

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Tema: “Sistemas mecánicos móviles de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque del mercado Mayorista de Ambato”

Proyecto de investigación previo a la obtención del Título de
Ingeniero Mecánico

AUTOR: JOSÉ MIGUEL ROBAYO VILLAGÓMEZ

TUTOR: ING. JORGE GUAMANQUISPE T, MG.

Ambato – Ecuador

2016

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo “Sistemas mecánicos móviles de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque del mercado Mayorista de Ambato”

Trabajo elaborado por José Miguel Robayo Villagómez.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

.....
Ing. Jorge Guamanquispe T, Mg
TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS

Yo, José Miguel Robayo Villagómez con CI: 180435667-1 declaro que los resultados obtenidos y expuestos en el presente trabajo de investigación con el tema. “Sistemas mecánicos móviles de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque del mercado Mayorista de Ambato”, son absolutamente de mi autoría; a excepción de las referencias bibliográficas que se incluyen en este texto.

Además que los criterios emitidos en el trabajo de investigación así como también los contenidos, conclusiones, recomendaciones son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor de la presente investigación.

.....
José Miguel Robayo Villagómez
AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto de Investigación o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los Derechos de línea patrimonial de mi Proyecto de Investigación con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de éste Proyecto de Investigación dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 24 de Diciembre de 2015

.....
José Miguel Robayo Villagómez
AUTOR

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico con mucho cariño a mis padres que me han apoyado durante toda mi vida y más en las situaciones difíciles que he tenido que pasar en el difícil camino de la vida.

A una mujer muy especial que lamentablemente ya no esta entre nosotros, pero que gracias a sus consejos he logrado culminar con una etapa muy importante en mi vida

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, donde recibí la mejor educación tanto científica como moral, un profundo agradecimiento a todos y cada uno de mis profesores que aportaron con sus enseñanzas para así lograr una meta más en mi vida.

A mis padres que día a día me apoyaron a seguir adelante y en especial a Dios que me ha guiado en el camino del bien.

INDICE

PÁGINAS PRELIMINARES

Portada.....	i
Aprobación del tutor	ii
Autoría del trabajo de tesis.....	iii
Derechos de Autor.....	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice.....	vii
Índice de tablas.....	xi
Índice de figuras.....	xiv
Índice de imágenes	xvii
Resumen ejecutivo	xviii

CONTENIDO

1. El problema de investigación	1
1.1 Tema de investigación.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	1
1.2.1 Contextualización.....	1
1.2.2 Análisis crítico	4
1.2.3 Prognosis.....	5
1.2.4 Formulación del problema	5
1.2.5 Preguntas directrices	5
1.2.6 Delimitación del problema.....	6
1.3 Justificación.....	6
1.4 Objetivos general y específicos de la investigación.....	7
1.4.1 Objetivo general.....	7
1.4.2Objetivos específicos	7
2. Marco teórico	9

2.1 Antecedentes investigativos	9
2.1.1 Antecedentes	9
2.1.2 Fundamentación teórica	11
2.1.3 Normas nacionales e internacionales sobre las cargas maximas manuales. 31	
2.2 Fundamentación filosófica	35
2.3 Fundamentación legal	35
2.3.1 Normas	35
2.4 Categorías fundamentales	37
2.5 Hipótesis.....	37
2.6 Señalamiento de las variables	37
2.6.1 Variable independiente	37
2.6.2 Variable dependiente.....	38
2.6.3 Nexo	38
3. Metodología	39
3.1 Enfoque	39
3.2 Modalidad básica de la investigación	39
3.2.1 De campo	39
3.2.2 Experimental	39
3.2.3 Bibliográfica.....	40
3.3 Nivel o tipo de investigación.....	40
3.3.1 Exploratorio.....	40
3.3.2 Descriptivo	40
3.3.3 Correlacional	41
3.4 Población y Muestra.....	41
3.4.1 Población.....	41
3.4.2 Muestra.....	42
3.5 Operacionalización de variables	44
3.5.1 Variable independiente	44
3.5.2 Variable dependiente.....	45
3.6 Recolección de datos.....	46
3.7 Procesamiento y análisis	46

3.7.1 Procesamiento de la información recogida	46
3.7.2 Análisis e interpretación de resultados.....	47
4. Análisis e iterpretación de resultados.....	48
4.1 Análisis de los resultados	48
4.1.1 Determinación del tamaño de la muestra	48
4.1.4 Parámetros de selección de sistemas mecánicos de elevación.....	49
4.1.5 Selección del sistema mecánico de elevación.....	51
4.1.6 Análisis de Tiempo	62
4.2.- Interpretación de datos.....	65
4.3.- Verificación de hipótesis	66
5. Conclusiones y recomendaciones	69
5.1 Conclusiones	69
5.2 Recomendaciones.....	70
6. Propuesta.....	71
6.1 Datos Informativos.....	71
6.2 Antecedentes de la propuesta.....	72
6.3 Justificación.....	73
6.4 Objetivos	73
6.4.1 Objetivo general.....	73
6.4.2 Objetivos específicos	74
6.5 Análisis de factibilidad.....	74
6.6 Fundamentación	74
6.6.1 Parámetros de Diseño.....	74
6.6.2 Longitud del tramo horizontal (Lh).....	79
6.6.3 Parámetros de Cálculo	80
6.6.4 Selección de eslabones de la cadena cinemática.....	86
6.6.5 Transmisión de potencia	89
6.6.6 Par motor.....	90
6.6.7 Elementos estructurales.....	95
6.7 Administración.....	102

Bibliografía	104
Anexos.....	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Tabla Nacional de Pesos y Dimensiones.....	29
Tabla 2-2 Continuación... Tabla Nacional de Pesos y Dimensiones.....	30
Tabla 2-3 Lesiones Musculoesqueléticas.....	31
Tabla 2-4 Peso máximo recomendado para una carga en condiciones ideales de levantamiento.....	32
Tabla 2-5 Factores de Corrección por el tipo de agarre.....	35
Tabla 3-1 Número total de vehículos que ingresaron a EP-EMA.....	42
Tabla 3-2 Clasificación de los vehículos por su tonelaje.....	42
Tabla 3-3 Variable independiente.....	44
Tabla 3-4 Variable dependiente.....	45
Tabla 4-1 Calificativos según sus valores jerárquicos.....	53
Tabla 4-2 Evaluación de alternativas mediante análisis de atributos.....	53
Tabla 4-3 calculamos los valores para encontrar el sistema de elevación más adecuado.....	54
Tabla 4-4 Resultados del análisis por el Método de los Factores Ponderados	57
Tabla 4-5 Tiempos promedios de embarque y desembarque en un análisis a 73 camiones.....	62
Tabla 4-6 Tiempos promedios (s) de embarque de productos en la EP-EMA.....	67
Tabla 4-7 Prueba t de Student.....	68
Tabla 6-1 Productos – Dimensiones y características.....	75
Tabla 6-2 Materiales a transportar (valores mínimos y máximos).....	77
Tabla 6-3 Tabla de resumen de valores mínimos y máximos.....	77
Tabla 6-4 Características de los vehículos de transporte de carga pesada.....	79
Tabla 6-5 Peso por metro orientativo para bandas de alma textil.....	94
Tabla 6-6 Costos.....	103
Tabla 6-7 Informaciones técnicas sobre las correas transportadoras poliéster/nylon.....	106
Tabla 6-8 Ancho máximo de Banda Serie EP 125.....	106
Tabla 6-9 Ancho Mínimo de la Banda Serie EP 125.....	106
Tabla 6-10 Diametro mínimo de la Polea Motriz Banda Serie EP 125.....	106

Tabla 6-11 Extensión del tensor recomendada a partir de la distancia entre centros	107
Tabla 6-12 Capacidad de carga [kg] del rodillo en función de la velocidad.....	107
Tabla 6-13 R.P.M de los rodillos en función de la velocidad del transportador.	108
Tabla 6-14 Rodamiento 6204.....	108
Tabla 6-15 Rodamiento 6204 – Colocación horizontal	109
Tabla 6-16 Estaciones superiores planas	110
Tabla 6-17 Tambores Banda 1000 – Tambor cabeza.....	111
Tabla 6-18 Tambores Banda 1000 – Tambor cola.....	112
Tabla 6-19 Tensores de tornillo de servicio liviano.....	113
Tabla 6-20 Helical geared motors – Geared motors up to 200 [kW].....	114
Tabla 6-21 Helical geared motors – Shaft designs.....	115
Tabla 6-22 Gearbox S/Z68.....	116
Tabla 6-23 Gearbox S/Z68 - Voltajes	117
Tabla 6-24 Poleas para correas trapeciales	118
Tabla 6-25 Ruedas AFO – Serie 68/70	119
Tabla 6-26 Selección de rodamientos	120
Tabla 6-27 Tabla de toma de datos.	122
Tabla 6-28 Tabla de toma de datos.	122
Tabla 6-29 Tabla de toma de datos.	123
Tabla 6-30 Tabla de toma de datos.	123
Tabla 6-31 Tabla de toma de datos.	124
Tabla 6-32 Tabla de toma de datos.	124
Tabla 6-33 Tabla de toma de datos.	125
Tabla 6-34 Tabla de toma de datos.	125
Tabla 6-35 Tabla de toma de datos.	126
Tabla 6-36 Tabla de toma de datos.	126
Tabla 6-37 Tabla de toma de datos.	127
Tabla 6-38 Tabla de toma de datos.	127
Tabla 6-39 Tabla de toma de datos.	128
Tabla 6-40 Tabla de toma de datos.	128
Tabla 6-41 Tabla de toma de datos.	129

