \quad F_m < 0$$

(Ec. 2.86)

La carga resultante en los elementos conectados es:

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad ; \quad F_m < 0$$

(Ec. 2.87)

La precarga F_i debe estar dentro de cierto rango ya establecido.

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$$

(Ec. 2.88)

Donde:

F_p = Carga de prueba.

La carga de prueba puede ser determinada de la siguiente ecuación:

$$F_p = A_t S_p$$

(Ec. 2.89)

Donde:

S_p = Resistencia de prueba

Cuando no se disponga del dato de la carga de prueba se puede usar el valor recomendado de $S_p = 0.85S_y$

2.10.1 Diseño dinámico

Las uniones en las cuales se utilizan pernos se presentan cargas de fatiga por lo cual se puede considerar la teoría de esfuerzos fluctuantes.

$$F_{b\text{mín}} = F_i \qquad F_{b\text{máx}} = F_i + C \times P$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{(F_i + C \times P) - F_i}{2A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{C \times P}{2A_t}$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_t}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2A_t}$$

$$\sigma_m = \frac{(F_i + C \times P) + F_i}{2A_t}$$

$$\sigma_m = \frac{C \times P + 2F_i}{2A_t}$$

Utilizando la línea de Goodman Modificada se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}} = 1$$

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}}$$

$$F_i = A_t \times S_{ut} - \frac{1}{2}n \times C \times P \left(\frac{S_e}{S_{ut}} + 1 \right)$$

Finalmente obtenemos el factor de seguridad para el diseño dinámico.

$$n = \frac{2(A_t \times S_{ut} - F_i)}{C \times P \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)}$$

(Ec. 2.90)

El límite de resistencia a la fatiga para un elemento sometido a esfuerzos axiales está dado por:

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

(Ec. 2.91)

Donde:

$$S_e' = 19.2 + 0.314 S_{uc} \text{ si } S_{uc} \geq 60 \text{ Kpsi}$$

(Ec. 2.92)

Solamente para el valor de k_f para el valor de k_f que se tiene un valor tabulado, los demás factores se determinan de la misma manera que se lo realiza para un eje, entonces se tiene:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

(Ec. 2.93)

CAPÍTULO III

PREFACTIBILIDAD.

3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

En la actualidad, la mayoría de fincas agrícolas dedicadas a la producción de tomate realizan el proceso de post cosecha de una manera manual, invirtiendo además de tiempo, personal que puede estar dedicado a otras actividades. En la **Figura.3.1** se indica el trabajo de clasificación que se realiza en el sector de Guambi, en la provincia de Pichincha.



Figura.3.1 Proceso de clasificación manual del tomate en el sector de Guambi.

Fuente: Investigación de campo

Para la adquisición de máquinas clasificadoras en sectores rurales e incluso en grandes fincas, existen muchos inconvenientes; entre ellos están el alto precio de este tipo de máquinas en el mercado local, al ser importadas se incrementa el precio. Muchas de estas máquinas no son diseñadas para nuestro medio, pueden requerir técnicos de procedencia extranjera para el mantenimiento, lo cual encarece la introducción de maquinaria con tecnología nueva. Otro problema es que si el equipo falla sus repuestos deben ser también importados habiendo una parada de la máquina y un retraso en el proceso de post cosecha, por estos inconvenientes es interesante la propuesta de una máquina clasificadora de

tomates utilizando los recursos existentes en la actualidad dentro del ámbito nacional con el fin de facilitar al agricultor el proceso de clasificación del producto.



Figura 3.2. Clasificación manual utilizada en el centro agrícola de Tanda

Fuente: Investigación de campo

En la **Figura 3.2** se indica la clasificación manual que se realiza en el centro agrícola de la Comunidad de Tanda cerca de Guayllabamba.

3.2 ESTUDIO DE CAMPO

Se realizó una entrevista a varios productores de tomate con el fin de obtener información adecuada para determinar las especificaciones técnicas de la máquina. El modelo de la encuesta que se realizó a los productores de tomate se encuentra en el **Anexo 3**. Los resultados se presentan a continuación:

3.2.1 Trabajo de campo #1

Nombre del entrevistado: Sr. Mariano Boquero

Nombre de la finca: El Rosal

Ubicación: Guambi, Pichincha

Teléfono: 2391139

Email:

Producción de tomate:

2.4 [Ton/semana].

Tomate cultivado:

Pietro.

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana.

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 3 personas por 4 horas.

Recolección de tomates clasificados:

Gavetas de plástico de 20 [kg] de fruto.

Capacidad de post cosecha:

15 gavetas por hora (300 [kg/h]).

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

La máquina debe clasificar por tamaños con rapidez.

No debe maltratar al fruto al momento de depositar en las gavetas.



Figura 3.3 Invernaderos “El Rosal” en Guambi

Fuente: Investigación de campo

3.2.2 Trabajo de campo #2

Nombre del entrevistado: Sr. William Inga

Nombre de la finca: San Agustín

Ubicación: Las Huertas, Pichincha

Teléfono: 2391507

Email: pactrik2011@hotmail.com

Producción de tomate:

6 [Ton/semana]

Tomate cultivado:

Pietro

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana.

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 4 personas por 5 horas

Recolección de tomates clasificados:

Gavetas de plástico de 20 [kg] de fruto

Capacidad de post cosecha:

30 gavetas por hora (600 [kg/h])

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

El costo de la máquina debe ser razonable.

No debe maltratar la fruta al rato de amontonar.



Figura 3.4 Ingreso a la Finca “San Agustín”, Barrio Las huertas

Fuente: Investigación de campo

3.2.3 Trabajo de campo #3

Nombre del entrevistado: Sra. Karina Erazo

Nombre de la finca: El Paraiso

Ubicación: Guambi, Pichincha

Teléfono: 2391148

Email:

Producción de tomate:

6 [Ton/semana]

Tomate cultivado:

Pietro

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana.

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 6 personas por 5 horas

Recolección de tomates clasificados:

Gavetas de plástico de 20 [kg] de fruto

Capacidad de post cosecha:

30 gavetas por hora (600 [kg/h])

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

La máquina debe poseer una balanza para que cada gaveta pese lo mismo.

El tamaño de la máquina no debe ser grande.



Figura 3.5 Clasificación manual en la finca “El Paraíso”, en el sector de Guambi

Fuente: Investigación de campo

3.2.4 Trabajo de campo #4

Nombre del entrevistado: Sr. Pedro Roberto Guerra Carrera

Nombre de la finca: San José

Ubicación: San José de Puembo, Pichincha

Teléfono: 094206143 / 0999263308

Email: guerrero.pedro40@yahoo.com

Producción de tomate:

5 [Ton/semana]

Tomate cultivado:

Pietro

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera, cuarta y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana.

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 3 personas por 8 horas

Recolección de tomates clasificados:

Gavetas de plástico de 45 [kg] de fruto

Capacidad de post cosecha:

7 gavetas por hora (300 [kg/h])

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

La máquina no debe dañar al tomate.

La máquina debe clasificar de una forma rápida y precisa.



Figura 3.6. Estudio de campo en el invernadero “San José” en Puenbo.

Fuente: Investigación de campo

3.2.5 Trabajo de campo #5

Nombre del entrevistado: Sr. Oscar Guanoluisa

Nombre de la finca: San Miguel

Ubicación: Salcedo, Cotopaxi

Teléfono: 0998235092

Email: oscar_g.ch@hotmail.com

Producción de tomate:

4.8 [Ton/semana]

Tomate cultivado:

Micaela

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera, cuarta y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana.

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 3 personas por 4 horas

Recolección de tomates clasificados:

Cajas de madera de 15 [kg] de fruto

Capacidad de post cosecha:

30 cajas por hora (450 [kg/h])

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

Que la máquina no bote bruscamente al tomate

La máquina no dañe el producto.

La máquina tenga una capacidad de 1 [Ton/h]

El precio de la máquina debe ser acorde a los beneficios que ofrece.

3.2.6 Trabajo de campo #6

Nombre del entrevistado: Ing. Patricio Pantoja

Nombre de la finca: Tanda

Ubicación: Tanda, Imbabura

Teléfono: 0984951837

Email: -----

Producción de tomate:

6 [Ton/semana]

Tomate cultivado:

Pietro

Tipos de clasificación del tomate:

Se clasifica por tamaño: primera, segunda, tercera y bola.

Clasificación del tomate actual:

Manual.

Frecuencia de clasificación del tomate:

2 veces a la semana (martes y jueves)

Tiempo y personal invertido en clasificar el tomate:

Se trabaja con 5 personas por 4 horas

Recolección de tomates clasificados:

Cajas de madera de 20 [kg] de fruto

Capacidad de post cosecha:

20 gavetas por hora (400 [kg/h])

Voz del usuario con respecto a la máquina propuesta:

El tamaño de la máquina no debe ser grande para que el transporte de la misma no sea complicado en campo.

No debe maltratar la fruta al rato de amontonar para la selección.



Figura 3.7 Clasificación manual por tamaño del tomate en Tanda

Fuente: Investigación de campo

3.3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ESTUDIO DE CAMPO.

De acuerdo a la información proporcionada por los productores de tomate se analizará cada una de las preguntas planteadas:

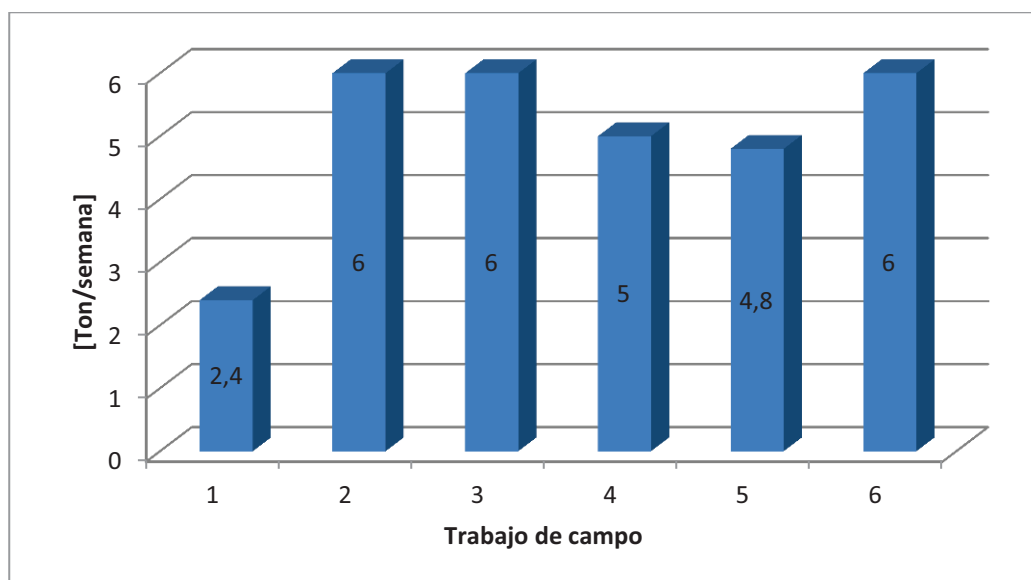


Figura 3.8 Producción de tomate [Ton/semana]

De la pregunta 1 y analizando la **Figura 3.8** se tiene un promedio de 5 toneladas por semana. De esta pregunta se puede sacar la capacidad mínima que debe tener la máquina para cumplir la producción semanal.

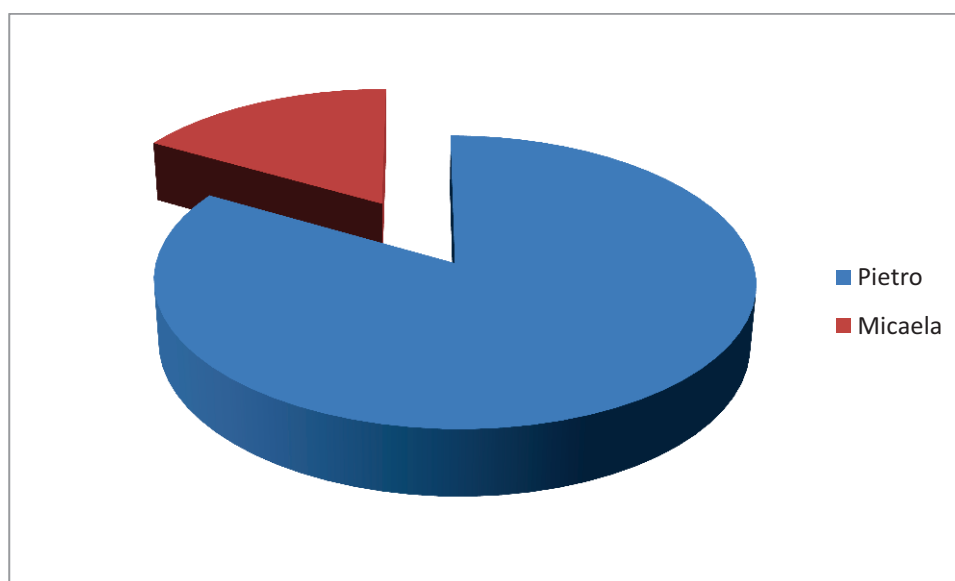


Figura 3.9 Tipo de tomate que se cultiva en los lugares visitados

De la pregunta 2 y de la **Figura 3.9**, se puede sacar de conclusión que el tipo de tomate que más se cultiva en las áreas encuestadas es el Pietro, con esta pregunta podremos determinar la masa y las dimensiones promedio de tomate que la máquina clasificará.

De la pregunta 3, en todos los lugares que se realizó la encuesta, se observó que la clasificación del tomate se lo realiza de manera manual. Además se observó una máquina clasificadora en el trabajo de campo #5, pero esta máquina está en desuso debido a que maltrataba mucho a los tomates. Todos los encuestados optan por adquirir una máquina clasificadora de tomates para aumentar la producción y optimizar recursos.

De la pregunta 4, se saca de conclusión que la clasificación del tomate se lo realiza por tamaño, en 4 grupos de tomates (primera, segunda, tercera y bola). Como dato adicional nos indicaron que primera y tercera se venden a los mercados y mayoristas y los tomates de segunda se venden a los supermercados; lo correspondiente a bola y extra (los más grandes) se desechan o sirven para alimentar del ganado. Esta pregunta nos ayudara a definir en cuantos tipos de tomates la máquina clasificará.

De la pregunta 5, se saca de conclusión de que el proceso de clasificación de tomate se lo realiza dos veces por semana, los días martes y jueves. Con ayuda de esta pregunta se puede calcular la capacidad que tendrá la máquina clasificadora.

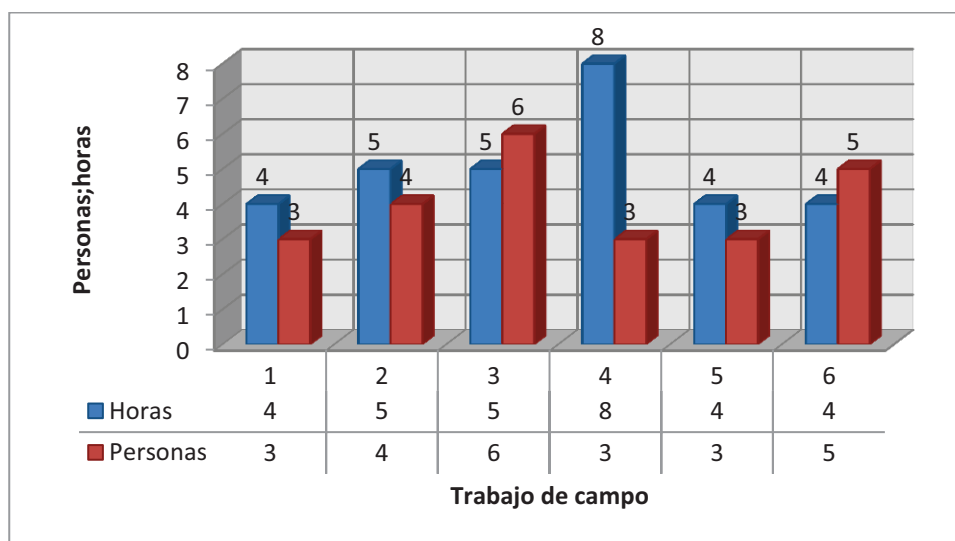


Figura 3.10 Personal y tiempo invertido diariamente en la clasificación del tomate.

De la pregunta 6 y 7 se obtiene las siguientes conclusiones, que el personal dedicado a la clasificación del tomate en promedio es de 5 personas en un tiempo promedio de 6 horas diarias, con estos resultados es necesario optimizar el proceso de post cosecha con la utilización de una máquina clasificadora que realice el mismo trabajo en menos tiempo.

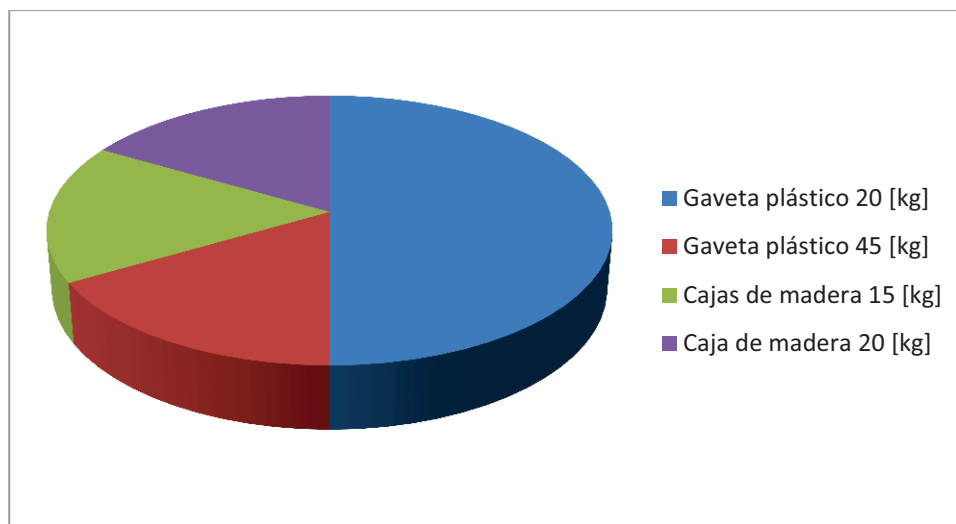


Figura 3.11 Utilización de los diferentes tipos de recolección del producto clasificado

De la pregunta 8, se obtiene la **Figura 3.11** en donde se indica que mayormente los productores utilizan la gaveta de plástico de 20 [kg] de producto para la recolección del tomate ya clasificado, éste dato nos da un indicio de la altura que va a tener la máquina a diseñar y los espacio que se deben prever para colocar las gavetas de recolección del producto clasificado.

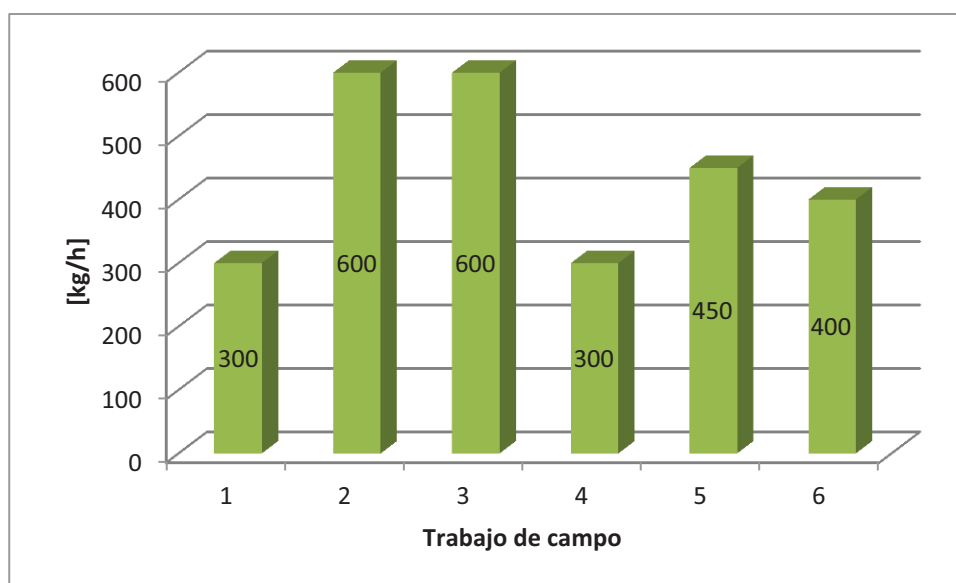


Figura 3.12 Producción de clasificación de tomate por hora

Utilizando la información recogida, se puede sacar un promedio de la capacidad de post cosecha por hora, en promedio es de 397 [kg/h].

3.4 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

3.4.1 RESTRICCIONES DEL PROTOTIPO

Las restricciones que se encuentran para el diseño de la máquina clasificadora de tomate, se enlista a continuación de acuerdo a las solicitudes y deseos comunes de los productores de tomate tomadas de la pregunta 9 de la encuesta realizada:

- Liviana.
- Fácil manejo.
- Tiempo de clasificación corto.
- Manejo del producto.
- Capacidad.
- Mantenimiento.

3.4.2 LIMITACIONES DE DISEÑO

Con las anteriores características obtenemos los criterios que permiten identificar las especificaciones y parámetros de diseño.

3.4.2.1 Material a utilizarse en la fabricación de la máquina

Debido a las condiciones sanitarias que requiere el proceso de clasificación del tomate, se utilizará acero inoxidable en los elementos que se encuentren en contacto directo con la materia prima y la cubierta de la máquina, además para no maltratar el producto también se tomará en cuenta la utilización de PVC para el diseño. La estructura soportante se realizará con acero estructural A36.

3.4.2.2 Materia prima a clasificar

La materia prima utilizada por la máquina para clasificar es el tomate maduro en buen estado de diferentes tamaños.

3.4.2.3 Facilidad de operación

La operación de la máquina a diseñarse no debe presentar complejidad en el momento del uso. La alimentación será manual, la clasificación será mecánica automática de acuerdo al tamaño de la materia prima, el desalojo del fruto clasificado será en gavetas.

3.4.2.4 Tiempo de proceso de clasificación

El tiempo de operación se empleará en colocar la materia prima en la bandeja de distribución que llevará la materia prima hacia una banda transportadora que cuenta con un sistema de clasificación por tamaño y después a sus respectivas gavetas.

3.4.2.5 Costo

El costo final de la máquina debe ser asequible para los pequeños productores de tomate. El costo debe cubrir los gastos que implican materiales y elementos empleados en el diseño, mano de obra y horas de diseño.

3.4.2.6 Mantenimiento

El cambio o mantenimiento de cualquier elemento que compone la máquina deberá ser de fácil accesibilidad para el operario de la máquina. De esto depende la optimización del equipo, ahorro económico, utilización de personal no especializado y sobre todo la durabilidad, ya que la máquina va a estar ubicada en el campo donde no existe un rápido acceso de repuestos y personal técnico.

3.4.2.7 Tipo de fuente de energía

La máquina debe adaptarse a la fuente de energía eléctrica que se encuentra disponible en los campos de cultivos de tomates. No se puede utilizar motores de combustión interna debido a que es difícil almacenar y encontrar el combustible cerca de estos lugares.

3.5 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

La máquina será diseñada en base a los requerimientos establecidos en las encuestas y entrevistas, de acuerdo a los estudios realizados se tienen las siguientes especificaciones técnicas:

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas de la máquina clasificadora de tomates

EPN	PRODUCTO		FECHA INICIAL:	11/10/2012
	Máquina clasificadora de tomate de acuerdo al tamaño		ÚLTIMA REVISIÓN:	13/06/2013
			PÁGINA:	1 de 1
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	11/10/2012	C	R	Máquina que clasifica en 4 diferentes tamaños de tomate (primera, segunda, tercera y bola)
	28/05/2013	C	R	Carga 507 tomates en la tolva de distribución cada 5 minutos.
Dimensiones	13/06/2013	C	R	1744 x 1764 x 1238 [mm]
Capacidad	11/10/2012	D	R	Clasifica 700 [kg/h]
Peso máximo	11/10/2012	C	R	180 [kg]
Materiales	30/10/2012	N	R	Materiales apropiados para manejo de alimentos disponibles en el mercado nacional.

Sistema de operación	11/10/2012	D	R	Mecánica (Semiautomática)
Energía	30/10/2012	D	D	Eléctrica (AC 60 Hz)

Propone: D= Diseñador; N= Norma; C= Cliente

R/D: R= Requerimiento, D= Deseo, MR= Modificación requerimiento

Fuente: Investigación de campo.

CAPÍTULO IV

FACTIBILIDAD.

4.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.

Se tomará en cuenta cuatro alternativas para tener una mejor visión de lo que se pretende desarrollar, con el fin de realizar el de la mejor alternativa.

4.1.1 Alternativa 1: SELECCIONADOR DE TOMATES CON REDES NEURONALES.

4.1.1.1 Descripción:

La máquina cuenta con un sistema de alimentación automática que dispone de una banda transportadora con paletas capaz de alinear a los tomates para el siguiente proceso. El siguiente proceso involucra una segunda banda transportadora con ranuras donde se depositan los tomates y son transportados hacia un escáner que es controlado por un ordenador con software programado. La etapa final consiste en llevar a los tomates por la misma banda transportadora hacia un mecanismo hidráulico que empuja a los tomates a los diferentes compartimientos de selección. La estructura está fabricada de acero negro. En la **Figura 4.1** se indica la máquina con redes neuronales en funcionamiento.

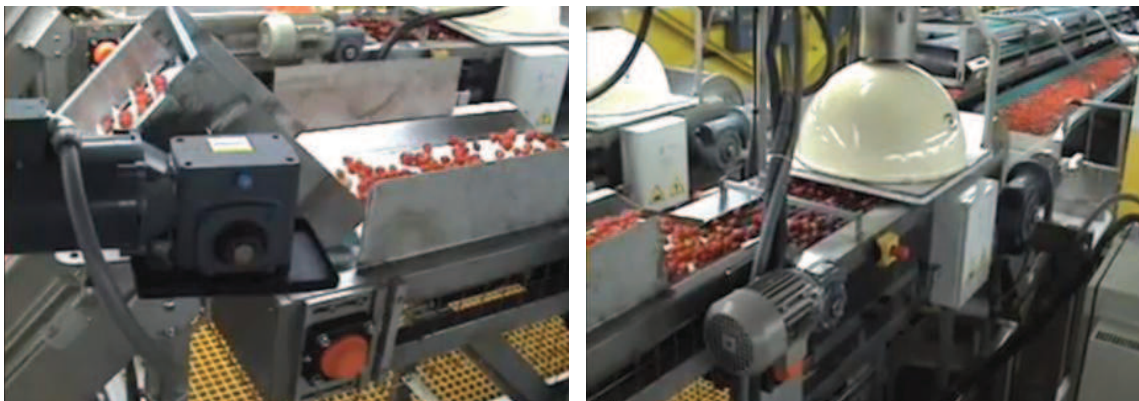


Figura 4.1 Clasificadora de tomate a nivel industrial con redes neuronales.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=Ti7hPY1od-c>

4.1.1.2 Ventajas:

Las ventajas que presenta esta máquina son: tiene una capacidad para clasificar grandes cantidades de tomate (13.5 [Ton/h]), la alimentación es continua, clasifica el tomate por color y tamaño, dispone de tramos motrices con variador de velocidades y dispone de un ordenador para programar el software.

4.1.1.3 Desventajas:

Las desventajas de la máquina son: costos de fabricación elevados, el diseño es complejo que involucra conocimientos de electrónica avanzada, varios elementos son de difícil adquisición en el mercado nacional, el usuario debe ser capacitado para operar el ordenador de la máquina, el mantenimiento se realiza por personal especializado, la máquina tiene dimensiones excesivas. Esta máquina es diseñada para producciones grandes de tomate.

4.1.2 Alternativa 2: clasificadora de tomate por tambor giratorio.

4.1.2.1 Descripción:

En la **Figura 4.2** se muestra una clasificadora de tomate con tambor giratorio. El sistema de alimentación es mediante una tolva en donde es colocado el producto a clasificar. La materia prima cae por gravedad hacia un tambor giratorio.



Figura 4.2 Clasificadora de tomate por tambor giratorio.

Fuente: http://www.hortimat.com/sp/Vegetable/tomato_grading_machines/Greefa/A2_grader.2167.php

En la periferia del tambor giratorio existen 6 ranuras cuya altura puede ser regulada de acuerdo a los diferentes tamaños de tomate. Al girar el tambor envía los tomates a las diferentes ranuras que llevan a unas bandejas en donde se deposita el tomate y es empacado manualmente.

4.1.2.2 Ventajas:

Como ventajas esta máquina tiene: fácil operación del equipo, ocupa un espacio reducido, elementos y materiales disponibles en el mercado, simplicidad de tecnología, sistema de graduación manual de las ranuras de clasificación, la máquina se puede transportar a diferentes lugares, bajo costo de fabricación, fácil mantenimiento.

4.1.2.3 Desventajas:

La máquina tiene como desventajas: capacidad baja de clasificación, la alimentación no es continua, puede existir atascamiento entre el tambor giratorio y las ranuras de clasificación por la materia prima, el material con que es diseñado no es adecuado para manejar alimentos.

4.1.3 Alternativa 3: CLASIFICADORA DE TOMATE DE ACUERDO A LA MASA.

4.1.3.1 Descripción:

En la **Figura 4.3** se indica una máquina que clasifica el tomate de acuerdo a la masa, el funcionamiento consta con una fase inicial de almacenamiento donde el operador deposita los tomates sin clasificar, posteriormente un mecanismo se encarga de tomar los tomates de la fase inicial y dejarlos en una disposición de tal manera que puedan pasar a las balanzas. Las balanzas se encuentran calibradas de acuerdo a la clasificación requerida permitiendo que se active un dispositivo que arrojan los tomates lateralmente hacia las bandejas respectivas.



Figura 4.3 Clasificadora de tomate por peso.

Fuente: <http://www.invernaderosinteligentes.com/equipos10.htm>

4.1.3.2 Ventajas:

Las ventajas son: dispone de alimentación continua, precisión en el clasificado de acuerdo a la masa, la máquina es de fácil operación, existe un mínimo maltrato al tomate.

4.1.3.3 Desventajas:

Esta máquina presenta las siguientes desventajas, es sensible y puede existir descalibración de las balanzas, no es recomendado el uso de esta máquina en campo abierto por la vulnerabilidad de sus componentes de medición, el costo de fabricación es elevado, la calibración de la máquina se lo realiza en lugares especializados.

4.1.4 Alternativa 4: CLASIFICADORA DE TOMATE MECÁNICA CON RODILLOS.

4.1.4.1 Descripción:

La máquina clasificadora mecánica que se muestra en la **Figura 4.4** dispone de una banda transportadora de rodillos de PVC, las cuales al recorrer la trayectoria de la máquina se van separando de acuerdo de los diferentes tamaños de tomate requeridos, ésta separación permite que caigan los tomates a otras bandas transportadoras que trasladan la materia prima clasificada a sus respectivas

gavetas. Los sistemas de ajuste que maneja esta unidad, permiten ajustar con precisión los tamaños de los diferentes productos que pasan por ella.



Figura 4.4 Clasificadora de tomate mecánica por rodillos.

Fuente: <http://www.cebollas-papas.com/manipular/manipular-equipos/manipular-equipos-clasificadoras/manipular-equipos-clasificadoras-rodillos.php>

4.1.4.2 Ventajas:

Las ventajas que presenta esta máquina son: facilidad de operación del equipo, alimentación continua, ocupa un espacio reducido, los elementos y materiales necesarios para la construcción se puede encontrar en el mercado nacional, fácil mantenimiento y limpieza de los componentes, permite el uso de esta máquina en el lugar de cosecha, suave manejo del producto.

4.1.4.3 Desventajas:

Presenta como desventajas las siguientes: inconveniente en cambio de los tamaños del producto a clasificar como de los rodillos, contiene numerosos elementos mecánicos para su construcción, el montaje es complejo ya que requiere de sistemas adicionales para la entrada y desalojo del tomate.

4.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.

Para seleccionar la alternativa adecuada que cumpla con los objetivos planteados anteriormente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados.

Este método se basa en tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asigna los valores siguientes:

- 1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas
- 0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.
- 0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.⁴²

Para el diseño de la máquina clasificadora de tomate se ha tomado las 4 alternativas antes mencionadas que se presentan en la **Tabla 4.1**.

Tabla 4.1 Alternativas para el diseño.

ALTERNATIVA	MÁQUINA
A	Clasificadora de tomates con redes neuronales.
B	Clasificadora de tomates con tambor giratorio.
C	Clasificadora de tomates de acuerdo a la masa.
D	Clasificadora de tomates mecánica con rodillos.

Fuente: Investigación de campo.

⁴² RIBA (2002); “Diseño concurrente”, Pág.: 59-60.

4.2.1 CRITERIOS DE VALORACIÓN.

Varios criterios se han obtenido del estudio de campo realizado a los agricultores de tomate. Los criterios de valoración que se consideraron más determinantes son: tiempo de proceso de clasificación, costos, facilidad de operación, bajo peso, la seguridad en el funcionamiento y facilidad en el mantenimiento.

4.2.1.1 Tiempo de proceso de clasificación.

La máquina debe tener una rapidez en clasificar que se adapte a la cosecha de tomate para evitar el retraso en la producción. Una mayor valoración indica que el equipo ocupa menos tiempo en el proceso de clasificación.

4.2.1.2 Costo.

Se requiere una máquina asequible a la economía de los pequeños agricultores. Una mayor valoración indica que el equipo tiene un menor costo en general.

4.2.1.3 Facilidad de operación.

La máquina no debe presentar complejidad al momento de usarla. Una mayor valoración indica que el equipo posee mayor facilidad de operación.

4.2.1.4 Bajo peso.

La máquina debe ser liviana para poder transportarla fácilmente al lugar de cosecha del tomate. Una mayor valoración indica que el equipo tiene menor peso.

4.2.1.5 Seguridad.

El equipo a diseñar debe ser seguro para evitar cualquier tipo de accidente. Una mayor valoración indica que el equipo es más seguro.

4.2.1.6 Facilidad de mantenimiento.

Dependerá de las características físicas del diseño, los elementos empleados y del material del cual esté fabricado. Una mayor valoración indica que el equipo posee una mayor facilidad de mantenimiento.

En la **Tabla 4.2** se muestra la ponderación de criterios de valoración anteriormente citados para conocer cual son las más prioritarias.

Tabla 4.2 Ponderación de criterios de valoración.

CRITERIOS	TIEMPO DE PROCESO DE CLASIFICACIÓN.	COSTO	FACILIDAD DE OPERACIÓN	BAJO PESO	SEGURIDAD	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
TIEMPO DE PROCESO DE CLASIFICACIÓN	-	1	1	1	0	1	5	0.24
COSTO	0	-	0.5	1	0	1	3.5	0.17
FACILIDAD DE OPERACIÓN	0	0.5	-	1	0	0.5	3	0.14
BAJO PESO	0	0	0	-	0	0.5	1.5	0.07
SEGURIDAD	1	1	1	1	-	1	6	0.29
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	0	0	0.5	0.5	0	-	2	0.09
SUMA							21	1.00

Fuente: Investigación de campo.

De acuerdo a la **Tabla 4.2** se obtiene el siguiente resultado en donde prevalece que la seguridad es el criterio de mayor importancia de los demás ítems.

Seguridad > Tiempo de proceso de clasificación > Costo >

Facilidad de operación > Facilidad de mantenimiento > Bajo peso.

4.2.2 EVALUACION DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS

A continuación se evalúa cada una de las alternativas de clasificadoras de tomate respecto a cada uno de los criterios de valoración, estos resultados se muestran desde la **Tabla 4.3** hasta la **Tabla 4.8**. En la **Tabla 4.9** se indican las conclusiones obtenidas para sacar las características que deben ser de mayor importancia en la máquina.

Tabla 4.3 Ponderación del peso específico del criterio “Seguridad”.

SEGURIDAD	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	1	0.5	0.5	3	0.3
ALTERNATIVA B	0	-	0	0	1	0.1
ALTERNATIVA C	0.5	1	-	0.5	3	0.3
ALTERNATIVA D	0.5	1	0.5	-	3	0.3
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.4 Ponderación del peso específico del criterio “Tiempo de proceso de clasificación”.

TIEMPO DE PROCESO DE CLASIFICACIÓN	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	1	1	0	3	0.3
ALTERNATIVA B	0	-	0.5	0	1.5	0.15
ALTERNATIVA C	0	0.5	-	0	1.5	0.15

ALTERNATIVA D	1	1	1	-	4	0.4
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.5 Ponderación del peso específico del criterio "Costo".

COSTO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	0	0	1	0.1
ALTERNATIVA B	1	-	1	1	4	0.4
ALTERNATIVA C	1	0	-	0	2	0.2
ALTERNATIVA D	1	0	1	-	3	0.3
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.6 Ponderación del peso específico del criterio "Facilidad de operación".

FACILIDAD DE OPERACIÓN	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	0.5	0	1.5	0.15
ALTERNATIVA B	1	-	1	0.5	3.5	0.35
ALTERNATIVA C	0.5	0	-	0	1.5	0.15
ALTERNATIVA D	1	0.5	1	-	3.5	0.35
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.7 Ponderación del peso específico del criterio “Facilidad de mantenimiento”.

FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	0	0	1	0.1
ALTERNATIVA B	1	-	1	0.5	3.5	0.35
ALTERNATIVA C	1	0	-	0	2	0.2
ALTERNATIVA D	1	0.5	1	-	3.5	0.35
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.8 Ponderación del peso específico del criterio “Bajo peso”.

BAJO PESO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	ALTERNATIVA C	ALTERNATIVA D	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	0	0	1	0.1
ALTERNATIVA B	1	-	1	0.5	3.5	0.35
ALTERNATIVA C	1	0	-	0	2	0.2
ALTERNATIVA D	1	0.5	1	-	3.5	0.35
SUMA					10	1.00

Fuente: Propia

Tabla 4.9 Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	SEGURIDAD	TIEMPO DE PROCESO DE CLASIFICACIÓN	COSTO	FACILIDAD DE OPERACIÓN	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	BAJO PESO	TOTAL	PRIORIDAD
PONDERACIÓN	0.29	0.24	0.17	0.14	0.09	0.07	1	-
ALTERNATIVA A	0.3	0.3	0.1	0.15	0.1	0.1	0.213	III
ALTERNATIVA B	0.1	0.15	0.4	0.35	0.35	0.35	0.238	II
ALTERNATIVA C	0.3	0.15	0.2	0.15	0.2	0.2	0.210	IV
ALTERNATIVA D	0.3	0.4	0.3	0.35	0.35	0.35	0.339	I

Fuente: Propia

De acuerdo al método ordinal corregido de criterios ponderados⁴³, se llega a la conclusión de que la mejor alternativa es la D de acuerdo a los resultados de la **Tabla 4.9** con una ponderación de 0.339 con respecto a las demás. Es la mejor alternativa que se adapta a las necesidades planteadas.

De acuerdo al pre dimensionamiento de la máquina a diseñar, se tiene el primer prototipo que se ilustra en la **Figura 4.5**.

⁴³ RIBA (2002); "Diseño concurrente", Pág.: 59-60.

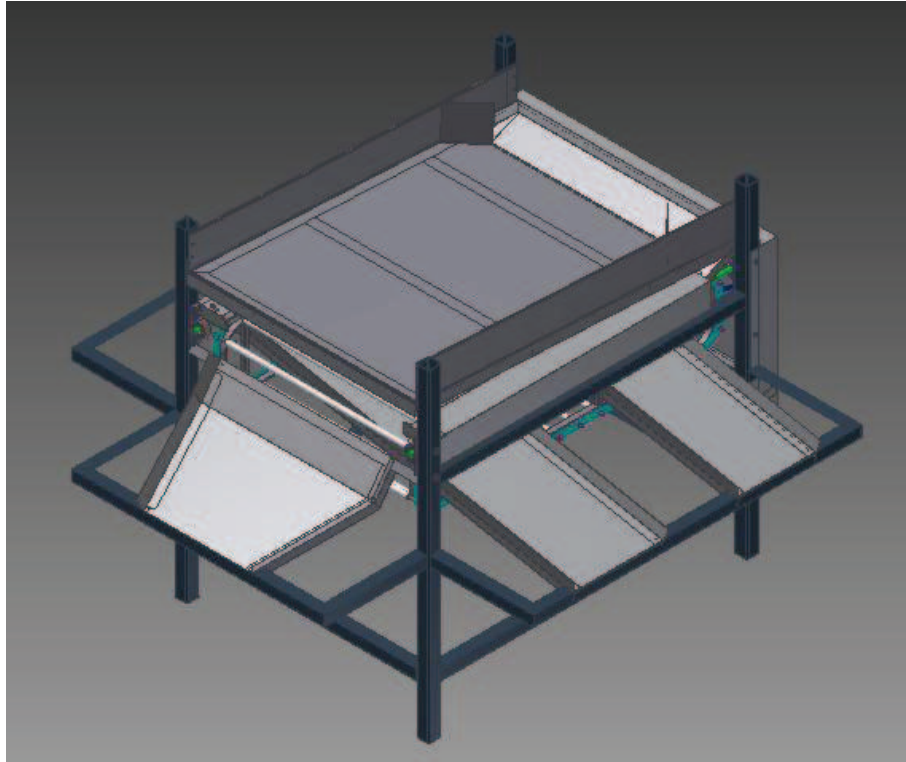


Figura 4.5 Alternativa D a ser diseñada

4.3 DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.

Como primer paso en el diseño es necesario tener una idea clara de cada elemento que va a disponer la máquina para lo cual se realiza una descripción general de los componentes de la máquina a diseñar.

4.3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA.

4.3.1.1 Estructura:

Encargado de soportar y apoyar todos los elementos de la máquina.

4.3.1.2 Tolva de alimentación:

Encargado de contener la materia prima para posteriormente canalizarlo al sistema de clasificación.

4.3.1.3 Bandejas de despacho:

Tienen la función de recibir la materia prima ya clasificado y transferirlo para su almacenamiento en las gavetas de plástico.

4.3.1.4 Motor:

Es el encargado de transformar la energía eléctrica a energía mecánica para el funcionamiento de la máquina clasificadora.

4.3.1.5 Sistema de transmisión:

Se encarga de transmitir la potencia desde el motor a los tornillos que movilizan los rodillos para la clasificación. Además reducen las revoluciones del motor a las requeridas para la clasificación.

4.3.1.6 Tornillos de potencia:

Tiene la función de separar los rodillos a la distancia requerida para la clasificación por tamaños de la materia prima.

4.3.1.7 Eslabones:

Tienen la función de mantener unidos y poder separarse los rodillos.

4.3.1.8 Anillos de seguridad:

Evitan el movimiento axial de los eslabones.

4.3.1.9 Rodillos:

Encargados de transportar el tomate y distribuirlo en las bandejas de despacho de acuerdo al tamaño de la materia prima.

4.3.1.10 Enrazadores:

Tienen la función de distribuir y retrasar el material a lo ancho de los rodillos del sistema de clasificación.

4.3.1.11 Rodamientos:

Elemento mecánico que reduce la fricción entre el tornillo de potencia y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

4.3.1.12 Chumaceras:

Tienen la función de ser el apoyo de los rodamientos.

4.3.2 MEMORIA DE CÁLCULO.

Para tener organizado cual es el camino a seguir en el diseño, se ha desglosado cada uno de los elementos que constituyen la máquina y tener una secuencia de cálculos que se indica en la **Figura 4.6**.

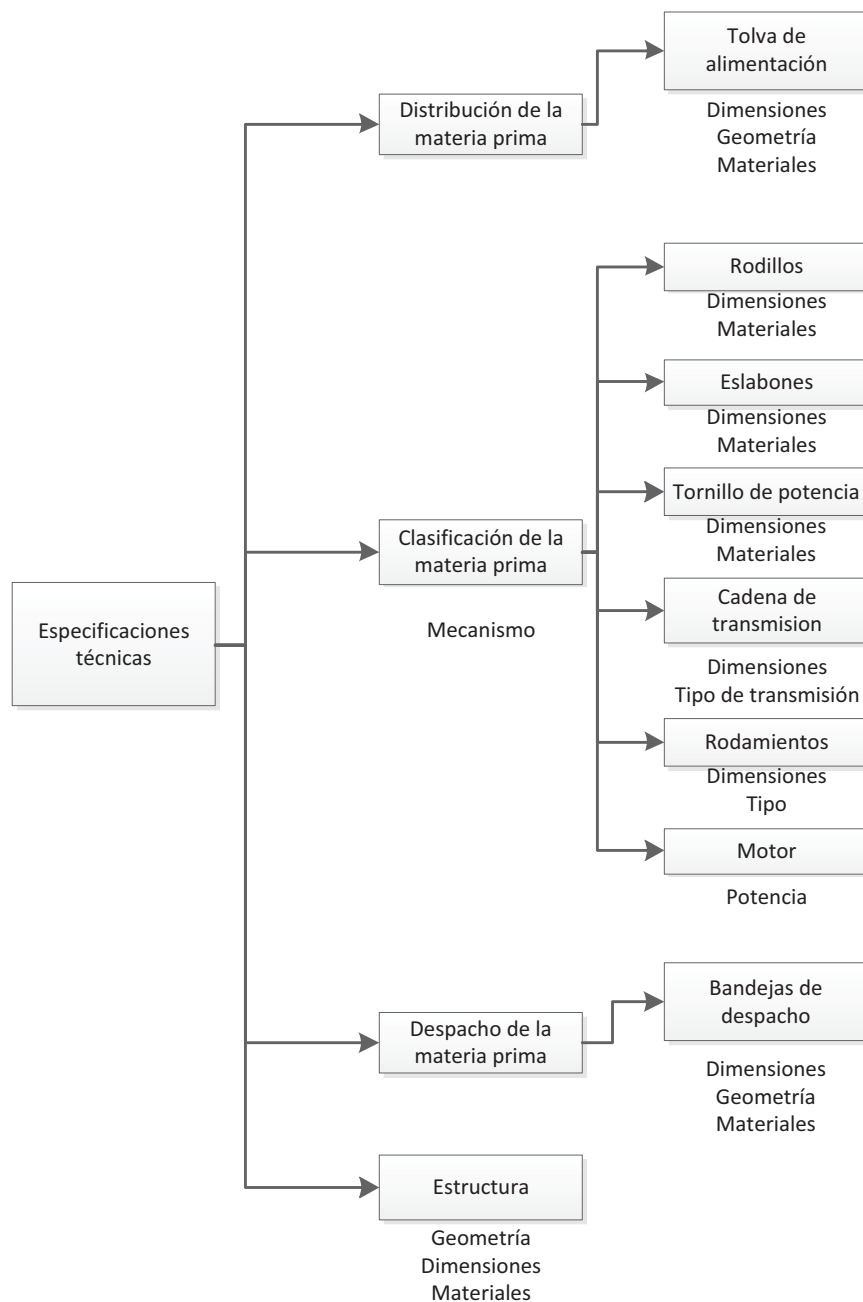


Figura 4.6 Secuencia de cálculos.

4.3.3 DISTRIBUCIÓN DE LA MATERIA PRIMA

4.3.3.1 Diseño y dimensionamiento de la capacidad de la tolva de alimentación.

De acuerdo al estudio de campo realizado y para cumplir la capacidad establecida de la máquina, se requiere de:

Cada 5 minutos se debe cargar a la tolva 61.3 [kg] de tomate para cumplir la capacidad de la máquina establecida en el objetivo, corresponde aproximadamente a 3 gavetas de 23 [kg] de capacidad de fruto. De acuerdo a cálculos previos 61.3 [kg] de tomate corresponde a 326 tomates de primera, cada uno de estos con 188 [g] de masa, 74 [mm] de diámetro mayor y 60 [mm] de altura. De acuerdo a cálculos previos 61.3 [kg] de tomate corresponde a 507 tomates de segunda, cada uno de estos con 121 [g] de masa, 64 [mm] de diámetro mayor y 52 [mm] de altura. De acuerdo a cálculos previos 61.3 [kg] de tomate corresponde a 697 tomates de tercera, cada uno de estos con 88 [g] de masa, 56 [mm] de diámetro mayor y 49 [mm] de altura.

Con los datos anteriores se procede a sacar los volúmenes que ocuparían en la tolva de alimentación cada uno de los casos anteriores para sacar el valor crítico, estos resultados se presentan en la **Tabla 4.10**.

Tabla 4.10 Volumen ocupado con los diferentes tipos de tomate

CLASE	NUMERO DE TOMATES [u]	VOLUMEN PROMEDIO c/u [$\times 10^{-4} \text{ m}^3$]	VOLUMEN TOTAL [m^3]
I	326	2.12	0.069
II	507	1.3725	0.0695
III	697	0.9195	0.064

En el caso crítico se tiene que los tomates alcanzan un volumen de 0.2087 m^3 .

En la **Figura 4.7** y **Figura 4.8** se presenta las dimensiones que debe tener la tolva de distribución para cubrir la capacidad de tomate.

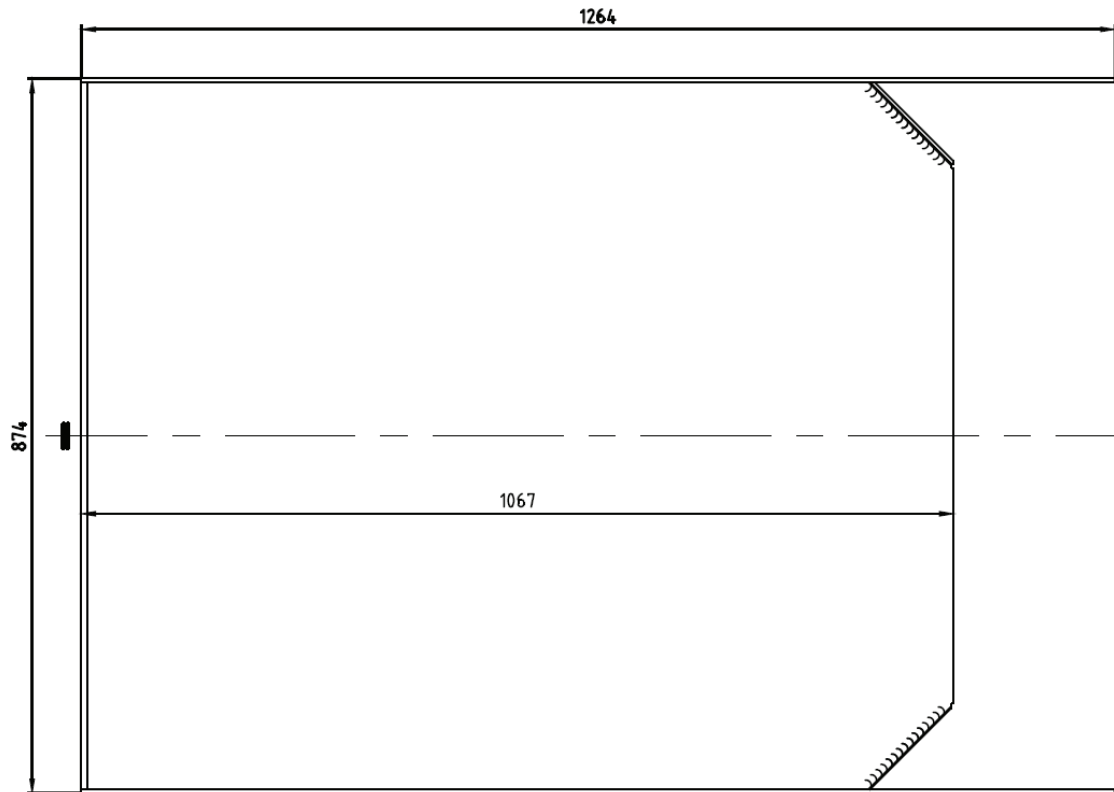


Figura 4.7 Dimensionamiento de la tolva de alimentación (Vista frontal)

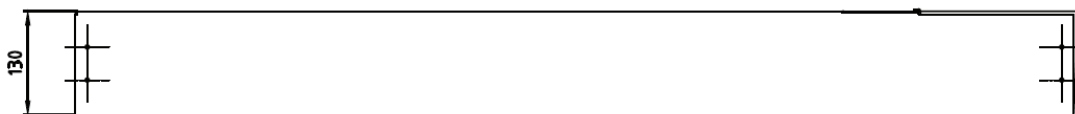


Figura 4.8 Dimensionamiento de la tolva de alimentación (Vista superior)

Con las medidas establecidas, se tiene una capacidad de:

$$V = 1.067 \times 0.874 \times 0.13 = 0.12 \text{ [m}^3\text{]}$$

La tolva de alimentación carga la cantidad establecida al inicio, e inclusive la cantidad de 122.6 [kg] cada 10 minutos.

El material utilizado son planchas de acero inoxidable AISI 304, debido a que las características que presenta este acero son las adecuadas para trabajar con alimentos y también es el más económico en su clase.

Utilizando la figura **Figura 2.2** para encontrar φ y la ecuación **(Ec. 2.11)** se calcula el espesor de la chapa metálica. Los datos son $a = 410 \text{ [mm]}$ y $b = 795 \text{ [mm]}$ que corresponden las medidas de largo y ancho de las chapas metálicas de la tolva de distribución.

$$h = \varphi \cdot a \sqrt{\frac{p}{\sigma_{adm}}} = 0.75 \times 0.41[m] \times \sqrt{\frac{600.74 [N]}{310[Mpa]}} = 0.43 [mm]$$

Comercialmente existe espesor de 1, 2, 3 y 4 [mm] de espesor de la chapa metálica. Se escoge chapa metálica de acero inoxidable de 1 [mm] de espesor.

4.3.4 SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE LA MATERIA PRIMA.

El sistema de clasificación de la materia prima consta de los siguientes elementos: dos tornillos de potencia que separan y conducen a los rodillos recubiertos con un material blando, los eslabones que unen los rodillos y los rieles que serán diseñados y dimensionados a continuación.

4.3.4.1 Dimensionamiento y diseño del rodillo:

En la **Figura 4.9** se muestran la ubicación de los rodillos dentro de la máquina clasificadora; para evitar que el rodillo de acero se encuentre en contacto directo con los tomates, se le va a colocar un recubrimiento de PVC.

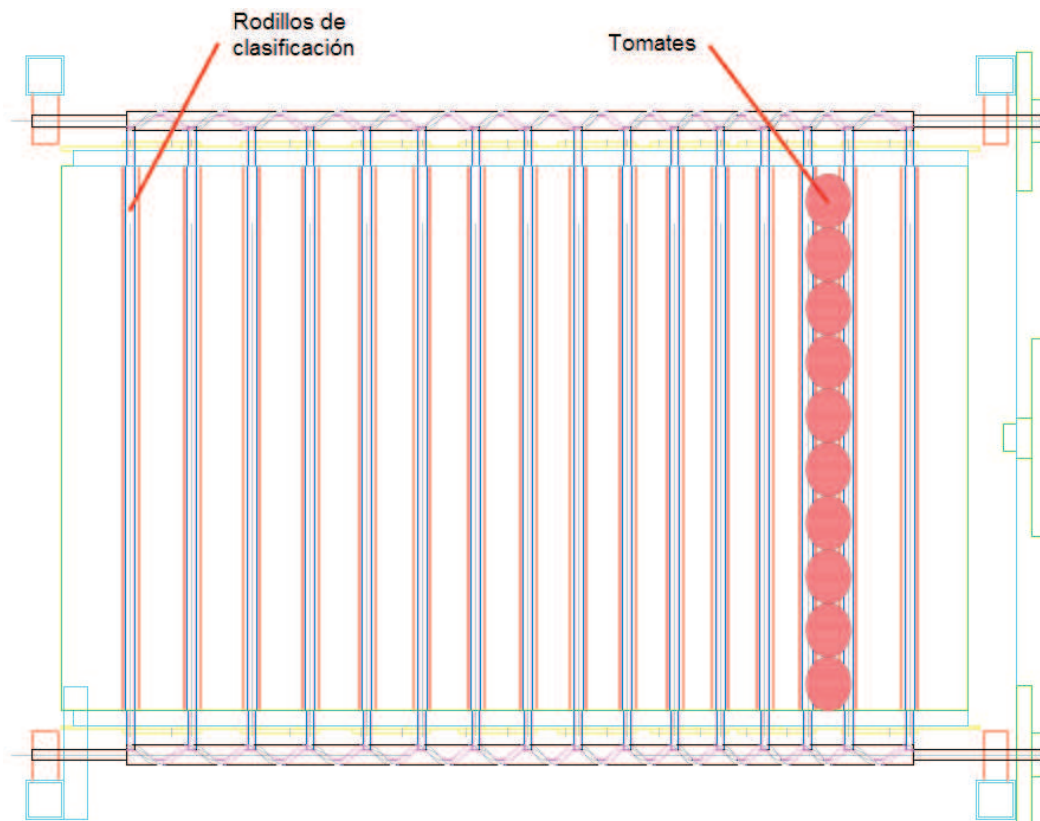


Figura 4.9 Ubicación de los rodillos en la máquina.

El rodillo consta de dos partes, de un diámetro mayor D , y de un diámetro menor para los apoyos d . La longitud total es de 800 [mm] que incluye los asentamientos de 50 [mm] a cada lado que serán moleteados para aumentar el rozamiento con los rieles. El material blando que recubren los rodillos son de tubo de PVC el cual el diámetro exterior es de 21 [mm] y de espesor de 4.25 [mm]. El material a utilizarse en el alma del rodillo es un acero de transmisión 1018 CD por ser la más económica en su clase, los radios de entalle son de 1.6 [mm], las fuerzas aplicadas en dicho eje están en Newton [N].

Normalmente para la clasificación, cada dos rodillos trasportan 10 tomates a la vez. Para el dimensionamiento del diámetro del eje del rodillo, se va a suponer un caso extremo, en donde cada rodillo va a soportar la carga de 60 tomates de una masa promedio de 0.121 [kg], que corresponde a un peso de 1.186 [N] cada tomate. Para lo cual se calcula el peso de los tomates en el espacio dispuesto para la clasificación en cada rodillo.

$$Q = \text{Peso de los 60 tomates} = 101.64 \text{ [N/m]}$$

La **Figura 4.10** nos indica el diagrama de cuerpo libre del rodillo.

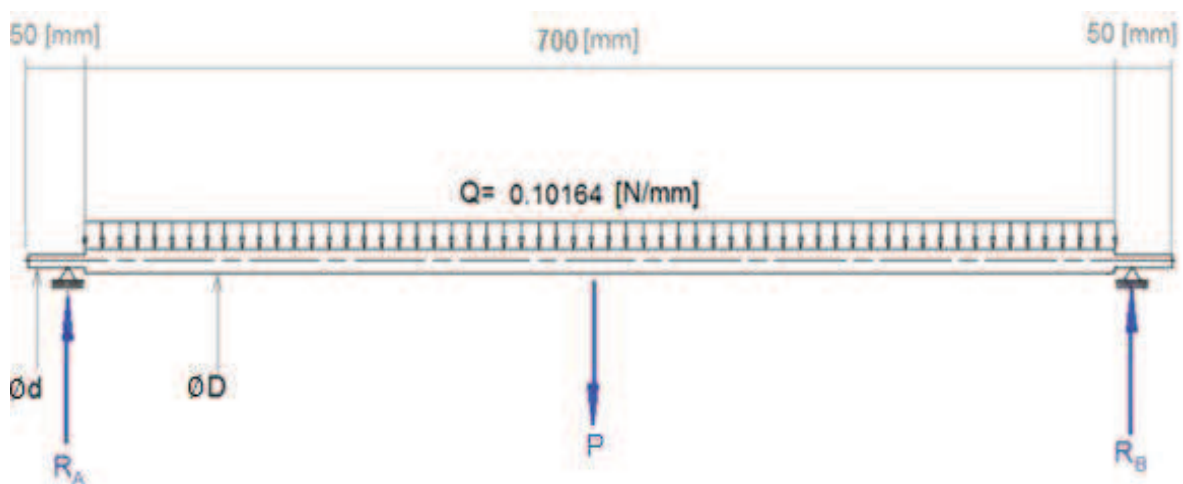


Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre del rodillo

4.3.4.1.1 Peso del rodillo total (P).

Para calcular el volumen completo del rodillo se suman los volúmenes que componen el rodillo.

$$V = V_1 + 2 V_2 = \pi(0.00625)^2 0.7 + 2(\pi(0.0045)^2 0.05) = 9.927 \times 10^{-5} [m^3]$$

La densidad del acero es $\rho = 7850 [kg/m^3]$ y con la ecuación (**Ec. 2.77**):

$$m = \rho V = 7850 * 9.927 \times 10^{-5} = 0.7793 [kg]$$

El volumen del recubrimiento de PVC.

$$V = \pi(0.0105^2 - 0.0065^2)0.7 = 1.495 \times 10^{-4} [m^3]$$

La densidad del PVC es $\rho = 1450 [kg/m^3]$ y con la ecuación (**Ec. 2.77**):

$$m = \rho V = 1450 * 1.495 \times 10^{-4} = 0.217 [kg]$$

El peso del rodillo es

$$P = (0.7793 + 0.217)9.8 = 9.66 [N]$$

El peso distribuido es

$$P = 0.012 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

4.3.4.1.2 Cálculo de las reacciones.

En la **Figura 4.11** se indica el diagrama de esfuerzo cortante que se obtiene del rodillo en el caso extremo estudiado.

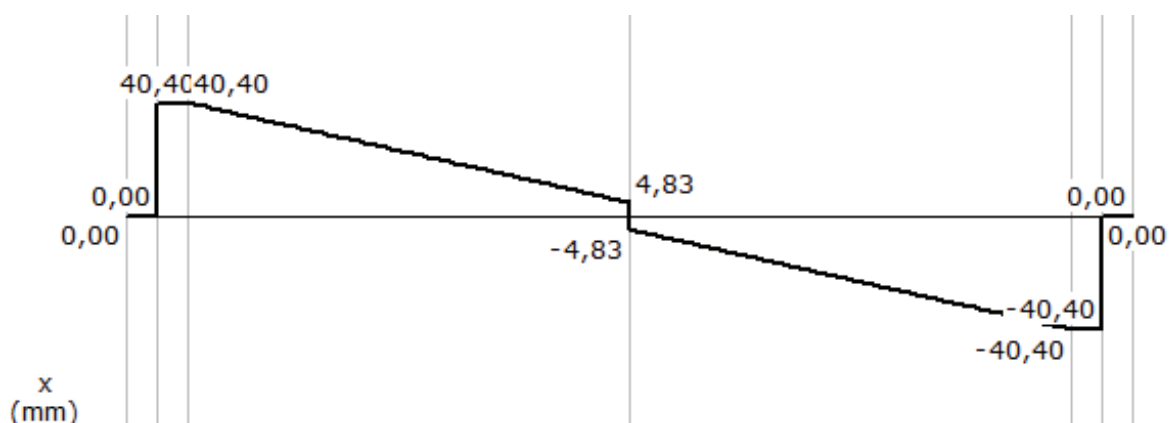


Figura 4.11 Diagrama de la fuerza cortante del rodillo [N]

$$R_A = 40.4 [N]$$

$$R_B = 40.4 [N]$$

En la **Figura 4.12** se indica el diagrama de momento flector que se obtiene del rodillo. El momento máximo es de $8.93 [Nm]$, con el cual la sección y punto crítico se encuentra en el centro del rodillo por momentos de flexión máximo.

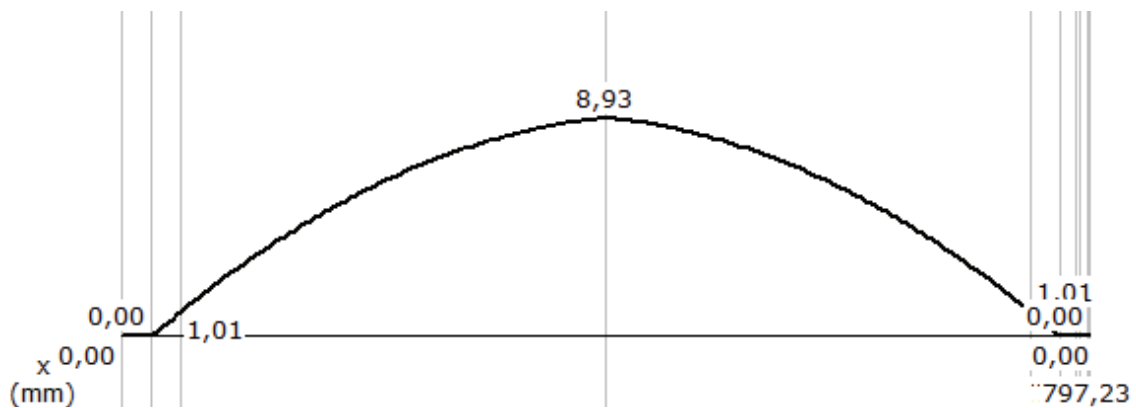


Figura 4.12 Diagrama de momento flector del rodillo [Nm]

Para calcular el caso crítico, se ha realizado el cálculo también con el peso distribuido, los diagramas de momento flector y de fuerza cortante, el punto crítico es algo menor que el caso analizado, por tal motivo se utilizamos los diagramas encontrados anteriormente.

Se determina los esfuerzos en el punto crítico

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 8.93}{\pi 0.0125^3} = 46.57 [MPa]$$

Se determina la resistencia en la sección crítica:

En el **Anexo 1.1** se especifica que la resistencia mínima es:

$$S_{ut} = 440 [MPa] (64 [kpsi])$$

De la ecuación (**Ec. 2.17**)

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 440 = 220 [MPa]$$

De la ecuación (**Ec. 2.13**) y con los valores de $a = 4.51$ y $b = -0.265$ de la **Tabla 2.1** se tiene:

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51 * 440^{-0.265} = 0.8988$$

De la ecuación (**Ec. 2.14**) y suponiendo un diámetro de 12.5[mm]

$$k_b = 1.24 d^{-0.107} = 1.24(12.5)^{-0.107} = 0.946$$

De la ecuación (**Ec. 2.16**) para carga a flexión

$$k_c = 1$$

De la **Tabla 2.2** y para la temperatura ambiente donde va a trabajar la máquina

$$k_d = 1$$

Se supone una confiabilidad del 50%. De la **Tabla 2.3**

$$k_e = 1$$

No existe concentrador de tensión.

$$k_f = 1$$

De la ecuación (**Ec. 2.12**)

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f = 220(0.898 \times 0.946 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1) = 152.13[MPa]$$

Una relación típica para el soporte en un hombro es de

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1.6}{20} = 0.08$$

De la Figura del **Anexo 1.2** se tiene el factor de concentrador de esfuerzos

$$K_t \approx 1.7$$

De la ecuación (**Ec. 2.22**)

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})64 + 0.150874(10^{-4})64^2 - 0.266978(10^{-7})64^3$$

$$\sqrt{a} = 0.10361[\sqrt{in}] = 0.522177[\sqrt{mm}]$$

De la ecuación **(Ec. 2.21)**

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.522177}{\sqrt{1.6}}} = 0.7078$$

De la ecuación **(Ec. 2.20)**

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.7078(1.7 - 1) = 1.4954$$

En este caso $T_m = M_m = T_a = 0$, en consecuencia $\sigma_m = \tau_a = \tau_m = 0$

De la ecuación **(Ec. 2.23)**

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} = 1.4954 \frac{32 \times 8.93}{\pi (0.0125)^3} = 69.64 \text{ [Mpa]}$$

De la ecuación **(Ec. 2.25)**

$$\sigma_a' = \sigma_a$$

De la ecuación **(Ec. 2.27)**

$$n = \frac{S_e}{\sigma_a'} = \frac{152.13}{69.64} = 2.18$$

Se concluye que el eje con el diámetro elegido no fallará. Entonces los diámetros son:

$$d = 9 \text{ [mm]}$$

$$D = 12.5 \text{ [mm]}$$

De acuerdo a los diámetros asumidos en la **Figura 4.13** se indica una representación del rodillo de clasificación con el recubrimiento de PVC. Para que exista un mayor rozamiento entre las zonas de contacto rodillo-riel, estas zonas serán moleteadas.

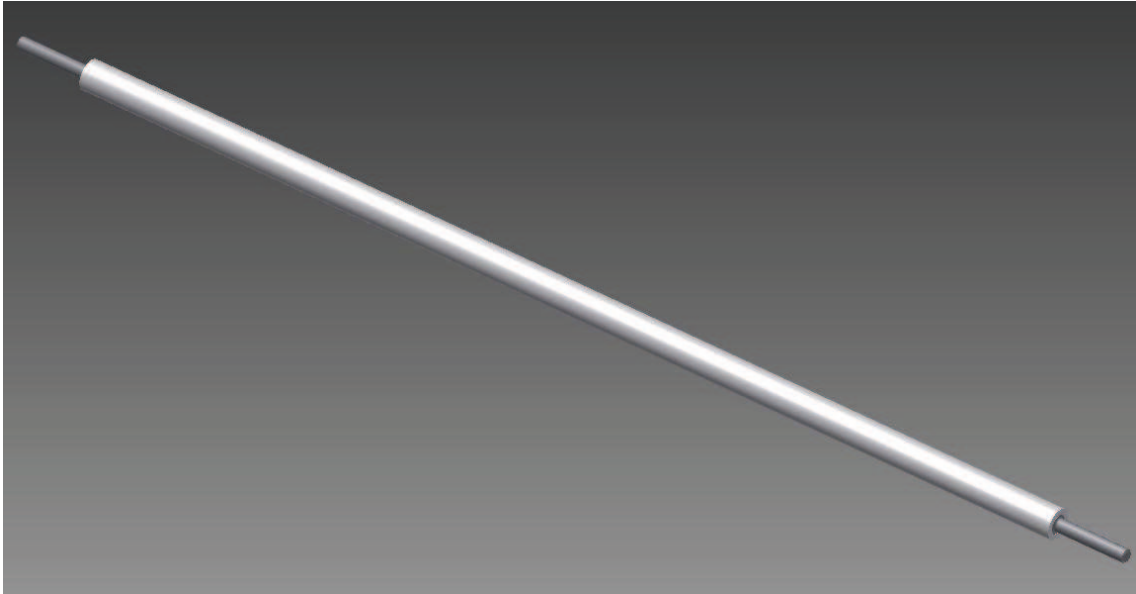


Figura 4.13 Rodillo con alma de acero y recubrimiento de PVC.

4.3.4.1.3 Deflexión del rodillo.

El módulo de rigidez del acero utilizado para la fabricación del rodillo es $E = 199.948 \text{ [GPa]}$. La inercia para el rodillo de acuerdo al **Anexo 1.3** es de:

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4 = \frac{1}{4} \pi (0.0065)^4 = 1.40198 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$

Para calcular la deflexión, se utiliza la ecuación del **Anexo 1.4**

$$y_{max} = -\frac{5wl^4}{384EI} = -\frac{5(101.64)(0.7)^4}{384(199.948 \times 10^9)(1.40198 \times 10^{-9})} = -1.1335 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\frac{L}{360} = \frac{0.75}{360} = 2.08 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

La deflexión del rodillo es menor al valor permisible por lo cual el rodillo no fallará por deflexión.

4.3.4.1.4 Rodadura del rodillo.

El rodillo va a estar montado sobre unas guías de acero. El $\mu_r = 0.01 \text{ [mm]}$ y $\mu = 0.18$ de acuerdo a las **Tabla 2.4** y **Tabla 2.5** respectivamente. Para verificar que el rodillo va a rodar sobre su propio eje al trasladarse, se utiliza la (**Ec. 2.32**)

$$\frac{\mu_r}{r} \leq \mu$$

$$\frac{0.01}{5} \leq 0.18$$

$$0.002 \leq 0.18$$

Al cumplir la condición se asegura que el rodillo va a rotar sobre su propio eje.

4.3.4.1.5 Fuerza necesaria para empujar cada rodillo.

En la **Figura 4.14** se representa el diagrama de cuerpo libre de la sección transversal del rodillo en el punto que se encuentra en contacto con los rieles en donde se desplazan los rodillos.

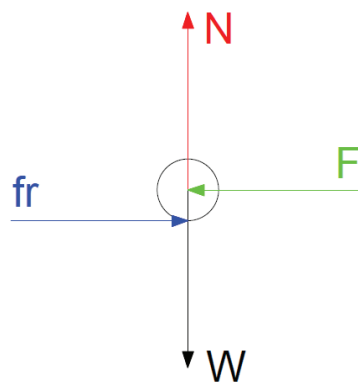


Figura 4.14 DCL transversal del rodillo

Donde W es igual al peso del rodillo más la carga de tomate que soporta cada rodillo. Cada rodillo lleva aproximadamente 10 tomates de segunda.

$$W = 9.66 + 10 * 0.121 * 9.8 = 21.518 \text{ [N]}$$

Realizando sumatoria de fuerzas $N = W$

$$F = \frac{\mu_r N}{r} = \frac{0.1 \times 21.518}{4.5} = 0.478 \text{ [N]}$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.30**)

$$F \geq 0.478 \text{ [N]}$$

4.3.4.2 Dimensionamiento y diseño de los eslabones.

Para que sea posible la separación variable entre rodillos, se colocan eslabones entre los rodillos. Para el diseño del eslabón se elige el material de acero A36 de espesor de 3 [mm] con las medidas que se indican en la **Figura 4.15** por facilidad de construcción.

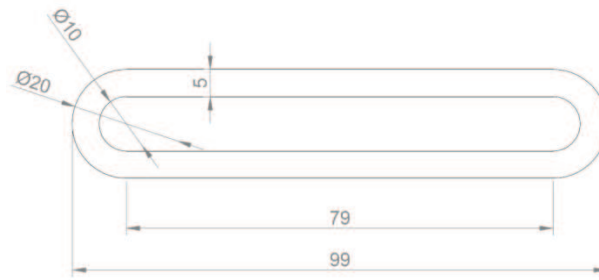


Figura 4.15 Dimensionamiento del eslabón.