Tabla 6-42 Tabla de toma de datos.	129
Tabla 6-43 Tabla de toma de datos.	130
Tabla 6-44 Tabla de toma de datos.	130
Tabla 6-45 Tabla de toma de datos.	131
Tabla 6-46 Tabla de toma de datos.	131
Tabla 6-47 Tabla de toma de datos.	132
Tabla 6-48 Tabla de toma de datos.	132
Tabla 6-49 Tabla de toma de datos.	133
Tabla 6-50 Tabla de toma de datos.	133
Tabla 6-51 Datos por quintal.....	135
Tabla 6-52 Datos por quintal.....	135
Tabla 6-53 Datos por quintal.....	136
Tabla 6-54 Datos por quintal.....	137
Tabla 6-55 Datos por quintal.....	137
Tabla 6-56 Datos por quintal.....	138
Tabla 6-57 Datos por quintal.....	139
Tabla 6-58 Datos por quintal.....	140
Tabla 6-59 Datos por quintal.....	140
Tabla 6-60 Datos por quintal.....	141
Tabla 6-61 Datos por quintal.....	141
Tabla 6-62 Datos por quintal.....	142
Tabla 6-63 Datos por quintal.....	142
Tabla 6-64 Datos por quintal.....	143
Tabla 6-65 Datos por quintal.....	143
Tabla 6-66 Datos por quintal.....	144
Tabla 6-67 Datos por quintal.....	144
Tabla 6-70 Datos por quintal.....	145
Tabla 6-69 Datos por quintal.....	146
Tabla 6-70 Datos por quintal.....	147
Tabla 6-71 Datos por quintal.....	147
Tabla 6-72 Datos por quintal.....	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Rampa Hidráulica.....	2
Figura 1-2 Plataformas Variables PF-V.....	3
Figura 1-3 Cinta elevadora para camiones. (Modelo: EL-02).....	3
Figura 1-4 Trabajo diario de un estibador en Ecuador.....	4
Figura 2-1 Despiece de un motor V8 con su amortiguador de vibración o “damper”.....	13
Figura 2-2 Elevador Ayerbe AY-250-EP.....	17
Figura 2-3 Elevador Electromecánico.....	18
Figura 2-4 Elevador Hidráulico de 1000 Kg de capacidad.....	19
Figura 2-5 Elevador de Bandas de Cangilones.....	20
Figura 2-6 Elevador Neumático para una persona.....	22
Figura 2-7 Banda Transportadora.....	23
Figura 2-8 Grua de Torre.....	25
Figura 2-9 Grúa tipo puente.....	26
Figura 2-10 Congestión vehicular.....	26
Figura 2-11 Congestión vehicular en el área de embarque y desembarque.....	27
Figura 2-12 Formas de levantar las cargas.....	33
Figura 2-13 Posiciones de los pies para levantar la carga.....	33
Figura 2-14 Agarre Bueno.....	34
Figura 2-15 Agarre Regular.....	34
Figura 2-16 Agarre Malo.....	34
Figura 2-17 Operaconalización de variables.....	37
Figura 4-1 Elevador de Cangilones.....	51
Figura 4-2 Elevador Hidráulico.....	51
Figura 4-3 Banda Transportadora.....	52
Figura 4-4 Costo de fabricación del sistema de elevación de carga.....	58
Figura 4-5 Diseño del sistema de elevación de carga.....	58
Figura 4-6 Adaptación del sistema de elevación de carga.....	59
Figura 4-7 Capacidad de carga del sistema de elevación.....	59
Figura 4-8 Altura de elevación de carga del sistema.....	60
Figura 4-9 Mantenimiento del sistema de elevación.....	60

Figura 4-10 Atributos evaluados por el método de los factores ponderados	61
Figura 4-11 Valores totales del análisis	61
Figura 4-12 Tiempos promedios de embarque y desembarque de carga	63
Figura 4-133 Análisis de dimensiones de la banda transportadora.....	64
Figura 4-14 Capacidad de carga.....	66
Figura 4-15 Tiempos promedios de embarque de productos por quintal.....	68
Figura 6-1 Forma de embarque de productos	72
Figura 6-2 Diseño de la banda transportadora	73
Figura 6-3 Esquema - Configuración 1	78
Figura 6-4 Esquema – Configuración 2	78
Figura 6-5 Diseño propuesto para el transportador modular	80
Figura 6-6 Configuración geométrica (trayectoria de la banda)	80
Figura 6-7 Diagrama de cuerpo libre de la banda	82
Figura 6-8 Estado de carga para la banda	83
Figura 6-9 Determinación de reacciones en la banda	83
Figura 6-10 Determinación de reacciones en la banda (desarrollado).....	84
Figura 6-11 Diagramas de momento cortante y momento flector para la banda..	85
Figura 6-12 Diagrama de Cuerpo Libre – Banda a plena carga.....	89
Figura 6-13 Diagrama de Cuerpo Libre – Par motor	90
Figura 6-14 Transmisión de potencia.....	93
Figura 6-15 Estado de carga.....	96
Figura 6-16 Estado de carga.....	96
Figura 6-17 Estado de carga (desarrollado)	97
Figura 6-18 Diagramas de momento cortante y momento flector	98
Figura 6-19 Geometría	99
Figura 6-20 Determinación de y	100
Figura 6-21 Reacciones sobre la estructura	101
Figura 6-22 Reacciones sobre la estructura	101
Figura 6-23 Estaciones superiores planas	109
Figura 6-24 Tambores Banda 1000 – Tambor cabeza	110
Figura 6-25 Tambores Banda 1000 – Tambor cola	111
Figura 6-26 Tensores de Tornillo servicio liviano.....	113

Figura 6-27 Helical Gearbox D/Z	114
Figura 6-28 Helical geared motors.....	115
Figura 6-29 Gearbox D/Z68.....	116
Foto 1 Fotografía del prototipo	¡Error! Marcador no definido.
Foto 2 Fotografía del prototipo	¡Error! Marcador no definido.
Foto 3 Fotografía del prototipo	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1 Toma de medida Rampa Configuración 1 78

Imagen 2 Toma de medida Rampa Configuración 2 78

RESUMEN EJECUTIVO

“SISTEMAS MECÁNICOS MÓVILES DE ELEVACIÓN DE CARGA PARA DESCONGESTIONAR EL ÁREA DE EMBARQUE Y DESEMBARQUE DEL MERCADO MAYORISTA DE AMBATO”

Autor: José Miguel Robayo Villagómez

Tutor: Ing. Jorge Guamanquispe T, Mg.

Fecha: 24 de Diciembre del 2015

La presente investigación consiste en el análisis de sistemas mecánicos móviles de elevación de carga para el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA), para reducir los tiempos de embarque y desembarque de productos en los camiones para su posterior traslado hacia varios lugares expendio y consumo del país.

Para ello se realizaron investigaciones de campo previas, como son la observación directa y toma de datos, necesarios para los análisis en esta investigación.

Con la ayuda del Método de Factores Ponderados se pudo determinar el mejor sistema de elevación de carga, que en este caso es la banda transportadora, para posteriormente realizar los cálculos adecuados.

Conociendo el mecanismo de elevación se pudo determinar que se reducen los tiempos en los procesos de carga y descarga de los productos y con ello se logra agilizar el trabajo de embarque y desembarque de los productos en los camiones.

Con la reducción de tiempos de embarque y desembarque se podrá sacar un mayor número de camiones cargados del área de embarque y desembarque, y con ello se podrá disminuir el congestionamiento de dichas áreas.

Finalmente se realiza el diseño requerido para poder cumplir con todas las necesidades de nuestro problema, como son los cálculos estructurales, selección de partes y componentes a más de los planos y las especificaciones necesarias para una futura construcción de la Banda Transportadora.

EXECUTIVE SUMMARY

"MECHANICAL MOBILE LIFTING LOAD TO DECONGEST THE DOCKSIDE AND WHOLESALE MARKET LANDING OF AMBATO"

Author: José Miguel Robayo Villagomez

Tutor: Ing Jorge Guamanquispe T, Mg

Date: December 24, 2015

This research is the analysis of mobile mechanical systems load lifting for the Wholesale Market Ambato (EP-EMA), to reduce the time of loading and unloading of goods on trucks for further transfer to several expendio places and consumption from the country.

To do so prior field research were conducted, such as direct observation and data collection, necessary for analysis in this research.

With the help of the method of weighted factors could determine the best load lifting system, which in this case is the conveyor belt, to then make the appropriate calculations.

Knowing the mechanism selected elevation was determined that the times are reduced in the process of loading and unloading of the products and thereby achieves expedite the work of loading and unloading of goods on trucks.

With reduced loading and unloading times may bring a greater number of truckloads of loading and unloading area and thus may reduce the congestion in those areas.

Finally the design required to meet all the needs of our problem is made, such as structural calculations, selection of parts and components more than the necessary plans and specifications for a future construction of the conveyor belt.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA DE INVESTIGACIÓN

“SISTEMAS MECÁNICOS MÓVILES DE ELEVACIÓN DE CARGA PARA DESCONGESTIONAR EL ÁREA DE EMBARQUE Y DESEMBARQUE DEL MERCADO MAYORISTA DE AMBATO”

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN

A nivel mundial el problema de embarque y desembarque de productos en camiones ha sido una problemática que se ha tratado de solucionar con investigaciones de elementos y sistemas mecánicos para elevación de carga. Desde la antigüedad se ha construido maquinaria para elevar cargas que evitaba el uso de esfuerzo de mano de obra para la construcción de grandes construcciones como por ejemplo la pirámide de Cheops, que necesitó alrededor de cien mil personas para su construcción en el siglo XXII a.C. Y desde aquellos tiempos los medios para transportar y elevar carga se han modificado y adaptado a las condiciones y necesidades que podemos necesitar. (Larrodé & Miravete, 1996).

A medida que la ciencia y la tecnología avanza se han construido máquinas y sistemas para ayudar al ser humano a facilitar su trabajo y a realizarlo de una manera rápida y segura. (Larrodé & Miravete, 1996).

Los grandes países como Estados Unidos y España con la ayuda de sus grandes investigadores han diseñado y construido maquinaria para elevar carga cada vez más innovadoras y que cumplan todas las expectativas de los creadores y las necesidades de las personas que les necesitaban. Hoy en día cuentan con maquinaria para elevar carga como son las grúas hidráulicas articuladas, vehículos auto cargables, grúas telescópicas que son aparatos destinados a elevar y distribuir cargas suspendidas por un gancho entre otras máquinas de igual o mayor importancia. (Oliver J, 1956).

Siendo la mayoría de los procesos automatizados, desde el embalaje, embarque, transporte y desembarque de mercadería, generando con esto una reducción de tiempos y así aumentando la productividad. (Samarta J, 2011).



Figura 1-1 Rampa Hidráulica
Fuente: Catálogo Thieman Tailgates, 2008

En América Latina países con gran adelanto tecnológica como Brasil y Argentina utilizan sistemas como las plataformas variables PF-V (**Figura 1-2**), plataformas fijas PF-F y las rampas hidráulicas como se observa en la **Figura 1-1** que son sistemas que en esos países los utilizan como medios de ayuda para mejorar los tiempos de embarque y desembarque de productos con una seguridad confiable y sin exponer al trabajador a lesiones o riesgos laborales, a más de los sistemas antes mencionados también existen otros como el montacargas, carretillas elevables, rampas articuladas y otros equipos utilizados para este fin. (Catalogo PROGECO, 2005).



Figura 1-2 Plataformas Variables PF-V
Fuente: Progeco Vigo S.A, 2005

En nuestro país también se cuenta con maquinaria como el montacargas, rampas hidráulicas y las cintas elevadoras como se muestra en la **Figura 1-3**, pero estos equipos son de un costo elevado y por ese motivo están fuera del alcance de muchas personas que todavía siguen realizando la labor de embarque y desembarque con métodos obsoletos que conllevan a demora, pérdidas económicas, deterioro del producto, riesgos laborales de los trabajadores entre las principales causas de no realizar procesos que conlleven una investigación adecuada y más acorde a los avances tecnológicos existentes en todo el mundo.