Para calcular el peso de cada eslabón la densidad del acero es $\rho = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ y con la ecuación (Ec. 2.77):

$$P_{\text{eslabón}} = \rho V g = 7850 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 3.077 \times 10^{-6} [\text{m}^3] \times 9.8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 0.237 [\text{N}]$$

La carga de tensión se analiza en el eslabón más crítico el cual se encuentra al final del conjunto de rodillos clasificadores y el mismo que soporta la carga de 20 rodillos y 38 eslabones.

$$C = 20 \times 9.66 [\text{N}] + 38 \times 0.237 [\text{N}] = 202.21 [\text{N}]$$

Esta carga es soportada por los 4 eslabones que se encuentran en las esquinas de la zona de clasificación de la máquina. Se representa de color rojo el eslabón a diseñar en la Figura 4.16.

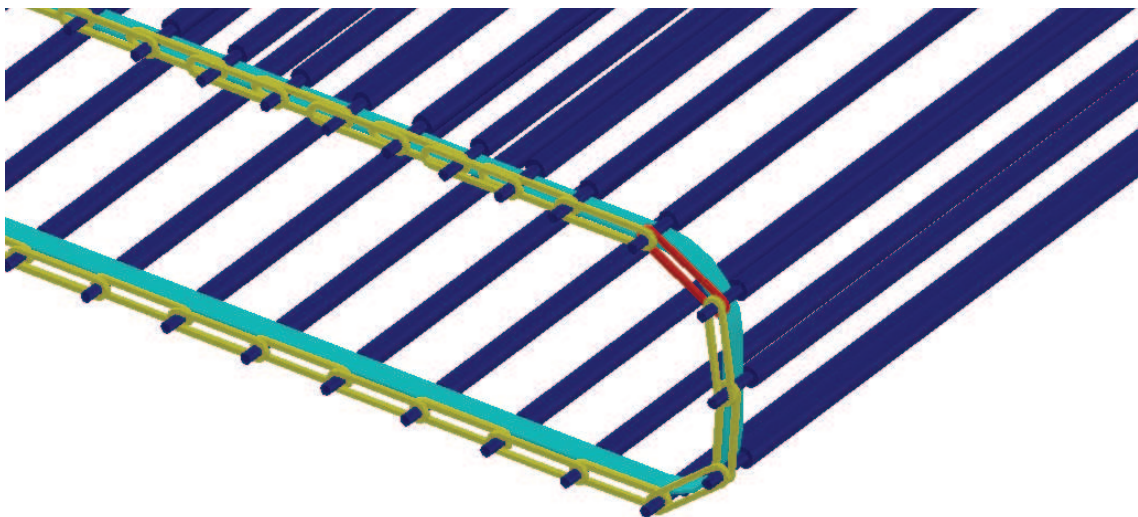


Figura 4.16 Posicionamiento de los eslabones dentro de la máquina.

$$P = \frac{C}{4} = 50.55 [\text{N}]$$

En la **Figura 4.17** se representa la carga de tracción que está sometido el eslabón en el caso crítico analizado.

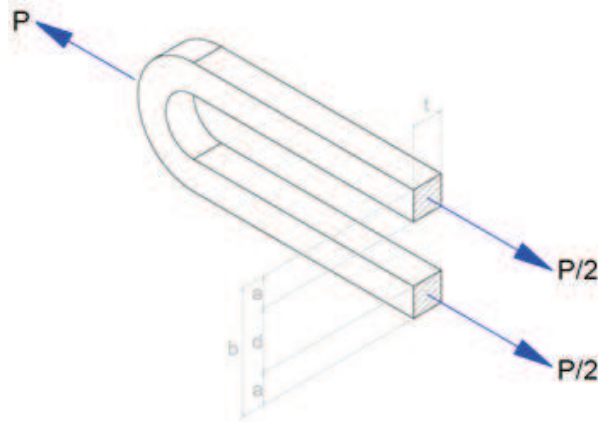


Figura 4.17 Carga sometida al eslabón

Con las dimensiones establecidas para facilidad de construcción se tiene que el área transversal es de

$$A = 0.005 \times 0.003 = 1.5 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}.$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.36**) se tiene un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{A S_y}{P} = \frac{1.5 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]} \times 250 \times 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}}{50.55 \text{ [N]}} = 74.18$$

Por el factor de seguridad alto se justifica el no realizar un análisis a fatiga del elemento. Por lo tanto la geometría no es parámetro de diseño.

Para la construcción de los eslabones se realiza en platinas de 20x3[mm]

4.3.4.3 Dimensionamiento de las guías que soportan los rodillos.

Para determinar las cargas que soporta cada guía, se utiliza el peso propio del rodillo más la carga de los tomates, para los rodillos en donde caen primero los tomates, se supone que cargan 60 tomates en el caso crítico, para lo cual la carga total es de 80.88 [N]. En los rodillos restantes el tomate se distribuye y se supone que carga 10 tomates. Toda esta carga lo va a soportar las dos guías a los extremos de los rodillos, lo cual se divide para dos. Se indica en la **Figura 4.18**.

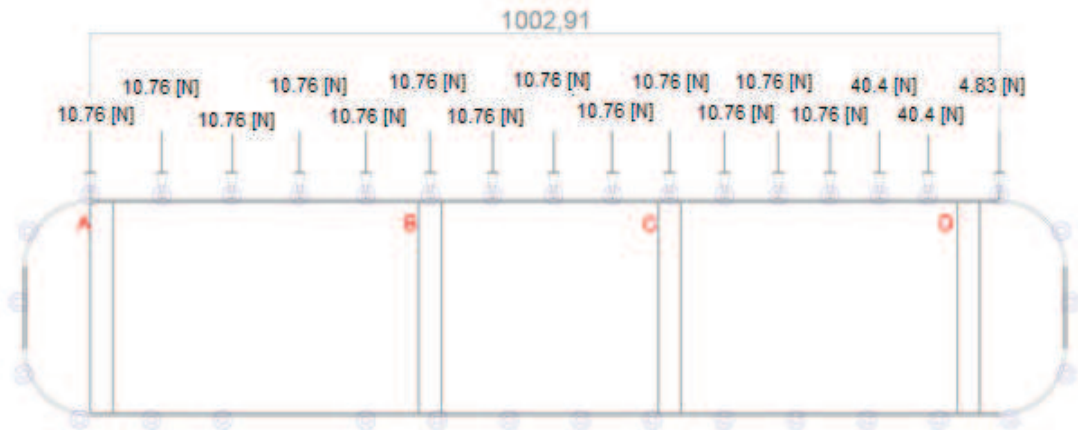


Figura 4.18 Cargas sometidas a las guías que soportan los rodillos.

Del análisis de la estructura se determina la parte crítica que corresponde a la sección del riel que carga los rodillos. Para el análisis se realiza el diagrama de cuerpo libre de las guías que soportan los rodillos que se muestra en la **Figura 4.19**.

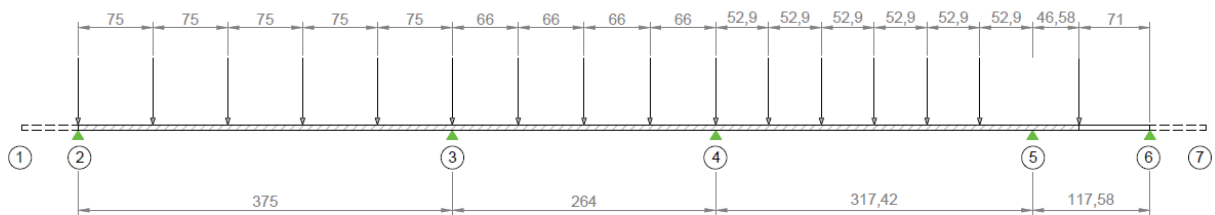


Figura 4.19 DCL de las guías que soportan los rodillos

De la ecuación (**Ec. 2.38**) para el tramo 1-2-3 y del **Anexo 1.10** para encontrar los ángulos de rotación en los apoyos.

$$\alpha_{od} = \frac{Pl^2}{5EI} = \frac{10.76 \times 0.375^2}{5EI} = \frac{0.302625}{EI}$$

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

$$0.75M_2 + 0.375M_3 = -1.81575 \quad (1)$$

De la ecuación (**Ec. 2.38**) para el tramo 2-3-4 y del **Anexo 1.10** para encontrar los ángulos de rotación en los apoyos.

$$\alpha_{oi} = \frac{Pl^2}{5EI} = \frac{10.76 \times 0.375^2}{5EI} = \frac{0.302625}{EI}$$

$$\alpha_{od} = \frac{5Pl^2}{32EI} = \frac{5 \times 10.76 \times 0.264^2}{32EI} = \frac{0.1171764}{EI}$$

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

$$0.375M_2 + 1.278M_3 + 0.264M_4 = -2.5188084 \quad (2)$$

De la ecuación (**Ec. 2.38**) para el tramo 3-4-5 y del **Anexo 1.10** para encontrar los ángulos de rotación en los apoyos.

$$\alpha_{oi} = \frac{5 Pl^2}{32 EI} = \frac{5 \times 10.76 \times 0.264^2}{32 EI} = \frac{0.1171764}{EI}$$

$$\alpha_{od} = \frac{35 Pl^2}{144 EI} = \frac{35 \times 40.4 \times 0.31742^2}{144 EI} = \frac{0.9893626}{EI}$$

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

$$0.264M_3 + 1.16284M_4 + 0.31742M_5 = -6.63923404 \quad (3)$$

De la ecuación (**Ec. 2.38**) para el tramo 4-5-6 y del **Anexo 1.10** para encontrar los ángulos de rotación en los apoyos.

$$\alpha_{oi} = \frac{35 Pl^2}{144 EI} = \frac{35 \times 40.4 \times 0.31742^2}{144 EI} = \frac{0.979566937}{EI}$$

$$\alpha_{od} = \frac{Pab}{6 l EI} (b + l) = \frac{4.83 \times 0.04658 \times 0.071}{6 \times 0.11758} (0.071 + 0.11758) = \frac{0.00426988}{EI}$$

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

$$0.31742M_4 + 0.435M_5 + 0.11758M_6 = -5.903020915 \quad (4)$$

De la ecuación (**Ec. 2.38**) para el tramo 5-6-7 y del **Anexo 1.10** para encontrar los ángulos de rotación en los apoyos.

$$\alpha_{oi} = \frac{Pab}{6 l EI} (a + l) = \frac{4.83 \times 0.04658 \times 0.071}{6 \times 0.11758EI} (0.04658 + 0.11758) = \frac{0.0037169}{EI}$$

$$L_i M_i + 2(L_i + L_d)M + L_d M_d = -6EI(\alpha_{oi} + \alpha_{od})$$

$$0.11758M_5 + 0.23516M_6 = -0.0223 \quad (5)$$

Se tiene 5 incógnitas con 5 ecuaciones, con (1) (2) (3) (4) y (5) se realiza un sistema de ecuaciones y se obtienen los siguientes resultados.

$$M_2 = -1.868523 [Nm]$$

$$M_3 = -1.1049539 [Nm]$$

$$M_4 = -1.5378 [Nm]$$

$$M_5 = -14.363627 [Nm]$$

$$M_6 = 7.08698 [Nm]$$

Del diagrama de momentos del tramo crítico de la guía que soporta los rodillos se tiene un momento máximo de $14.3636 [Nm]$ ($0.04514 [klb in]$).

Se supone un $FS = 2$ y el material que se va a utilizar para las guías son *ASTM A 36*, de donde $S_y = 250 [Mpa]$

De la ecuación (Ec. 2.36)

$$[\sigma]_{A36} = \frac{S_y}{FS} = \frac{250}{2} = 125 [Mpa]$$

$$S \geq \frac{M}{[\sigma]_{A36}} \geq \frac{14.3636}{125 \times 10^6} \geq 1.149 \times 10^{-7} [m^3]$$

El perfil debe tener un módulo elástico mayor a $114.91 [mm^3]$. Para la fabricación de las rieles se utiliza pletina de lados $B \times H$ en la sección transversal como lo indica la **Figura 4.20**.

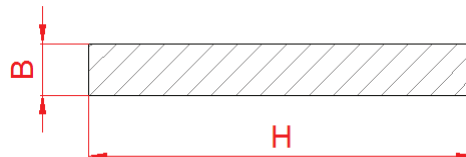


Figura 4.20 Sección transversal del perfil a utilizarse en la guía de los rodillos

En la **Tabla 4.11** se realiza los cálculos necesarios para seleccionar un perfil que tenga un factor de seguridad adecuado.

Tabla 4.11 Selección del perfil a utilizar en las guías que soportan los rodillos

$B [mm]$	$H [mm]$	$I [mm^4]$	$c [mm]$	$S [mm^3]$	$\sigma_{max} [Mpa]$	FS_{real}
3	12	27,00	1,5	18,00	797,98	0,31
4	12	64,00	2	32,00	448,86	0,56
6	12	216,00	3	72,00	199,49	1,25

3	20	45,00	1,5	30,00	478,79	0,52
4	20	106,67	2	53,33	269,32	0,93
6	20	360,00	3	120,00	119,70	2,09
3	25	56,25	1,5	37,50	383,03	0,65
4	25	133,33	2	66,67	215,45	1,16
6	25	450,00	3	150,00	95,76	2,61
8	25	1066,67	4	266,67	53,86	4,64
9,5	25	1786,20	4,75	376,04	38,20	6,55
12	25	3600,00	6	600,00	23,94	10,44
3	30	67,50	1,5	45,00	319,19	0,78
4	30	160,00	2	80,00	179,55	1,39
6	30	540,00	3	180,00	79,80	3,13
8	30	1280,00	4	320,00	44,89	5,57
9,5	30	2143,44	4,75	451,25	31,83	7,85
12	30	4320,00	6	720,00	19,95	12,53
3	40	90,00	1,5	60,00	239,39	1,04
4	40	213,33	2	106,67	134,66	1,86
6	40	720,00	3	240,00	59,85	4,18
8	40	1706,67	4	426,67	33,66	7,43
9,5	40	2857,92	4,75	601,67	23,87	10,47
12	40	5760,00	6	960,00	14,96	16,71

Fuente: Propia, Catálogo IPAC.

Se selecciona la pletina de 20×6 [mm], éste tiene un factor de seguridad real de 2.09

4.3.4.4 Tornillo de transporte de los rodillos.

Para determinar la distancia entre los rodillos, se va a utilizar la **Tabla 1.9**, utilizando las alturas de los tomates. El tornillo a desarrollarse tendrá pasos diferentes que permite que los rodillos se vayan separando de acuerdo a las distancias requeridas para la clasificación. Para el diseño del tornillo se utilizará un acero SAE 1018 CD. De acuerdo a la **Figura 4.21**, el tornillo tiene diferentes pasos, por lo cual se analizará el torque para cada diente.

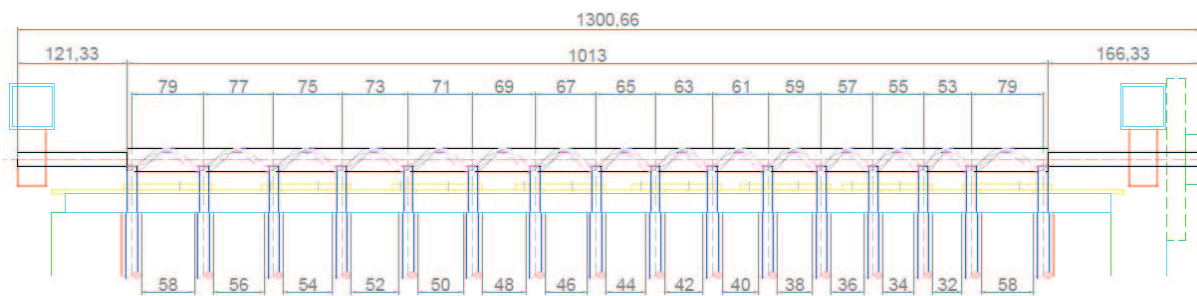


Figura 4.21 Separación entre rodillos

El diámetro exterior del tornillo es de 23 [mm], la altura del diente es de 4 [mm], el diámetro medio es de 19 [mm]. La carga F que soporta cada diente es el peso del rodillo más el peso de los tomates.

De acuerdo a la **Tabla 2.5** para rozamiento acero seco-acero seco es de 0.18

En el caso analizado el avance es igual al paso por ser un tornillo de rosca simple.

De la ecuación **(Ec. 2.42)** y **(Ec. 2.46)** se calcula el torque y la eficiencia en cada uno de los dientes de izquierda a derecha de acuerdo a la **Figura 4.21**.

En la **Tabla 4.12** se indica la fuerza que soporta cada diente que nos permite calcular el torque y sacar la eficiencia de cada diente.

Tabla 4.12 Torque necesario en cada diente para mover la carga.

N. de diente	F [N]	d_m [m]	μ	l [m]	T [Nm]	e
1	10,76	0,019	0,18	0,079	0,20	0,67
2	10,76	0,019	0,18	0,077	0,20	0,67
3	10,76	0,019	0,18	0,075	0,19	0,68

4	10,76	0,019	0,18	0,073	0,18	0,68
5	10,76	0,019	0,18	0,071	0,18	0,68
6	10,76	0,019	0,18	0,069	0,17	0,69
7	10,76	0,019	0,18	0,067	0,17	0,69
8	10,76	0,019	0,18	0,065	0,16	0,69
9	10,76	0,019	0,18	0,063	0,16	0,69
10	10,76	0,019	0,18	0,061	0,15	0,69
11	10,76	0,019	0,18	0,059	0,15	0,70
12	10,76	0,019	0,18	0,057	0,14	0,70
13	40,4	0,019	0,18	0,055	0,51	0,70
14	40,4	0,019	0,18	0,053	0,49	0,70
TOTAL	209,92				3,04	

Fuente: Propia

A continuación se muestra un ejemplo de cálculo para el diente número 14.

$$T_s' = \frac{F \cdot d_m (\mu \cdot \pi \cdot d_m + l)}{2 (\pi \cdot d_m - \mu \cdot l)} = \frac{40.4 \times 0.019 (0.18 \times \pi \times 0.019 + 0.053)}{2 (\pi \times 0.019 - 0.18 \times 0.053)}$$

$$T_s' = 0.49 \text{ [Nm]}$$

Una vez que se tienen el torque necesario para mover la carga es posible calcular la eficiencia con la ecuación **(Ec. 2.46)**.

$$e = \frac{T_0}{T} = \frac{F \cdot l}{2\pi \cdot T} = \frac{40.4[N](0.053[m])}{2\pi(0.49[Nm])} = 0.70$$

Para demostrar que el tornillo no falla, se calcula para una vuelta la fuerza máxima que resiste un diente.

De la ecuación **(Ec. 2.48)**

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} = \frac{0.577 S_y}{\frac{F}{\pi \times d_r \times e}}$$

Se va a calcular la fuerza para un caso extremo en donde el factor de seguridad es 1.

$$F = 0.577 S_y \times \pi \times d_r \times e$$

$$F = 0.577(370 \times 10^6 [Pa]) \times \pi \times (19 \times 10^{-3}[m]) \times 0.04041[m] = 0.51 [MN]$$

Comparando esta fuerza con la que soporta cada diente, se concluye que la resistencia no es un parámetro de diseño.

4.3.4.4.1 Peso del tornillo de transporte de los rodillos

Se calcula el volumen del tornillo, el mismo que tiene tres diferentes secciones por lo que se calcula por separado los volúmenes de izquierda a derecha de acuerdo a la **Figura 4.22**.

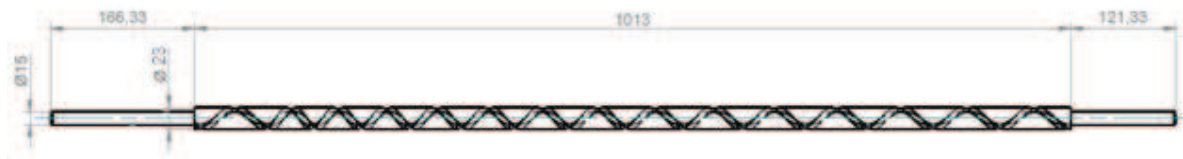


Figura 4.22 Dimensiones para calcular el peso del tornillo.

$$V = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V = \pi(0.0075)^2 0.16633 + \pi(0.0115)^2 1.013 + \pi(0.015)^2 0.12133$$

$$= 5.481 \times 10^{-4} [m^3]$$

La densidad del acero es $\rho = 7850 [kg/m^3]$ y con la ecuación (**Ec. 2.77**):

$$m = \rho V = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 5.481 \times 10^{-4} = 4.3025 [kg]$$

El peso del tornillo es

$$P_{(tornillo)} = 4.3025 [kg] \times 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] \approx 42.164 [N]$$

4.3.4.4.2 Deflexión del tornillo de transporte de los rodillos

El módulo de rigidez del acero utilizado para la fabricación del tornillo es $E = 199.948 [GPa]$. La inercia para el tornillo de acuerdo al **Anexo 1.3** es de:

$$I = \frac{1}{4}\pi r^4 = \frac{1}{4}\pi(0.0095)^4 = 6.397 \times 10^{-9} [m^4]$$

Para calcular la deflexión, se utiliza la ecuación del **Anexo 1.4** en donde el w corresponde al peso propio distribuido del tornillo.

$$y_{max} = -\frac{5wl^4}{384EI} = -\frac{5(32.43)(1.3)^4}{384(199.948 \times 10^9)(6.397 \times 10^{-9})} = -9.429 \times 10^{-4} [m]$$

$$\frac{L}{360} = \frac{1.3}{360} = 3.61 \times 10^{-3} [m]$$

La deflexión del tornillo es menor al valor permisible por lo cual el tornillo no fallará por deflexión.

4.3.4.5 Cadena de transmisión.

Desde el eje del motor hacia un eje intermedio que se encuentra entre el motor y el tornillo de potencia, se utiliza transmisión polea banda en V, ya que es más silenciosa que la transmisión por engranajes, además la banda puede absorber las frenadas o los acelerones del motor. Se utiliza banda en V ya que no se requiere de una polea extra para la tensión inicial. Para evitar el deslizamiento entre la rueda conductora y los tornillos de potencia se utiliza el sistema de transmisión de cadena catalina desde el eje intermedio al tornillo que transporta los rodillos clasificadores debido a que permite tener una sincronización perfecta entre los elementos unidos al sistema de transmisión. El sistema de transmisión indicado anteriormente se muestra en la **Figura 4.23**.

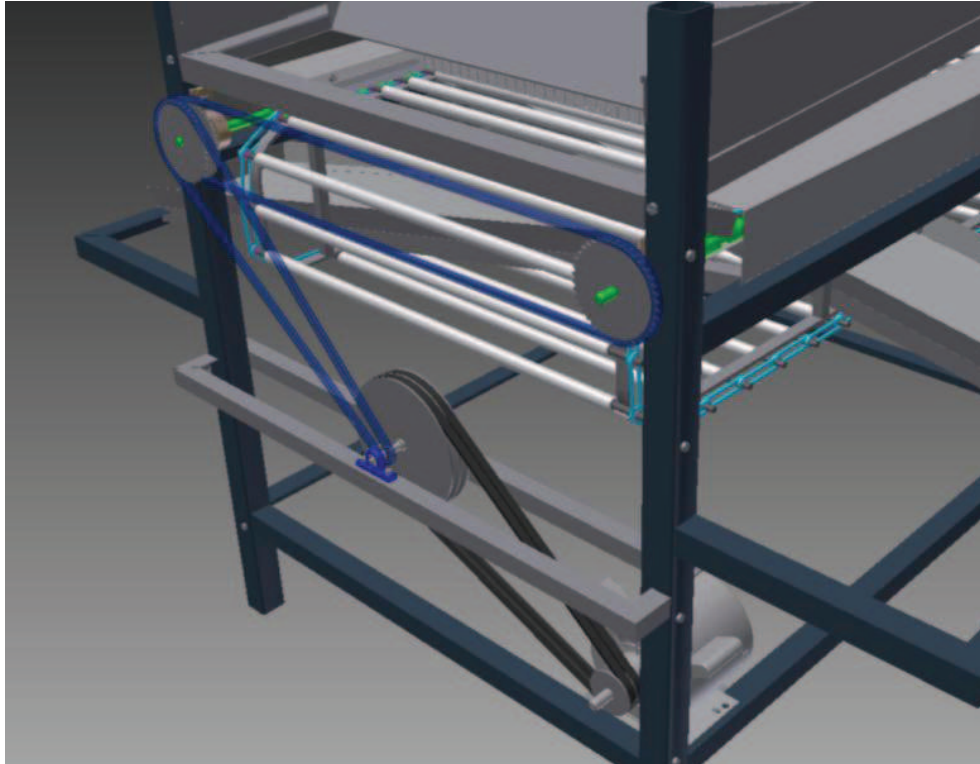


Figura 4.23 Sistema de transmisión de potencia escogido.

4.3.4.5.1 Relación de transmisión de las poleas

Para poder reducir las revoluciones del motor son necesarias dos etapas, en la primera etapa se emplearan poleas y bandas y en la segunda cadenas y catarinas, tomando como datos iniciales las rpm del motor y estableciendo dos de los diámetros de las poleas. Se utiliza $d_1 = 63 [mm]$ que se selecciona del catálogo de poleas para banda trapezoidal SKF que se incluye en el **Anexo 2.2**

$$n_1 = 1700 [rpm]$$

$$d_1 = 63 [mm]$$

$$D_2 = 200 [mm]$$

De la ecuación **(Ec. 2.61)**

$$\frac{d_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$\omega_2 = \frac{1700[rpm] \cdot 63 [mm]}{200 [mm]}$$

$$\omega_2 = 535.5 [rpm]$$

4.3.4.5.2 Relación de transmisión de las catalinas

Para llegar a las rpm requeridas es necesario una segunda etapa de reducción. Se toma como dato inicial las rpm calculadas anteriormente es decir ω_2 ya que el piñón será colocado en el mismo eje que la polea D_2 es necesario un dato adicional por lo que se asume un número de dientes de $Z_1 = 9$ para el piñón d_3 .

La selección de las catalinas se lo realiza del catálogo del **Anexo 2.7**

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$Z_2 = \frac{9[\text{dientes}]535.5 [\text{rpm}]}{120 [\text{rpm}]}$$

$$Z_2 = 40.16 [\text{dientes}] \approx 40 [\text{dientes}]$$

4.3.4.6 Dimensionamiento y diseño del eje de transmisión a fatiga.

El eje de transmisión va soportar las cargas que se generan en la transmisión de potencia desde el motor a los tornillos, estas cargas actúan en los tres planos, por lo cual se va a analizar en cada uno de los planos. En la **Figura 4.24** se indica el posicionamiento del eje de transmisión en la máquina.

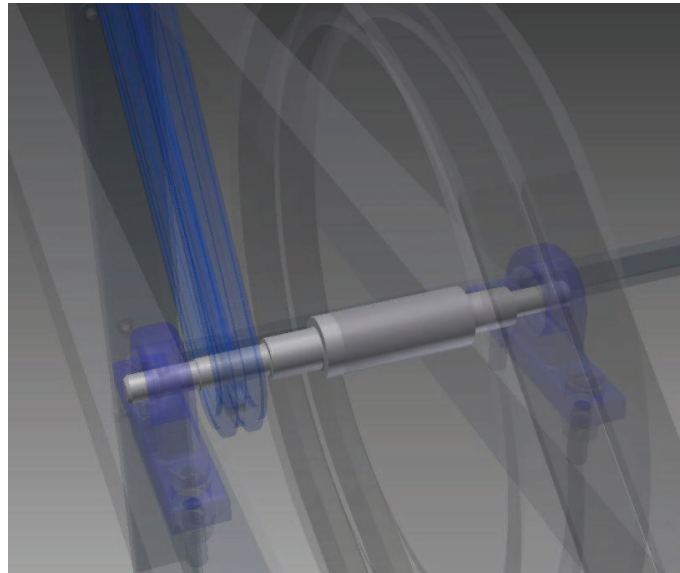


Figura 4.24 Eje de transmisión de potencia

Las fuerzas a las que se encuentran sometidas el eje son las de la polea F_T y de la cadena F_c son las siguientes:

$$F_T = 261.68 [N]$$

$$F_c = 429 \text{ [N]}$$

Las fuerzas en los puntos donde se colocan los rodamientos se descomponen en:

$$F_{Bz} = 224.68 \text{ [N]}$$

$$F_{By} = 134.15 \text{ [N]}$$

$$F_{Cz} = 337.13 \text{ [N]}$$

$$F_{Cy} = 265.3 \text{ [N]}$$

Colocando las fuerzas y realizando el diagrama de cuerpo libre en los ejes del plano y-z, se muestran en la **Figura 4.25**

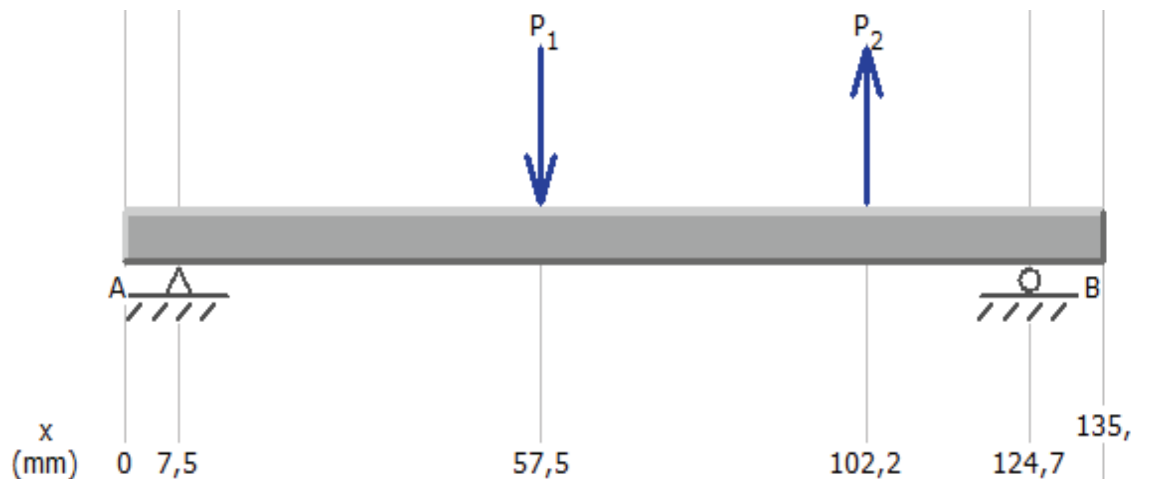


Figura 4.25 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión en el plano Y-Z [N]

El diagrama del cortante del plano y-z, se indica en la **Figura 4.26**.

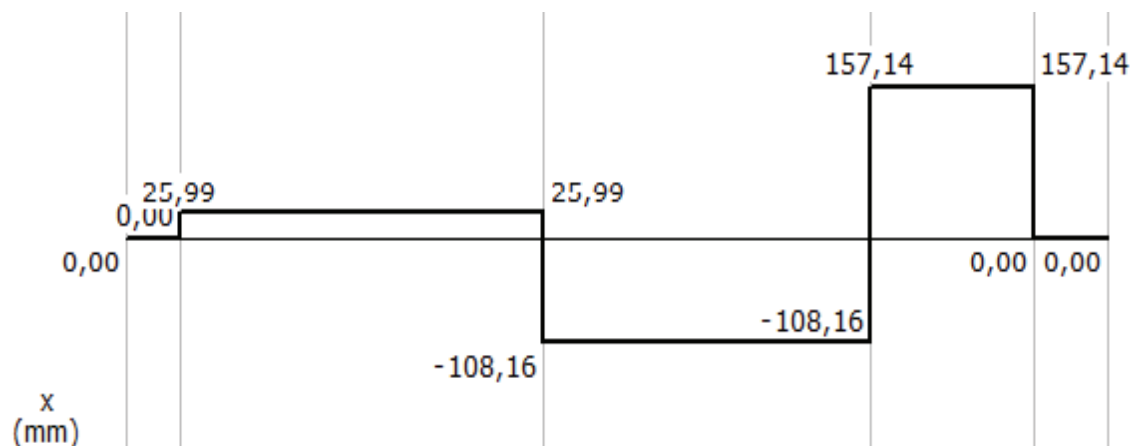


Figura 4.26 Diagrama de cortante del eje de transmisión en el plano Y-Z [N]

El diagrama de momento flector del eje de transmisión en el plano y-z, se indica en la **Figura 4.27**, dando como momento máximo de 3.54 [Nm]

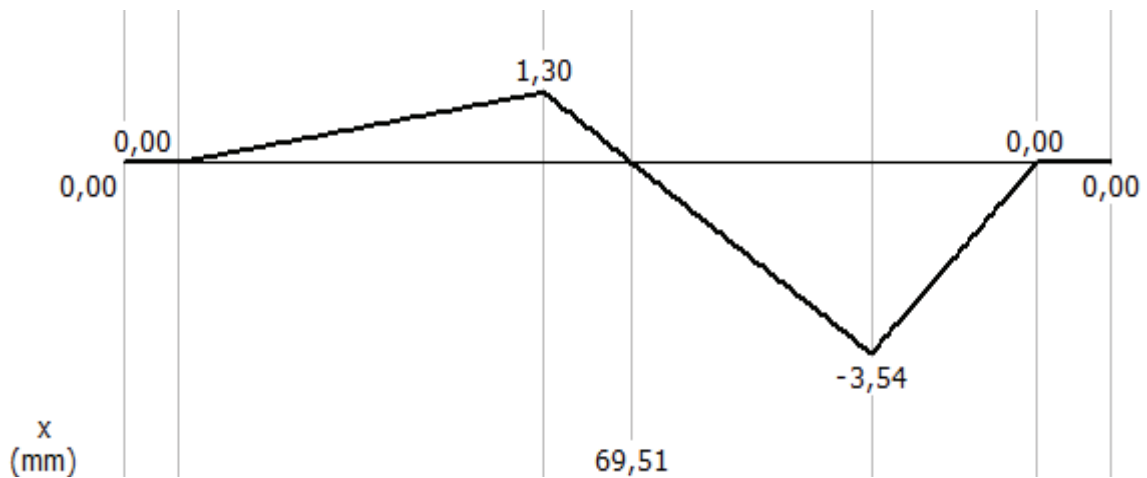


Figura 4.27 Diagrama de momentos del eje de transmisión en el plano Y-Z [Nm]

$$M_{Cy} = 3.5 \text{ [Nm]}$$

En el plano x-z, se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión que se indica en la **Figura 4.28**.

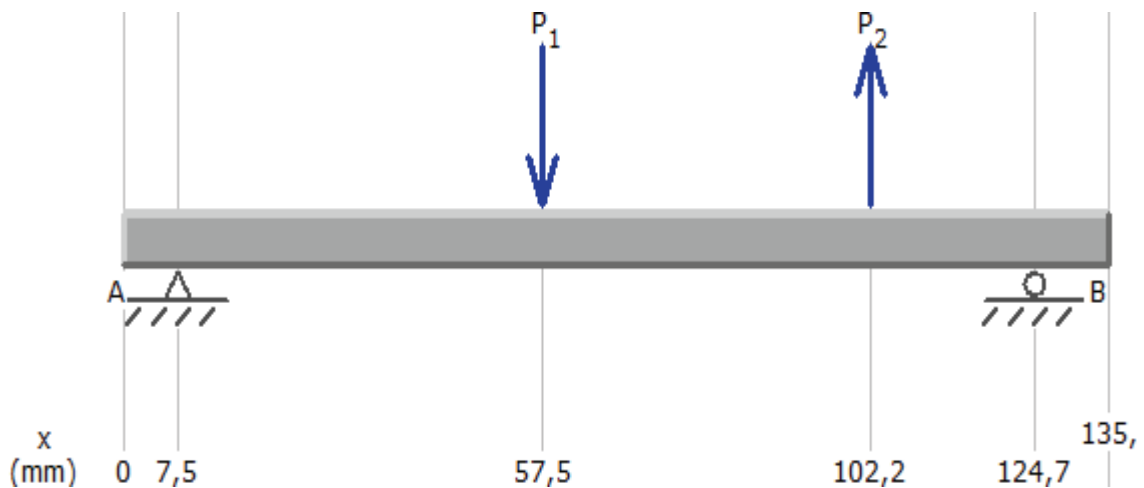


Figura 4.28 Diagrama de fuerzas del eje de transmisión en el plano X-Z

En la **Figura 4.29** se indica el diagrama de cortante del eje de transmisión en el plano x-z. Figura 4.29

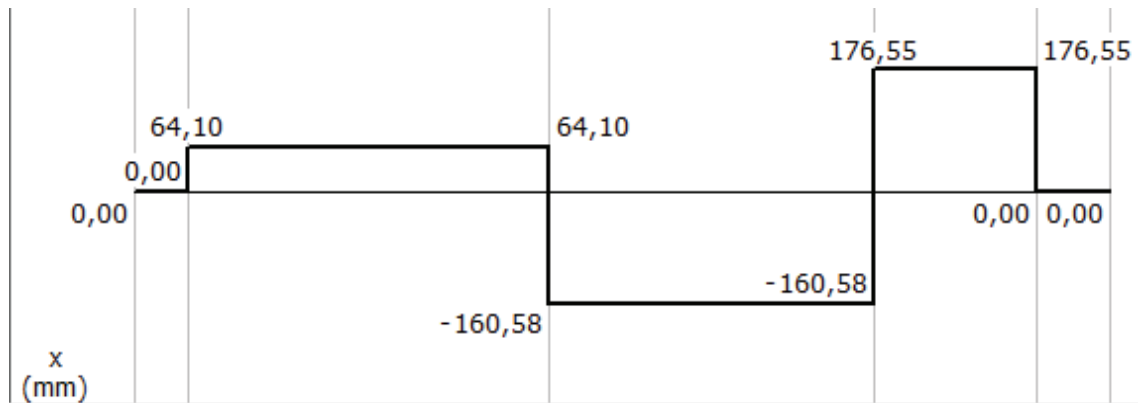


Figura 4.29 Diagrama de cortante del eje de transmisión en el plano X-Z [N]

De la **Figura 4.30** se indica el diagrama de momento flector del eje de transmisión en el plano x-z, dándonos como momento máximo de 3.97 [Nm]

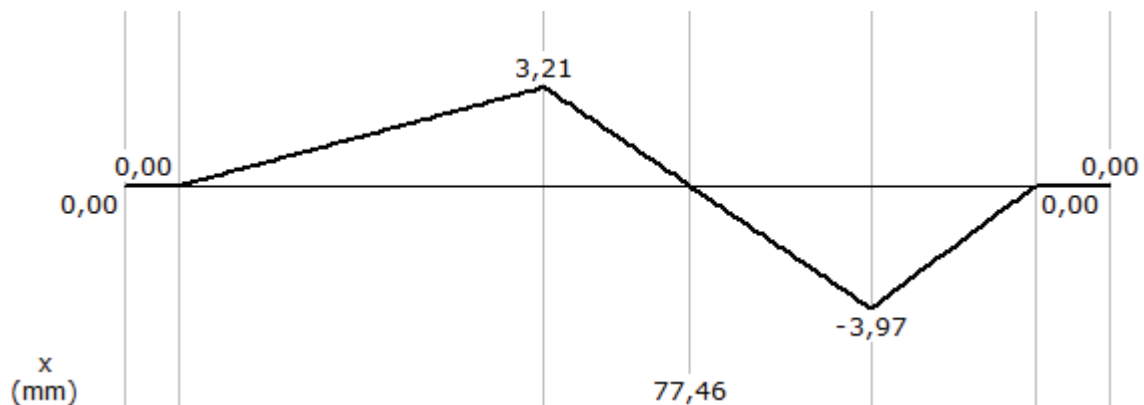


Figura 4.30 Diagrama de momentos del eje de transmisión en el plano X-Z [Nm]

$$M_{Cx} = 3.9 \text{ [Nm]}$$

Momento resultante en el Punto crítico

$$M_C = 5.2 \text{ [Nm]}$$

Reacciones en los cojinetes

$$R_{Az} = 64.10 \text{ [N]}$$

$$R_{Ay} = 25.99 \text{ [N]}$$

$$R_{Dz} = 176.55 \text{ [N]}$$

$$R_{Dy} = 157.14 \text{ [N]}$$

Para el siguiente eje se selecciona el material SAE 1080, de acuerdo al **Anexo 1.1** el $S_{ut} = 770 \text{ [Mpa]}$

Se calcula el torque de acuerdo a las revoluciones que va a trabajar el eje de transmisión.

$$\omega = 535.5[rpm] = 56.08 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$P = 0.5 [Hp] = 372.85 [W]$$

$$T = \frac{372.85 [W]}{56.08 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 6.65 [Nm]$$

Del **Anexo 1.2** se tiene el esfuerzo de torsión y esfuerzo de flexión los cuales son:

$$\tau_{xy} = \frac{T}{\frac{\pi D^3}{16}}$$

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{\pi D^3}{32}}$$

Se localiza el diámetro de la sección crítica y cuyo valor es de $D = 9[mm]$

$$\tau_{xym} = 46.46 [Mpa]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.25)**

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3 \tau_a^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmáx} = 72.66 [Mpa]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.26)**

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3 \tau_m^2)^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \tau_{xym} \sqrt{3} = 80.47 [Mpa]$$

Resistencias:

$$S_{ut} = 770 [Mpa]$$

De la ecuación **(Ec. 2.17)**

$$S_e' = 0.5 \times 770 = 385 [Mpa]$$

De la ecuación **(Ec. 2.13)**

$$k_a = 4.51 \times 770^{-0.265}$$

$$K_a = 0.77$$

De la ecuación **(Ec. 2.14)**

$$k_b = 1.24 \times 9^{-0.107}$$

$$k_b = 0.98$$

De la ecuación **(Ec. 2.16)**

$$k_c = 1$$

De la **Tabla 2.2**

$$T < 450^\circ\text{C} , k_d = 1$$

Se considera una confiabilidad del 50% y de la **Tabla 2.3**

$$k_e = 1$$

$$k_e = K_{ef} = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

$$\frac{12}{9} = 1.33 ; K_t = 1.7$$

Radio de la ranura es de $r = 0.5[\text{mm}]$

$$q = 0.65$$

$$k_e = 0.69$$

$$k_f = 1$$

$$S_e = 0.77 \times 0.98 \times 1 \times 1 \times 0.69 \times 1 \times 385 = 200.46[\text{Mpa}]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.27)**

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a'}{\sigma_m'}\right)}$$

$$S_m = 172.32[\text{Mpa}]$$

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m'} = \frac{172.32}{80.47} = 2.14$$

4.3.4.7 Selección de los rodamientos y chumaceras.

4.3.4.7.1 Selección de los rodamientos y chumaceras para el tornillo de potencia

Del **Anexo 2.8** se obtiene el factor de esfuerzos dinámicos $f_L = 3.75$

De la misma manera con las 120 [rpm] del **Anexo 2.9** se obtiene el factor de velocidad $f_n = 0.652$

La carga radial que soportará el rodamiento será igual a la mitad del peso propio del tornillo. El F_r es la mitad del peso del tornillo.

$$F_r = 21.082 \text{ [N]}$$

Mientras que la carga axial será $F_a = 104.96 \text{ [N]}$, este valor se obtiene de la **Tabla 4.12** que corresponde a la sumatoria de la carga axial de los 14 rodillos dividido para 2.

$$\frac{F_a}{F_r} = 4.98$$

Para calcular rodamientos tipo S, se lo realiza de la misma manera para rodamientos de bola rígida. Los rodamientos S de la serie 762B.2RSR tienen el juego radial CN de los rodamientos rígidos de bolas.⁴⁴

De las tablas de rodamiento del **Anexo 2.13** se tiene $C_o = 4.75 \text{ [kN]}$

De acuerdo al **Anexo 2.12** el número característico del agujero es 02, con este valor se busca f_o en la tabla del **Anexo 2.11**

$$f_o = 13.9$$

Con los datos encontrados, se utiliza la ecuación del **Anexo 2.10**

$$\frac{f_o * F_a}{C_o} = \frac{13.9 * 0.10496}{4.75} = 0.307$$

Con el valor obtenido se encuentran los valores de X e Y en la tabla del **Anexo 2.10** de tal manera que mediante la ecuación (**Ec. 2.68**) se calcula la carga dinámica equivalente

$$P = X.F_r + Y.F_a = 0.56 \times 0.021082 + 2 * 0.104196 = 0.2202 \text{ [kN]}$$

⁴⁴ Rodamientos de la FAG Catálogo WL 41 520/3 SB, Edición 2000, Pág.: 513.

De la ecuación (**Ec. 2.67**) se calcula la carga dinámica que soporta el rodamiento.

$$C = \frac{f_L}{f_n \times f_H} P [Kg]$$

Como la temperatura de servicio es menor a 150°C del **Anexo 2.8**

Factor de esfuerzos dinámicos para rodamientos de bola $f_H = 1$

$$C = \frac{3.75}{0.652 \times 1} \times 0.2202 = 1.27 [kN]$$

De manera que la capacidad de carga dinámica para el rodamiento escogido es de $C = 9.5 [kN]$ por lo que el rodamiento seleccionado es el adecuado.

Se emplearan 4 rodamientos, 2 en cada extremo de los tornillos cuyas especificaciones se obtienen del **Anexo 2.13**

En la **Tabla 4.13** se indican las especificaciones del rodamiento seleccionado que se ubicaran en los extremos del tornillo de potencia.

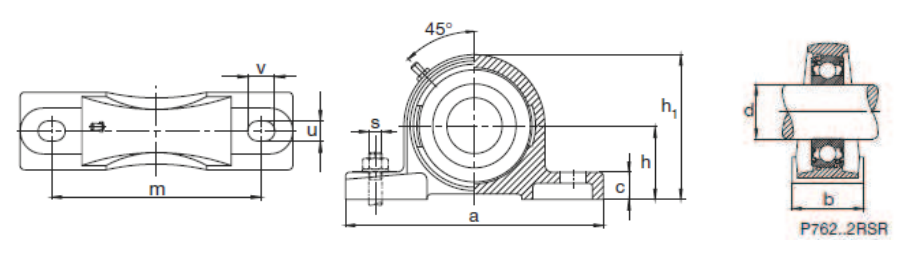
Tabla 4.13 Especificaciones del rodamiento seleccionado para el tornillo.

 762..2RSR	
Denominación rodamiento FAG	16203/15
d [mm]	15
D [mm]	40
C [mm]	8
B [mm]	19.1
Peso [Kg]	0.12
C [kN]	9.5
Co [kN]	4.75

Fuente: Catálogo WL 41 520/3 SB de Rodamientos de la FAG.

De acuerdo al rodamiento seleccionado, del **Anexo 2.14** se escoge la chumacera correspondiente, las especificaciones de las chumaceras seleccionadas se encuentran en la **Tabla 4.14**.

Tabla 4.14 Especificaciones de la unidad de soporte del rodamiento.

	
Denominación soporte FAG	P203
Denominación unidad de soporte FAG	P16203/15
d [mm]	15
a [mm]	125
b [mm]	32
c [mm]	13
h [mm]	30.2
h ₁ [mm]	57
m [mm]	96
u [mm]	11.5
v [mm]	16
Peso [Kg]	0.57
Tornillo de fijación	M10

Fuente: Catálogo WL 41 520/3 SB de Rodamientos de la FAG.

4.3.4.7.2 Selección de rodamientos del eje de transmisión

Se seleccionará un rodamiento rígido de bolas para el lado más crítico el cual se encuentra en el punto D.

$$R_{Dx} = 176.55 [N]$$

$$R_{Dy} = 157.14 [N]$$

De acuerdo a la ecuación Del **Anexo 2.8** se obtiene el factor de esfuerzos dinámicos $f_L = 2.4$

De la misma manera con las rpm de 535.5 del **Anexo 2.9** se obtiene el factor de velocidad $f_n = 0.396$

Como la temperatura de servicio es menor a 150°C $f_H = 1$ del **Anexo 2.16**

La carga radial que soporta el rodamiento es igual a:

$$F_r = 236.35 [N]$$

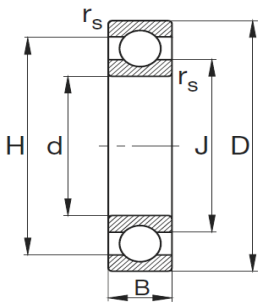
$$P = 236.35 [N]$$

$$C = \frac{2.4}{0.396 \times 1} \times 236.35 = 1.3 [kN]$$

De manera que la capacidad de carga es de $C = 3.25 [kN]$ por lo que el rodamiento seleccionado es el adecuado.

En la **Tabla 4.15** se indican las especificaciones de los rodamientos utilizados para soportar el eje de transmisión.

Tabla 4.15 Especificaciones del rodamiento seleccionado para el eje de transmisión

	
Denominación	608
d (mm)	8
D (mm)	22

H (mm)	18
rs (mm)	0.3
B (mm)	7
C (KN)	3.25
Co (KN)	1.37
Peso (kg)	0.015

Fuente: Catálogo WL 41 520/3 SB de Rodamientos de la FAG.

4.3.4.8 Cálculo de la potencia y selección del motor

Para el cálculo de la potencia se toma en cuenta los elementos que están en contacto que son los tornillos de transporte de los rodillos, poleas y catalinas.

4.3.4.8.1 Cálculo de la inercia de los tornillos de transporte de los rodillos.

Se considera los dos tornillos como ejes macizos con las medidas que se indican en la **Figura 4.31**.

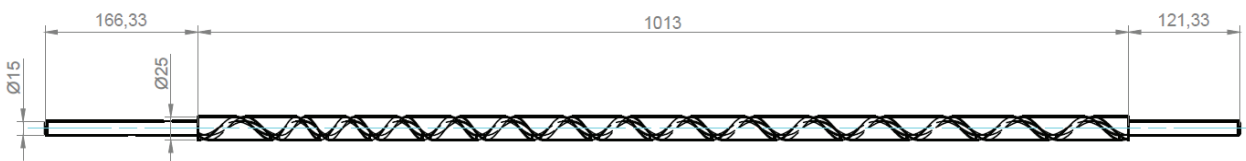


Figura 4.31 Dimensionamiento del tornillo de paso variable

Comenzando desde la izquierda a derecha, se calcula la inercia de cada sección del eje que conforma el tornillo.

Se calcula con la ecuación (**Ec. 2.76**) el volumen de la primera sección:

$$L_1 = 166.33[mm]$$

$$V_1 = (\pi r^2)L_1 = \pi(0.0075[m])^2(0.16633[m]) = 2.9393 \times 10^{-5}[m^3]$$

La densidad del acero es $\rho = 7850 [kg/m^3]$ y con la ecuación (**Ec. 2.77**):

$$m_1 = \rho V_1 = 7850 [kg/m^3] \times 2.9393 \times 10^{-5}[m^3] = 0.2307[kg]$$

Para calcular la inercia se utiliza la ecuación (**Ec. 2.75**):

$$I_1 = \frac{m_1 r^2}{2} = \frac{0.2307[kg] \times (0.0075[m])^2}{2} = 6.4894 \times 10^{-6}[Kg m^2]$$

Se realiza el mismo procedimiento para calcular las demás inercias de las secciones del tornillo de transporte de los rodillos.

$$L_2 = 1013[mm]$$

$$V_2 = (\pi r^2)L_2 = \pi(0.0125[m])^2(1.013[m]) = 4.9725 \times 10^{-4}[m^3]$$

$$m_2 = \rho V_2 = 7850 [kg/m^3] \times 4.9725 \times 10^{-4}[m^3] = 3.9034[kg]$$

$$I_2 = \frac{m_2 r^2}{2} = \frac{3.9034[kg] \times (0.0125[m])^2}{2} = 3.0496 \times 10^{-4}[Kg m^2]$$

$$L_3 = 121.33[mm]$$

$$V_3 = (\pi r^2)L_3 = \pi(0.0075[m])^2(0.12133[m]) = 2.144 \times 10^{-5}[m^3]$$

$$m_3 = \rho V_3 = 7850 [kg/m^3] \times 2.144 \times 10^{-5}[m^3] = 0.1683[kg]$$

$$I_3 = \frac{m_3 r^2}{2} = \frac{0.1683[kg] \times (0.0075[m])^2}{2} = 4.7337 \times 10^{-6}[Kg m^2]$$

La inercia del tornillo que transporta los rodillos es de:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 = (6.4894 \times 10^{-6} + 3.0496 \times 10^{-4} + 4.7337 \times 10^{-6})[Kg m^2]$$

$$I = 3.1618 \times 10^{-4}[Kg m^2]$$

4.3.4.8.2 Cálculo de la potencia para el tornillo de transporte de los rodillos.

El tornillo gira a $\omega = 120[rpm] = 12.57[rad/s]$

El tiempo promedio para estabilizar la velocidad de la máquina se estima está entre 1 y 2 segundos, por lo que se toma 1 segundo, con la ecuación **(Ec. 2.74)** se tiene:

$$\alpha_m = 12.57[rad/s^2]$$

De la ecuación **(Ec. 2.72)**

$$T_i = I_i \alpha_m = 3.1618 \times 10^{-4}[Kg m^2] \times 12.57[rad/s^2] = 3.9744 \times 10^{-3}[Nm]$$

De la ecuación **(Ec. 2.73)**

$$\begin{aligned} P_i = T_i \omega_f &= 3.9744 \times 10^{-3}[Nm] \times 12.57 \left[\frac{rad}{s} \right] = 0.0499584 [W] \\ &= 6.69954243 \times 10^{-5}[hp] \end{aligned}$$

Como son necesarios 2 tonillos la potencia es de:

$$P = 1.3399 \times 10^{-4} [hp]$$

4.3.4.8.3 Cálculo de la potencia para los rodillos que transportan el tomate.

Para determinar la potencia requerida por los rodillos se utiliza el torque para cada diente obtenido en la **Tabla 4.12**, junto con las revoluciones que debe girar el tornillo se procede a calcular la potencia requerida para mover el tornillo, los resultados se presentan en la **Tabla 4.16**.

Tabla 4.16 Potencia requerida para movilizar la carga sobre el tornillo de potencia

N de diente	T [Nm]	w [rad/s]	P[W]	P[hp]
1	0,19	12,57	2,43	0,00325927
2	0,19	12,57	2,36	0,003170255
3	0,18	12,57	2,30	0,003082272
4	0,18	12,57	2,23	0,002995305
5	0,17	12,57	2,17	0,002909336
6	0,17	12,57	2,11	0,002824348
7	0,16	12,57	2,04	0,002740324
8	0,16	12,57	1,98	0,002657248
9	0,15	12,57	1,92	0,002575103
10	0,15	12,57	1,86	0,002493876
11	0,14	12,57	1,80	0,002413549
12	0,14	12,57	1,74	0,002334108
13	0,51	12,57	6,36	0,008532927
14	0,49	12,57	6,14	0,008238936
			TOTAL	0,050226856

Fuente: Propia

A continuación se realiza un ejemplo de cálculo para el diente 14:

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.73)**

$$P = T\omega = 0.49[Nm] \times 12.57 \left[\frac{rad}{s} \right] = 6.14[W] = 0.008239 [hp]$$

La potencia total requerida es la suma de las potencias anteriores multiplicada por dos debido a que se requiere mover los dos tornillos de transporte.

$$P = (0.05022[hp]) \times 2 = 0.10044[hp]$$

4.3.4.8.4 Cálculo de la potencia para vencer la inercia de la polea seleccionada.

Una vez que se dispone los diámetros de las poleas de 63 [mm] y 200 [mm] podemos obtener del **Anexo 2.2** sus masas de 0.6 [kg] y 4.9 [kg] respectivamente.

Para calcular la inercia de cada una de las poleas se utiliza la ecuación **(Ec. 2.75)**:

$$I_1 = \frac{m_1 r^2}{2} = \frac{0.6[kg] \times (0.0315[m])^2}{2} = 2.976 \times 10^{-4} [Kg m^2]$$

$$I_2 = \frac{m_2 r^2}{2} = \frac{4.9[kg] \times (0.1[m])^2}{2} = 0.0245 [Kg m^2]$$

Las poleas 1 y 2 giran a 1700[rpm](178.02[rad/s]) y 535.5 [rpm](56.08[rad/s]) respectivamente.

De la ecuación **(Ec. 2.72)**

$$T_1 = I_1 \alpha_m = 2.976 \times 10^{-4}$$

$$[Kg m^2] \times 178.02[rad/s^2] = 0.0529[Nm]$$

$$T_2 = I_2 \alpha_m = 0.0245 [Kg m^2] \times 56.08[rad/s^2] = 1.37396[Nm]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.73)**

$$P_1 = T_1 \omega = 0.052978[Nm] \times 178.02 \left[\frac{rad}{s} \right] = 9.431[W] = 0.01264[hp]$$

$$P_2 = T_2 \omega = 1.37396[Nm] \times 56.08 \left[\frac{rad}{s} \right] = 77.05[W] = 0.1033 [hp]$$

La potencia total para mover las poleas es de:

$$P = P_1 + P_2 = 0.01264[hp] + 0.1033[hp] = 0.12[hp]$$

En la **Figura 4.32** se indican las poleas dentro del conjunto de la máquina.

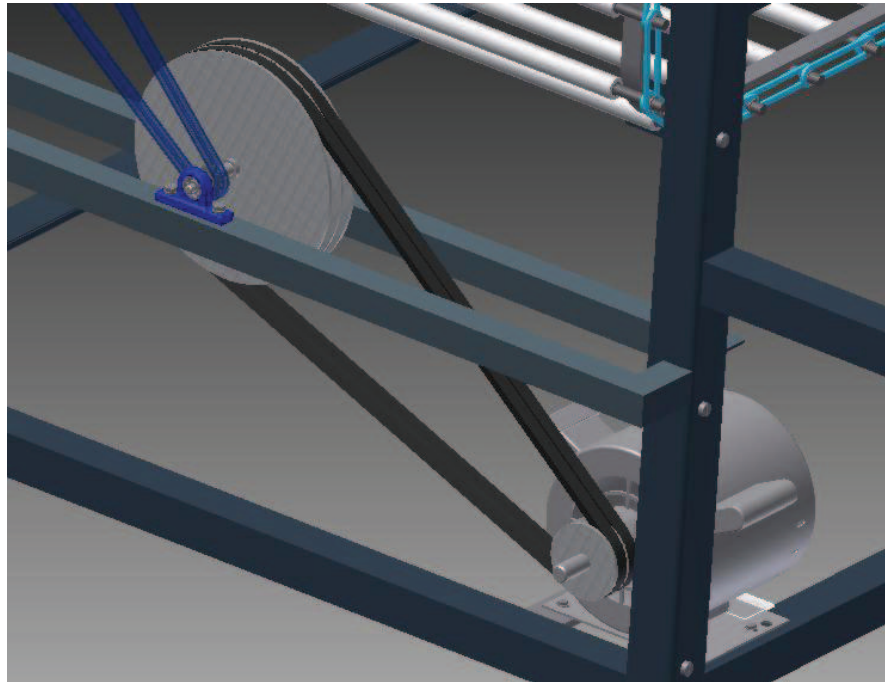


Figura 4.32 Sistema de transmisión por polea banda

4.3.4.8.5 Cálculo de la potencia para vencer la inercia de las catalinas seleccionadas.

En la **Figura 4.33** se indica el posicionamiento de las catalinas y cadenas de rodillos dentro de la máquina.

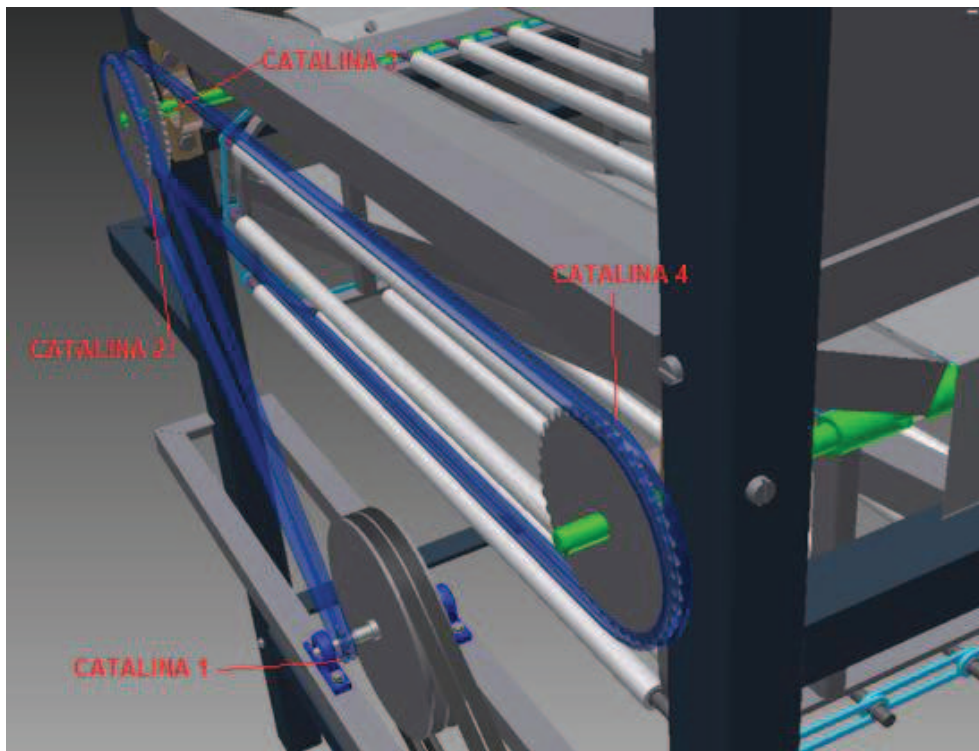


Figura 4.33 Sistema de transmisión por catalina cadena

El diámetro exterior y la masa de la catalina 1 son de 31[mm] y 0.02 [kg]. El diámetro y masa de las catalinas 2, 3 y 4 son las mismas igual a 125.5[mm] y 0.44 [kg] (**Anexo 2.7**)

Para calcular la inercia de cada una de las catalinas utilizamos la ecuación (**Ec. 2.75**):

$$I_1 = \frac{m_1 r^2}{2} = \frac{0.02[kg] \times (0.0155[m])^2}{2} = 2.4025 \times 10^{-6}[Kg m^2]$$

$$I_2 = \frac{m_2 r^2}{2} = \frac{0.44[kg] \times (0.06275[m])^2}{2} = 8.66 \times 10^{-4}[Kg m^2]$$

La catalina 1 gira a 425[rpm](44.5[rad/s]) y las catalinas 2, 3 giran a 120[rpm](12.57[rad/s])

De la ecuación (**Ec. 2.72**)

$$T_1 = I_1 \alpha_m = 2.4025 \times 10^{-6}[Kg m^2] \times 56.08[rad/s^2] = 1.347 \times 10^{-4}[Nm]$$

$$T_2 = I_2 \alpha_m = 8.66 \times 10^{-4}[Kg m^2] \times 12.57[rad/s^2] = 0.01[Nm]$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.73**)

$$P_1 = T_1 \omega = 1.347 \times 10^{-4}[Nm] \times 56.08 \left[\frac{rad}{s} \right] = 0.00755[W] = 1.01 \times 10^{-5}[hp]$$

$$P_2 = T_2 \omega = 0.01[Nm] \times 12.57 \left[\frac{rad}{s} \right] = 0.1257[W] = 1.68 \times 10^{-4}[hp]$$

La potencia total requerida para mover las catalinas es de:

$$P = P_1 + 3P_2 = 1.01 \times 10^{-5}[hp] + 3(1.68 \times 10^{-4}[hp]) = 0.000514[hp]$$

4.3.4.8.6 Selección del motor.

La potencia que se requiere para la máquina es igual a la sumatoria de todas las potencias de cada elemento que interactúan con el motor.

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{tornillos}} + P_{\text{carga}} + P_{\text{poleas}} + P_{\text{catalinas}} = \\ &= 0.10044[hp] + 0.076291[hp] + 0.12[hp] + 5.141 \times 10^{-4}[hp] \\ &= 0.2972[hp] \end{aligned}$$

A esta potencia se divide para el coeficiente de rendimiento el cual es de 0.6 de acuerdo al **Anexo 1.14**:

$$P = \frac{0.297[hp]}{0.6} = 0.495 [hp]$$

De acuerdo a la potencia calculada se selecciona el motor a ser utilizado, además se toman en cuenta las pérdidas de potencia debido al rozamiento.

La máquina a diseñar va a trabajar en el campo, donde se dispone de energía eléctrica de 110 [V], por lo cual se selecciona un motor monofásico de 0.5 [Hp] y 1700 [rpm]. De acuerdo al **Anexo 2.15** tomamos las dimensiones del motor en cuestión y se lo inserta en el conjunto máquina como lo indica la **Figura 4.34**.

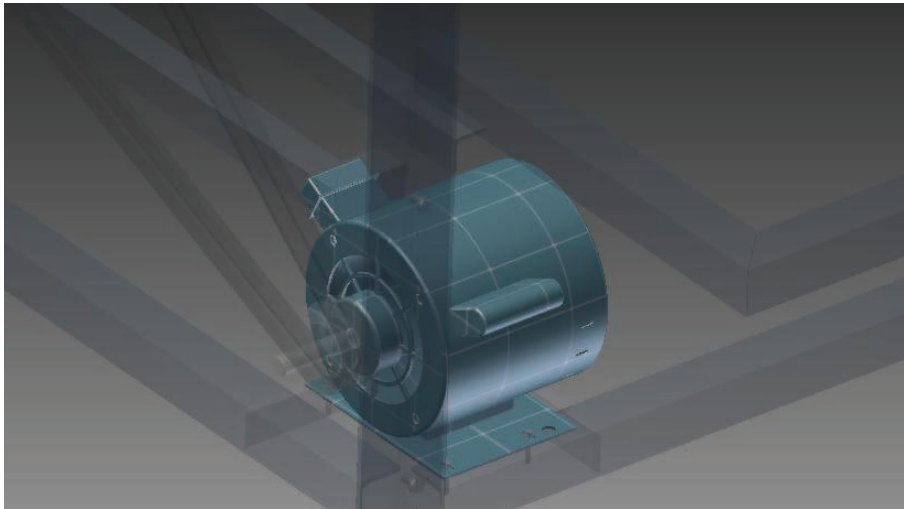


Figura 4.34 Selección del motor para la máquina clasificadora de tomate.

4.3.4.9 Selección de poleas utilizadas.

Se calcula la potencia permitida por banda de acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.52**)

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

De acuerdo al **Anexo 1.7** y con el valor de $\frac{200-63}{452} = 0.3$ se obtiene el valor de $K_1 = 0.79$

De acuerdo al

Anexo 1.8 y con la longitud de la de 1300 [mm] = 51.18 [pulg] el valor de $K_2 = 0.95$

$$H_a = 0.79 \times 0.95 \times 0.47 [hp]$$

$$H_a = 0.35 [hp]$$

Se calcula la potencia de diseño, para obtener el factor de servicio se emplea el **Anexo 1.9** y cuyo valor es de $K_s = 1.2$

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

$$H_d = 0.5 [hp] \times 1.2 \times 1$$

$$H_d = 0.6$$

$$N_b = \frac{0.5}{0.35} = 1.4 \approx 2$$

Con los resultados obtenidos, se presentan en la **Tabla 4.17** las poleas a utilizar.

Tabla 4.17 Tabla de resumen de resultados de las poleas

Diámetro de la polea mayor	$D_2 = 200[mm]$
Diámetro de la polea menor.	$d_1 = 63[mm]$
Velocidad angular de la polea menor mayor	$\omega_2 = 535.5 [rpm]$
Velocidad angular de la polea menor	$\omega_1 = 1700 [rpm]$
Distancia entre centros.	$C = 452 [mm]$
Ángulo de contacto de la polea mayor	$\theta_D = 200^\circ$
Ángulo de contacto de la polea menor	$\theta_d = 160^\circ$
Longitud de la banda	$L = 1300[mm]$
Número de gargantas	2

Fuente: Propia

4.3.4.10 Selección de catalinas y cadena de rodillos utilizadas.

En la **Figura 4.33** se indica ubicación de las cuatro catalinas en el sistema de transmisión. Se procede al cálculo del paso de la catalina.

4.3.4.10.1 Paso de la catalina

De la ecuación (**Ec. 2.62**) se tiene:

$$P_{sel} = f_1 \times f_2 \times P$$

Del **Anexo 2.5** los factores f_1 y f_2 son de 1 y 1.27 respectivamente

$$P = 0.373 \text{ [Kw]}$$

$$P_{sel} = 1 \times 1.27 \times 0.373 \text{ [Kw]} = 0.474 \text{ [Kw]}$$

De acuerdo al **Anexo 2.6** con la potencia de selección y rpm del piñón tenemos una catalina de $3/8 \text{ in} = 9.525 \text{ [mm]}$ de paso.

Para poder determinar la longitud de la cadena se establece una distancia entre centros de $C = 551 \text{ [mm]}$.

De la ecuación (**Ec. 2.64**) se tiene:

$$\frac{L_c}{P_c} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P_c} + \frac{P_c \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2P_c} \right)^2}{C}$$

$$\frac{L_c}{9.525} = \frac{(9 + 40)[dientes]}{2} + \frac{2(551[mm])}{9.525 [mm]} + \frac{9.525[mm] \left(\frac{(40 - 9)[dientes]}{2 \times 9.525[mm]} \right)^2}{551[mm]}$$

$$L_c = 140.24$$

La longitud total de la cadena es de $L_c = 140.24$ multiplicado por el paso $P_c = 9.525[mm]$ y tiene un valor de $L = 1336[mm]$

Ahora se calcula los pares de torsión que ejerce el eje sobre cada una de las catalinas. En la **Figura 4.35** se representa el diagrama de cuerpo libre de las catalinas.

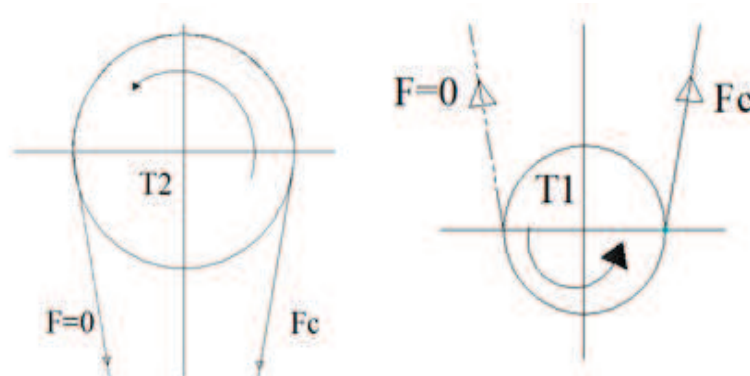


Figura 4.35 Diagrama de cuerpo libre de las catalinas

$$T_1 = 6.65 \text{ [Nm]}$$

$$F_1 = \frac{T_1}{\text{Radio de paso de la catalina}}$$

$$F_c = \frac{6.65 [Nm]}{\frac{0.031 [m]}{2}} = 429 [N]$$

Esta fuerza de tensión es para las dos catalinas. Con el resultado obtenido y con los catálogos del **Anexo 2.7**, en la **Tabla 4.18** y la **Tabla 4.19** se presenta las especificaciones de las catalinas y de la cadena de rodillos.

Tabla 4.18 Tabla de resumen de selección de catalinas

ISO 6B-1	Catalina 1	Catalina 2,3 y 4
Paso	9.525 [mm]	9.525 [mm]
Número de dientes	9	40

Fuente: Propia

Tabla 4.19 Tabla de selección de la cadena de rodillo

DIN 8187	Entre catalina 1 y 2	Entre catalina 3 y 4
Paso	9.525 [mm]	9.525 [mm]
Longitud	1336 [mm]	2396 [mm]

Fuente: Propia

4.3.4.11 Selección de las bandas trapezoidal.

Para poder determinar los ángulos de contacto se establece la distancia entre centro $C = 452 [mm]$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.49)**

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{220 - 63}{2 \times 452}$$

$$\theta_d = 160^\circ$$

$$\theta_D = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{220 - 63}{2 \times 452}$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.50)**

$$\theta_D = 200^\circ$$

Se procede a calcular la velocidad de la banda en $[pie/min]$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.53)**

$$V = \frac{\pi dn}{12}$$

$$V = \frac{\pi \times 2.48[\text{pulg}] \times 1700[\text{rpm}]}{12}$$

$$V = 1103.7 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

$$P = 0.47 \text{ hp}$$

Se procede al cálculo de las tensiones en las poleas.

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.56)**

$$F_c = 0.561 \left(\frac{1103.7}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0.68[\text{lb}f]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.58)**

$$\Delta F = \frac{63025 H_a/H_b}{n(d/2)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \times 0.6/2}{535.5 [\text{rpm}](2.48[\text{pulg}]/2)}$$

$$\Delta F = 28.47 [\text{lb}f]$$

$$\theta_d = 160^\circ = 2.79[\text{rad}]$$

$$f = 0.35^{45}$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.64)**

$$F_1 = 0.68 + \frac{28.47 \times \exp(0.35 \times 2.79)}{\exp(0.35 \times 2.79) - 1}$$

$$f = 0.35$$

$$F_1 = 43.65[\text{lb}f] = 194.16[\text{N}]$$

⁴⁵ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Págs.:804

$$4.4 [N] = 1 \text{ lbf}$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.60)**

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 43.65 - 28.47 = 15.18[\text{lbf}] = 67.52[N]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.51)** la longitud de paso de la banda es:

$$L_p = 2 \times 452 + 1.57 (200 + 63) + \frac{(200 - 63)^2}{4 \times 452}$$

$$L_p = 1327 [mm]$$

A la distancia de paso encontrada debe ser restar un valor de longitud adicional de acuerdo al tipo de sección a utilizarse y que se encuentra en el **Anexo 2.3**

$$L = 1327 [mm] - 33 [mm] = 1294[mm]$$

De acuerdo al catálogo de SKF la longitud primitiva recomendada es de $L = 1300[mm]$. Con este valor se vuelve a calcular la longitud de paso.

$$L_p = 1300 [mm] + 33 [mm] = 1333 [mm]$$

Las especificaciones de la banda trapezoidal seleccionada se presentan en la **Tabla 4.20**.