Figura 1-3 Cinta elevadora para camiones. (Modelo: EL-02)
Fuente: SOMCA, 2013

En los mercados Mayoristas del Ecuador se observa que los estibadores son la fuerza laboral para el transporte de mercadería, transportándola mediante carterillas, triciclos e incluso usando su cuerpo como herramienta de levantamiento de carga, provocando que el trabajo de estibador sea una actividad de poco rédito económico que reciben cientos de estibadores que madrugan a los diferentes mercados de la ciudad. (Un día como estibador. El Comercio, 2013)

Los trabajadores (**Figura 1-3**) deben llevar en sus hombros cargas de más de 150 libras y reciben una paga de ¢10 por cada saco. Muchos de ellos dicen que ganan no más de \$15 al día, lo que no es suficiente para atender sus necesidades ni las de sus familias. (Un día como estibador. El Comercio, 2013)



Figura 1-4 Trabajo diario de un estibador en Ecuador.
Fuente: Un día como estibador. El Comercio (2013)

1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO

En el sector del transporte pesado existen muchos inconvenientes debido a la mala práctica de embarque y desembarque de productos, al no contar con la maquinaria ni la suficiente investigación para mejorar dichos procesos por lo cual causa pérdidas económicas y deterioro en la salud de los trabajadores debido a que los artículos utilizados para su labor no son los adecuados y no cuentan con la maquinaria respectiva para dicha labor.

Mediante el estudio de sistemas mecánicos de elevación de carga es posible contribuir a la reducción de tiempos en el embarque y desembarque de productos en el Mercado Mayorista, aportando también a proteger la calidad del producto y la integridad del trabajador.

Al utilizar un sistema de elevación apropiado para el embarque y desembarque de productos estamos contribuyendo al progreso del sector productivo, debido a que en los lugares de comercialización se contarían con productos en excelentes condiciones y en un tiempo justo para que el producto no sufra ningún deterioro.

Es necesario analizar los sistemas mecánicos de elevación para verificar los parámetros con los cuales se puede aportar para mejorar los procesos de embarque y desembarque de productos y así lograr reducir los tiempos de embarque y desembarque de los productos en los camiones para su posterior traslado a otros centros de acopio, venta y distribución.

1.2.3 PROGNOSIS

En caso de que el presente proyecto de investigación no se realice, no se contará con los estudios y datos exactos de los parámetros de levantamiento de carga que intervienen en el embarque y desembarque de productos en los diferentes mercados del país, lo que indica que se seguirá realizando embarques y desembarques con tiempos muy altos lo cual conlleva a pérdidas económicas por retrasos a los lugares de acopio y por deterioro del producto, debido a que en este caso se trata de productos perecederos, a más de los riesgos laborales existentes para los trabajadores.

1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Se podrá descongestionar el área de embarque y desembarque al implantar un sistema mecánico móvil de elevación de carga en el Mercado Mayorista de Ambato?

1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES

- ¿Cuáles serán los parámetros que intervienen en el embarque y desembarque de productos en el Mercado Mayorista?
- ¿Qué se deberá realizar para mejorar los tiempos de embarque y desembarque de productos agrícolas en el Mercado Mayorista?
- ¿Cómo se determinará la variación de tiempos en el embarque y desembarque de productos utilizando sistemas de elevación de carga?

1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.6.1 Delimitación de Contenidos

Las áreas involucradas son las siguientes:

- Diseño Mecánico.
- Máquinas de elevación y transporte
- Procesos de Fabricación.
- Ingeniería de Materiales.
- Control Industrial.

1.2.6.2 Delimitación de contenidos

La investigación tiene estudios bibliográficos y experimentales, los cuales se desarrollaran en la biblioteca, taller de soldadura y laboratorios de automatización de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Universidad Técnica de Ambato, campus Huachi, cantón Ambato, provincia del Tungurahua. Así como en las bodegas de embarque y desembarque del mercado Mayorista de la ciudad de Ambato.

1.2.6.3 Delimitación temporal

El presente trabajo investigativo se desarrollará en un período comprendido entre los meses, de diciembre del 2014 a diciembre del 2015.

1.3 JUSTIFICACIÓN

El análisis de sistemas mecánicos de elevación de carga resulta importante debido a que se necesita conocer cómo influyen los parámetros de levantamiento de carga y la incidencia en los tiempos de embarque y desembarque de productos en el Mercado Mayorista de la ciudad de Ambato y así poder generar mejores métodos para optimizar los tiempos de estas actividades.

Existe mucho interés por parte de los transportistas, propietarios de los productos y consumidores finales en conocer los parámetros y métodos adecuados de embarque y desembarque de productos en los diferentes mercados de nuestro país, ya que si se logra mejorar esta actividad se reducirían costos en la transportación de los productos y no tendríamos el problema de retrasos en la entrega de los mismos a los diferentes lugares de comercialización.

En muchos casos la inexistencia de sistemas mecánicos de elevación de carga ha conllevado a pérdidas económicas por deterioro de los productos y al deterioro de la salud del trabajador por sobre-esfuerzo y mala práctica de levantamiento de cargas.

El estudio resulta factible debido a que se cuenta con datos de otros países que ya se han preocupado por esta problemática y principalmente se cuenta con la ayuda de los laboratorios y bibliografía con los que cuenta la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. La iniciativa de realizar el presente estudio es con la finalidad de aportar datos e investigación para la optimización de tiempos en el embarque y desembarque de productos y así contribuir en el adelanto de la provincia y el país.

1.4 OBJETIVOS GENERAL Y ESPECÍFICOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Analizar sistemas mecánicos de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque en el mercado mayorista de la ciudad de Ambato.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los parámetros que intervienen en el embarque y desembarque de los productos en el mercado mayorista.

- Determinar el sistema mecánico de elevación apropiado para el embarque y desembarque de productos agrícolas en el Mercado Mayorista de Ambato.
- Evaluar la variación de tiempos en el embarque y desembarque de productos utilizando sistemas de elevación de carga.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

2.1.1 ANTECEDENTES

Revisada información que se relacione con el tema se pudo encontrar algunos trabajos realizados con la siguiente descripción:

Cajas Mendoza Juan Javier, en su Tesis de graduación en la Escuela Politécnica del Litoral, de la Facultad de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO DE ELEVADOR TRANSPORTADOR CON CAPACIDAD MÁXIMA DE MEDIA TONELADA MÉTRICA”, realizada en 1994, presenta un diseño de un elevador el cual será utilizado para la movilización de material en una bodega, relacionando a su vez la manera que influye esta maquina de elevación y transporte en la productividad de una empresa, realizando un estudio de tiempos y movimientos.

Pujota Simbaña Jacinto Javier y Rosales Sarmiento Byron mauricio, en su trabajo de investigación previo a la obtención del titulo de Ingeniero Mecánico, realizado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA CON CAPACIDAD DE 200KG Y 20 M DE ELEVACIÓN PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍAS ALTERNATIVAS Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”, realizada en 2013, presentan, diseñan y construyen un elevador tipo pluma colocado en la terraza de mencionado laboratorio cumpliendo con requerimientos del laboratorio y las normas de diseño respectivas así como de seguridad, el diseño necesita de dos personas para el manejo del elevador debido a

que la canasta es inestable por la carga, altura, viento, mencionados factores hacen que esta se mueva necesitando la ayuda de una segunda persona para evitar un choque contra la pared del edificio.

Quilo Farinango Flavio Edison y Vallejo Torres Guillermo Arturo, en su trabajo de investigación previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, realizado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, bajo el tema: “DISEÑO DE LA REPOTENCIACIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA DE 2 TONELADAS DE LA EMPRESA GRAFITEX CIA. LTDA.”, realizada en 2014, on dicho estudio lograran mejorar la capacidad del elevador de carga a 5.5 toneladas utilizando un sistema de tijereta mediante un mando hidráulico, todos los elementos que utilizan para su diseño y estudio se los puede encontrar en el mercado nacional. Con esta mejora al elevador de carga se reducen los tiempos muertos debido al aumento de la capacidad de carga.

Trujillo Juan Pablo, en su proyecto fin Magister de Seguridad y Salud Ocupacional de la Universidad Internacional SEK, bajo el tema: “EVALUACIÓN DEL LEVANTAMIENTO MANUAL DE CARGAS Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE CARGA MECÁNICA PARA MANIPULACIÓN DE MATERIA PRIMA EN LA BODEGA DE HARINA DE MAXIPAN” realizada en 2013, presenta un estudio ergonómico de los trabajadores de la mencionada empresa, llegando a la conclusión que mediante un diseño de un elevador se reducirán los riesgos de lesiones lumbares, diseñando un sistema de levantamiento por vacío que demuestra ser de gran ayuda para levantar cualquier peso que supere los límites permisibles manuales porque no solo reduce el esfuerzo físico que el operario tiene que realizar para cumplir con su tarea.

Carlos David Gavilanes Parreño, en su proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, en Escuela Politécnica Del Ejército, extensión Latacunga, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR ELECTRO HIDRÁULICO PARA EL MONTAJE Y DESMONTAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL AUTOMOVIL” realizada en 2012, construyéndose un

elevador hidráulico para el sistema de transmisión del vehículo que cumple con todas las exigencias y normas de seguridad.

2.1.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1.2.1 Diseño mecánico

El diseño de ingeniería es definido como: El proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el objeto de determinar un dispositivo, un proceso o un sistema con detalles suficientes que permitan su realización. (Mott, 1992)

La producción masiva a partir de la revolución industrial sentó los principios básicos para que el término diseño se entendiera como un nuevo concepto internacional desde los primeros años del presente siglo.

De acuerdo a lo que plantean Cross, Elliott y Roy; el diseño en la actualidad se toma como innovación, como creación, como avance, como solución renovadora, como un nuevo modo de relacionar un número de variables o factores, como una nueva forma de expresión, como el logro de una mayor eficacia

El diseño de elementos de máquinas, es una ciencia orientado al campo de la industria y mecánica, principalmente en el campo de la proyectación y manufactura de piezas.

Dicho diseño mecánico aplica los principios físicos de la mecánica, ciencia de los materiales y análisis estructural para el análisis de los elementos utilizados en la actualidad, tales como maquinarias con diversos fines (hidráulicos, de transporte, de manufactura), así como también diversos sistemas motorizados, entre otras aplicaciones.

El diseño de maquinas se ocupa de la creación de maquinaria que funcione segura y confiablemente bien. Una maquina puede definirse de muchas maneras, pero la definición básica es que es un aparato formado por unidades interrelacionadas.

Las partes interrelacionadas se conocen también como elementos de maquinas. Es la tarea del ingeniero definir y calcular movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados de la maquina. En ello está la esencia del diseño de maquinas. El objetivo último del diseño de maquinas es dimensionar y formar las piezas (elementos de maquinas) y escoger materiales y procesos de manufactura apropiados, de manera que la maquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida.

El diseño de maquinaria consiste en combinar la metodología del diseño con la revisión fundamental de las teorías de fallas por cargas estáticas y dinámicas de conceptos y la especificación práctica de componentes tales como: ejes, rodamientos, bandas y poleas, cadenas y catarinas, coples; de los cuales se revisan los aspectos básicos de diseño para prevenir fallas, permitir su dimensionamiento y seleccionar materiales adecuados para su fabricación.