Tabla 4.20 Tabla de selección de la banda trapezoidal

Sección:	SPZ
Marcaje de la correa	SPZ1300
Longitud primitiva	1300 [mm]
Designación	PGH SPZ1300

Fuente: Propia

4.3.4.12 Cálculo de pernos para acople del motor.

Se realiza el cálculo de los pernos que acoplan el motor a la estructura de acuerdo con la **Figura 4.36**. Para lo cual se procede a calcular las fuerzas en los pernos para determinar cuál es el perno crítico a diseñar.

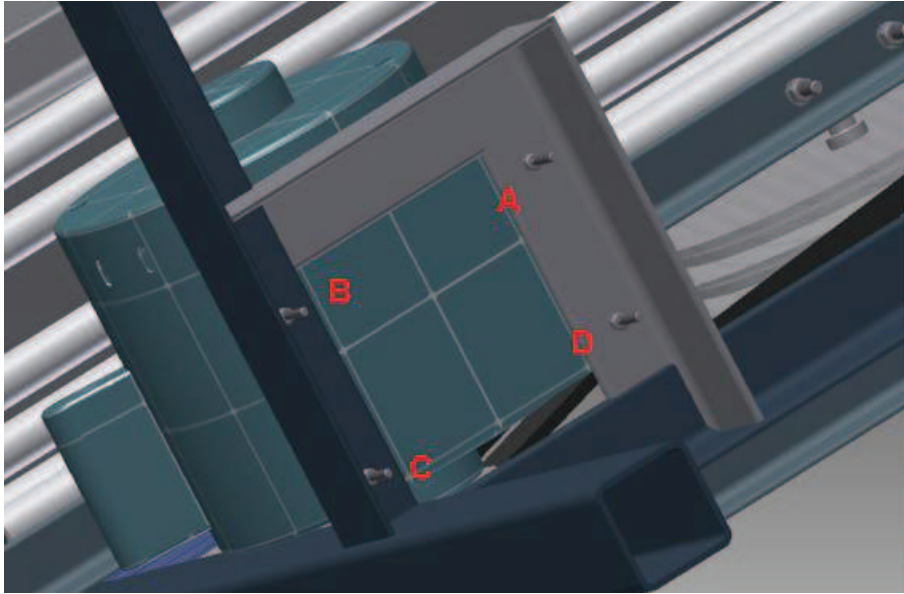


Figura 4.36 Posicionamiento de los pernos que acoplan el motor a la estructura.

4.3.4.12.1 Fuerza en los pernos

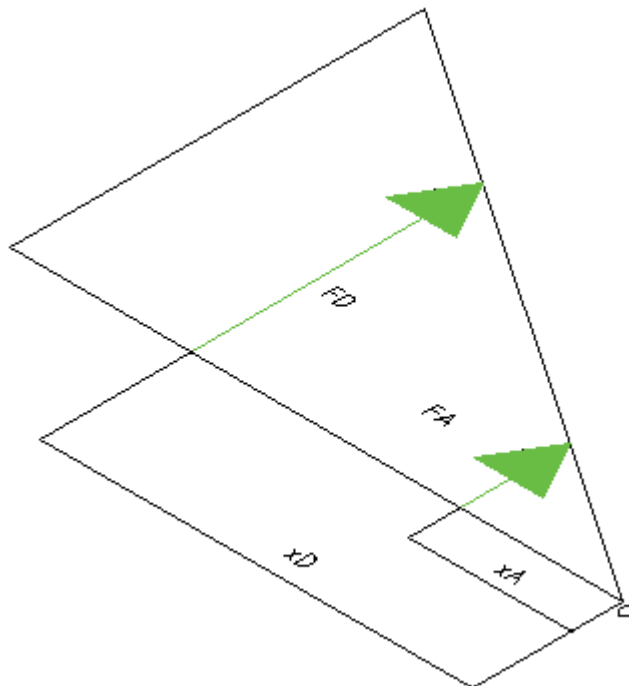


Figura 4.37 Fuerzas de los pernos delanteros

$$\frac{F_D}{x_A} = \frac{F_A}{x_A}$$

$$\frac{F_D}{152.5} = \frac{F_A}{12.5}$$

$$F_D = 12.2F_A$$

$$\sum M_o = F_D x_D + F_A x_A$$

$$19.77 = 12.2 F_A (152.5 \times 10^{-3} [m]) + F_A (12.5 \times 10^{-3} [m])$$

$$F_A = 10.56 [N]$$

$$F_D = 128.8 [N]$$

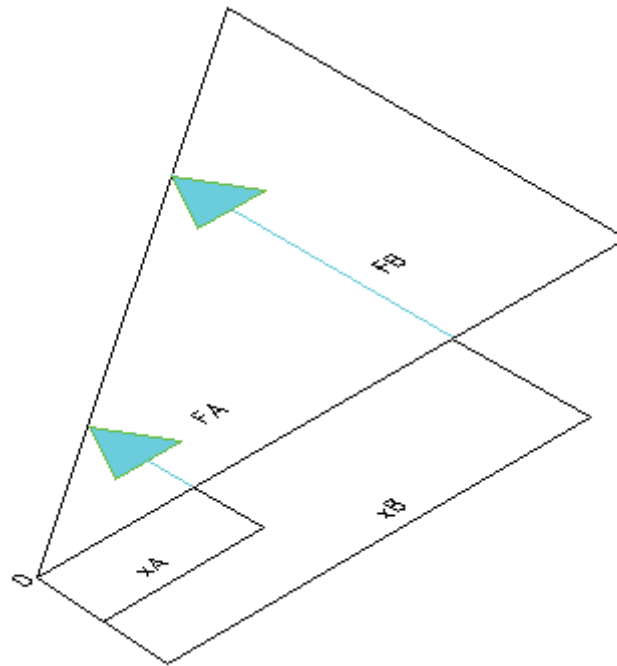


Figura 4.38 Fuerzas en los pernos derechos

$$\frac{F_A}{x_A} = \frac{F_B}{x_B}$$

$$\frac{F_A}{12.5} = \frac{F_B}{88.7}$$

$$F_A = 0.14 F_B$$

$$\sum M_o = F_A x_A + F_B x_B$$

$$2.06 = 0.14 F_B (12.5 \times 10^{-3} [m]) + F_B (88.7 \times 10^{-3} [m])$$

$$F_B = 22.78 [N]$$

$$F_A = 3.18 [N]$$

$$F_A' = 6.87 [N] - 23.05 = -16.18 [N]$$

$$F_B' = 16.67 [N] - 23.05 = -6.38 [N]$$

$$F_C' = 75.79[N] - 23.05 = 52.74[N]$$

$$F_D' = 65.99 [N] - 23.05 = 42.94[N]$$

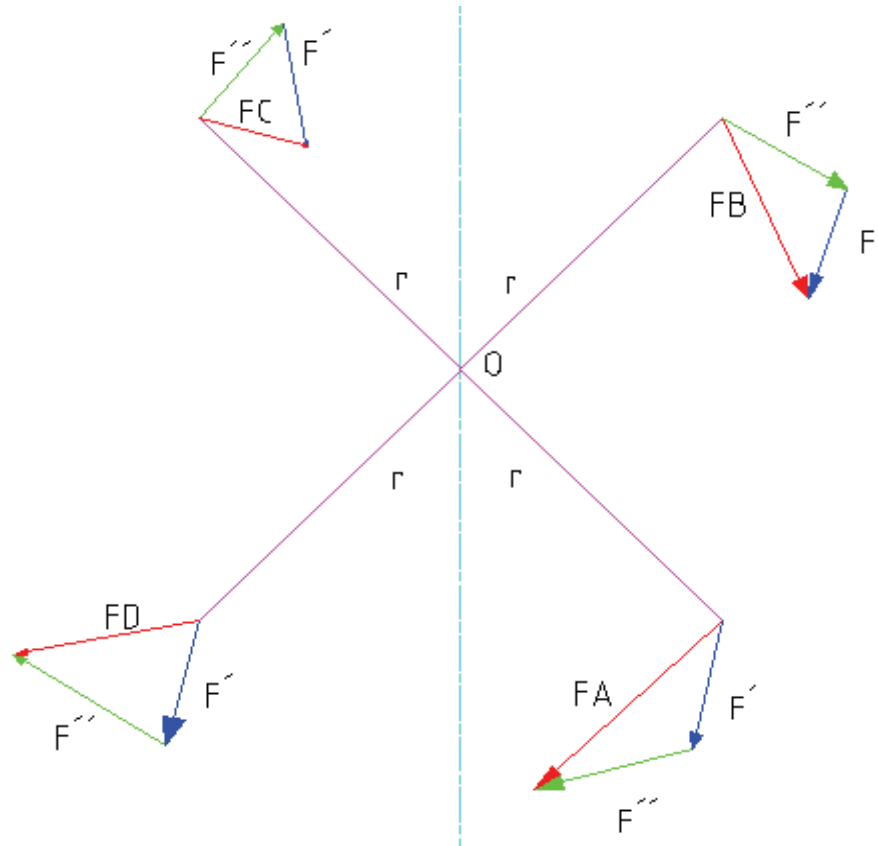


Figura 4.39 Diagrama de cuerpo libre de las resultantes producidas por el momento en y

$$\frac{V}{4} = \frac{134.15}{4} = 33.54[N] = F'$$

$$\frac{Fz}{4} = \frac{224.68}{4} = 56.17[N]$$

$$F'' = \frac{M}{4r}$$

$$F'' = \frac{26.43}{4(78.83 \times 10^{-3}[m])}$$

$$F'' = 83.82[N]$$

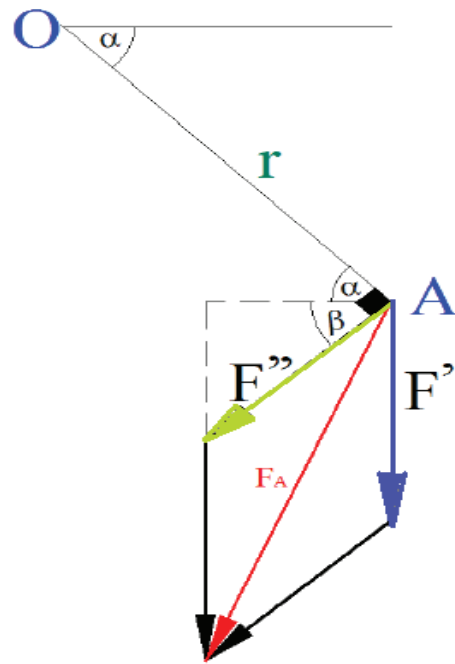


Figura 4.40 Fuerzas en el perno A

$$F_{Ax} = -83.82 \cos(58.81) = -43.41 [N]$$

$$F_{Ay} = -83.82 \cos(31.19) - 33.54 = -105.24 [N]$$

$$F_{Az} = 56.17 [N]$$

$$F_A = 126.94 [N]$$

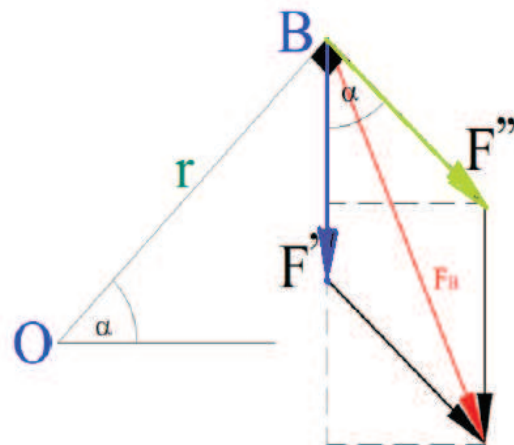


Figura 4.41 Fuerzas en el perno B

$$F_{Bx} = 83.82 \sin(31.19) = 43.41 [N]$$

$$F_{By} = -83.82 \cos(31.19) - 33.54 = -105.24 [N]$$

$$F_{Bz} = 56.17 [N]$$

$$F_B = 126.94[N]$$

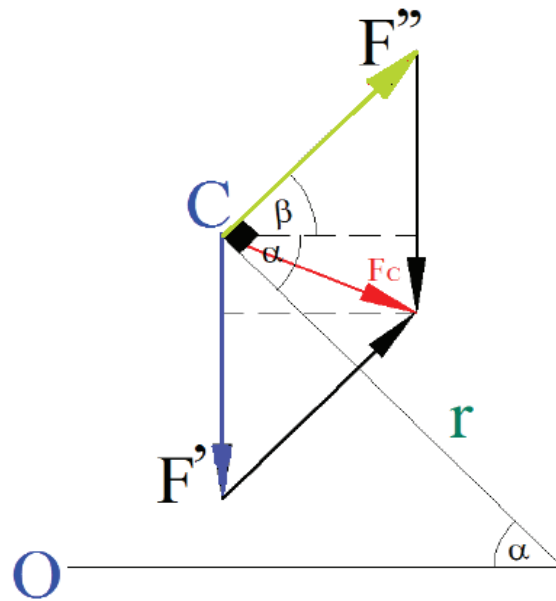


Figura 4.42 Fuerza en el perno C

$$F_{Cx} = 83.82 \cos(58.81) = 43.41[N]$$

$$F_{Cy} = 83.82 \sin(58.81) - 33.54 = 38.16[N]$$

$$F_{Cz} = 56.17[N]$$

$$F_C = 80.6[N]$$

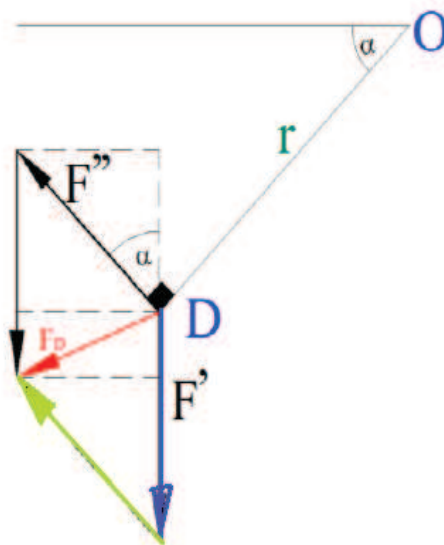


Figura 4.43 Fuerzas en el perno D

$$F_{Dx} = 83.82 \sin(31.19) = -43.41[N]$$

$$F_{Dy} = 83.82 \cos(58.81) - 33.54 = 38.16 [N]$$

$$F_{Dz} = 56.17 [N]$$

$$F_D = 80.6 [N]$$

Se diseña para el perno C el cual tiene la mayor fuerza y cuyo valor es de $P = 52.74 [N]$

Perno M 6 × 1 Grado SAE1

Del **Anexo 1.12** se tiene las siguientes propiedades del perno:

$$S_{ut} = 60 \times 6.89 = 413.4 [MPa]$$

$$S_p = 33 \times 6.89 = 227.37 [MPa]$$

$$S_y = 36 \times 6.89 = 248.04 [MPa]$$

$$E = 30 \times 6.89 = 206.7 [MPa]$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.80**)

$$k_b = \frac{\pi d^2 E}{4l}$$

$$k_b = \frac{\pi (4 \times 10^{-3} [m])^2 206.7 [MPa]}{4 (6 \times 10^{-3} [m])}$$

$$k_b = 432.9 \times 10^3 \frac{N}{m}$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.82**) se tiene:

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{(l + 0.5d)}{(l + 2.5d)} \right]}$$

$$k_m = \frac{\pi \times 206.7 [MPa] (4 \times 10^{-3} [m])}{2 \ln \left[5 \frac{(6 \times 10^{-3} [m] + 0.5(4 \times 10^{-3} [m]))}{(6 \times 10^{-3} [m] + 2.5(4 \times 10^{-3} [m]))} \right]}$$

$$k_m = 1417.38 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

De acuerdo a la ecuación (**Ec. 2.85**)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{432.9 \times 10^3}{432.9 \times 10^3 + 1417.38 \times 10^3}$$

$$C = 0.23$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.89)**

$$F_p = A_t S_p$$

El área de tensión se obtiene del **Anexo 1.11**

$$F_p = 8.78 \times 10^{-6} [m^2] \times 227.37 [MPa] = 2 [KN]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.88)**

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p$$

$$1.2[KN] \leq F_i \leq 1.8[KN]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.87)**

$$F_m = (1 - C)P - F_i$$

$$F_m = (1 - 0.23) \times 52.74[N] - 1.8 \times 10^3[N]$$

$$F_m = -1.76[KN]$$

$$F_r = F_m \mu$$

$$1.76[KN] \times \mu > 0.13[KN]$$

$$\mu > 0.07$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.12)**

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.92)**

$$S_e' = 19.2 + 0.314 S_{ut}$$

$$S_e' = 19.2 + 0.314 \times 413.4 [MPa]$$

$$S_e' = 129.8 [MPa]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.13)**

$$k_a = a S_{ut}^{-b}$$

$$k_a = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$k_a = 0.91$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.14)**

$$k_b = 1$$

$$k_c = 1$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.93)**

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

Del **Anexo 1.13** se obtiene $K_f = 2.2$

$$k_e = \frac{1}{2.2} = 0.45$$

$$S_e = 129.8[MPa] \times 0.91 \times 0.45 = 53.15[MPa]$$

De acuerdo a la ecuación **(Ec. 2.90)**

$$n = \frac{2(A_t \times S_{ut} - F_i)}{C \times P \left(\frac{S_e}{S_{ut}} + 1 \right)}$$

$$n = \frac{2(8.78 \times 10^{-6}[m^2] \times 413.4 \times 10^6[Pa] - 1.8 \times 10^3[N])}{0.32 \times 52.74[N] \left(\frac{413.4[MPa]}{53.15[MPa]} + 1 \right)}$$

$$n = 24.72$$

Los pernos seleccionados trabajan sin problema a fallar.

4.3.5 DESPACHO DE LA MATERIA PRIMA

Para recoger la materia prima seleccionada, se lo realiza en sus respectivos depósitos, el material utilizado es el mismo que se utiliza en la fabricación de la tolva de distribución, acero inoxidable AISI 304. El espesor de la chapa metálica es de 1 [mm]. En las **Figura 4.44** a la **Figura 4.47** se indican el posicionamiento de cada una de las tovas de salida de producto clasificado dentro del conjunto máquina.

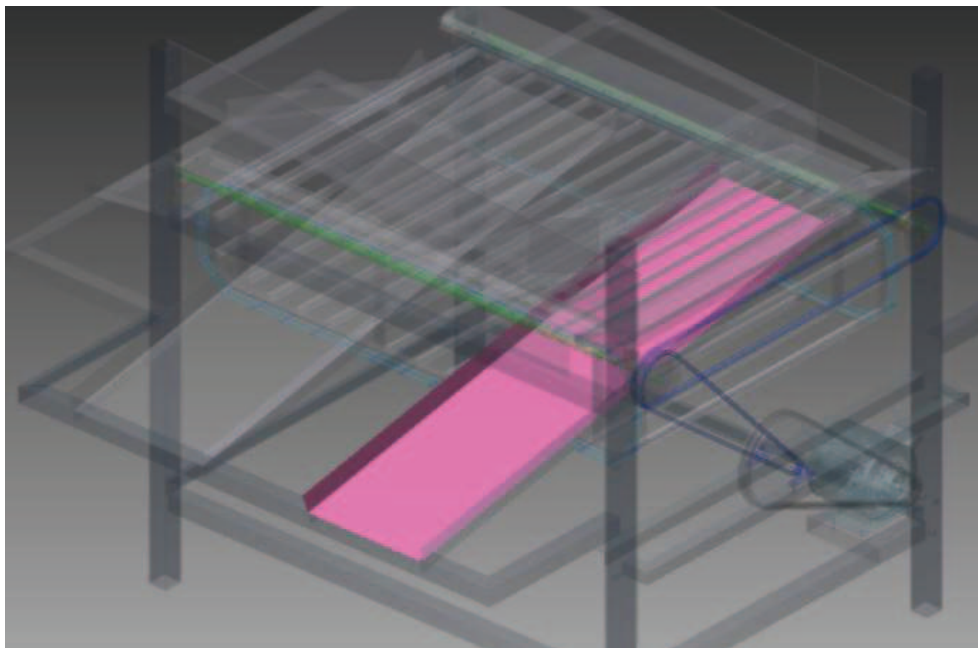


Figura 4.44 Bandeja de salida de tomate de primera.

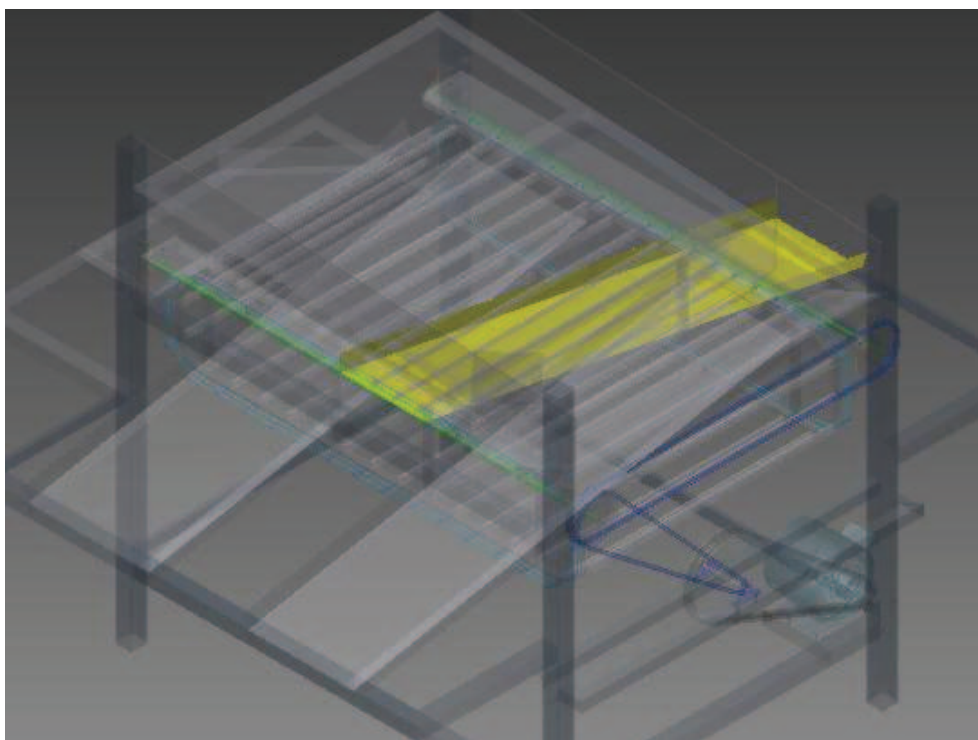


Figura 4.45 Bandeja de salida de tomate de segunda.

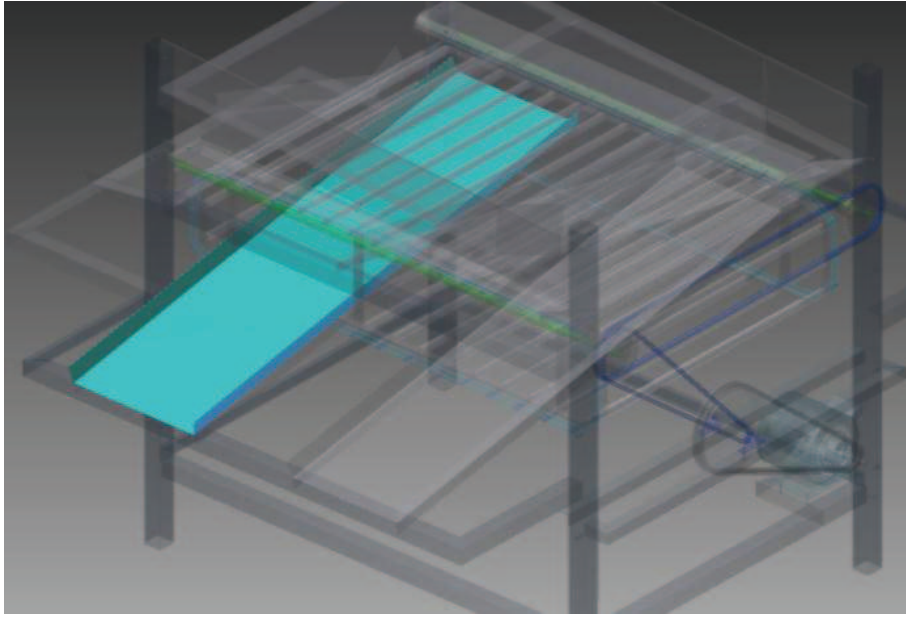


Figura 4.46 Bandeja de salida de tomate de tercera.

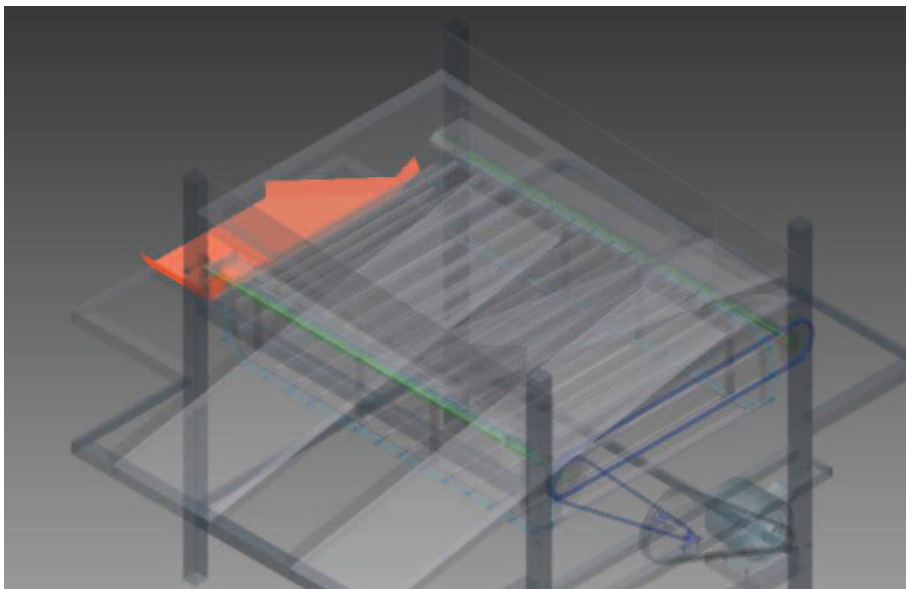


Figura 4.47 Bandeja de salida de tomate extra.

4.3.6 ESTRUCTURA

Para determinar los perfiles de la estructura que soportará el mecanismo se utiliza el programa SAP 2000.

Se determina el tipo de estructura que se va a realizar. Las uniones entre miembros de la estructura son soldadas. La **Figura 4.48** indica la estructura previamente desarrollada en Autocad y exportada al programa SAP 2000.

Se colocan las cargas en los lugares respectivos. Se han tomado en cuenta los siguientes aspectos: peso de todos los elementos que constituyen el sistema de transmisión de potencia a los rodillos de clasificación (motor, poleas, bandas, cadenas), la carga de los tomates en la tolva y el peso de los rodillos de acero sobre el perfil soportante correspondiente. En la **Figura 4.50** se indica en donde se han ubicado las cargas que soporta la máquina clasificadora de tomates.

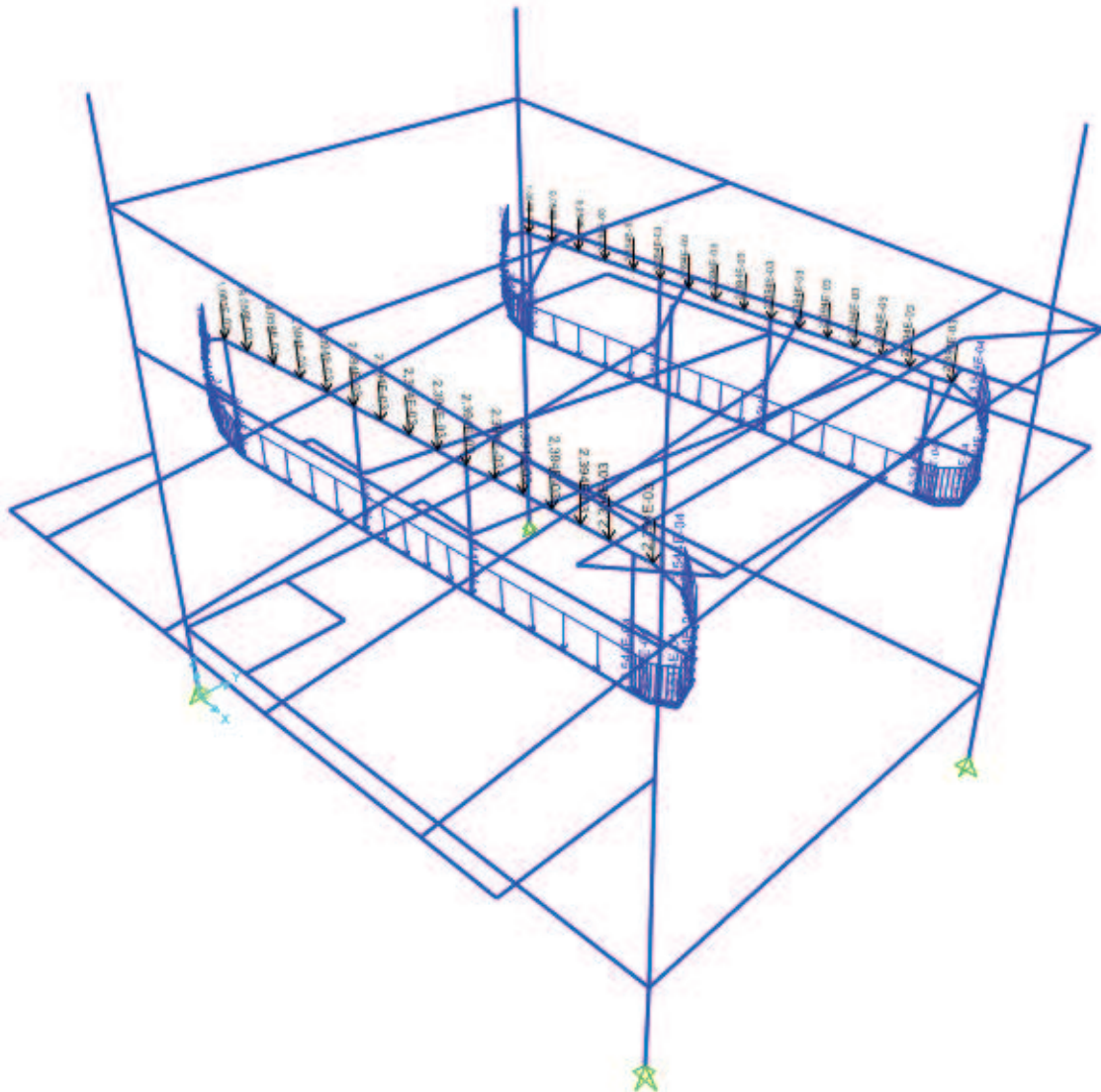


Figura 4.50 Representación de las cargas que soporta la máquina.

Se hace correr el programa y se realiza un análisis de la deformación que sufre la estructura, estos resultados se indican en la **Figura 4.51**, lo que indican que las deformaciones que sufre la estructura son menores de $0.980 [mm]$.

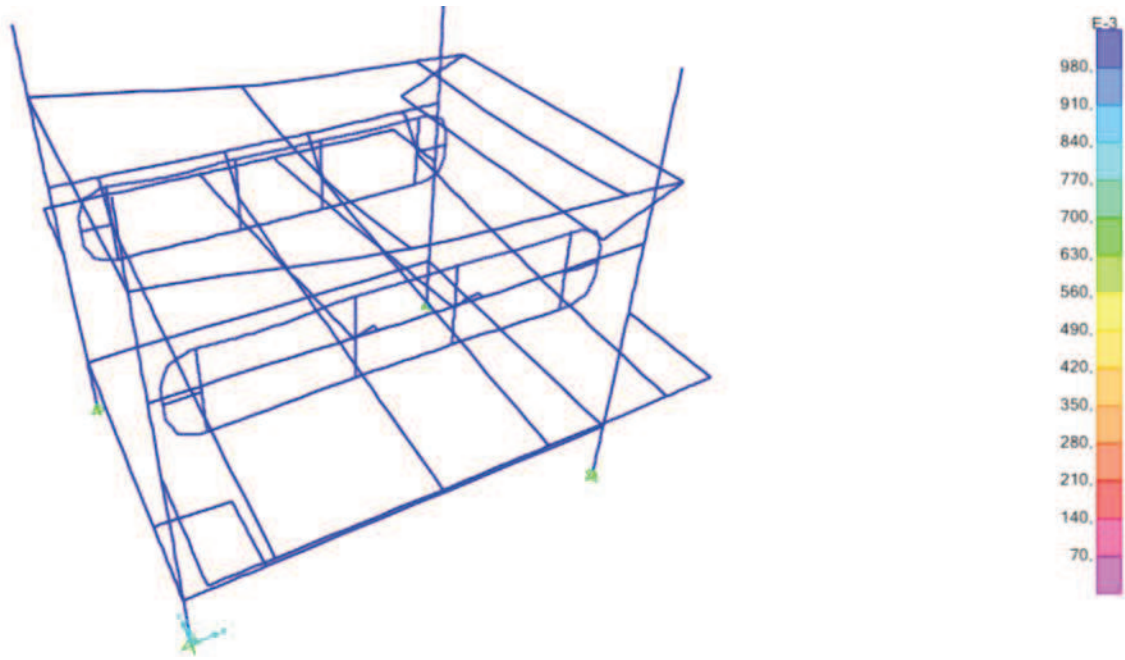


Figura 4.51 Análisis de la deformación de la estructura en [mm].

El siguiente paso es ver la resistencia, para lo cual se realiza el análisis del factor de seguridad de cada uno de los miembros de la estructura. En la **Figura 4.52** se indica de acuerdo al color como está trabajando la estructura, la parte crítica es los rieles, para lo cual anteriormente se ha realizado el cálculo manual de esta zona. La estructura está trabajando al 25 % de su capacidad.

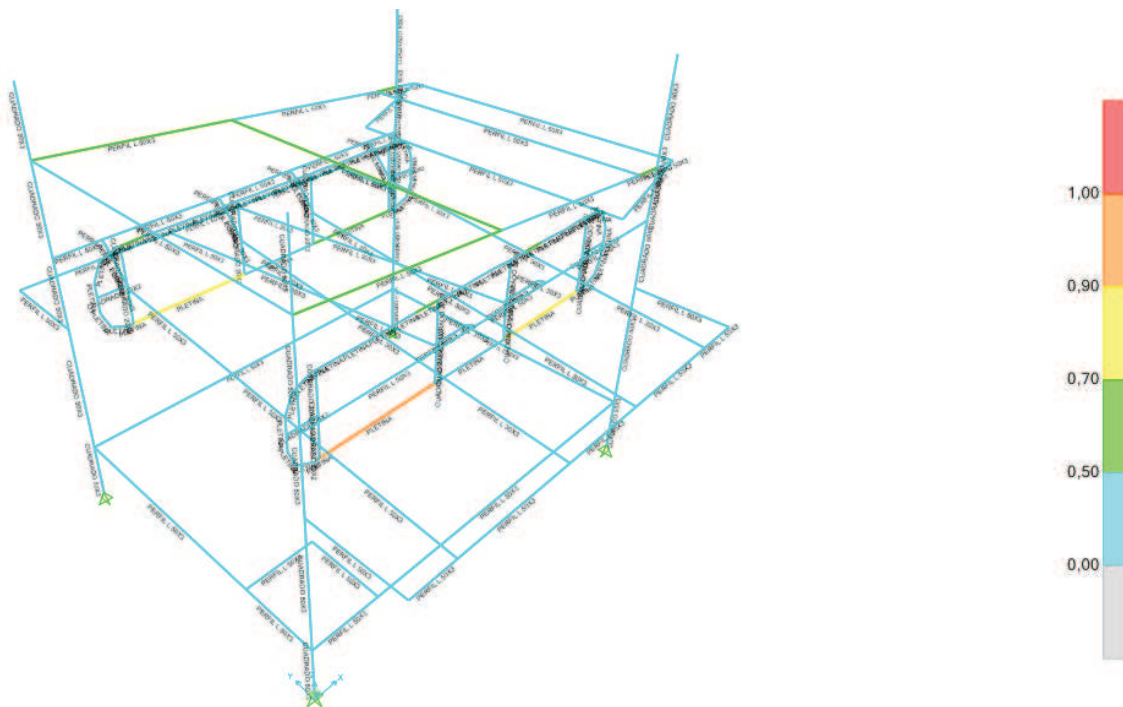


Figura 4.52 Análisis del factor de seguridad de la estructura.