2.1.2.2 Proceso del diseño

- a) Definir el problema que siempre nace de una necesidad.
- b) La forma o esquema para resolver la necesidad y elegir uno para analizarlo. Estudio de factibilidad.
- c) Diseñar de forma preliminar la máquina, estructura, sistema o proceso seleccionado; permitiendo establecer las características globales y las específicas de cada componente.
- d) Realizar el análisis de todas y cada uno de los componentes y preparar los dibujos necesarios con sus respectivas especificaciones.

El diseño de las partes y elementos de máquina también contempla el fácil montaje y desmóntale de las partes de la máquina como se muestra en la

Figura 2-1

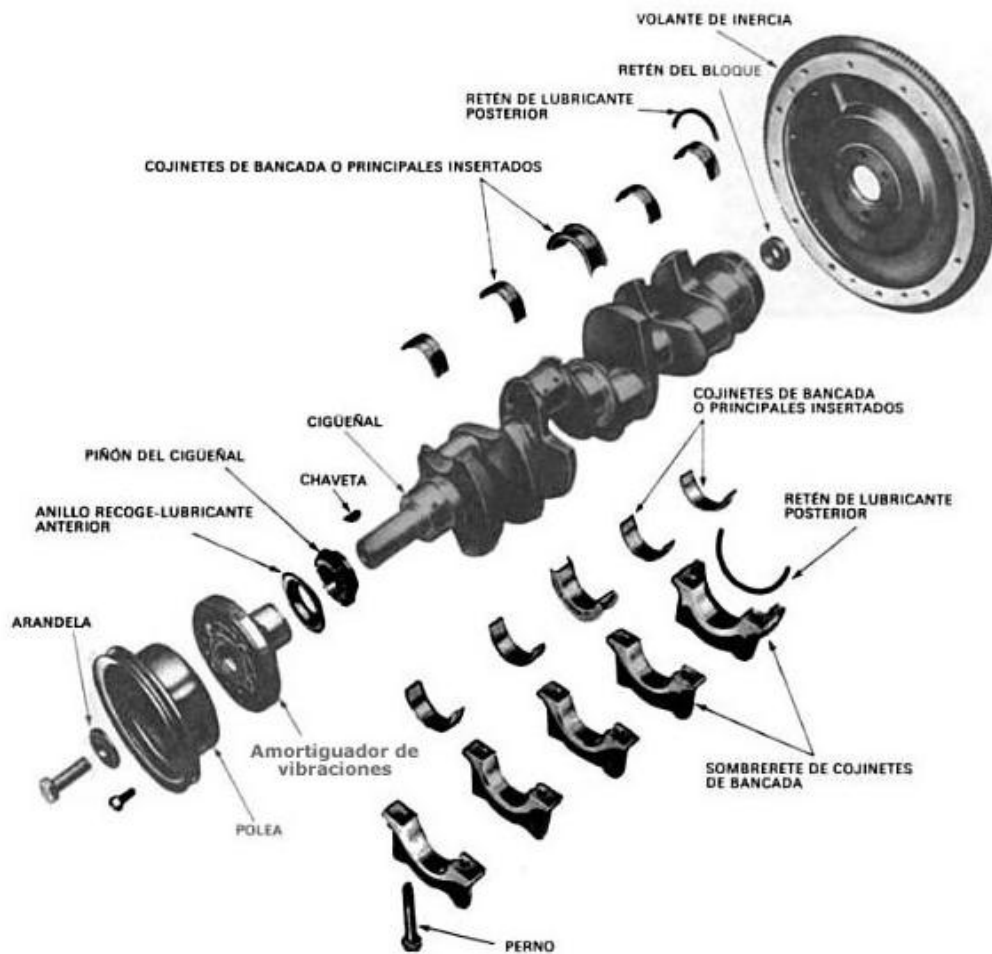


Figura 2-1 Despiece de un motor V8 con su amortiguador de vibración o “damper”
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-elementos-moviles.htm>

El proyectista es creador y debe tener juicio para la toma de decisiones, este juicio es en base de principios científicos, suplementados con información empírica y experiencia. Las ciencias sirven de fundamentos al diseño de máquinas.

Son la matemática y la física (cinemática, estática, dinámica resistencia de materiales), pero existen muchas otras materias a considerar: El dibujo, la economía, la metalurgia, la termodinámica y la transmisión de calor, la mecánica de los fluidos y la teoría de circuitos eléctricos. (Beer, 1979)

El diseño puede ser simple o enormemente complejo, fácil o difícil, matemático o no matemático, y puede implicar un problema trivial o uno de gran importancia.

En todo diseño se deben tomar siempre algunas consideraciones, ya que estas pueden afectar la configuración del sistema total. Además algunas de estas propiedades tienen que ver de manera directa con las dimensiones, el material, el procesamiento y la unión de los elementos del sistema.

Estas consideraciones son pruebas que nos indican, de una forma técnica que piezas cumplen con las exigencias del diseño, entre las más importantes están:

- Resistencia / Esfuerzo
- Facilidad de uso
- Distorsión / Deflexión/
Rigidez
- Propiedades térmicas
- Procesamiento
- Corrosión
- Forma
- Tamaño
- Mantenimiento
- Peso
- Confiabilidad
- Control
- Fricción
- Ruido
- Seguridad
- Volumen
- Lubricación
- Utilidad
- Comercialización
- Costo
- Vida Útil

Para diseñar un elemento mecánico se debe conocer las características del material cuando están sometidos a fuerzas o cargas. Dependiendo de la aplicación se debe cuidar que el material no sea sometido a esfuerzos excesivos con la consecuente fractura del elemento. El desempeño mecánico de un material es el reflejo de la relación entre su respuesta o deformación ante una fuerza o carga aplicada.

2.1.2.3 Movimiento de cargas

Se refiere a todas las actividades de movimiento, transporte y elevación de cargas mediante el uso de grúas convencionales, de pluma, puentes rodantes y grúa, monorrieles, aparejos eléctricos, apiladoras, recuperadoras de minerales, pórticos, elevadores, camiones elevadores y cualquier tipo de accesorios de elevación.

2.1.2.4 Definición de potencia elevadora

La potencia elevadora es el trabajo que se desarrolla en una unidad de tiempo. Esto, en el caso de que se quiera elevar un peso de valor Q una altura h en un tiempo t , se deberá desarrollar la potencia elevada.

$$P = Q * V \qquad \text{Ecuación 2-1}$$

Donde V es la velocidad de dicha elevación.

Se denominará como Potencia Elevadora al valor total de la carga a elevar, multiplicada por la velocidad promedio a que se efectúa la elevación.

2.1.2.5 Máquinas de elevación y transporte

Las máquinas para elevar carga se utilizan cuando hay que desplazar pesos verticalmente y trasladarlos de un punto de la superficie en que funciona la máquina a otro.

Todas las actividades de movimiento, transporte y elevación de cargas mediante el uso de diversos tipos de grúas, implica un trabajo especializado que procure aumentar la percepción, el análisis y reconocer los riesgos que presentan estas labores. Este artículo propone recomendaciones donde la seguridad juega un rol clave para el movimiento de cargas desde grúas convencionales, de torre y elevadores de carga.

Las actividades industriales y de la construcción fueron los motores para que el trabajo de elevación y de movimiento de cargas tenga un crecimiento sostenido en esta época. Como resultado de ello, se crearon varios tipos de equipos destinados a esta actividad, que puede desarrollarse en los más diversos ambientes y condiciones. La gran mayoría de estos trabajos industriales implican riesgos que pueden minimizarse (incluso hasta eliminarse) siempre que exista planificación, uso correcto, conocimiento y respeto por la capacidad y las limitaciones.

Este artículo se basa en la Capacitación elaborada por la Fundación Iberoamericana de Seguridad y Salud Ocupacional (FISO) denominada “Prevención de Riesgos en el Movimiento de Cargas”, el objetivo de esta instrucción es reducir al mínimo los riesgos presentes en este tipo de actividades productivas mediante el abordaje de asuntos tales como tipos de equipos utilizados, características, limitaciones, responsabilidades, mantenimiento, entre otros.

2.1.2.6 Tipos de equipos

a) Elevadores de carga

Los elevadores de carga son herramientas y máquinas que cuentan con un grupo maquinaria, cables y demás componentes. Se los emplea para el transporte tanto vertical como horizontal de carga, dependiendo de su diseño y capacidades de la máquina, como se muestra en la **Figura 2-2**



Figura 2-2 Elevador Ayerbe AY-250-EP

Fuente: <http://www.ferrovicmar.com/herramientas-electricas.asp?producto=ayerbe-ay250ep>

b) Elevadores Electromecánicos

Este tipo de elevadores electromecánicos como se muestra en la **figura 2-3** se caracterizan principalmente por que cuenta con un sistema de tracción, grupo motor, reductor, freno y tambor de arrollamiento. Este tipo de elevadores contiene la maquinaria en la parte superior, donde están ubicados los componentes principales del sistema de tracción y un contrapeso que equilibra la cabina y una parte de la carga útil, que suele ser la mitad en la mayoría de los casos.



Figura 2-3 Elevador Electromecánico

Fuente: <http://www.steelcranes.com.ec/p/elevadores-de-carga.html>

c) Elevadores Hidráulicos

Los elevadores hidráulicos son sistemas de transporte vertical el cual es movido por acción de un pistón hidráulico impulsado por una bomba de aceite.

En los elevadores hidráulicos (**Figura 2-4**) el accionamiento se logra mediante un motor eléctrico acoplado a una bomba, que impulsa aceite a presión por válvulas de seguridad y maniobra, desde un pistón a un cilindro, cuyo pistón empuja y sostiene el contenedor de la carga para ascender, mientras que para el descenso se deja vaciar el pistón del aceite mediante una válvula con gran pérdida de carga para que se haga suavemente. De esta manera el ascensor hidráulico solo consume

energía en el ascenso, mientras que por el contrario, la energía consumida en el ascensor es cuatro veces superior a la que consume el ascensor electro-mecánico.



Figura 2-4 Elevador Hidráulico de 1000 Kg de capacidad
Fuente: <http://www.rim.com.mx/newsletter/28/59192.asp>

Ventajas:

- El fluido solo se utiliza no se consume.
- Gran capacidad de carga.
- Mayor rendimiento que los elevadores eléctricos
- Arranques y paradas suaves.
- Mayor fiabilidad por el mínimo mantenimiento que necesita los componentes.
- Mínimo desgaste de sus partes y componentes.
- Es de fácil montaje.

Desventajas:

- La potencia hidráulica no es tan fácilmente disponible con respecto a la potencia eléctrica.
- El costo de un sistema hidráulico es mayor en comparación con un sistema eléctrico que cumpla con las mismas funciones.

e) Elevadores de Cangilones

El elevador de cangilones como se muestra en la **Figura 2-5** consiste en una cinta o banda sin fin que en sus extremos cuentan con una rueda dentada. A dicha cadena van unidos cangilones, a intervalos uniformes, es decir a distancias iguales. La rueda dentada superior es motora y la inferior es conducida. El accionamiento de la rueda motora está dado por un motor a través de un reductor de velocidad. (Alexandrov, 1979)

Los cangilones toman el material a transportar en la parte inferior, con el balde que viene invertido, gira y asciende hasta la cabeza superior donde lo descarga. Es un transportador utilizado para elevar granos, carbón, cenizas, cemento, minerales y rocas en trozos, etc. Efectúa transportes en vertical y con inclinación superior a 45 grados. Es de frecuente uso en elevadores de granos portuarios y silos de campaña y se conocen con el nombre de “Norias”. (Miravete, 1994)

Los elevadores de cangilones tienen tres formas distintas de descarga que se utilizan según los materiales a transportar. La descarga centrífuga, usada para materiales livianos y secos (granos); la descarga continua, suele utilizarse ya sea para el transporte de granos o en las dragas para la elevación de arena húmeda y la descarga por gravedad, que se utiliza para materiales pesados y pegajosos. (Alexandrov, 1979)



Figura 2-5 Elevador de Bandas de Cangilones

Fuente: <http://www.grupoalex.es/elevacion-y-transporte/transportadores-de-banda/>

Ventajas:

- Trabaja a altas velocidades (1.2 - 1.4 m/s)
- Elevan la carga hasta grandes alturas (45 metros)
- Transportan gran cantidad de producto en poco tiempo. (125 TPH)
- Pueden regula su inclinación hasta los 90°
- Existe gran variedad de manipulación de materiales.
- Faciidad para la carga y descarga.
- La estructura es liviana.
- Desgaste mínimo y fácil mantenimiento.
- El consumo de energía es minimo.
- Los niveles de ruido son muy bajos.

Desventaja:

- Son muy sencibles a la sobrecarga de material.
- Existe la posibilidad de atasco del material con la caja de protección.
- Con el trabajo realizado se produce alargamiento de las correas o cadenas.

e) Elevadores Neumáticos

Los elevadores neumáticos funcionan creando un vacio relativo así elevan la carga hasta la altura requerida. (Catalogo ENI, 2002)

El elevador neumático es un ascensor especialmente diseñado para cubrir las necesidades que cubren un ascensor convencional y evitar las dificultades técnicas donde los antiguos ascensores no se pueden instalar. (Catalogo ENSA, 2005)

Todo aquello contribuye a mejorar la calidad de vida de todas aquellas personas que hasta ahora no han podido disfrutar de las ventajas de un ascensor o que estén pensando en instalar uno. (Catalogo ENI, 2002)

Los elevadores neumáticos como se muestra en la **Figura 2-6** están compuestos por un conducto vertical, y por una cabina coaxial a dicho conducto, que se desplaza por su interior.

Para el movimiento de ascenso se genera un vacío relativo en la parte superior del conducto cilíndrico.

Debido a la diferencia de presiones existente entre la parte inferior y superior del conducto, se puede lograr el movimiento de ascenso del elevador neumático.

Para poder conseguir un movimiento controlado en el descenso del elevador neumático se debe permitir la entrada de aire a la parte superior del conducto, y colocando la válvula en una posición tal que permita el escape de aire contenido en la parte inferior del conducto hacia la parte exterior.

Para el método de succión se suelen emplear dos grupos de turbinas. La finalidad de dichas turbinas es la de establecer una diferencia de presión, de forma que se cree una presión menor o depresión en la parte superior del conducto en caso de ser necesario, permaneciendo el interior de la cabina y la parte inferior del conducto a presión atmosférica.



Figura 2-6 Elevador Neumático para una persona

Fuente: <http://elevadores-neumaticos.webnode.com.ar/productos/muebles-y-ambientes/>

f) Bandas Transportadoras

Son sistemas mecanizados y reforzados para facilitar el trabajo y reducir el uso de mano de obra para los procesos de embarque y desembarque de carga en los camiones. Ideales para cargar y descargar sacos o bultos de cualquier producto sea este alimenticio o no alimenticio en los camiones para su posterior traslado. (Miravete, 1994)



Figura 2-7 Banda Transportadora
Fuente: SOMCA, 2013

La banda transportadora como se muestra en la **Figura 2-7** es una máquina para el transporte de objetos formado por dos poleas que mueven una banda transportadora continua. Las poleas son puestas en movimiento por motores, haciendo girar la banda transportadora y así lograr transportar el material una distancia considerable dependiendo del uso que se le de a la banda. (Alexandrov, 1976).

Son equipos ideales para completar y conectar líneas de manipulación de mercancías o alimentos, existe un sin número de aplicaciones para este tipo de maquinaria, entre los cuales también pueden elevar carga hasta alturas considerables y en dicho caso siempre se debe tener en cuenta las normas de seguridad para no causar accidentes de trabajo como por ejemplo no caminar por debajo de la banda transportadora cuando esta realizando el trabajo de elevar carga ya que la carga podría caer encima del trabajador. Las bandas transportadoras son seguras si se aplican correctamente las normas de seguridad

dadas por el fabricante, por lo contrario si los trabajadores no siguen los procedimientos de seguridad pueden llegar a ser peligrosas e incluso mortales. (Miravete, 1994)

Ventajas:

- Puede transportar la carga a distancias muy grandes.
- No deteriora el producto al ser transportado.
- Se las puede mover con facilidad.
- Puede transportar gran cantidad de producto o carga.
- Se adapta a las condiciones físicas del terreno.
- Se puede transportar variedad de productos.
- Disminuye tiempos de operación.
- Su estructura no cuenta con articulaciones de desgaste prematuro.

Desventajas:

- Se debe planificar cuidadosamente el diseño, ya que no son susceptibles de aumentar o modificar la producción para la cual fueron diseñadas.
- A largo plazo la banda tiende a alargarse por su uso.

g) Grúas

Son equipos utilizados para la elevación y transporte de cargas y materiales pesados, mediante una o más máquinas simples que generan una ventaja mecánica permitiendo mover volúmenes por encima de la capacidad humana. Normalmente se emplean para la carga y descarga del transporte industrial, de materiales, contenedores, la organización de elementos pesados, y en la construcción civil para el traslado de bloques de gran envergadura. (Miravete, 1994)

h) Grúas de Torre

Es un equipo creado para realizar transporte vertical y horizontal (**Figura 2-8**) de cargas en trabajos que necesiten de una mayor agilidad y seguridad para los operarios. Optimiza los tiempos de trabajo, ya que realiza en pocos minutos operaciones de trabajo pesado que tomaría un tiempo mucho mayor ejecutarlo a más de que la mano de obra se incrementaría por lo complejo de la operación. (Alexandrov, 1976).

La utilización de estos equipos requieren medidas de seguridad, tales como el uso de cinturones especiales, cascos, guantes, además de toda la verificación de la carga y el estado del propio equipo: cables, manijas y accesorios de elevación de cargas. Como los pesos son grandes, se deben redoblar los recaudos para estas labores.



Figura 2-8 Grúa de Torre

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos32/grua-torre/grua-torre.shtml>

i) Grúas del tipo puente

Las grúas de tipo puente como se muestra en la **Figura 2-9** se desplazan por rieles instalados en la parte superior de las paredes del taller. Con el fin de variar el voladizo, estas grúas se equipan con un carro o con un aparejo eléctrico que se desplaza por el pescante horizontal.

Las grúas de tipo puente realizan los trabajos en el área situada a lo largo de la vía de grúa y se emplean ampliamente en los talleres de montaje y en los de tratamiento mecánico para transmitir las partes o elementos de máquina de una operación a otra. (Alexandrov, 1976)

Las grúas de tipo puente, según sea la ubicación y el tipo de trabajo a realizar pueden equiparse de distintas herramientas para sujetar la carga como son: ganchos, electroimanes elevadores, cucharones mordazas o pinzas especiales, etc.

Este tipo de grúa es muy conveniente utilizarla debido a que se desplaza por carriles situados en la parte superior del taller y por lo mismo no utiliza área útil, que puede ser utilizada para otros fines.



Figura 2-9 Grúa tipo puente

Fuente: <http://imksas.com/Puentes-Gr%C3%BAa.php>

2.1.2.7 Congestión vehicular

La congestión vehicular es la condición de un flujo vehicular que se ve saturado debido al exceso de demanda de vías produciendo incrementos en los tiempos de viaje. (Diario EL Herald, 2014)



Figura 2-10 Congestión vehicular

Fuente: El Autor

a) Congestión Vehicular en el Mercado Mayorista de Ambato

Mercado Mayorista de Ambato, “El centro de acopio y distribución más grande del Ecuador”, está en los rútuos de los dos ingresos por la avenida Julio Jaramillo; hay otro por la avenida Condor. (Diario EL Herald, 2014)

Para los comerciantes y usuarios del Mercado Mayorista de la ciudad de Ambato la congestión vehicular se presenta desde las 05:00 hasta las 10:00, este es un tema que debería preocupar a la administración y personas que laboran en este centro de acopio y distribución. Es similar la situación en las 3 salidas en horas de la tarde (15:00), ya que en este horario empiezan a salir la mayoría de vehículos pesados de dicho centro de acopio. (Diario EL Herald, 2014)

b) Congestión en las áreas de embarque y desembarque

La congestión en las áreas de embarque y desembarque es la condición de un flujo vehicular que se ve saturado debido al exceso de demanda de sitios para poder embarcar los distintos productos en los camiones produciendo incrementos en los tiempos de embarque y desembarque.

El tiempo excesivo en el proceso de embarque y desembarque de productos es el principal causante del congestionamiento existente en las áreas de embarque y desembarque del Mercado Mayorista de la ciudad de Ambato.



Figura 2-11 Congestión vehicular en el área de embarque y desembarque

Fuente: El Autor

2.1.2.8 Medidas y características principales de vehículos de carga pesada

Existen estándares internacionales para las medidas de los vehículos de transporte de carga pesada que en nuestro país también se aplican y se detallan a continuación.

a) Ancho máximo

La anchura máxima permitida para cualquier tipo de camión es, de 2,55 metros. El ancho máximo para un camión frigorífico de paredes de más de 45 mm, es de 2,60 metros. Para el resto de vehículos el ancho máximo sigue siendo de 2,55 metros. Para medidas superiores se necesita de permiso especial, que lo otorgan los organismos de control como es la ANT (Agencia Nacional de Transito, 2011).

b) Altura Máxima

La altura máxima permitida para cualquier tipo de vehículo es de 4 metros. Para medidas superiores se necesita de permisos especiales.

















































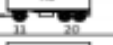








c) Longitud máxima para los vehículos rígidos

La longitud máxima, para vehículos rígidos es de 12 metros, independientemente del número de ejes.

d) Longitud máxima en camiones articulados

La longitud máxima en los camiones articulados, para semirremolques, llamados también trailers, es de 16,50 metros, teniendo en cuenta que desde el king-pin de la quinta rueda del enganche de la tractomula hasta el final será de 12 m. y desde el enganche hasta la parte delantera será de 2,04 metros.

Tabla 2-1 Tabla Nacional de Pesos y Dimensiones.