De acuerdo a los resultados obtenidos por el programa SAP2000 y realizando varias simulaciones con diferentes tamaños y formas de perfiles, se determinan los perfiles apropiados a utilizar en la construcción de la máquina clasificadora de tomates debido a que satisface sin problemas cargar los componentes de la máquina y la facilidad de encontrar estos perfiles en el mercado local. De la **Figura 4.53** a la **Figura 4.57**, se indican los perfiles utilizados diferenciándolos con colores y saber en dónde se encuentran ubicados en el conjunto máquina para el posterior desarrollo de los planos de construcción.



Figura 4.53 Perfil cuadrado 50 x 50 x 3 [mm] (color verde).

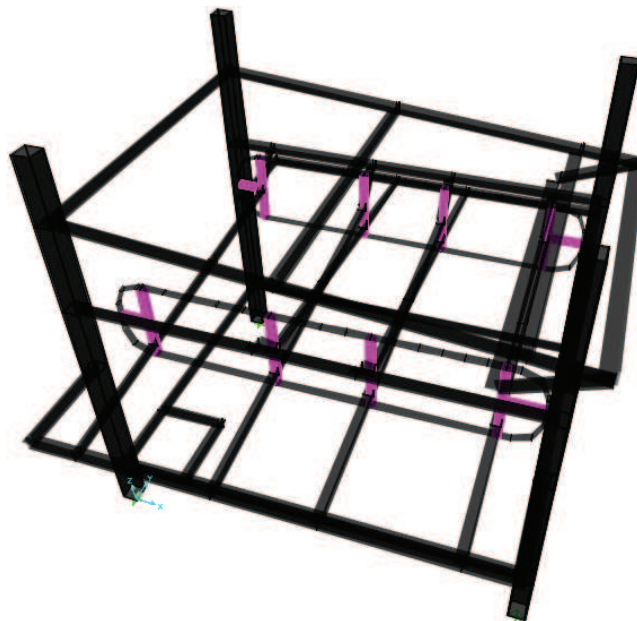


Figura 4.54 Perfil cuadrado 20 x 20 x 2 [mm] (color magenta).



Figura 4.55 Perfil en L 30 x 30 x 3 [mm] (color rojo).

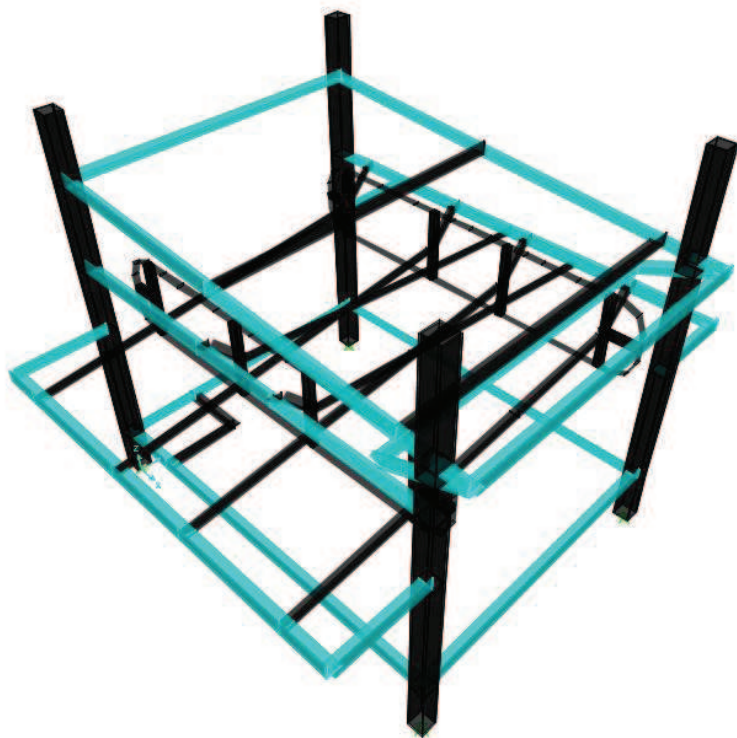


Figura 4.56 Perfil en L 40 x 40 x 4 [mm] (color celeste).

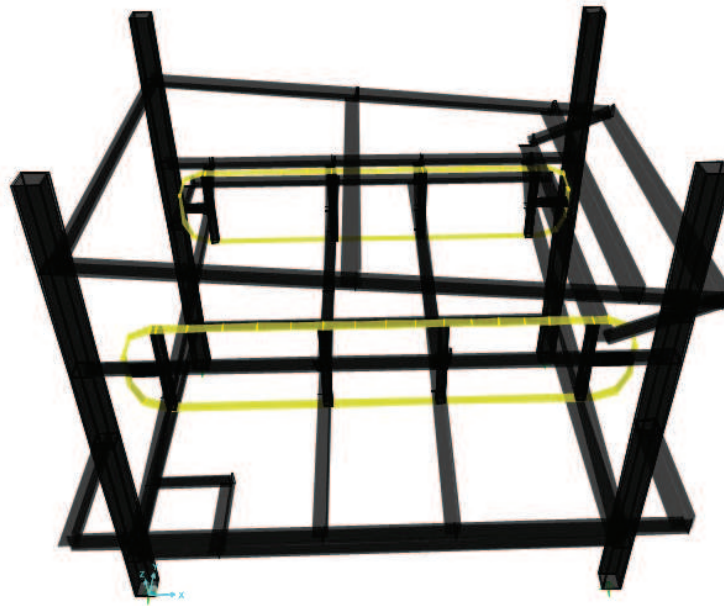


Figura 4.57 Pletina de 20 x 6 [mm] (color amarillo).

4.4 ELABORACIÓN DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

4.4.1 PLANOS DE TALLER Y MONTAJE.

El plano de conjunto de la máquina clasificadora de tomate muestra una visión general del dispositivo a construir en donde se encuentra enumerada cada uno de los elementos que componen la máquina. Todos los planos destinados para la fabricación de la máquina se encuentran en el Anexo 5.

4.4.2 HOJAS DE PROCESOS.

Mediante la elaboración de las hojas de proceso permiten conocer los procedimientos que se deben realizar para la fabricación de cada uno de los elementos que componen la máquina de acuerdo a las dimensiones indicadas en los planos de taller. Las hojas de proceso de los elementos a ser construidos se encuentran en el Anexo 4.

4.4.3 REQUERIMIENTOS PARA LA FABRICACIÓN.

4.4.3.1 Máquinas y equipos:

Las principales operaciones y máquinas usadas para la fabricación y construcción de los elementos de máquina se indican en la **Tabla 4.21**.

Tabla 4.21 Máquinas y equipos utilizados en la construcción de la máquina.

OPERACIÓN	MÁQUINA	SIMBOLO
Fabricación de elementos mecánicos	Fresadora	MT1
	Torno	MT2
Esmerilado	Esmeril	MT3
Acabados	Amoladora	MT4
Acabados	Rectificadora	MT5
Perforación	Taladro de banco	MT6
Suelda de la tolva	Equipo de suelda TIG	E1
Suelda de la estructura	Equipo de suelda SMAW	E2
Pintura	Equipo de pintura	E3

4.4.3.2 Herramientas:

Las herramientas manuales necesarios se indican en la **Tabla 4.22**.

Tabla 4.22 Herramientas utilizadas en la fabricación de la máquina.

OPERACIÓN	HERRAMIENTA	SIMBOLO
Taladrado	Taladro eléctrico	T
Corte de perfiles	Sierra de arco	
Corte de chapa metálica	Tijera	
Acabados	Limas	
Roscar	Machuelos	
Ajuste	Llaves y copas	
Ajuste	Prensa	

4.4.3.3 Instrumentos de medición:

En la **Tabla 4.23** se indican los instrumentos de medición necesarios.

Tabla 4.23 Instrumentos de medición utilizados en la fabricación de la máquina.

OPERACIÓN	HERRAMIENTA	SIMBOLO
Control de medidas	Calibrador pie de rey	MI
	Flexómetro	
	Escuadra	
	Goniómetro	
	Nivel	
	Regla metálica	

4.4.3.4 Elementos a construir

En la **Tabla 4.24** se indica los elementos que se van a construir en los diferentes sistemas que posee la máquina clasificadora de tomate.

Tabla 4.24 Listado de elementos a construir

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
2	Chavetas
2	Poleas
2	Piñones
1	Eje de transmisión
35	Rodillos
1	Enrazadera
1	Tapa frontal
2	Tapa para el tornillo de paso variable
4	Tolvas de salida de producto clasificado
2	Tornillos de paso variable
72	Eslabones
1	Estructura

4.4.4 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA DE TOMATES.

Se acciona el motor de la máquina clasificadora mediante el interruptor incorporado en el motor.

Se deben colocar las gavetas de plásticos correspondientes en los lugares establecidos para recoger los tomates clasificados.

Se carga a la tolva de alimentación 184 [kg] de tomate previamente clasificado (se desecha los tomates podridos) que corresponde a 8 gavetas de 23 [kg] de capacidad de fruto. Para cumplir con la capacidad establecida en los objetivos del proyecto la carga de la materia prima se lo realiza en periodos de 15 minutos o cuando ya no haya materia prima en la tolva de distribución.

La máquina clasifica automáticamente en las respectivas gavetas.

Cuando la gaveta de plástico se encuentra llena (23 [kg] de producto) se retira y se coloca inmediatamente otra gaveta vacía para que la máquina siga clasificando.

4.5 COSTOS

Para sacar el costo total, se ha dividido en: costos de materiales directos, costos de elementos normalizados, costos de mano de obra y costos de materiales adicionales.

4.5.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS

En la tabla de los costos de los materiales directos se indican detallados los costos y las cantidades de la materia prima necesaria para la construcción.

4.5.2 COSTO DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS

En la tabla de costos de elementos normalizados se indican detallados los costos de los elementos normalizados.

TABLA DE COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS				
Elementos	Denominaciones	Cant.	Costo/u(USD)	Costo TOTAL (USD)
Motor	Tipo 1RF3, 0,75 HP, 110 V, 1750 RPM	1	170	170
Polea en V, 2 gargantas	DIN7753/1, SPA, D=63mm	1	39	39
Tornillo Hexagonal	DIN 931, M6x1x30	4	0,3	1,2
Soporte	ISO 3228, FAG SN 505, d=22mm	2	2,6	5,2
Piñon métrico tipo A	ISO68- 1, Paso=9.525mm, z=9	1	5,8	5,8
Polea en V, 2 gargantas	DIN7753/1, SPA, D=200mm	1	64	64
Rodamiento de bolas	ISO 9628, FAG 608, D=22mm, d=8mm, B=7mm	2	1,7	3,4
Arandela plana	ISO 7089, 6-140 HV	8	0,05	0,4
Tuerca hexagonal	ISO 4030, M6x1	4	0,15	0,6
Piñon métrico tipo A	ISO68- 1, Paso=9.525mm, z=40	3	24,5	73,5
Tornillo semiredondo	ISO 1207, M4 x 0.7x8	43	0,1	4,3
Soporte con Rodamiento Tipo S	ISO 3228, FAG P203, d=15mm, b=32mm	4	5,12	20,48
Tornillo Hexagonal	ISO 4014, M10x1.5x45	8	0,4	3,2
Arandela plana	ISO 7089, 10-140 HV	16	0,07	1,12
Tuerca hexagonal	ISO 4032, M10x1.5	8	0,2	1,6
Cadena de rodillos	DIN 8187, Paso=9.525mm, L=2396mm	1	48,73	48,73
Cadena de rodillos	DIN 8187, Paso=9.525mm, L=1336mm	1	27,17	27,17
Banda en V	RVZA, SPZ1300	2	4,5	9
Remache JB/T	10582-2006, 2.5-4	16	0,02	0,32
Anillo de seguridad	DIN 471, A 10 x 1	144	0,17	24,48
			SUBTOTAL	503,5

4.5.3 COSTOS DE MANO DE OBRA

En la tabla de costos de mano de obra se encuentran detallados los costos y los tiempos necesarios para la fabricación de los elementos de máquina.

TABLA DE COSTOS DE MANO DE OBRA

ELEMENTO	FRESADO		TORNEADO		AMOLADO		CORTE PLASMA		RECTIFICADO		TALADRADO		DOBLADO		SOLDADURA		PINTURA		Operario HHM (usd/h)	Costo (usd)	TOTAL		
	MT1 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT2 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT3 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT4 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT5 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT6 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	MT7 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	E1 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)	E2 HHM (usd/h)	Costo requerido (usd)					
Chaveta	0,17	1,7																	0	0,27	0,86	3,56	
Eje de transmisión	0,17	1,7	1,25	10	1,25	3,75	0	0	0	0,1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	2,67	8,54	23,99	
Tolva de distribución		0		0	0,42	1,26	0,5	7,5				0	0,17	0,51	0,5	1,5	0,2	3	0	1,79	5,73	19,50	
Placa		0		0	0,17	0,51	0,17	2,55				0	0	0	0	0,2	3		0	0,54	1,73	7,79	
Enrazadera		0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17	0,51	0,1	0,3		0	0	0,27	0,86	1,67	
Tapa del sistema de transmisión		0		0	0,25	0,75	0,6	9				0	0,25	0,75	0,3	0,9		0	0,3	1,7	5,44	19,24	
Tolva de salida tomates de II		0		0	0,17	0,51	0,25	3,75				0	0,17	0,51	0,17	0,51		0	0	0,76	2,43	7,71	
Tornillo de paso variable		0	8	64	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8	25,60	89,60	
Tolva de salida tomates extra		0		0	0,25	0,75	0,6	9				0	0,3	0,9	0,3	0,9		0	0	1,45	4,64	16,19	
Tolva de salida tomates de III		0		0	0,17	0,51	0,25	3,75				0	0,17	0,51	0,17	0,51		0	0	0,76	2,43	7,71	
Tapa del tornillo		0		0	0,1	0,3	0,17	2,55				0	0,17	0,51	0,3	0,9		0	0,17	1,36	2,91	8,53	
Tolva de salida tomates de I		0		0	0,17	0,51	0,25	3,75				0	0,17	0,51	0,17	0,51		0	0	0,76	2,43	7,71	
Tapa I		0		0	0,17	0,51	0,25	3,75				0	0,17	0,51	0,3	0,9		0	0,25	2	1,14	3,65	11,32
Eslabón	3,6	36		3	9	0	0	0	1,8	18	3	9	0	0	0	0	0	0	0	11,4	36,48	108,48	
Alma de rodillo		0	45	360	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	144,00	504,00	
Recubrimiento del rodillo		0		0	1,8	5,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,8	5,76	11,16	
Estructura		0		0	6	18	6	90				0	3	9	0	0	3	45	2	16	20	64,00	242,00
		39,4		434		41,76		135,6		19		23,22		6,93		51			21,76		317,504	1090,17	

4.5.4 COSTOS DE MATERIALES ADICIONALES

En la tabla de costos de materiales adicionales se encuentra detallado los costos de los materiales adicionales para la construcción de la máquina.

TABLA DE COSTOS DE MATERIALES ADICIONALES

MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
		USD	USD
Limpiador/desoxidante [lt]	1	15	15
Pintura anticorrosiva [galón]	1	20,97	20,97
Thiñer [lt]	4	3	12
Electrodo E6011 [kg]	1	5,17	5,17
Broca M10 HSS [u]	2	0,8	1,6
Broca M8 HSS [u]	1	0,75	0,75
Broca M5 HSS [u]	1	0,5	0,5
Broca M3,3 HSS [u]	2	0,4	0,8
Fresa de vástago Ø 10 mm [u]	1	15	15
Disco de amolar [u]	1	6	6
Disco de corte [u]	2	5,6	11,2
Guaipes [u]	15	0,1	1,5
Lija de hierro [u]	5	0,4	2
		SUBTOTAL	77,49

4.5.5 COSTO TOTAL

De los resultados de las tablas anteriores, se realiza la **Tabla 4.25** donde se muestran los resultados obtenidos para sacar el costo total de la máquina.

Tabla 4.25 Costo total de construcción de la máquina

ITEMS	TIPO DE COSTO	COSTO TOTAL [USD]
C1	Costo de materiales directos	633,10
C2	Costos de materiales normalizados	503,50
C3	Costos de mano de obra	1090,17
C4	Costo de materiales adicionales	77,49
C5	$\sum (C1 + C2 + C3 + C4)$	2304,26

C6	Costo de montaje 10% C5	230,43
C7	Costo de diseño 10% C5	230,43
C8	Utilidad 15% C5	345,64
C9	TOTAL	3110,76

Fuente: Propia, RIBA Carles, (2002), "Diseño concurrente",

La máquina tiene un costo total de 3110,76 dólares americanos.

4.6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Con el protocolo de pruebas, se busca comprobar el funcionamiento apropiado de los diferentes sistemas constitutivos de la máquina clasificadora de tomates. En caso de fallo, se deberá hacer un rediseño y comprobar de nuevo que no falla.

Para la comprobación de los diferentes sistemas, tanto en su parte funcional, como en dimensiones, materiales y otros

4.6.1 Función.

Inspección visual del sistema de clasificación al cargar una vez los tomates en la tolva. Es satisfactorio si la máquina clasifica en cuatro diferentes tamaños a los tomates. Es no satisfactorio si la máquina clasifica una cantidad menor a 4 tamaños de tomates o no clasifica los tomates.

4.6.2 Capacidad en la tolva de distribución

Es satisfactorio si en la tolva de distribución se puede colocar 4 cajas de tomates (23 [kg] cada una) sin inconvenientes. Es no satisfactorio si en la tolva no es posible la colocación de 8 cajas establecidas como mínimo.

4.6.3 Dimensiones.

Verificar que las dimensiones de la máquina sean de 1744 [mm] x 1764 [mm] x 1238 [mm] de altura tomando en consideración que se debe asumir una tolerancia de +/- 10 [mm]. Es satisfactorio si todas las dimensiones de largo ancho y altura son las indicadas anteriormente. Es no satisfactorio si al menos una de las dimensiones indicadas anteriormente no es la correcta.

4.6.4 Capacidad.

Comprobación visual en una hora de funcionamiento de la máquina clasificadora de tomates. Es satisfactorio si la máquina clasifica 700 [kg/h] de materia prima sin ningún inconveniente. No es satisfactorio si la capacidad de clasificación es menor a 700 [kg/h].

4.6.5 Materiales.

Inspección visual de las superficies en las cuales exista contacto directo con la materia prima. Es satisfactorio si los acabados así como los materiales utilizados son los adecuados. No es satisfactorio si los materiales utilizados no son los adecuados.

4.6.6 Instalaciones eléctricas y capacidad del motor.

Es satisfactorio si la instalación eléctrica del motor está realizada adecuadamente, además hay que comprobar que el motor no se recaliente después de una jornada de trabajo. No es satisfactorio si la instalación del motor eléctrica es deficiente, y además la potencia del motor no abarca en cubrir la capacidad de la máquina.

Para comprobar los diferentes sistemas se toma en consideración el protocolo de pruebas de la **Tabla 4.26**.

Tabla 4.26 Formato de protocolo de pruebas de la máquina.

PROTOCOLO DE PRUEBAS			
FECHA:		REVISIÓN:	
EMPRESA:			
REALIZADO POR:			
NOMBRE DE EQUIPO:			
ITEMS	SATISFACTORIO	NO SATISFACTORIO	RECOMENDACIONES
FUNCIÓN			
Clasificación en 4 tamaños diferentes			
Capacidad en la tolva de distribución de 4 cajas (92 [kg])			
DIMENSIONES			
Largo 1764 [mm]			
Ancho 1744 [mm]			
Altura 1238 [mm]			
CAPACIDAD			
Clasifica 700 [kg/h]			
PESO			
180 [kg]			
MATERIALES			
Materiales apropiados para el manejo de alimentos			
INSTALACIÓN ELÉCTRICA			
Conexiones del motor			

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como resultado de este trabajo de investigación cuyo principal objetivo es diseñar una máquina clasificadora de tomate, se obtienen las siguientes conclusiones y recomendaciones:

5.1 CONCLUSIONES

Para obtener el diseño de una máquina capaz de separar el fruto en cuatro diferentes tamaños de tomates de acuerdo a la demanda del mercado, se ha realizado el análisis de varios sistemas mecánicos tomando en cuenta: la simplicidad del mecanismo, ergonomía, el ruido, costos, facilidad de construcción, mantenimiento y montaje; en este proceso se descartaron varias para satisfacer los requerimientos establecidos por los pequeños agricultores, el sistema de clasificación escogido consta de un conjunto de rodillos unidos mediante eslabones formando una cadena cerrada que se desplazan sobre una guía fija a la estructura, el movimiento y la separación de los rodillos lo realiza un tornillo de potencia de paso variable, el cual se ha diseñado de acuerdo a los tamaños de tomate que se cultivan en los invernaderos encuestados.

Del estudio de campo realizado, en la mayoría de sectores en donde se cultiva el tomate, la clasificación se lo realiza de forma manual y artesanal, por lo cual otro objetivo específico de este estudio fue alcanzado, la automatización en el proceso de post cosecha del tomate se logra mediante la utilización de esta máquina en los invernaderos productores.

Para escoger el material para el diseño y construcción de los diferentes elementos que componen la máquina, se han tomado en cuenta parámetros como: la funcionalidad y la disponibilidad en el mercado local; el mecanismo que se

encuentran en contacto directo con el producto a clasificar se ha seleccionado el mejor material disponible de tal manera que no presente peligro alguno para el consumidor.

Por asuntos de costos y estética, el tamaño de la máquina se redujo del diseño original, la consecuencia de esto generó que se debe cargar cada 5 minutos 61.3 [kg] a la tolva de alimentación que corresponden a 3 gavetas de 23 [kg] de producto para cumplir la capacidad propuesta en los objetivos.

La estructura de la máquina clasificadora de tomates fue simulada en el programa SAP 2000, mientras que el tramo crítico se realizó los cálculos para comparar resultados, se comprobó la estabilidad, el comportamiento y la resistencia ante la presencia de las diferentes cargas que actúan sobre la estructura soportante.

El costo de la máquina es relativamente bajo en comparación con máquinas que presentan características similares, lo cual incentiva a la construcción de la máquina diseñada y entrar a competir en el mercado.

5.2 RECOMENDACIONES

Durante el proceso de construcción se debe tomar especial precaución en la elaboración de las rieles que soportan los rodillos, se debe cumplir al pie de la letra los procesos establecidos en los planos adjuntos de tal manera que al momento del ensamblaje no sea necesario realizar variaciones en los demás conjuntos de la máquina y funcione con normalidad.

Para el montaje de la máquina se debe seguir los siguientes pasos: en la estructura soportante de la máquina se debe realizar una inspección visual de las juntas soldadas, se emperna el motor a la estructura, por otro lado en los tornillos de potencia y el eje de transmisión se colocan los rodamientos respectivos para

ensamblarlos al conjunto máquina, los rodillos se les van ensamblando uno a uno en las rieles fijas por medio de los eslabones y asegurándolos con los anillos de seguridad, después se realiza el ensamblaje de las poleas y catalinas en el sistema de transmisión de potencia desde el motor hacia los tornillos de potencia, por último se empernan las tapas de protección, la enrazadera, las bandejas de salida y la tolva de distribución.

La superficie en donde se va a situar la máquina debe ser lisa y nivelada, de tal manera que se garantice su estabilidad por su peso propio, además la máquina se debe ubicar cerca de una fuente de energía eléctrica y en un lugar cerrado para evitar oxidación por humedad en las partes mecánicas.

Cuando la máquina se encuentre en funcionamiento se deben tomar las medidas de seguridad apropiadas para impedir los accidentes laborales al operador, no manipular el sistema de clasificación en funcionamiento para evitar el peligro de aplastamiento de las manos, no sobrecargar la capacidad en la tolva de distribución para evitar atascamientos e inconvenientes durante el funcionamiento y todas las cubiertas y tapas de la máquina deben estar aseguradas.

Los siguientes pasos de mantenimiento deben ser revisados: antes de activar la máquina revise los cables de energía, la tolva de distribución, las bandejas de salida deben ser limpiadas diariamente para prevenir contaminación del producto, polvo, etc.; cada seis meses se debe abrir la caja del sistema de transmisión de potencia para lubricar la catalina y cadena de rodillos, comprobar el aspecto y tensión de las bandas en V y limpiar las poleas; una vez al año se debe engrasar el tornillo de potencia para que no sufra desgastes prematuros.

5.3 BIBLIOGRAFÍA

5.3.1 LIBROS CONSULTADOS

BEER, (2007), *“Mecánica de materiales”*, 4ta. Edición, McGraw Hill, México.

FOPPL Ludwig, (1945), *“Tablas y ábacos para el cálculo de resistencia de materiales”*, Ed. Tecnos, Madrid.

GORDON, (2004), *“Bicycling Science”*, Cambridge, MIT.

KOSHKIN, (1975), *“Manual de Física Elemental”*, MIR.

MARIN J.,(1962) *“Mechanical Behavior of Engineering Materials”*, Prentice Hall.

SHIGLEY Joseph, (2008), *“Diseño en Ingeniería Mecánica”*, Ed. McGraw-Hill, octava edición, México.

SHIGLEY Joseph, (1989), *“Manual de diseño mecánico”*, Ed. McGraw-Hill, tercera edición, México.

RIBA Carles, (2002), *“Diseño concurrente”*, Ed. UPC, primera edición, España.

VELASTEGUI, (2011), *“Folleto de elementos de máquinas”*, Quito-Ecuador.

5.3.2 CATÁLOGOS UTILIZADOS

IPAC, Catálogo de perfiles estructurales.

DA Home and Garden, boletín N.72.

FAG, (2000), *“Catálogo WL 41 520/3 SB de Rodamientos”*

SKF, Catálogo general.

RENOLD CHAIN, Designer Guide

5.3.3 TESIS CONSULTADAS

LEÓN. J, CASTILLO.P, (2009), *“Alternativas de Mejora en el Manejo Post cosecha de Tomate Riñón Cultivados en la Provincia de Santa Elena”*, ESPOL, Guayaquil, Ecuador.

MONTENEGRO, GUZMAN, (2002), *“Proyecto de pre factibilidad para la producción y exportación de tomate riñón a Colombia”*, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniería en Comercio Exterior, UTE, Quito, Ecuador.

PICAZO, FLORES, (2011), *“Diseño de una máquina clasificadora de papa”*, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico Agrícola, Chapingo, México DF, México.

REINA, GUZMÁN, SÁNCHEZ, (1998), *“Manejo, postcosecha y evaluación de la calidad de Tomate (Lycopersicum Esculetum Mill) que se comercializa en la ciudad de Neiva”*, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Agrícola, Surcolombiana, Neiva, Colombia.

ROMERO P, (2006) *“Estudio de Parámetros para la Cosecha de Tomate Riñón (Lycopersicum sculentum) bajo invernadero, Angamarca-Pichincha”*, Tesis de grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Ejecución Agroforestal, UTE, Quito, Ecuador.

VELA, M, (2010), *Caracterización Física, Química y Nutricional del Tomate Riñón (Lycopersieum Esculentum), en diferentes Suelos Edafoclimáticos, cultivados a Campo Abierto e Invernadero, como un aporte a La Norma INEN. “Tomate Riñón Requisitos”*, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniería de Alimentos, UTE, Quito, Ecuador.

5.3.4 BIBLIOGRAFIA DIGITAL

- América: La cuna del tomate

<http://www.historiacocina.com/historia/tomate/tomate1.html>

Autor: Carlos Azcoytia

Última actualización: 2007

- Beneficios de consumir tomate:

<http://www.siemprefeliz.com/profiles/blogs/12-increibles-propiedades-del-tomate>

Autor: Ernesto Aparicio

Última actualización: 2013

- Clasificadora de tomate con redes neuronales:

<http://www.youtube.com/watch?v=Ti7hPY1od-c>

Autor: AWETA

Última actualización: 2011

- Clasificadora de tomate por tambor giratorio

http://www.hortimat.com/sp/Vegetable/tomato_grading_machines/Greefa/A2_gradader.2167.php

Autor: FLAMENGO VAN DER MEER

Última actualización: 2013

- Clasificadora de tomate por peso:

<http://www.invernaderosinteligentes.com/equipos10.htm>

Autor: Invernaderos Inteligentes

Última actualización: 2013

- Tomate Charleston

http://store.tomatofest.com/Marlowe_Charleston_p/tf-0311.htm

Autor: Tomatofest

Última actualización: 2013

Tomate Daniela

<http://riobamba.olx.com.ec/semilla-de-tomate-daniela-dominique-y-micaela-de-hazera-de-israel-el-mejor-hibrido-iid-470418482>

Autor: Agrinter Ltda.

Última actualización: 2013

- Tomate Cherry

<http://www.mdzol.com/nota/363291/>

Autor: Darío de Mendoza

Última actualización: 2012

- Tomate Sheila

<http://www.lapatria.com/campo/el-tomate-sano-les-abre-mas-puertas-con-las-grandes-cadenas-2051>

Autor: Diego Fernando Hidalgo. La Patria, Manizales

Última actualización: 2012

- Clasificadora de tomate mecánica por rodillos:

<http://www.cebollas-papas.com/manipular/manipular-equipos/manipular-equipos-clasificadoras/manipular-equipos-clasificadoras-rodillos.php>

Autor: MECHANIZATION

Última actualización: 2013

- Cultivo del tomate:

<http://repository.unm.edu/bitstream/handle/1928/11199/EI%20cultivo%20de%20tomate%20ri%C3%B1%C3%B3n%20en%20invernadero.pdf?sequence=1>

Autor: Asociación de Agrónomos Indígenas de Cañar

Última actualización: Diciembre 2003

- Partes de la planta de tomate:

<http://masbotanica.galeon.com/partes-plantas.html>

Autor: GALEON

Última actualización: 2013

- Placas rectangulares:

<http://www-gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas2.pdf>

Autor: Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Federal de Rio Grande, Brasil.

Última actualización: 2013

- Producción de tomate en el Ecuador.

<http://200.110.88.44/lcds-samples/testdrive-remoteobject/main.html#app=dbb7&a24-selectedIndex=0>

Autor: Instituto Nacional de Estadísticas y Censos

Última actualización: 2011

- Tipos de chavetas:

<http://img.webme.com/pic/d/ditbutec/g15.jpg>

Autor: Stalin Ponce

Última actualización: 19/03/2013

- Tornillo de potencia:

<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

Autor: La información siguiente está basada en documentos generados por la

Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia

Última actualización: 2013

ANEXOS

ANEXO 1

GRÁFICOS Y TABLAS PARA EL DISEÑO MECÁNICO

Anexo 1.1

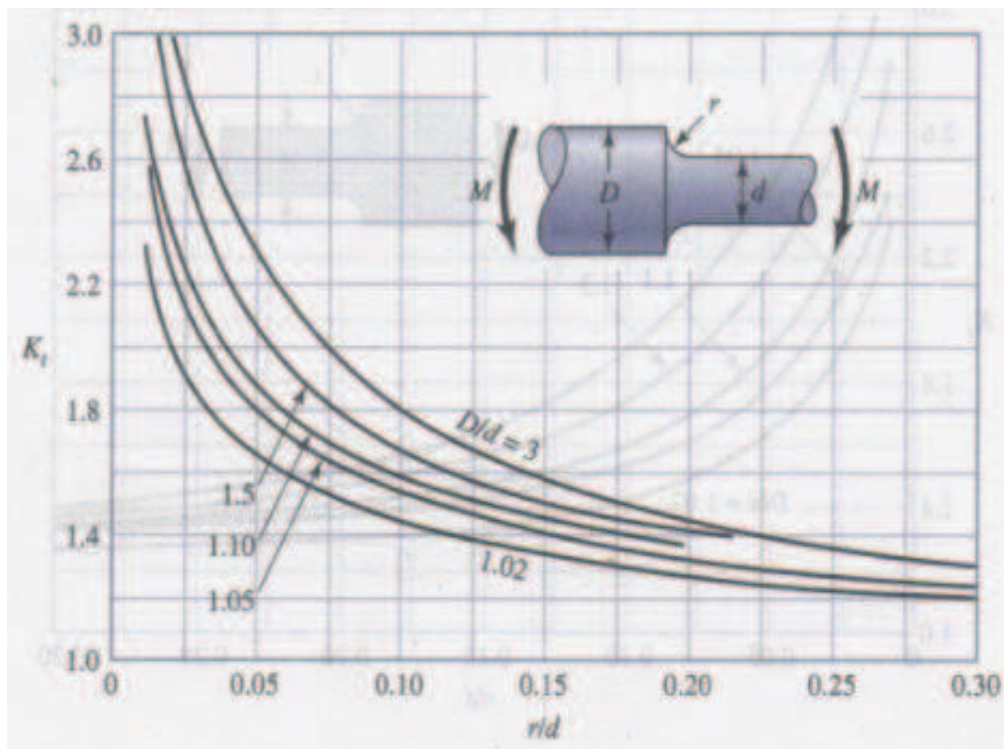
Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).⁴⁶

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

⁴⁶ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 1020.

Anexo 1.2

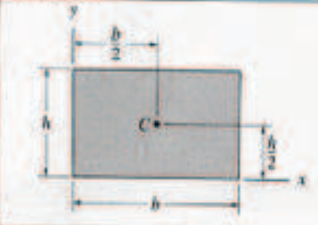

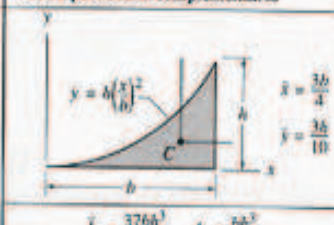
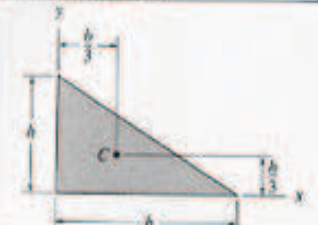
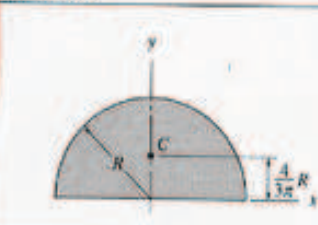
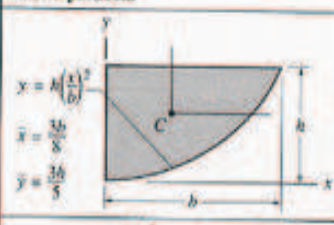

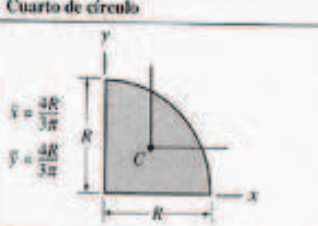
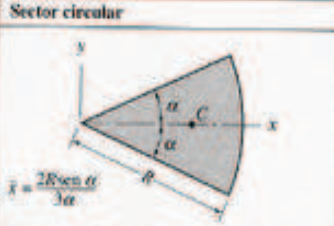
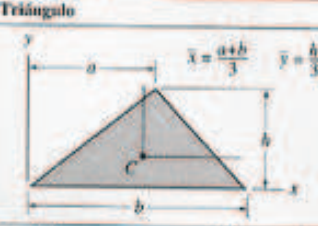

Eje redondo con filete en el hombro en flexión $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$ ⁴⁷



⁴⁷ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 1008.