TIPO	DISTRIBUCIÓN MÁXIMA DE CARGA POR EJE	DESCRIPCIÓN	PESO MÁXIMO PERMITIDO (Ton.)	LONGITUDES MÁXIMAS PERMITIDAS (metros)				
				Largo	Ancho	Alto		
2 D				CAMIÓN DE 2 EJES PEQUEÑOS	7	5,00	2,60	3,00
2DA				CAMIÓN DE 2 EJES MEDIANOS	10	7,50	2,60	3,50
2DB				CAMIÓN DE 2 EJES GRANDES	18	12,20	2,60	4,30
3-A				CAMIÓN DE 3 EJES	27	12,20	2,60	4,30
4-C				CAMIÓN DE 4 EJES	31	12,20	2,60	4,30
4-0 sistema				CAMIÓN CON TÁNDEM DIRECCIONAL Y TÁNDEM POSTERIOR	32	12,20	2,60	4,30
V2DB				VOLQUETA DE DOS EJES 8 m ³	18	12,20	2,60	4,30
V3A				VOLQUETA DE TRES EJES 30-34 m ³	27	12,20	2,60	4,30
VZ5				VOLQUETA 25 DE 8 EJES 18 m ³	27	12,20	2,60	4,30
T2				TRACTO CAMIÓN DE 2 EJES	18	8,50	2,60	4,30
T3				TRACTO CAMIÓN DE 3 EJES	27	8,50	2,60	4,30
S3				SEMIREMOLQUE DE 3 EJES	24	13,00	2,60	4,30
S2				SEMIREMOLQUE DE 2 EJES	20	13,00	2,60	4,30
S1				SEMIREMOLQUE DE 1 EJE	11	13,00	2,60	4,30
R2				REMOLQUE DE 2 EJES	22	10,00	2,60	4,30
R3				REMOLQUE DE 3 EJES	31	10,00	2,60	4,30
B1				REMOLQUE BALANCEADO DE 1 EJE	11	10,00	2,60	4,30
B2				REMOLQUE BALANCEADO DE 2 EJES	20	10,00	2,60	4,30
B3				REMOLQUE BALANCEADO DE 3 EJES	24	10,00	2,60	4,30

Para las unidades de carga (Remolques, semiremolques y remolques balanceados) en la combinación se restará el largo del traslape.

Fuente: (MTO) Acuerdo Ministerial N° 36, 2012

Tabla 2-2 Continuación... Tabla Nacional de Pesos y Dimensiones.

TIPO	DISTRIBUCIÓN MÁXIMA DE CARGA POR EJE	DESCRIPCIÓN	PESO BRUTO VEHICULAR MÁXIMO PERMITIDO (toneladas)	LONGITUDES MÁXIMAS PERMITIDAS (metros)		
				Largo	Ancho	Alto
2S1			29	20,50	2,60	4,30
2S2			38	20,50	2,60	4,30
2S3			42	20,50	2,60	4,30
3S1			38	20,50	2,60	4,30
3S2			47	20,50	2,60	4,30
3S3			48	20,50	2,60	4,30
2R2			40	20,50	2,60	4,30
2R3			48	20,50	2,60	4,30
3R2			48	20,50	2,60	4,30
3R3			48	20,50	2,60	4,30
2B1			29	20,50	2,60	4,30
2B2			38	20,50	2,60	4,30
2B3			42	20,50	2,60	4,30
3B1			38	20,50	2,60	4,30
3B2			47	20,50	2,60	4,30
3B3			48	20,50	2,60	4,30

Fuente: (MTO) Acuerdo Ministerial N° 36, 2012

2.1.3 NORMAS NACIONALES E INTERNACIONALES SOBRE LAS CARGAS MAXIMAS MANUALES.

Las normas que rigen los requisitos mínimos que deben tenerse en cuenta para el levantamiento y traslado de cargas son: La norma NTE INEN-ISO 11228-3, Reglamento de Las Condiciones de Higiene y Seguridad en el Trabajo. Adicionalmente, en la actualidad se encuentra en discusión el Anteproyecto de la Norma Técnica para el Control en la Manipulación, Levantamiento y Traslado de Cargas. (Amaya, 2010)

Entre las Normas internacionales se encuentran ISO 11228 Manejo Manual de Cargas, Manual español para el manejo de cargas.

Tabla 2-3 Lesiones Musculoesqueléticas

LESIONES	SINTOMAS	CAUSAS TIPICAS
Lumbalgia: Dolor en espalda baja (Zona Lumbar)	Dolor de espalda.	Stress, sobreesfuerzo físico, malas posturas, traumatismos, golpes, fallas neurológicas, desordenes metabólicos, razones degenerativas.
Cervicalgia: término utilizado para definir al dolor de cuello, inflamación en articulaciones, músculos y ligamentos.	Dolor en el cuello, pérdida de movilidad, dolor de cabeza, mareo, vértigo, dolor en brazos, hormigueo en manos.	Stress, traumatismos, malas posturas, tensión nerviosa, sobreesfuerzos.
Tendinitis: inflamación de la zona en que se unen el músculo y el tendón.	Dolor, inflamación, reblandecimiento y enrojecimiento de la mano, la muñeca y/o el antebrazo. Dificultad para utilizar la mano.	Movimientos repetitivos.

Tenosinovitis: inflamación de los tendones y/o las vainas de los tendones.	Dolores, reblandecimiento, inflamación, grandes dolores y dificultad para utilizar la mano.	Movimientos repetitivos, a menudo no agotadores. Puede provocar un aumento repentino de la carga de trabajo o la implantación de nuevos procedimientos de trabajo.
---	---	--

Fuente: Amaya, 2010

2.1.3.1 Manipulación de Cargas.

La manipulación manual de cargas representa una de las causas más habituales de accidentalidad dando lugar a frecuentes lesiones y problemas músculo-esqueléticos, fundamentalmente en la espalda.

Se considera que la manipulación manual de toda carga que pese más de 3 Kg. puede entrañar un potencial riesgo dorso-lumbar si se manipula en condiciones desfavorables (alejada del cuerpo, con posturas inadecuadas, etc.):

En general, el peso máximo que se recomienda no sobrepasar es de 25 Kg.

En el caso de mujeres, jóvenes o mayores es conveniente no superar los 15 Kg.

Bajo ninguna circunstancia se manipularán cargas que excedan de 40 Kg.

Tabla 2-4 *Peso máximo recomendado para una carga en condiciones ideales de levantamiento*

	Peso máximo	Factor corrección	% Población protegida
En general	25 kg	1	85%
Mayor protección	15 kg	0,6	95%
Trabajadores entrenados (situaciones aisladas)	40 kg	1,6	Datos no disponibles

Fuente: Amaya, 2010

El objeto debe levantarse cerca del cuerpo, pues de otro modo los músculos de la espalda y los ligamentos están sometidos a tensión, y aumenta la presión de los discos intervertebrales

Deben tensarse los músculos del estómago y de la espalda, de manera que ésta permanezca en la misma posición durante toda la operación de levantamiento como se muestra en la Figura 2-12.

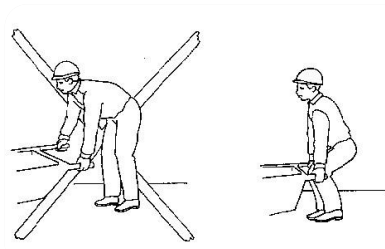


Figura 2-12 Formas de levantar las cargas
Fuente: Amaya, 2010

Acérquese al objeto. Cuanto más pueda aproximarse al objeto, con más seguridad lo levantará.

Separe los pies, para mantener un buen equilibrio como se muestra en la Figura 2-13.

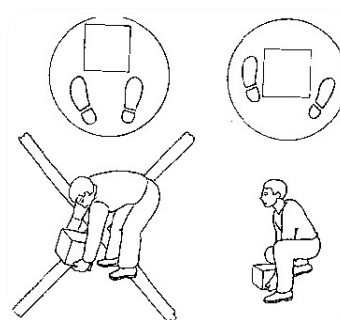


Figura 2-13 Posiciones de los pies para levantar la carga
Fuente: Amaya, 2010.

Para un óptimo levantamiento de cargas es necesario tomar en cuenta el agarre que le damos a dicha carga, como a continuación se detalla en los siguientes gráficos:

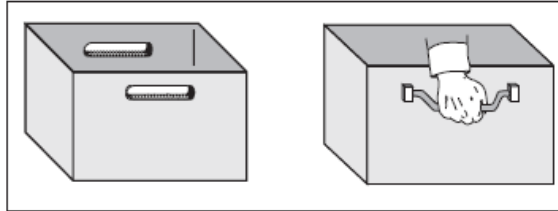


Figura 2-14 Agarre Bueno
Fuente: Amaya, 2010

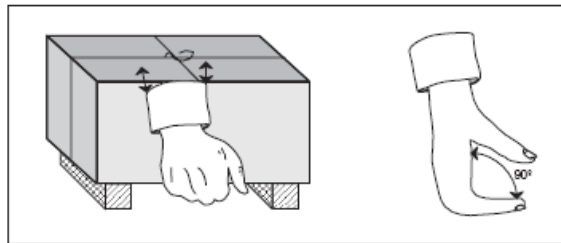


Figura 2-15 Agarre Regular
Fuente: Amaya, 2010

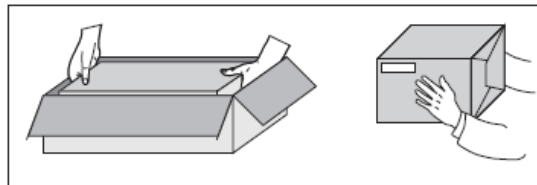


Figura 2-16 Agarre Malo
Fuente: Amaya, 2010

Con las figuras de las clases de agarres anteriormente mencionados en las figuras 2-16, 2-17, 2-18, se dan unos factores de los mismos, los cuales nos sirven para calcular el factor de riesgo existente en los sitios de trabajo, como se explica en la siguiente tabla.

Tabla 2-5 Factores de Corrección por el tipo de agarre

Tipo de agarre	Factor de corrección
Agarre bueno	1
Agarre regular	0,95
Agarre malo	0,9

Fuente: Amaya, 2010

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La presente investigación sobre sistemas mecánicos móviles de elevación de carga, está ubicada dentro del paradigma crítico propositivo, brindando un desarrollo de fácil comprobación y proporcionando una correcta comprensión; crítico porque conseguirá avances dentro del área de diseño en el sector de transporte y elevación de carga en el Ecuador y propositivo por cuanto busca plantear una alternativa de solución de los altos tiempos de desembarque y embarque en el Mercado mayorista de la ciudad de Ambato (EP-EMA).

La investigación podrá estar sometida a cambios de ser necesario, debido a la intervención del hombre y la sociedad en el ambiente industrial que con un cambio en la forma de pensar y de actuar estarán modificando el proceso tanto en aspecto físico como espiritual para enfocarlo a las necesidades del entorno.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

La presente investigación estará fundamentada en las siguientes leyes y normas:

2.3.1 NORMAS

La siguiente relación enumera sociedades y organizaciones que han establecido las especificaciones necesarias para formular normas y códigos de diseño y construcción.

- American Gear Manufacturers Association (AGMA)
- American Iron and Steel Institute (AISI)
- American National Standards Institute (ANSI)
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- International Standards Organization (ISO)
- Society of Automotive Engineers (SAE)

2.3.1.1 Normativas de Prevención de Accidentes Laborales

- NTP 330: Sistema simplificado de evaluación de riesgos de accidente.
- Guía técnica para la evaluación y prevención de los riesgos relativos a la manipulación manual de cargas del INSHT.

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

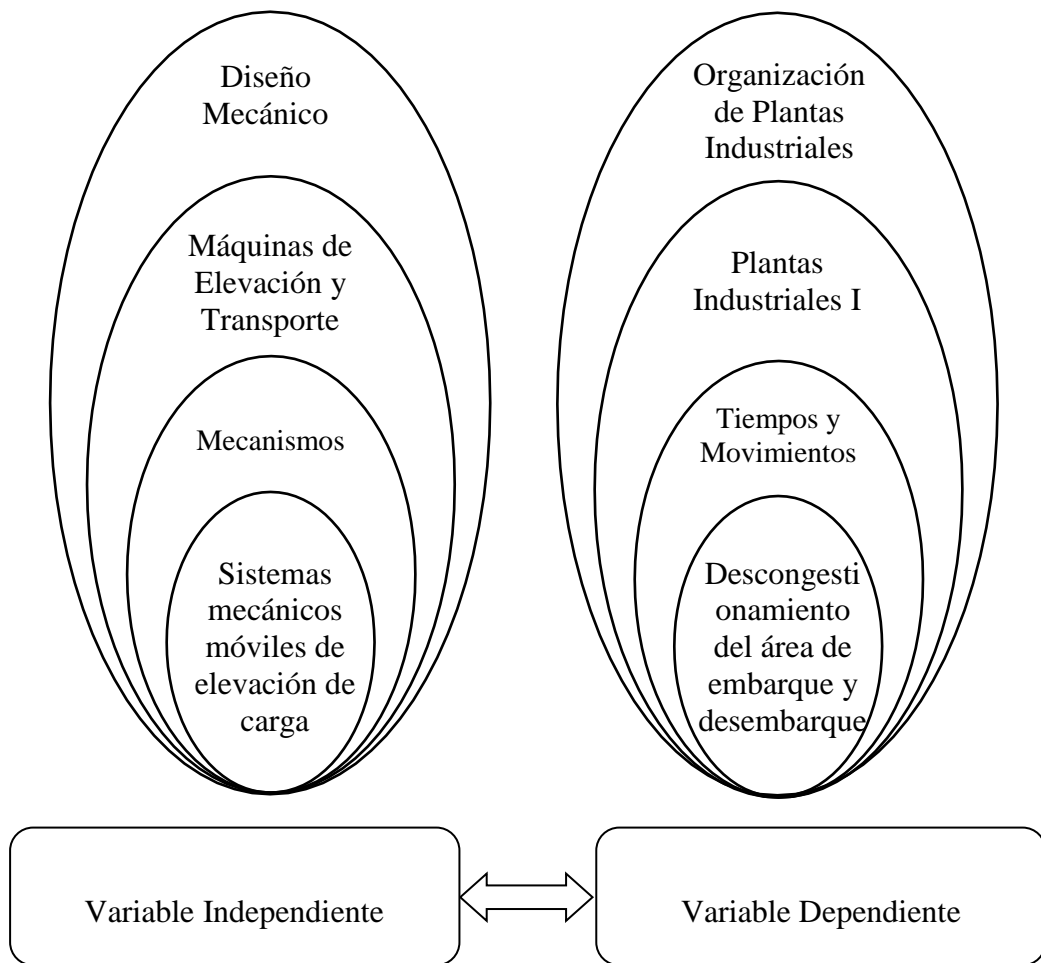


Figura 2-17 Operaconalización de variables
Fuente: El Autor

2.5 HIPÓTESIS

¿Se podrá disminuir los tiempos de embarque y desembarque en el Mercado Mayorista de Ambato utilizando sistemas mecánicos de elevación de carga?

2.6 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES

2.6.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

Sistemas mecánicos móviles de elevación de carga

2.6.2 VARIABLE DEPENDIENTE

Descongestionar el área de embarque y desembarque del Mercado Mayorista de Ambato.

2.6.3 NEXO

Para

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

En el presente trabajo se hace un enfoque Cuanti–Cualitativo, se orientó al análisis de los sistemas mecánicos de embarque y desembarque de carga, parámetros, propiedades, características que intervienen en dicho sistema, que fueron obtenidas de fuentes bibliográficas, además que se apuntó a medir las variación de tiempo al implantar el sistema mecánico de embarque o desembarque de productos en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

3.2.1 DE CAMPO

Es el estudio de los hechos que acontecen en los procesos de embarque y desembarque de productos en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA). Al ponernos en contacto de forma directa con la realidad, para obtener información de acuerdo con los objetivos planteados para la presente investigación.

Dicho estudio se lo realizó en las bodegas y áreas de embarque y desembarque del Mercado Mayorista de la Ciudad de Ambato (EP-EMA), para poder conocer la realidad existente y los problemas que existen en dichos lugares.

3.2.2 EXPERIMENTAL

La investigación experimental fue indispensable en este proyecto debido a que se obtubieron resultados mediante estudios, pruebas, análisis, diseños y demás

elementos que contempla la investigación, los mismos que permitieron generar un estándar experimental para su aplicación en la industria del transporte de carga, permitiendo tener un sistema mecánico idóneo para el Mercado Mayorista de Ambato, un sistema que agilite el proceso de transporte de carga, así que se tomó en cuenta el tipo de mercadería a transportar, sabiendo que las cargas son alimentos los cuales se despachan a nivel local y nacional, el cual reduce los tiempos de embarque y desembarque de carga en el antes mencionado mercado.

3.2.3 BIBLIOGRÁFICA

Para la presente investigación se debió conocer, comparar, ampliar, profundizar y deducir diferentes enfoques, teorías, conceptualizaciones y criterios de diversos autores sobre diferentes tipos de maquinaria utilizada para elevar carga, basándose en documentos, libros, revistas, publicaciones, etc., por lo tanto en el presente trabajo se utilizó la documentación acorde a los procesos de embarque y desembarque de carga, así como diferentes teorías, modelos en el diseño de este tipo de maquinaria.

3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.3.1 EXPLORATORIO

Los estudios exploratorios se efectúan, normalmente cuando el objetivo es examinar un tema o problema de investigación poco estudiado o que no ha sido abordado antes.

A nivel local no existe un estudio detallado sobre el embarque y desembarque de mercancía en un mercado cualquiera. Por lo que fue necesario plantear un nivel de investigación exploratoria.

3.3.2 DESCRIPTIVO

Los estudios descriptivos buscan especificar las propiedades importantes de personas, grupos, comunidades o cualquier otro fenómeno que sean sometidos a

análisis, miden o evalúan con la precisión posible diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno a investigar.

En esta investigación se describió todo el proceso actual de embarque y desembarque de carga en el mercado Mayorista de Ambato así como los eventos que en este lugar de acopio ocurren al no tecnificar el mencionado proceso.

Para realizar todo lo anteriormente expuesto se acudió directamente a las bodegas del mercado para conocer los problemas que tiene en el método y tiempo de embarque y desembarque de carga.

3.3.3 CORRELACIONAL

En este proyecto fue importante asociar las variables, ya que de esta manera se pudo determinar como influye un sistema mecánico de levantamiento de carga en los tiempos de embarque y desembarque de productos en el interior del Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA). Permittedose realizar gráficos, curvas, ecuaciones que faciliten el desarrollo de esta investigación.

3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA

3.4.1 POBLACIÓN

En este proyecto en particular se tomó en cuenta el total de vehículos de carga que ingresan hacia las bodegas y áreas de embarque y desembarque existentes en las 19 naves que integran el Mercado Mayorista de la ciudad de Ambato.

Como se explicó anteriormente se utilizó dos meses para toma de datos, los mismos que se muestran en la tabla 3-1.

Mes	Diciembre	Enero
Vehículos	(2014)	(2015)
Liviano	65.691	61.566
Mediano	4.243	4.630
Pesado	6.741	6.797
Total	76.675	72.993

Tabla 3-1 Número total de vehículos que ingresaron a EP-EMA
Fuente: Ing. Jorge Chicaiza. Supervisor de Sistemas EP-EMA

Para poder entender de mejor manera la tabla anterior de los vehículos en cuanto al tonelaje que maneja la anterior clasificación se presenta a continuación la siguiente tabla:

Tabla 3-2 Clasificación de los vehículos por su tonelaje

	LIVIANO	MEDIANO	PESADO
Tonelaje	0 - 2	2,1 - 5	5,1 - 48

Fuente: Ing. Jorge Chicaiza. Supervisor de Sistemas EP-EMA

3.4.2 MUESTRA

En este proyecto fue necesario conocer las características de los vehículos que intervienen en el transporte de productos del mercado mayorista de Ambato.

Para este proyecto en particular la población fue finita ya que si se pudo determinar el número de vehículos pesados que ingresan tanto hacia las áreas de embarque y de desembarque como a las bodegas del mercado mayorista de la ciudad de Ambato, y por lo que el tamaño de la muestra se determinó utilizando la siguiente ecuación.

$$n = \frac{Z^2 \cdot N \cdot p \cdot q}{i^2(N-1) + Z^2 \cdot p \cdot q} \quad \text{Ecuación 3-1}$$

Donde:

n : Tamaño de la muestra que se desea conocer.

N : Tamaño conocido de la población.

Z : Valor correspondiente a la distribución de gauss,

i : Error muestral.

pq : Varianza de la población.

3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

Sistemas mecánicos móviles de elevación de carga

Tabla 3-3 *Variable independiente*

CONCEPTO	DIMENSIÓN	INDICADOR	ITEM	TÉCNICA/ INSTRUMENTO
Los Sistemas Mecánicos Móviles de elevación son accesorios que permiten realizar determinadas operaciones de elevación de carga verticalmente y trasladarlos de un punto de la superficie en que funciona el mecanismo hacia otro.	Mecanismos	¿Qué tipos de mecanismos existen para la elevación de carga?	<ul style="list-style-type: none"> • Electro-Mecánico • Hidráulico • Neumático 	Bibliográfico Catalogos Especificaciones técnicas
	Elevar Carga	¿Cuál es el peso de la carga?	<ul style="list-style-type: none"> • 0,5 Ton • 0,3 Ton • 0,1 Ton 	Observación Directa. Ficha de toma de datos.
		¿Cuál es la altura a ser elevada la carga?	<ul style="list-style-type: none"> • 150 cm • 120 cm • 85 cm 	Observación Directa Ficha de toma de datos.