Anexo 1.3

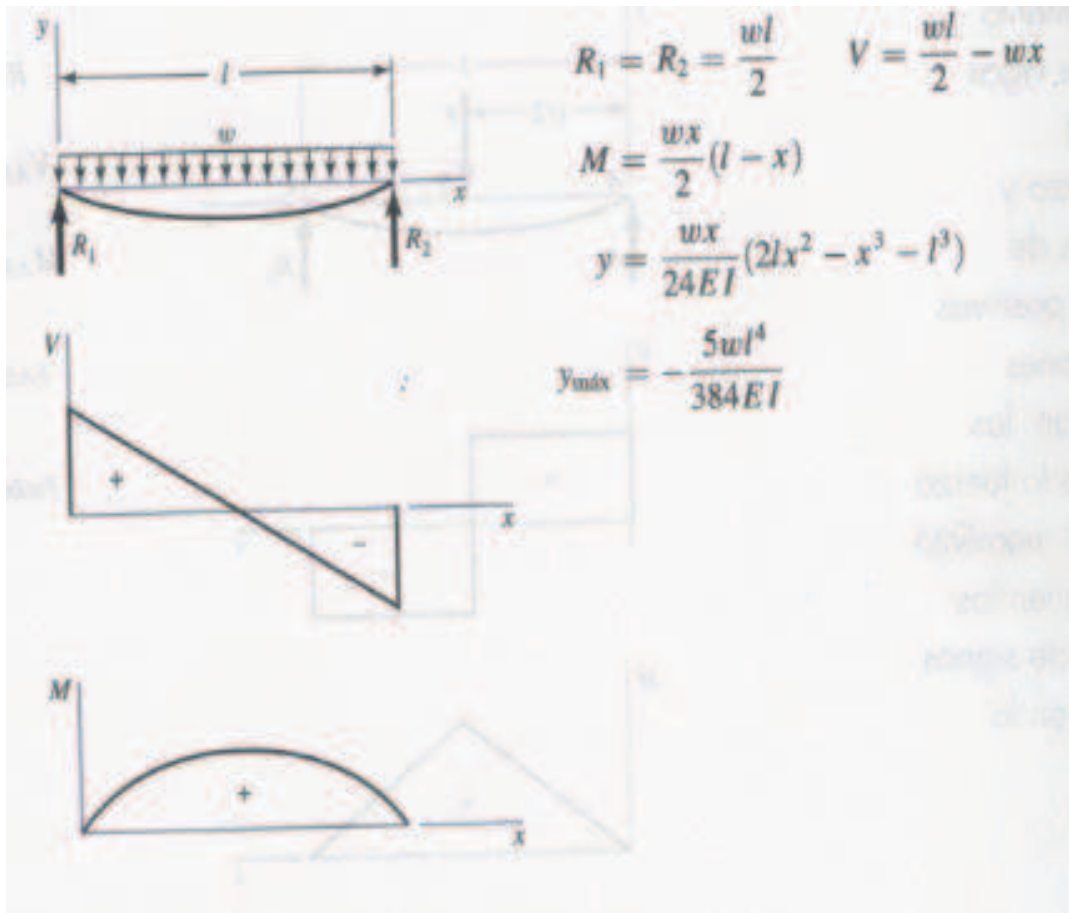
Tabla de momentos de inercia en áreas⁴⁸

Área momento de inercia		
<p>Rectángulo</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{bh^3}{12}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{12}$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = \frac{bh^3}{3}$ $I_y = \frac{b^3h}{3}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{4}$ </p>	<p>Círculo</p>  <p> $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{4}$ $I_{xy} = 0$ </p>	<p>Media parabólica complementaria</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{37bh^3}{2400}$ $I_x = \frac{bh^3}{21}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{80}$ $I_y = \frac{b^3h}{5}$ $\bar{I}_{xy} = \frac{b^2h^2}{120}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{12}$ </p>
<p>Triángulo rectángulo</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{36}$ $\bar{I}_{xy} = -\frac{b^2h^2}{72}$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3h}{12}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{24}$ </p>	<p>Semicírculo</p>  <p> $\bar{I}_x = 0.10988R^4$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{8}$ $I_{xy} = 0$ </p>	<p>Media parábola</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{8bh^3}{175}$ $I_x = \frac{2bh^3}{7}$ $\bar{I}_y = \frac{19b^3h}{480}$ $I_y = \frac{2b^3h}{15}$ $\bar{I}_{xy} = \frac{b^2h^2}{60}$ $I_{xy} = \frac{b^2h^2}{6}$ </p>
<p>Triángulo isósceles</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $\bar{I}_y = \frac{b^3h}{48}$ $\bar{I}_{xy} = 0$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_{xy} = 0$ </p>	<p>Cuarto de círculo</p>  <p> $\bar{I}_x = \bar{I}_y = 0.05488R^4$ $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{16}$ $\bar{I}_{xy} = -0.01647R^4$ $I_{xy} = \frac{R^4}{8}$ </p>	<p>Sector circular</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{R^4}{8}(2α - \text{sen } 2α)$ $\bar{I}_y = \frac{R^4}{8}(2α + \text{sen } 2α)$ $\bar{I}_{xy} = 0$ </p>
<p>Triángulo</p>  <p> $\bar{I}_x = \frac{bh^3}{36}$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $\bar{I}_y = \frac{bh}{36}(a^2 - ab + b^2)$ $I_y = \frac{bh}{12}(a^2 + ab + b^2)$ $\bar{I}_{xy} = \frac{bh^2}{72}(2a - b)$ $I_{xy} = \frac{bh^2}{24}(2a + b)$ </p>	<p>Cuarto de elipse</p>  <p> $\bar{I}_x = 0.05488ab^3$ $I_x = \frac{\pi ab^3}{16}$ $\bar{I}_y = 0.05488a^3b$ $I_y = \frac{\pi a^3b}{16}$ $\bar{I}_{xy} = -0.01647a^2b^2$ $I_{xy} = \frac{a^2b^2}{8}$ </p>	

⁴⁸ <http://joelfrax.com/otros/momentos%20inercia.html>

Anexo 1.4

Cortante, momento y deflexión en vigas⁴⁹



⁴⁹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 1000.

Anexo 1.5

Tabla de momentos de inercia de solidos⁵⁰

Momentos de inercia de cuerpos uniformes de diversas formas		
Capa cilíndrica respecto a su eje		$I = MR^2$
Cilindro sólido respecto a su eje		$I = \frac{1}{2}MR^2$
Cilindro hueco respecto a su eje		$I = \frac{1}{2}M(R_1^2 + R_2^2)$
Capa cilíndrica respecto a un diámetro que pasa por su centro		$I = \frac{1}{2}MR^2 + \frac{1}{12}ML^2$
Cilindro macizo respecto a un diámetro que pasa por su centro		$I = \frac{1}{4}MR^2 + \frac{1}{12}ML^2$
Varilla delgada respecto a una recta perpendicular que pasa por su centro		$I = \frac{1}{12}ML^2$
Varilla delgada respecto a una recta perpendicular que pasa por su extremo		$I = \frac{1}{3}ML^2$
Capa o corteza esférica delgada respecto a un diámetro		$I = \frac{2}{3}MR^2$
Esfera maciza respecto a un diámetro		$I = \frac{2}{5}MR^2$
Paralelepípedo rectangular macizo respecto a un eje que pasa por su centro y es perpendicular a una cara		$I = \frac{1}{12}M(a^2 + b^2)$

⁵⁰ <http://joelfrax.com/otros/momentos%20inercia.html>

Anexo 1.6

Potencias nominales de bandas en V estándar⁵¹

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

⁵¹ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 881.

Anexo 1.7

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V⁵²

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K_1	
		VV	Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Anexo 1.8

Factor de corrección de longitud de banda K_2 *.⁵³

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

⁵² SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 882.

⁵³ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 882.

Anexo 1.9

Factor de servicio sugeridos K_s para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsadora	Fuente de potencia	
	Características de par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Elaboración: Propia


Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill Pág.: 882

273

Tabla 4 (Continuación)

Términos de carga $3M_1, 3M_2, \alpha_1^0, \alpha_2^0$ y respectivos K_1^0, K_2^0

Nº	Diagrama de carga Superficies M_1, M_2	Términos de carga $3M_1, 3M_2, \alpha_1^0, \alpha_2^0$	Respectivos K_1^0, K_2^0
25		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{Pl}{8}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{Pl^2}{16}$
26		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{P \cdot a \cdot (b-a)}{4}$ para $a = b = \frac{l}{3}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{P \cdot a \cdot (b-a)^2}{2}$
27		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{2Pl}{9}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{Pl^2}{9}$
28		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{3Pl}{16}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{3Pl^2}{32}$
29		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{6Pl}{15}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{6Pl^2}{32}$
30		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{10Pl}{72}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{10Pl^2}{144}$
31		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{11Pl}{32}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{11Pl^2}{64}$
32		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{Pl \cdot a^2 - 1}{12 \cdot a}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{Pl^2 \cdot a^2 - 1}{24 \cdot a^2}$
33		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{Pl \cdot 2a^2 + 1}{21 \cdot a}$	$\alpha_1^0 = \alpha_2^0 = \frac{Pl^2 \cdot 2a^2 + 1}{42 \cdot a}$
34		$3M_1 = -\frac{Pl \cdot a \cdot b}{24}$ $3M_2 = +\frac{Pl \cdot a \cdot b}{24}$	$\alpha_1^0 = -\frac{Pl \cdot a \cdot b}{64} \cdot (a+b)$ $\alpha_2^0 = \frac{Pl \cdot a \cdot b}{64} \cdot (a+b)$

Nº	Diagrama de carga Superficies M_1, M_2	Términos de carga $3M_1, 3M_2, \alpha_1^0, \alpha_2^0$	Respectivos K_1^0, K_2^0
35		$3M_1 = -3M_2 = -\frac{Pl \cdot a \cdot b}{24}$ $3M_3 = +\frac{Pl \cdot a \cdot b}{24}$	$\alpha_1^0 = -\frac{Pl \cdot a \cdot b}{64} \cdot (a+b)$ $\alpha_2^0 = \frac{Pl \cdot a \cdot b}{64} \cdot (a+b)$

Líneas de influencia de $3M_1, 3M_2$



$3M_1$
 $3M_2$



$3M_1$
 $3M_2$

⁵⁴ GULDAN R, "Tablas auxiliares para el cálculo de las estructuras aporticadas y vigas continuas", Págs.: 276-277.

Anexo 1.11

Díametro y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino⁵⁵









Díametro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

⁵⁵ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 398.

Anexo 1.12

Especificaciones SAE para pernos de acero⁵⁶

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

⁵⁶ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 418.

Anexo 1.13

Factor de concentrador de esfuerzos de fatiga k_f de elementos roscados⁵⁷

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Anexo 1.14

Valores del coeficiente de rendimiento η según la calidad de la máquina.⁵⁸

Condiciones de la maquina	η
Máquinas muy articuladas, con muchos engranajes y correas	0.5-0.6
Máquinas de motor individual con reductor o correa plana	0.7-0.75
Máquinas de motor individual, con correas trapezoidales	0.8-0.85
Máquinas con motor acoplado directamente	0.85-0.9

⁵⁷ SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 429.

⁵⁸ LAS HERAS, (1978), "Tecnología mecánica y metrotecnica", 7ma. Edición

ANEXO 2

CATÁLOGOS, DATOS TÉCNICOS DE MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

Anexo 2.1

Poleas para correas trapezoidales⁵⁹

Serie de la correa	Rango de diámetros primitivos	Ángulo de la ranura	Dimensiones					
		a	W	W _b	D	X	S	E
		°	mm	mm	mm	mm	mm	mm
SPZ	< 80	34°	9,7	8,5	11	2	12	8
	> 80	38°						
SPA	< 118	34°	12,7	11	13,8	2,75	15	10
	> 118	38°						
SPB	< 190	34°	16,2	14	17,5	3,5	17	12,5
	> 190	38°						
SPC	< 315	34°	22	19	23,8	4,8	25,5	17
	> 315	38°						

⁵⁹ Productos SKF de transmisión de potencia, Pág.:186.

Anexo 2.2

Poleas SKF⁶⁰



Poleas para correas trapeziales

SPA para casquillo cónico

2 Gargantas SPA

Diámetro primitivo	Diámetro exterior	Tipo de polea	Nº de casquillo	Agujero		F	G	K	L	M	H	Peso* kg	Designación
				Min.	Máx.								
63	68,5	9	1008	9	28	55	36	33	22	-	-	0,6	PHP 2SPA63TB
67	72,5	6	1108	9	28	35	37	13	22	-	-	0,4	PHP 2SPA67TB
71	76,5	6	1108	9	28	35	40	13	22	-	-	0,5	PHP 2SPA71TB
75	80,5	6	1108	9	28	35	44	10	25	-	-	0,7	PHP 2SPA75TB
80	85,5	6	1210	11	32	35	47	10	25	-	-	0,6	PHP 2SPA80TB
85	90,5	6	1210	11	32	35	50	10	25	-	-	0,7	PHP 2SPA85TB
90	95,5	6	1610	14	42	35	60	10	25	-	-	0,7	PHP 2SPA90TB
95	100,5	6	1610	14	42	35	64	10	25	-	-	0,9	PHP 2SPA95TB
100	105,5	6	1610	14	42	35	70	10	25	-	-	1,1	PHP 2SPA100TB
106	111,5	6	1610	14	42	35	76	10	25	-	-	1,2	PHP 2SPA106TB
112	117,5	6	1610	14	42	35	80	10	25	-	-	1,4	PHP 2SPA112TB
118	123,5	6	1610	14	42	35	86	10	25	-	-	1,6	PHP 2SPA118TB
125	130,5	6	1610	14	42	35	90	10	25	-	-	1,9	PHP 2SPA125TB
132	137,5	6	2012	14	50	35	98	3	32	-	-	2,1	PHP 2SPA132TB
140	145,5	6	2012	14	50	35	106	3	32	-	-	2,6	PHP 2SPA140TB
150	155,5	6	2012	14	50	35	116	3	32	-	-	3,2	PHP 2SPA150TB
160	165,5	6	2012	14	50	35	125	3	32	-	-	3,8	PHP 2SPA160TB
170	175,5	6	2012	14	50	35	135	3	32	-	-	4,5	PHP 2SPA170TB
180	185,5	7	2012	14	50	35	148	1,5	32	1,5	100	5,2	PHP 2SPA180TB
190	195,5	7	2517	16	60	35	158	1,5	32	1,5	100	4,4	PHP 2SPA190TB
200	205,5	8	2517	16	60	35	165	5	45	5	120	4,9	PHP 2SPA200TB
212	217,5	8	2517	16	65	35	177	5	45	5	120	5,8	PHP 2SPA212TB
224	229,5	8	2517	16	60	35	189	-	45	10	120	6,6	PHP 2SPA224TB
250	255,5	8	2517	16	60	35	215	5	45	5	120	6,8	PHP 2SPA250TB
280	285,5	8	2517	16	60	35	245	-	45	10	120	8,3	PHP 2SPA280TB
315	320,5	8	2517	16	60	35	280	-	45	10	120	10,2	PHP 2SPA315TB
355	360,5	4	2517	16	60	35	320	-	45	10	120	10,5	PHP 2SPA355TB
400	405,5	4	2517	16	60	35	365	-	45	10	120	11,3	PHP 2SPA400TB
450	455,5	4	2517	16	60	35	465	-	45	10	120	15,0	PHP 2SPA450TB
500	505,5	4	2517	16	60	35	525	-	51	16	150	18,7	PHP 2SPA500TB
630	635,5	4	3020	25	75	35	595	-	51	16	150	22,0	PHP 2SPA630TB

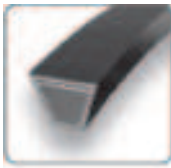
Las dimensiones se muestran en mm, salvo que se indique lo contrario.

* Los pesos no incluyen los casquillos.

Las dimensiones no funcionales pueden variar ligeramente.

Anexo 2.3

Correas de sección SPA⁶¹

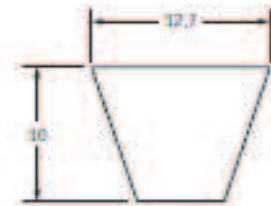


Correas trapeciales

SPA

Sección SPA

Marcaje de la correa	Longitud primitiva mm	Designación	Marcaje de la correa	Longitud primitiva mm	Designación
SPA732	732	PNG SPA 732	SPA1402	1402	PNG SPA 1402
SPA757	757	PNG SPA 757	SPA1700	1700	PNG SPA 1700
SPA775	775	PNG SPA 775	SPA1707	1707	PNG SPA 1707
SPA782	782	PNG SPA 782	SPA1732	1732	PNG SPA 1732
SPA800	800	PNG SPA 800	SPA1750	1750	PNG SPA 1750
SPA807	807	PNG SPA 807	SPA1757	1757	PNG SPA 1757
SPA832	832	PNG SPA 832	SPA1782	1782	PNG SPA 1782
SPA850	850	PNG SPA 850	SPA1800	1800	PNG SPA 1800
SPA857	857	PNG SPA 857	SPA1807	1807	PNG SPA 1807
SPA882	882	PNG SPA 882	SPA1820	1820	PNG SPA 1820
SPA900	900	PNG SPA 900	SPA1832	1832	PNG SPA 1832
SPA907	907	PNG SPA 907	SPA1850	1850	PNG SPA 1850
SPA925	925	PNG SPA 925	SPA1857	1857	PNG SPA 1857
SPA932	932	PNG SPA 932	SPA1882	1882	PNG SPA 1882
SPA950	950	PNG SPA 950	SPA1900	1900	PNG SPA 1900
SPA957	957	PNG SPA 957	SPA1907	1907	PNG SPA 1907
SPA982	982	PNG SPA 982	SPA1932	1932	PNG SPA 1932
SPA990	990	PNG SPA 990	SPA1950	1950	PNG SPA 1950
SPA997	997	PNG SPA 997	SPA1957	1957	PNG SPA 1957
SPA1000	1000	PNG SPA 1000	SPA1982	1982	PNG SPA 1982
SPA1007	1007	PNG SPA 1007	SPA2000	2000	PNG SPA 2000
SPA1030	1030	PNG SPA 1030	SPA2032	2032	PNG SPA 2032
SPA1032	1032	PNG SPA 1032	SPA2057	2057	PNG SPA 2057
SPA1055	1055	PNG SPA 1055	SPA2060	2060	PNG SPA 2060
SPA1060	1060	PNG SPA 1060	SPA2082	2082	PNG SPA 2082
SPA1082	1082	PNG SPA 1082	SPA2120	2120	PNG SPA 2120
SPA1090	1090	PNG SPA 1090	SPA2132	2132	PNG SPA 2132
SPA1107	1107	PNG SPA 1107	SPA2150	2150	PNG SPA 2150
SPA1120	1120	PNG SPA 1120	SPA2182	2182	PNG SPA 2182
SPA1132	1132	PNG SPA 1132	SPA2207	2207	PNG SPA 2207
SPA1150	1150	PNG SPA 1150	SPA2232	2232	PNG SPA 2232
SPA1157	1157	PNG SPA 1157	SPA2240	2240	PNG SPA 2240
SPA1180	1180	PNG SPA 1180	SPA2282	2282	PNG SPA 2282
SPA1190	1190	PNG SPA 1190	SPA2300	2300	PNG SPA 2300
SPA1200	1200	PNG SPA 1200	SPA2332	2332	PNG SPA 2332
SPA1207	1207	PNG SPA 1207	SPA2350	2350	PNG SPA 2350
SPA1232	1232	PNG SPA 1232	SPA2382	2382	PNG SPA 2382
SPA1250	1250	PNG SPA 1250	SPA2430	2430	PNG SPA 2430
SPA1257	1257	PNG SPA 1257	SPA2432	2432	PNG SPA 2432
SPA1272	1272	PNG SPA 1272	SPA2482	2482	PNG SPA 2482
SPA1282	1282	PNG SPA 1282	SPA2500	2500	PNG SPA 2500
SPA1300	1300	PNG SPA 1300	SPA2532	2532	PNG SPA 2532
SPA1307	1307	PNG SPA 1307	SPA2582	2582	PNG SPA 2582
SPA1320	1320	PNG SPA 1320	SPA2607	2607	PNG SPA 2607
SPA1332	1332	PNG SPA 1332	SPA2632	2632	PNG SPA 2632
SPA1357	1357	PNG SPA 1357	SPA2650	2650	PNG SPA 2650
SPA1360	1360	PNG SPA 1360	SPA2682	2682	PNG SPA 2682
SPA1367	1367	PNG SPA 1367	SPA2732	2732	PNG SPA 2732
SPA1382	1382	PNG SPA 1382	SPA2782	2782	PNG SPA 2782
SPA1400	1400	PNG SPA 1400	SPA2800	2800	PNG SPA 2800
SPA1407	1407	PNG SPA 1407	SPA2832	2832	PNG SPA 2832
SPA1415	1415	PNG SPA 1415	SPA2842	2842	PNG SPA 2842
SPA1420	1420	PNG SPA 1420	SPA2882	2882	PNG SPA 2882
SPA1432	1432	PNG SPA 1432	SPA2900	2900	PNG SPA 2900
SPA1430	1430	PNG SPA 1430	SPA2932	2932	PNG SPA 2932
SPA1457	1457	PNG SPA 1457	SPA2982	2982	PNG SPA 2982
SPA1482	1482	PNG SPA 1482	SPA3000	3000	PNG SPA 3000
SPA1490	1490	PNG SPA 1490	SPA3032	3032	PNG SPA 3032
SPA1500	1500	PNG SPA 1500	SPA3082	3082	PNG SPA 3082
SPA1507	1507	PNG SPA 1507	SPA3150	3150	PNG SPA 3150
SPA1532	1532	PNG SPA 1532	SPA3182	3182	PNG SPA 3182
SPA1550	1550	PNG SPA 1550	SPA3282	3282	PNG SPA 3282
SPA1557	1557	PNG SPA 1557	SPA3350	3350	PNG SPA 3350
SPA1582	1582	PNG SPA 1582	SPA3382	3382	PNG SPA 3382
SPA1600	1600	PNG SPA 1600	SPA3500	3500	PNG SPA 3500
SPA1607	1607	PNG SPA 1607	SPA3750	3750	PNG SPA 3750
SPA1632	1632	PNG SPA 1632	SPA4000	4000	PNG SPA 4000
SPA1650	1650	PNG SPA 1650	SPA4250	4250	PNG SPA 4250
SPA1657	1657	PNG SPA 1657	SPA4500	4500	PNG SPA 4500



También disponemos de correas con longitudes no estándar.

⁶¹ Productos SKF de transmisión de potencia, Pág.: 6.

Anexo 2.4

Potencia para la sección del paso para catalinas⁶²

Renold Chain Designer Guide

Selection Method

Introduction

Chain selected using this method will have a minimum life expectancy with proper installation and lubrication of 15000 hours.

Warning

The rating charts page 105 and page 106 exceed the minimum standards and selection of chain using the figures quoted in this section is only valid for RENOLD CHAIN. Use our interactive Chain Selector on www.renold.com.

Symbols, Terms and Units

Z1	- Number of teeth on drive sprocket
Z2	- Number of teeth on driven sprocket
C	- Centre distance (mm)
P	- Chain pitch (mm)
i	- Drive ratio
L	- Chain length (pitches)

In order to select a chain drive the following essential information must be known:

- The power in kilowatts to be transmitted.
- The speed of the driving and driven shafts.
- The characteristics of the drive.
- Centre distance.

From this base information the selection power to be applied to the ratings chart is derived.

Selection Summary	Page
1 Select drive ratio and sprockets Z1 - 19 teeth minimum	101
2 Establish selection application factors f1 takes account of dynamic loads Tooth factor f2 (19/Z1)	102
3 Calculate selection power = power x f1 x f2 (kW)	103
4 Select chain drive	103
5 Use rating charts	105-106
6 Calculate chain length using formulae	103
7 Calculate exact centre distance	103
Finally Choose lubrication method	107

1 - Select Drive and Ratio

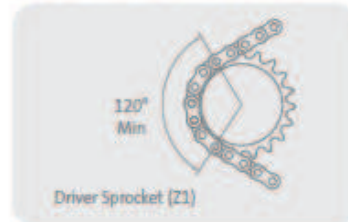
Chart 1 may be used to choose a ratio based on the standard sprocket sizes available. It is best to use an odd number of teeth combined with an even number of chain pitches.

Ideally, chain sprockets with a minimum of 19 teeth should be chosen. If the chain drive operates at high speed or is subjected to impulsive loads, the smaller sprockets should have at least 25 teeth and should be hardened. It is recommended that chain sprockets should have a maximum of 114 teeth.

Drive ratio can otherwise be calculated using the formula:

$$i = \frac{Z2}{Z1}$$

For large ratio drives, check that the angle of lap on Z1 is not less than 120 degrees.



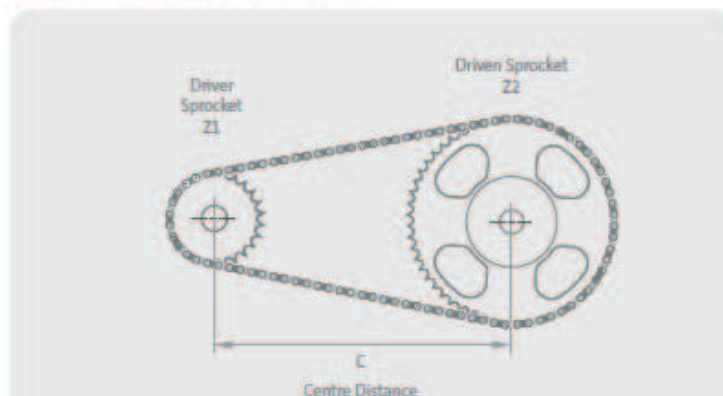
SELECT DRIVE RATIO AND SPROCKETS - $\frac{Z2}{Z1}$

Chain Reduction Ratios to One Using Preferred Sprockets

Chart 1

No. of Teeth Driven Sprocket Z2	No. of Teeth Drive Sprocket Z1					
	15	17	19	21	23	25
25	-	-	-	-	-	1.00
38	2.53	2.23	2.00	1.80	1.65	1.52
57	3.80	3.35	3.00	2.71	2.48	2.28
76	5.07	4.47	4.00	3.62	3.30	3.04
95	6.33	5.59	5.00	4.52	4.13	3.80
114	7.60	6.70	6.00	5.43	4.96	4.56

For recommended centre distances see page 99



⁶² Renold Chain Designer Guide, Pág: 101.

Anexo 2.5

Factor de aplicación de carga y factor de diente para catalinas⁶³

Renold Chain Designer Guide

2 - Establish Selection Factors

The following factors will be used later on to determine the selection power:

Application Factor f1

Factor f1 takes account of any dynamic overloads depending on the chain operating conditions. The value of factor f1 can be chosen directly or by analogy using chart 2.

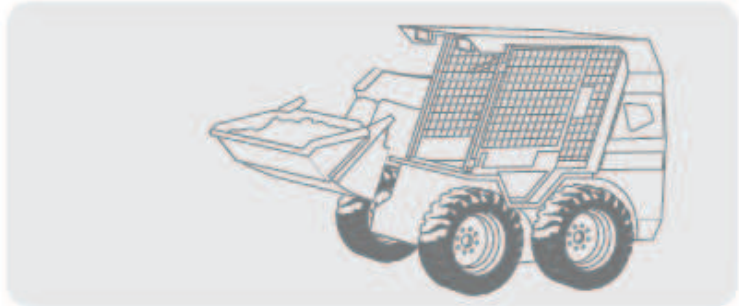


Chart 2

Section 3

DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS		CHARACTERISTICS OF DRIVER		
		SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling	SIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cyls or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts	MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cyls, with mechanical coupling
SMOOTH RUNNING	Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Colanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans	1	1.1	1.3
MODERATE SHOCKS	Pumps and Compressors (3+ cyls), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers	1.4	1.5	1.7
HEAVY SHOCKS	Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl. Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs	1.8	1.9	2.1

Tooth Factor f2

The use of a tooth factor further modifies the final power selection. The choice of a smaller diameter sprocket will reduce the maximum power capable of being transmitted since the load in the chain will be higher.

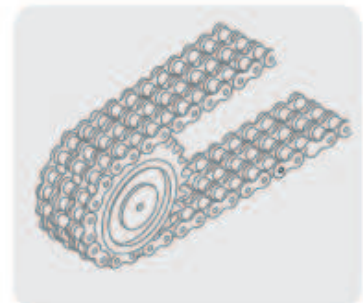
Tooth factor f2 is calculated using the formula

$$f_2 = \frac{19}{Z_1}$$

Note that this formula arises due to the fact that selection rating curves shown in the rating charts (see pages 105 and 106) are those for a 19 tooth sprocket.

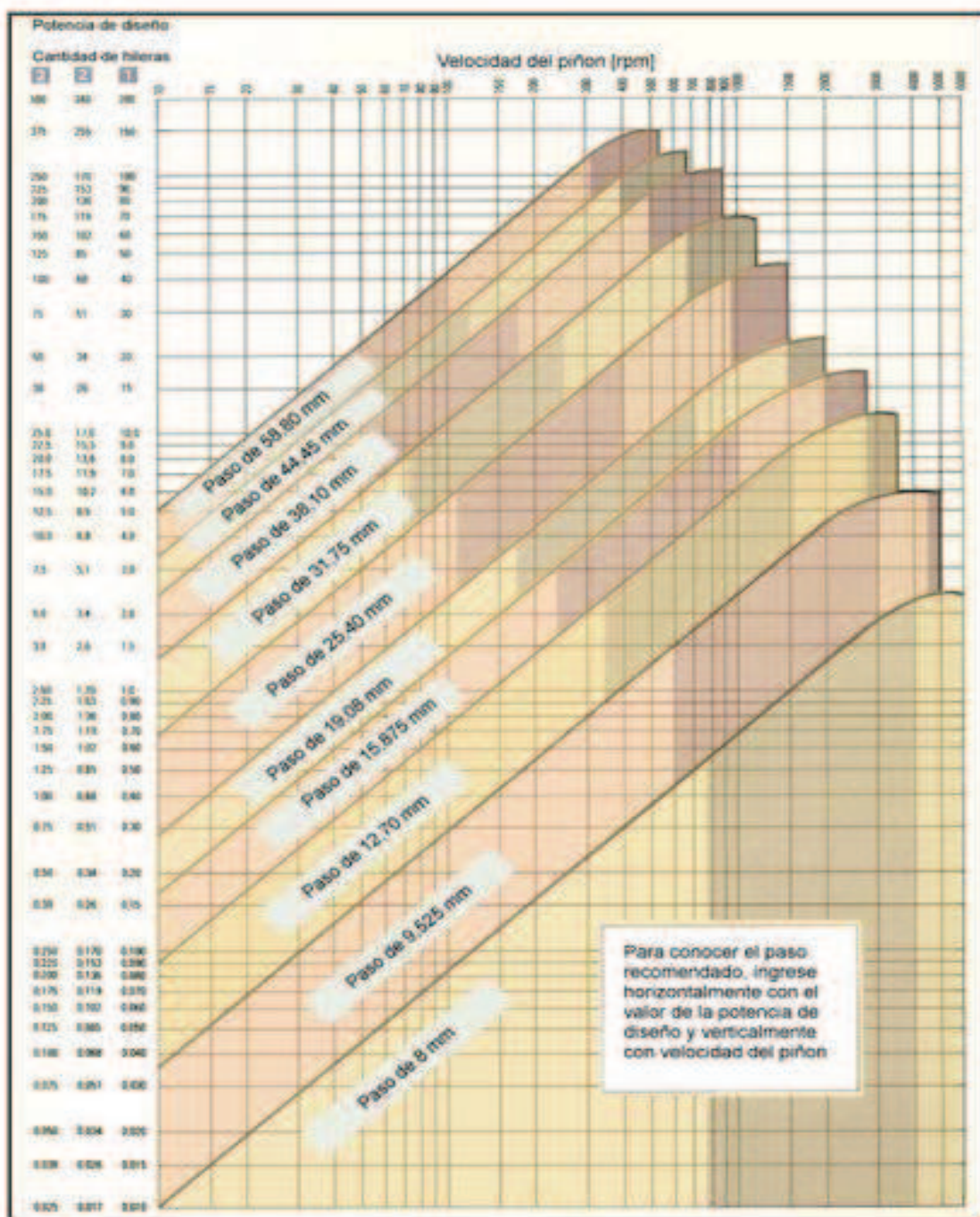
f2 factors for standard sprocket sizes

Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76



⁶³ Renold Chain Designer Guide, Pág:102.

Anexo 2.6
 Paso de la catalina⁶⁴



⁶⁴ Catálogo Renold transmission Chains, Pág:103.

Renold Chain Designer Guide

3 - Calculate The Selection Power

Multiply the power to be transmitted by the factors obtained from STEP TWO.

Selection POWER = POWER to be transmitted x f_1 x f_2 (kW).

This selection power can now be used with the appropriate rating chart, see pages 105 and 106.

4 - Select Chain Drive

From the rating chart, select the smallest pitch of simplex chain to transmit the SELECTION POWER at the speed of the driving sprocket Z_1 .

This normally results in the most economical drive selection. If the SELECTION POWER is now greater than that shown for the simplex chain, then consider a multiplex chain of the same pitch size as detailed in the ratings chart.

5 - Calculate Chain Length

To find the chain length in pitches (L) for any contemplated centre distance of a two point drive, use the formula below:

$$\text{length}(L) = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4P}$$

The calculated number of pitches should be rounded up to a whole number of even pitches. Odd numbers of pitches should be avoided because this would involve the use of a cranked link which is not recommended. If a jockey sprocket is used for adjustment purposes, two pitches should be added to the chain length (L).

C is the contemplated centre distance in mm and should generally be between 30 - 50 pitches.

e.g. for 1 1/2" pitch chain $C = 1.5 \times 25.4 \times 40 = 1524\text{mm}$.

6 - Calculate Exact Centre Distance

The actual centre distance for the chain length (L) calculated by the method above, will in general be greater than that originally contemplated. The revised centre distance can be calculated from the formula below.

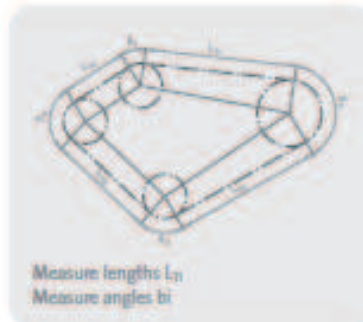
$$C = \frac{P}{4} \left[(Z_1 + Z_2 - 2L) + \sqrt{(Z_1 + Z_2 - 2L)^2 - \frac{P}{180} (Z_2 - Z_1)^2} \right]$$

Where:

- P = Chain pitch (mm)
- L = Chain length (pitches)
- Z_1 = Number of teeth in driver sprocket
- Z_2 = Number of teeth in driven sprocket

Drive with Multiple Sprockets

When designing a drive with multiple sprockets, the chain length calculation becomes more complicated. Most CAD systems, however, can be used to calculate chain length by wrapping a polyline around the PCD's of each sprocket. A scale manual drawing could also give a fairly accurate result as follows:



The theoretical length in pitches can now be calculated by the addition of all L_i and b_i values using the following formula.

Where

- P = The Chain pitch
- Z_i = The Number of teeth

$$\text{Number of pitches} = \frac{1}{P} \sum_{i=1}^{i+n} L_i + \sum_{i=1}^{i+n} \frac{Z_i P}{180}$$

This calculation method can also be applied on drives where the chain is driven on guide rails or around jockey sprockets. These should be considered as ordinary sprockets.

Sprockets for Transmission Chain

Renold manufacture a comprehensive range of stock sprockets for European standard chains up to 2 inch pitch.

Other sizes of sprocket, including those to American standard dimensions, are available on request.

Special sprockets are also manufactured on request, in special materials or formats, normally to suit a specific application in harsh or difficult drive situations, examples being:

- Sprockets incorporating shafts.
- Welded or detachable hubs.
- Shear pin devices fitted.
- Necklace sprockets made up of chain plates and individual tooth sections for turning large drums or tables.
- Combination sprockets (two or more sprockets combined having different pitch sizes and numbers of teeth).
- Sprockets in two or more sections, i.e. split sprockets or segmental sprockets.

Anexo 2.7

Piñones métricos⁶⁵



Piñones métricos

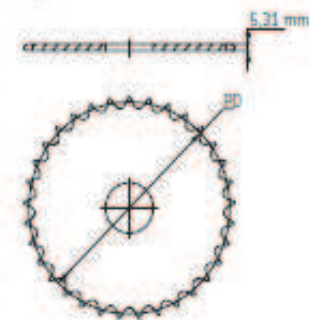
Sencillos
Agujero en bruto

ISO 06B-1 Paso de 9,525 mm

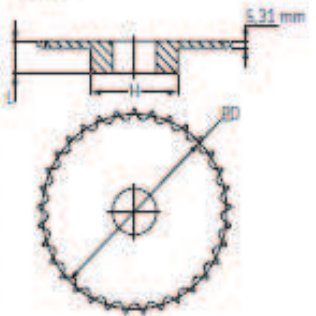
Agujero en bruto, Tipo B - Acero/Fundición Tipo A - Acero

Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD)	Tipo	Agujero		Cubo		Peso	Designación	Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD)	Tipo	Agujero		Peso	Designación
			Min.	Max.	H	L						Estándar	kg		
	mm		mm	mm	mm	mm	kg		mm		mm	kg			
8	24,80	B	6	6	15	20	0,03	PHS 06B-188	8	24,80	A	6	0,02	PHS 06B-1A8	
9	27,85	B	8	8	18	20	0,04	PHS 06B-189	9	27,85	A	8	0,02	PHS 06B-1A9	
10	30,82	B	8	8	20	20	0,06	PHS 06B-190	10	30,82	A	8	0,02	PHS 06B-1A10	
11	33,80	B	8	8	22	25	0,08	PHS 06B-191	11	33,80	A	8	0,03	PHS 06B-1A11	
12	36,80	B	8	10	25	25	0,10	PHS 06B-192	12	36,80	A	8	0,04	PHS 06B-1A12	
13	39,79	B	10	12	28	25	0,12	PHS 06B-193	13	39,79	A	8	0,05	PHS 06B-1A13	
14	42,80	B	10	15	31	25	0,15	PHS 06B-194	14	42,80	A	8	0,05	PHS 06B-1A14	
15	45,80	B	10	18	34	25	0,19	PHS 06B-195	15	45,81	A	8	0,06	PHS 06B-1A15	
16	48,82	B	10	20	37	28	0,24	PHS 06B-196	16	48,82	A	10	0,07	PHS 06B-1A16	
17	51,82	B	10	23	40	28	0,29	PHS 06B-197	17	51,83	A	10	0,07	PHS 06B-1A17	
18	54,85	B	10	26	43	28	0,33	PHS 06B-198	18	54,85	A	10	0,08	PHS 06B-1A18	
19	57,87	B	10	28	45	28	0,37	PHS 06B-199	19	57,87	A	10	0,09	PHS 06B-1A19	
20	60,89	B	10	28	46	28	0,39	PHS 06B-200	20	60,89	A	10	0,10	PHS 06B-1A20	
21	63,91	B	12	30	48	28	0,47	PHS 06B-201	21	63,91	A	10	0,11	PHS 06B-1A21	
22	66,93	B	12	35	50	28	0,46	PHS 06B-202	22	66,93	A	10	0,13	PHS 06B-1A22	
23	69,95	B	12	35	52	28	0,50	PHS 06B-203	23	69,95	A	10	0,14	PHS 06B-1A23	
24	72,97	B	12	35	54	28	0,54	PHS 06B-204	24	72,97	A	10	0,15	PHS 06B-1A24	
25	76,00	B	12	40	57	28	0,60	PHS 06B-205	25	76,00	A	10	0,17	PHS 06B-1A25	
26	79,02	B	12	40	60	28	0,67	PHS 06B-206	26	79,02	A	10	0,18	PHS 06B-1A26	
27	82,05	B	12	40	60	28	0,68	PHS 06B-207	27	82,05	A	10	0,19	PHS 06B-1A27	
28	85,07	B	12	40	60	28	0,70	PHS 06B-208	28	85,07	A	10	0,21	PHS 06B-1A28	
29	88,09	B	12	40	60	28	0,72	PHS 06B-209	29	88,09	A	10	0,23	PHS 06B-1A29	
30	91,12	B	12	40	60	28	0,77	PHS 06B-210	30	91,12	A	10	0,25	PHS 06B-1A30	
31	94,15	B	14	43	65	30	0,88	PHS 06B-211	31	94,15	A	12	0,26	PHS 06B-1A31	
32	97,17	B	14	43	65	30	0,90	PHS 06B-212	32	97,17	A	12	0,28	PHS 06B-1A32	
33	100,20	B	14	43	65	30	0,91	PHS 06B-213	33	100,20	A	12	0,30	PHS 06B-1A33	
34	103,23	B	14	43	65	30	0,94	PHS 06B-214	34	103,23	A	12	0,32	PHS 06B-1A34	
35	106,26	B	14	43	65	30	0,95	PHS 06B-215	35	106,26	A	12	0,34	PHS 06B-1A35	
36	109,29	B	14	48	70	30	1,07	PHS 06B-216	36	109,29	A	12	0,35	PHS 06B-1A36	
37	112,32	B	14	48	70	30	1,09	PHS 06B-217	37	112,32	A	12	0,38	PHS 06B-1A37	
38	115,35	B	14	48	70	30	1,10	PHS 06B-218	38	115,35	A	12	0,39	PHS 06B-1A38	
39	118,37	B	14	48	70	30	1,13	PHS 06B-219	39	118,37	A	12	0,42	PHS 06B-1A39	
40	121,40	B	14	48	70	30	1,16	PHS 06B-220	40	121,40	A	12	0,44	PHS 06B-1A40	
41	124,43	B	14	48	78	32	1,28	PHS 06B-221	41	124,43	A	14	0,46	PHS 06B-1A41	
42	127,46	B	14	48	78	32	1,31	PHS 06B-222	42	127,46	A	14	0,48	PHS 06B-1A42	
43	130,49	B	14	48	78	32	1,44	PHS 06B-223	43	130,49	A	14	0,50	PHS 06B-1A43	
44	133,52	B	14	48	78	32	1,57	PHS 06B-224	44	133,52	A	14	0,54	PHS 06B-1A44	
45	136,55	B	14	48	78	32	1,40	PHS 06B-225	45	136,55	A	14	0,56	PHS 06B-1A45	
46	139,58	B	14	48	78	32	1,68	PHS 06B-226	46	139,58	A	14	0,59	PHS 06B-1A46	
47	142,61	B	14	48	78	32	1,76	PHS 06B-227	47	142,61	A	14	0,60	PHS 06B-1A47	
48	145,64	B	14	48	78	32	1,84	PHS 06B-228	48	145,64	A	14	0,63	PHS 06B-1A48	
49	148,67	B	14	48	78	32	2,04	PHS 06B-229	49	148,67	A	14	0,65	PHS 06B-1A49	
50	151,69	B	14	48	78	32	2,04	PHS 06B-230	50	151,69	A	14	0,65	PHS 06B-1A50	
54	163,80	B	14	48	78	32	2,37	PHS 06B-234	54	163,80	A	14	0,68	PHS 06B-1A54	
57	172,91	B	14	48	78	32	1,70	PHS 06B-237	57	172,91	A	14	1,75	PHS 06B-1A57	
60	182,00	B	14	48	78	32	2,80	PHS 06B-240	60	182,00	A	14	0,91	PHS 06B-1A60	
64	194,12	B	14	48	78	32	3,17	PHS 06B-244	64	194,12	A	20	0,97	PHS 06B-1A64	
65	197,15	B	14	48	78	32	3,21	PHS 06B-245	65	197,15	A	20	1,01	PHS 06B-1A65	
70	212,30	B	14	48	78	32	3,60	PHS 06B-250	70	212,30	A	20	1,06	PHS 06B-1A70	
72	218,37	B	14	48	78	32	3,76	PHS 06B-252	72	218,37	A	20	1,09	PHS 06B-1A72	
76	230,49	B	14	48	78	32	2,79	PHS 06B-256	76	230,49	A	20	1,04	PHS 06B-1A76	
80	242,61	B	14	52	78	32	4,40	PHS 06B-260	80	242,61	A	20	1,53	PHS 06B-1A80	
84	254,74	B	14	52	80	32	4,72	PHS 06B-264	84	254,74	A	20	1,60	PHS 06B-1A84	
85	257,77	B	14	52	80	32	4,93	PHS 06B-265	85	257,77	A	20	1,66	PHS 06B-1A85	
90	272,92	B	14	55	80	32	5,20	PHS 06B-270	90	272,92	A	20	1,72	PHS 06B-1A90	
92	278,99	B	14	55	80	32	5,45	PHS 06B-272	92	278,99	A	20	2,16	PHS 06B-1A92	
95	288,06	B	14	55	80	32	3,95	PHS 06B-275	95	288,06	A	20	2,60	PHS 06B-1A95	
96	291,11	B	14	55	80	32	5,68	PHS 06B-276	96	291,11	A	20	2,70	PHS 06B-1A96	
114	345,68	B	14	55	80	32	7,12	PHS 06B-294	114	345,68	A	20	3,13	PHS 06B-1A114	

Tipo A



Tipo B



⁶⁵ Productos SKF de transmisión de potencia, Pág; 101.

Piñones métricos dobles ⁶⁷

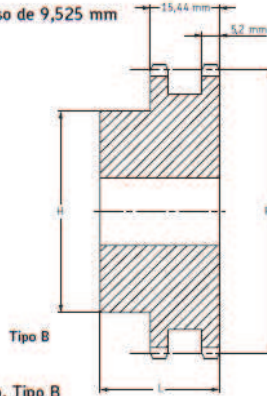


Piñones métricos

Dobles
Estándar



ISO 06B-2 Paso de 9,525 mm

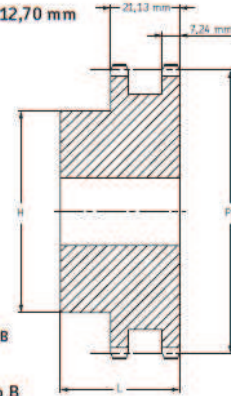


Tipo B

Agujero en bruto, Tipo B

Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD) mm	Tipo	Agujero		Cubo		Peso kg	Designación
			Mín.	Máx.	H mm	L mm		
12	36,80	B	10	12	25	25	0,11	PHS 06B-2B12
13	38,79	B	10	12	25	25	0,14	PHS 06B-2B13
14	42,87	B	10	18	31	25	0,17	PHS 06B-2B14
15	44,81	B	10	18	34	25	0,20	PHS 06B-2B15
16	48,82	B	12	20	37	30	0,26	PHS 06B-2B16
17	51,85	B	12	24	40	30	0,32	PHS 06B-2B17
18	54,85	B	12	25	43	30	0,37	PHS 06B-2B18
19	57,87	B	12	28	46	30	0,42	PHS 06B-2B19
20	60,89	B	12	25	49	30	0,46	PHS 06B-2B20
21	63,91	B	12	30	52	30	0,54	PHS 06B-2B21
22	66,93	B	12	28	55	30	0,61	PHS 06B-2B22
23	69,95	B	12	35	58	30	0,67	PHS 06B-2B23
24	72,97	B	12	32	61	30	0,74	PHS 06B-2B24
25	76,00	B	12	40	64	30	0,81	PHS 06B-2B25
26	79,02	B	12	32	67	30	0,92	PHS 06B-2B26
27	82,05	B	12	40	70	30	0,97	PHS 06B-2B27
28	85,07	B	12	32	73	30	1,08	PHS 06B-2B28
29	88,09	B	12	32	76	30	1,15	PHS 06B-2B29
30	91,12	B	12	40	79	30	1,23	PHS 06B-2B30
32	97,17	B	16	52	81	30	1,38	PHS 06B-2B32
35	104,24	B	16	52	80	30	1,61	PHS 06B-2B35
36	109,29	B	16	60	90	30	1,69	PHS 06B-2B36
38	115,35	B	16	50	90	30	1,84	PHS 06B-2B38
40	122,40	B	16	52	90	30	2,00	PHS 06B-2B40
42	127,44	B	16	60	90	40	2,15	PHS 06B-2B42
45	134,55	B	16	50	90	40	2,01	PHS 06B-2B45
48	145,64	B	16	60	90	40	2,61	PHS 06B-2B48
52	157,75	B	16	60	90	40	2,92	PHS 06B-2B52
57	172,94	B	16	50	90	40	3,34	PHS 06B-2B57
60	182,00	B	16	60	90	40	3,53	PHS 06B-2B60
65	206,24	B	16	60	90	40	4,14	PHS 06B-2B65
70	212,30	B	16	60	90	40	4,30	PHS 06B-2B70
72	218,37	B	16	60	90	40	4,45	PHS 06B-2B72
76	230,49	B	16	60	90	40	4,35	PHS 06B-2B76
84	254,74	B	16	60	90	40	5,37	PHS 06B-2B84
95	288,08	B	16	62	90	40	6,21	PHS 06B-2B95
96	291,11	B	16	62	90	40	6,29	PHS 06B-2B96
114	345,44	B	16	62	90	40	7,67	PHS 06B-2B114

ISO 08B-2 Paso de 12,70 mm



Tipo B

Agujero en bruto, Tipo B

Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD) mm	Tipo	Agujero		Cubo		Peso kg	Designación
			Mín.	Máx.	H mm	L mm		
10	41,30	B	10	18	28	32	0,15	PHS 08B-2B10
11	43,07	B	12	24	32	35	0,22	PHS 08B-2B11
12	49,07	B	12	19	35	35	0,29	PHS 08B-2B12
13	53,06	B	12	21	38	35	0,38	PHS 08B-2B13
14	57,07	B	12	28	42	35	0,44	PHS 08B-2B14
15	61,09	B	12	28	46	35	0,52	PHS 08B-2B15
16	65,10	B	14	33	50	35	0,61	PHS 08B-2B16
17	69,11	B	14	30	54	35	0,70	PHS 08B-2B17
18	73,14	B	14	38	58	35	0,81	PHS 08B-2B18
19	77,16	B	14	40	62	35	0,91	PHS 08B-2B19
20	81,19	B	14	40	66	35	1,00	PHS 08B-2B20
21	85,22	B	16	40	70	40	1,29	PHS 08B-2B21
22	89,24	B	16	45	70	40	1,37	PHS 08B-2B22
23	93,27	B	16	50	70	40	1,46	PHS 08B-2B23
24	97,29	B	16	50	75	40	1,64	PHS 08B-2B24
25	101,33	B	16	50	80	40	1,81	PHS 08B-2B25
26	105,36	B	16	56	85	40	1,96	PHS 08B-2B26
27	109,40	B	16	50	85	40	2,09	PHS 08B-2B27
28	113,42	B	16	60	90	40	2,31	PHS 08B-2B28
29	117,44	B	16	62	95	40	2,51	PHS 08B-2B29
30	121,50	B	16	50	100	40	2,75	PHS 08B-2B30
32	129,56	B	20	64	100	40	3,08	PHS 08B-2B32
34	137,64	B	20	64	100	40	3,24	PHS 08B-2B34
35	141,68	B	20	64	100	40	3,41	PHS 08B-2B35
36	145,72	B	20	73	100	40	3,74	PHS 08B-2B36
38	153,80	B	20	55	100	40	4,08	PHS 08B-2B38
40	161,87	B	20	73	100	50	4,00	PHS 08B-2B40
42	169,95	B	20	73	108	50	3,90	PHS 08B-2B42
45	182,07	B	20	55	108	50	3,70	PHS 08B-2B45
48	194,18	B	20	73	108	50	4,30	PHS 08B-2B48
54	218,43	B	20	73	108	50	4,70	PHS 08B-2B54
57	230,54	B	20	55	108	50	5,01	PHS 08B-2B57
60	242,66	B	20	73	108	50	5,34	PHS 08B-2B60
65	274,99	B	20	73	108	55	6,48	PHS 08B-2B65
72	291,16	B	20	73	108	55	6,02	PHS 08B-2B72
76	307,33	B	20	60	108	55	6,36	PHS 08B-2B76
84	339,65	B	20	80	120	55	8,31	PHS 08B-2B84
95	384,30	B	20	60	110	55	10,26	PHS 08B-2B95
96	388,15	B	20	80	110	55	11,00	PHS 08B-2B96
114	440,90	B	20	80	110	55	12,45	PHS 08B-2B114

Los agujeros máximos pueden incorporar chavetas estándar. Existen agujeros más grandes para chavetas superficiales o cuando no se requiere una chaveta. Para los dientes de piñones templados, añada una "H" después de la identificación del diseño del piñón, p.ej., PHS 08B-2B40-H.

Anexo 2.8

Factor de esfuerzos dinámicos para rodamientos de bola⁶⁸

Factor de esfuerzos dinámicos. Factor de desgaste. Determinación de las condiciones de servicio

Lugar de montaje	f_L	f_y	condiciones para las condiciones de servicio
Engranajes			
		Los valores mínimos valen para engranajes de tamaño típico así como para acías de calidad buena. Para aceros de menor calidad puede tomarse el valor superior.	
Engranajes universales pequeños	2,5-3,0	3-8	e-f
Engranajes universales de tipo medio	3,0-4,0	3-6	d-g
Grandes engranajes para buques	2,6-4,0	5-10	e-d
Engranajes para vehículos sobre carriles	3,5-4,5	3-5	e-f
Engranajes para laminadores	3,0-5,0	6-12	e-f
Valvulas			
Motocicletas	1,4-1,9		
Coches ligeros	1,6-2,1		
Coches pesados	1,7-2,2		
Camiones ligeros	1,7-2,2		
Camiones pesados	2,0-2,6		
Autobuses	2,0-2,6		
Tuercas	1,6-2,2		
Vehículos a cingulos	2,1-2,7		
Reollos dentados		4-8	
		El desgaste puede compensarse mediante engrase	
Cajas de cambio			
		5-10	
		Los valores mínimos son válidos para engranajes de una marcha (simple)	
Eje de transmisión			
		3-8	
Motores eléctricos			
Motores para aparatos electrodomésticos	1,5-2,0	3-5	f-g
		casos de toma regulacion automática de carga	
Motores pequeños de serie	2,5-3,5	3-5	e-f
		casos de toma regulacion automática de carga	
Motores de tipo medio de serie	3,0-4,0	3-5	d-g
		el valor mínimo vale para los motores libres en motores verticales	
Grandes motores estacionarios	3,0-4,0	3-5	e-f
		el valor mínimo vale para motores libres en motores verticales	
Motores eléctricos de traccion			
		4-6	
Cajas de grasa			
Vagones	3,0-4,0	12-15	f-g
Trenes	4,5-5,5	8-12	e-f
Carriles de viajeros	4,0-5,0	8-12	e-f
Vagones de mercancías	3,5-4,0	8-12	e-f
Vagones de descenso	3,5-4,0	8-12	e-f
Autobuses	4,0-5,0	8-10	d-e
Locomotoras (rodamientos externos)	4,0-5,5	8-10	d-e
Locomotoras (rodamientos internos)	4,5-5,5	8-10	d-e

Lugar de montaje	f_L	f_y	condiciones para las condiciones de servicio
Máquinas en general			
Tornos de laminacion	2,0-2,5	6-10	e-f
Rodamientos de espiga para bujes	2,0-3,0	6-10	e-f
Rodamientos de ejes propulsores de hélices de buques	> 6,0 (condición constructiva)	15-20	e-f
Ventiladores pequeños	2,5-3,5	3-8	f-g
		apuntados por medio de anillos	
Ventiladores de tipo medio	3,0-4,5	3-5	d-f
Ventiladores grandes	4,0-5,5	3-5	e-d
Bombas centrifugas	2,5-4,0	3-5	e-f
		según el "n" de revoluciones	
Centrifugadoras	3,0-4,0	2-4	d-e
Pales para cables de extraccion	4,5-5,0	8-12	e-d
Resacas para cinta transportadora	3,0-4,5	10-30	h-k
		según la velocidad de la cinta	
Tornos para cinta transportadora	4,5-5,5	10-15	e-f
Orgas de rueda de palanca, muela de palanca y elevador	> 6,0 (condición constructiva)	12-15	e-g
Machacadoras de piedra			
Molinos batanes	3,0-3,5	8-12	f-g
Molinos vibrantes	3,5-4,5	4-6	e-d
Cilindros vibrantes	2,5-2,8	4-6	e-f
Grandes apartadores vibratorios	1,5-2,0	3-4	g-h
Excitadores excéntricos	1,0-1,5	3-4	g-h
Apertores vibratorios	4,0-5,0	8-12	e-g
Grados batanes	3,5-4,0	8-15	g-h
Molinos de tubos	> 6,0 (condición constructiva)	12-18	f-g
Redes para bujes giratorios			
		4,5-5,0	
Tornos, frescos y taladradoras	2,7-3,5	0,5-1,5	a-b
Racilificadores, tornos y pulidoras	2,7-4,5	hasta 0,5	e-d
Volantes	3,4-4,0	3-8	e-f
Máquinas de imprenta	4,0-4,5	3-4	e-b
Máquinas para la fabricacion de papel			
parte húmeda	5,0-8,0	7-10	b-c
parte de secado	5,0-8,0	10-15	a-b
calzas	4,0-5,0	5-8	b-c
calandras	4,0-4,5	4-8	a-b
Máquinas para trabajar la madera			
Herrajes de "impia" y árboles cortacuerdas	3,0-4,0	1,5-3	e-f
Sierres de bujío	2,8-3,3	3-4	e-g
Máquinas para trabajar madera y plátanos	3,0-4,0	3-5	e-f
Máquinas para fundición contra el agua	3,0-4,7	7-8	e-f
Máquinas para fundición contra el agua	3,4-4,0	8-12	e-f

⁶⁸ Rodamientos de la FAG Catálogo 41250SA, Págs.:262-263.

Anexo 2.9

Factor de velocidad para rodamientos de bola⁶⁹

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

⁶⁹ Rodamientos de la FAG Catálogo WL 41 520/3 SB, Edición 2000, Pág.: 34.

Anexo 2.10

Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas⁷⁰

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,26	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

⁷⁰ Rodamientos de la FAG Catálogo WL 41 520/3 SB, Edición 2000, Pág.: 148.

Anexo 2.11

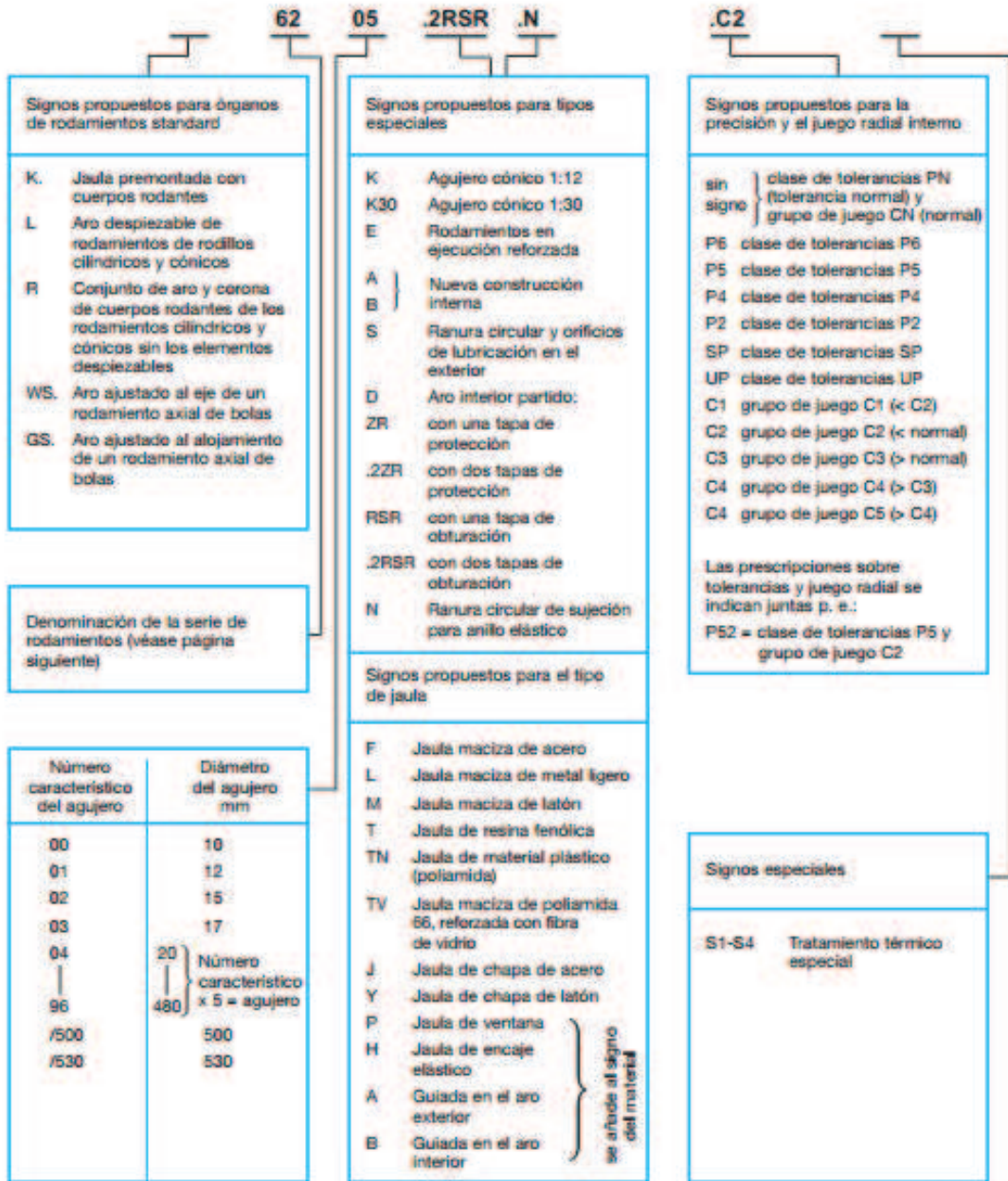
Factor f_o para rodamientos rígidos de bolas⁷¹

Número característico del agujero	Factor f_o								
	Serie de rodamientos 618	160	161	60	62	622	63	623	64
3					12,9				
4					12,2				
5					13,2		13,2		
6					13		13		
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9	13	13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13		16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14		16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15		16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16		16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17		16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18		16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19		16,5		15,7	14,4		13,9		
20		16,5		15,9	14,4		13,8		
21		16,3		15,8	14,3		13,8		
22		16,3		15,6	14,3		13,8		
24		16,5		15,9	14,8		13,5		
26		16,4		15,8	14,5		13,6		
28		16,5		16	14,8		13,6		
30		16,4		16	15,2		13,7		
32		16,5		16	15,2		13,9		
34		16,4		15,7	15,3		13,9		
36		16,3		15,6	15,3		13,9		
38		16,4		15,8	15		14		
40		16,3		15,6	15,3		14,1		
44		16,3		15,6	15,2		14,1		
48		16,5		15,8	15,2		14,2		
52		16,4		15,7	15,2				
56		16,5		15,9	15,3				
60		16,4		15,7					
64	15,9	16,5		15,9					
68	15,9	16,3		15,8					
72	15,8	16,4		15,9					
76	16	16,5							
80	15,9								
84	15,9								
88	15,8								

⁷¹ Rodamientos de la FAG Catálogo WL 41 520/3 SB, Edición 2000, Pág.: 149.

Anexo 2.12

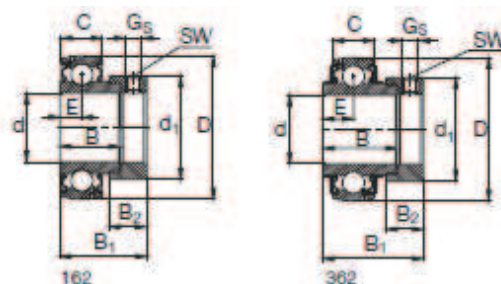
Denominación de los rodamientos⁷²



⁷² Montaje de rodamientos de la FAG Catálogo WL 80 100/3 SB, Pág.: 83.

Anexo 2.13

Rodamientos FAG tipo S.⁷³

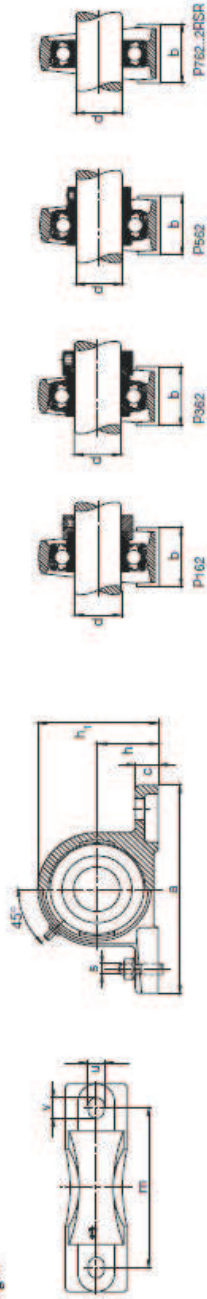


Eje	Dimensiones										Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso kg	
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW	din. C	estát. C ₀			
mm in	mm										kN				
12	12	40	12	19,1	26,6	29,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203/12	0,13	
	1/2	12,7	40	12	19,1	26,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.008	0,129
	9/16	14,289	40	12	19,1	26,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.009	0,123
15	15	40	12	19,1	26,6	29,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203/15	0,12	
	5/8	15,875	40	12	19,1	26,6	29,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.010	0,117
17	17	40	12	19,1	26,6	29,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203	0,1	
	17	40	12	12							9,5	4,75	76203.2RSR	0,064	
	11/16	17,463	40	12	19,1	26,6	28,6	13,5	6,5	M6x0,75	3	9,5	4,75	16203.011	0,091
20	19,05	47	14	21,5	31	33,3	13,5	7,5	M6x0,75	3	12,7	6,55	16204.012	0,154	
	19,05	47	17	34,2	43,7	33,3	13,5	17,1	M6x0,75	3	12,7	6,55	36204.012	0,208	
	19,05	47	17	31				12,7	M6x0,75	3	12,7	6,55	56204.012	0,162	
20	20	47	14	21,5	31	33,3	13,5	7,5	M6x0,75	3	12,7	6,55	16204	0,15	
	20	47	17	34,2	43,7	33,3	13,5	17,1	M6x0,75	3	12,7	6,55	36204	0,2	
	20	47	17	31				12,7	M6x0,75	3	12,7	6,55	56204	0,14	
	20	47	14	14							12,7	6,55	76204.2RSR	0,108	
15/16	20,639	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.013	0,248	
	20,639	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.013	0,313	
	20,639	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.013	0,239	
7/8	22,225	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.014	0,237	
	22,225	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.014	0,298	
	22,225	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.014	0,223	
15/16	23,813	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.015	0,228	
	23,813	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.015	0,282	
	23,813	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.015	0,208	
25	25	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205	0,22	
	25	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205	0,27	
	25	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205	0,19	
	25	52	15	15							14	7,8	76205.2RSR	0,128	

⁷³ Rodamientos de la FAG Catálogo WL 41 520/3 SB, Edición 2000, Pág.: 514.

Anexo 2.14 Chumaceras para rodamientos FAG tipo S.⁷⁴

Series P162, P562, P762...2RSR
Soporte de pie de fundación gris



Eje	Dimensiones		Tornillos de fijación							Denominación abreviada		Peso			
	d	mm	a	b	c	h	h ₁	m	u	v	s	mm	in	Unidad de rodamiento S	kg
1	25.4	1.0	38	15	36.5	71	105	11.5	16	M10	1/4	P16205.100	16205.100	P205	0.917
	25.4	1.0	38	15	36.5	71	105	11.5	16	M10	1/4	P56205.100	56205.100	P205	0.965
	25.4	1.0	38	15	36.5	71	105	11.5	16	M10	1/4	P76205.100	76205.100	P205	0.889
1 1/4	26.838	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P16206.101	16206.101	P206	1.33
	26.838	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P56206.101	56206.101	P206	1.46
	26.838	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P76206.101	76206.101	P206	1.35
1 1/2	28.275	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P16206.102	16206.102	P206	1.31
	28.275	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P56206.102	56206.102	P206	1.44
	28.275	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P76206.102	76206.102	P206	1.35
30	30	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P16206	16206	P206	1.3
	30	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P56206	56206	P206	1.42
	30	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P76206_2RSR	76206_2RSR	P206	1.19
1 1/4	30.163	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P16206.103	16206.103	P206	1.3
	30.163	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P56206.103	56206.103	P206	1.42
	30.163	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P76206.103	76206.103	P206	1.31
1 1/4	31.75	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P16207.104	16207.104	P207	1.28
	31.75	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P56207.104	56207.104	P207	1.4
	31.75	1.05	48	17	42.9	83	121	14	19	M12	1/2	P76207.104	76207.104	P207	1.28
1 1/2	31.75	1.05	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P16207.104	16207.104	P207	1.78
	31.75	1.05	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P56207.104	56207.104	P207	1.93
	31.75	1.05	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P76207.104	76207.104	P207	1.79
1 1/4	33.338	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P16207.105	16207.105	P207	1.67
	33.338	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P56207.105	56207.105	P207	1.8
	33.338	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P76207.105	76207.105	P207	1.76
1 1/4	34.825	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P16207.106	16207.106	P207	1.75
	34.825	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P56207.106	56207.106	P207	1.89
	34.825	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P76207.106	76207.106	P207	1.73
35	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P16207	16207	P207	1.75
	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P56207	56207	P207	1.89
	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P76207_2RSR	76207_2RSR	P207	1.72
35	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P16207_2RSR	16207_2RSR	P207	1.54
	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P56207_2RSR	56207_2RSR	P207	1.67
	35	1.07	48	18	47.6	83	126	14	19	M12	1/2	P76207_2RSR	76207_2RSR	P207	1.54

⁷⁴ Catálogo de rodamientos de la FAG, Pág.: 520.

Anexo 2.15

Factor de dureza de los rodamientos.⁷⁵





f_H = factor de dureza. Para los rodamientos standard de todos los tipos que vayan a aplicarse con temperaturas de servicio de hasta 120 °C es $f_H = 1$. A temperaturas más altas tienen lugar transformaciones en la estructura del material, que originan variaciones dimensionales. Para evitar éstas, se estabilizan los rodamientos para temperaturas elevadas. Esta estabilización dimensional va unida a una disminución de la dureza y con ello, de la capacidad de carga. Debe tomarse:

Signo	Temperatura de servicio	Factor de dureza f_H
S0	150 °C	1,00
S1	200 °C	0,90
S2	250 °C	0,75
S3	300 °C	0,60

⁷⁵ Rodamientos de la FAG Catálogo 41250SA,, Pág.: 249.

Anexo 2.16 Rodamientos FAG rígido de bolas.⁷⁶

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

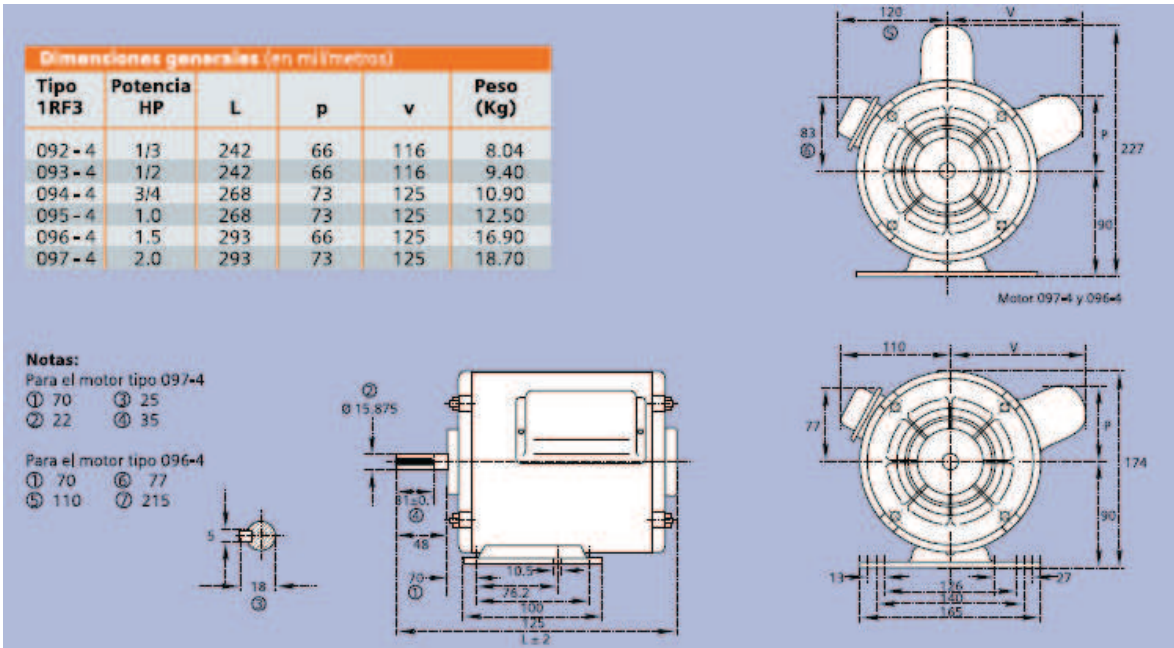





Eje	Dimensiones										Peso		Capacidad de carga		Velocidad límite min ¹⁾	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares			
	d	D	B	E	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈	H ₉				H ₁₀	H ₁₁	H ₁₂	D ₁ min
	mm			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
3	10	16	4	0,10	7,7	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	
	12	18	4	0,10	7,7	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2
	15	22	5	0,12	7,7	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2
4	13	19	5	0,2	10,5	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2
	15	21	5	0,2	10,5	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2
	17	23	5	0,2	10,5	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2
5	16	24	6	0,3	12,5	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
	18	26	6	0,3	12,5	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
	20	28	6	0,3	12,5	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
6	18	26	6	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
	20	28	6	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
	22	30	6	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
7	18	26	7	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
	20	28	7	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
	22	30	7	0,3	15,5	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
8	22	32	7	0,3	18,1	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4
	24	34	7	0,3	18,1	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4
	26	36	7	0,3	18,1	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4
9	24	34	7	0,3	18,1	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5
	26	36	7	0,3	18,1	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5
	28	38	7	0,3	18,1	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5	20,5

1) Velocidad límite para un factor de seguridad de 1,5. Para otros factores de seguridad, véase el capítulo 10.2.2.

⁷⁶ Catálogo de rodamientos de la FAG, Pág.: 520.

Anexo 2.17 Motores monofásicos Siemens.⁷⁷



⁷⁷ Catálogo Motores monofásicos Siemens, www.siemens.com.co/catalogomotores.htm, Pág.: 520.

ANEXO 3

MODELO DE ENCUESTA

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Por favor responda con sinceridad las siguientes preguntas, su respuesta es importante para nuestro proyecto.

Nombre del encuestado:.....

Nombre del lugar de producción:.....

Ubicación:.....

Teléfono:.....

Email:.....

1. Su producción de tomate es de..... [Ton/por semana]

2. ¿Qué tipos de tomate usted cultiva?

.....

3. La clasificación del tomate es:

Automática.....

Manual.....

Si su clasificación es manual, ¿estaría usted dispuesto a invertir en una máquina que clasifique el tomate de acuerdo a su tamaño?

Si..... No.....

4. ¿Cómo clasifica el tomate?

Por tamaño.....Por color..... Otro (especifique).....

5. ¿Con qué frecuencia usted clasifica el tomate?

.....

6. ¿Cuántas personas están involucradas en la clasificación del tomate?.....

7. ¿Qué tiempo usted invierte para clasificar el tomate?.....

8. En que realiza la recolección de los tomates clasificados? (especificar dimensiones y capacidad)

.....

9. ¿Cuáles son sus recomendaciones para el diseño de una máquina clasificadora de tomate?

.....

.....

.....

.....

GRACIAS POR SU COLABORACION

ANEXO 4

HOJAS DE PROCESO

ANEXO 5

PLANOS DE CONSTRUCCION