Fuente: El Autor

3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE

Descongestionamiento del área de embarque y desembarque

Tabla 3-4 *Variable dependiente*

CONCEPTO	DIMENSIÓN	INDICADOR	ITEM	TÉCNICA/ INSTRUMENTO
El descongestionamiento del área de embarque y desembarque es la optimización de tiempo en los procesos de carga y descarga de una determinada cantidad de productos.	Tiempos de embarque y desembarque	Tiempos aceptables de embarque y desembarque por unidad de carga	<ul style="list-style-type: none"> • 45 seg • 35 seg • 30 seg 	Fichas para toma de datos Observación Directa
	Distribución de Espacios para embarque y desembarque	Número de camiones que pueden acceder hacia las rampas de embarque y desembarque	<ul style="list-style-type: none"> • 20 camiones • 30 camiones • 40 camiones 	Fichas para toma de datos Observación Directa
	Cantidad de Carga	Número de unidades a ser embarcadas en el camión	<ul style="list-style-type: none"> • 12 Toneladas • 8 Toneladas • 4 Toneladas 	Fichas para toma de datos Observación Directa

Fuente: El Autor

3.6 RECOLECCIÓN DE DATOS

La información se recolectó directamente en las bodegas y áreas de embarque y desembarque del mercado Mayorista de Ambato, la información obtenida fue de primera fuente es decir se lo realizó personalmente mediante encuesta y la observación, con lo que se pudo dar un diagnóstico de la situación actual en el proceso mencionado de embarque y desembarque de carga.

También se tomaron datos técnicos como medidas de las alturas de las plataformas de los camiones, números de rampas existentes para el embarque y desembarque, pesos de cargas, tipos de cargas, volúmenes de cargas y demás información que fue de gran ayuda para el desarrollo de la investigación.

Esta toma de datos y observaciones se lo realizó por el lapso de dos meses, en los cuales se obtuvieron datos y toda la información necesaria que fue analizada y tabulada de manera que se pudo obtener resultados específicos de los pasos a seguir para la solución del problema planteado y mediante esta solución llegar a la comprobación de la hipótesis de esta investigación.

3.7 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

3.7.1 PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN RECOGIDA

La información recolectada se la clasificó en aspectos sociales, económicos y técnicos, analizándola mediante gráficos y tablas que demuestren la solución ante la problemática para así poder determinar el sistema mecánico más adecuado de elevación de carga, tomando en cuenta toda la información recolectada durante los dos meses propuestos.

Para lo cual fue necesario seguir el siguiente plan de procesamiento de la información:

- Revisión crítica de toda la información recolectada.

- Selección de la información más importante que ayudará a concluir esta investigación.
- Tabulación de los datos según las variables que intervienen en la hipótesis.
- Estudio de la información destacando los parámetros necesarios que intervienen en los procesos de embarque y desembarque de productos que ayudarán a cumplir con los objetivos planteados en este proyecto.

3.7.2 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Posteriormente a la recolección de datos se debe cumplir con los pasos que a continuación se detallan para analizar e interpretar los resultados de los datos obtenidos en los procesos de embarque y desembarque de productos en la EP-EMA.

- Análisis de los resultados tabulados de acuerdo a la necesidad y la relación que tengan con las variables de la hipótesis, se elaboran tablas y gráficos en las que se indiquen:
 - a) Altura.
 - b) Peso.
 - c) Tiempo de embarque.
- Representación de los datos obtenidos mediante tablas y gráficos.
- Relacionar los resultados obtenidos en esta investigación para poder cumplir los requerimientos y necesidades a cumplir en los objetivos de este proyecto.
- Comprobación de la hipótesis mediante todos los datos obtenidos.
- Interpretar los resultados obtenidos para poder establecer conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E ITERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

4.1.1 DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO DE LA MUESTRA

Con los datos obtenidos de los vehículos que ingresaron a la EP-EMA en la Tabla 3-1, procedemos a calcular la muestra utilizando la **Ecuación 3-1**.

De la **Tabla 3-1** conseguimos el número exacto de vehículos que ingresaron al Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA), N: 13538 vehículos pesados, este dato corresponde a dos meses de análisis que son Diciembre 2014 y Enero 2015.

Acontinuación se detalla los parámetros para el cálculo.

N: 13538 vehículos pesados

Z: 1,960 para una seguridad del 95 %

i : 5 % = 0,05

p : 0,95

q : 0,05

$$n = \frac{(1,960)^2 \times 13538 \times 0,95 \times 0,05}{(0,05)^2(13538 - 1) + (1,960)^2 \times 0,95 \times 0,05}$$

$$n = 72,6 \approx 73$$

Por lo anteriormente calculado realizamos el estudio de 73 vehículos, de lo cual se tendrá la probabilidad del 95 %, de que el 90 % de los vehículos analizados tendrán las características obtenidas en este estudio y con un error máximo del 5 %.

4.1.4 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE SISTEMAS MECÁNICOS DE ELEVACIÓN

Existen muchos factores que intervienen en el proceso de selección de un sistema mecánico de elevación, tales como el costo, instalación, mantenimiento, altura de elevación de la carga, ergonomía, condiciones de funcionamiento, capacidad de carga, seguridad, facilidad de operación, tipo de carga, diseño del equipo, entre otras condiciones que pueden influir a la hora de decidir por el sistema mecánico de elevación más adecuado.

A continuación se explican los factores más relevantes para la selección del equipo:

4.1.4.1 Costo del sistema mecánico de elevación

El costo es un parámetro que juega un papel muy importante a la hora de seleccionar un equipo de elevación de carga, ya que es primordial conocerlo porque no solo será el costo inicial de fabricación de la máquina el que debemos considerar, a más de éste también debemos considerar el costo de funcionamiento y el de mantenimiento, ya que no sería nada apropiado diseñar una máquina que tenga un alto costo y su eficiencia pudiese ser igualada por otra máquina de menor costo.

4.1.4.2 Diseño del equipo

Es necesario tener muy en cuenta las características que debe tener el equipo para que pueda cumplir con una determinada función con una alta eficiencia, para lo cual se debe realizar un diseño apropiado con tecnología disponible en nuestro

país y que se puede acceder con facilidad a ella para no tener problemas en el momento del ensamblaje.

4.1.4.3 Adaptación del equipo

Se debe tener en cuenta todos los recursos con los que se cuenta en el lugar de operación del equipo, ya que al no cubrir todas las necesidades del equipo, este no podrá cumplir con su objetivo y sería una máquina inutilizada que no aportaría en nada a los procesos para los cuales fue diseñada.

4.1.4.4 Capacidad de carga

Es necesario conocer la carga a ser elevada por la máquina a más de la capacidad de carga de los vehículos a transportar, ya que de esto también depende la selección de un equipo de mayor o menor capacidad.

4.1.4.5 Altura de elevación

Al tener en cuenta la altura a ser elevada la carga también se puede aumentar o disminuir las posibilidades de aplicación de un sistema de elevación, y por ende es un dato indispensable para esta investigación.

4.1.4.6 Mantenimiento

Se debe tener presente que todas las partes de una máquina tienen una vida útil la cual podemos aumentarla o disminuirla dependiendo del mantenimiento que le podamos brindar, por lo que es necesario pensar en el fácil acceso a todos los componentes de la máquina para así poder realizar el mantenimiento adecuado a cada uno de los componentes y partes que la componen.

4.1.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE ELEVACIÓN

a) ALTERNATIVA 1: “ELEVADOR DE CANGILONES”



Figura 4-1 Elevador de Cangilones
Fuente: Catalogo SCAFCO, 2006

b) ALTERNATIVA 2: “ELEVADOR HIDRÁULICO”



Figura 4-2 Elevador Hidráulico
Fuente: Catalogo METALSYSTEM, 2006

c) ALTERNATIVA 3 “BANDA TRANSPORTADORA”



Figura 4-3 Banda Transportadora.
Fuente: SOMCA, 2013

4.1.5.1 Selección de la mejor alternativa

Para poder seleccionar el sistema mecánico de elevación de carga más idóneo para la EP-EMA se utilizó el Método de los Factores Ponderados, el cual utiliza la siguiente Ecuación:

$$S_j = \sum_{i=1}^m W_i \cdot F_{ij} \quad \text{Ecuación 4-1}$$

Donde:

S_j : Puntuación global de cada alternativa j

W_i : Es el peso ponderado de cada factor i

F_{ij} : Es la puntuación de las alternativas j por cada uno de los factores i

Si los atributos tienen el mismo peso (también denominados no ponderados), entonces:

$$W_i = \frac{1}{m} \quad \text{Ecuación 4-2}$$

Si los atributos no tienen el mismo peso entonces:

$$W_i = \frac{\text{Puntuación } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^n \text{Puntuación } i \text{ de importancia}} \quad \text{Ecuación 4-3}$$

Para seleccionar el sistema mecánico de elevación más idóneo se debe elegir la alternativa con mayor valor de S_j . Esta medida supone que pesos altos de W_i implican atributos de mayor importancia, y si F_{ij} indican puntuaciones altas significa un mejor desempeño de una de las alternativas. Aplicando a esto un análisis de sensibilidad para todos los resultados y pesos obtenidos de la evaluación para poder determinar la sensibilidad de la decisión que al final resulte.

Tabla 4-1 *Calificativos según sus valores jerárquicos*

Evaluación del Atributo	Valor jerárquico
Malo	0-2
Regular	3-5
Bueno	6-8
Muy Bueno	9-10

Fuente: El Autor

Tabla 4-2 *Evaluación de alternativas mediante análisis de atributos*

	Puntuación de Importancia	Alternativas		
		1	2	3
Costo	10	6	4	5
Diseño	5	4	5	5
Adaptación	9	7	5	9
Capacidad de carga	7	5	7	5
Altura de elevación	10	10	6	10
Mantenimiento	6	6	4	6
Total	47	38	31	40

Fuente: El Autor

Con los valores de la tabla 4-2 y la Ecuación 4-4 procedemos al cálculo para poder determinar el mejor sistema de elevación.

$$W_i = \frac{\text{Puntuación } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^n \text{Puntuación } i \text{ de importancia}}$$

- **Costo**

$$Wi = \frac{10}{47} = 0,21$$

- **Capacidad de carga**

$$Wi = \frac{7}{47} = 0,14$$

- **Diseño**

$$Wi = \frac{5}{47} = 0,11$$

- **Altura de elevación**

$$Wi = \frac{10}{47} = 0,22$$

- **Adaptación**

$$Wi = \frac{9}{47} = 0,19$$

- **Mantenimiento**

$$Wi = \frac{6}{47} = 0,13$$

Los valores obtenidos deben de dar un valor igual a 1 para realizar la verificación de datos.

Con los datos obtenidos y los valores de la Tabla 4-3 calculamos los valores para encontrar el sistema de elevación más adecuado.

1) ALTERNATIVA 1

- **Costo**

$$Costo = WiFij$$

$$Costo = 0,21 \times 6$$

$$Costo = 1,26$$

- **Diseño**

$$Diseño = WiFij$$

$$Diseño = 0,11 \times 4$$

$$Diseño = 0,44$$

- **Adaptación**

$$\text{Adaptación} = WiFij$$

$$\text{Adaptación} = 0,19 \times 7$$

$$\text{Adaptación} = 1,33$$

- **Altura de elevación**

$$\text{Altura} = WiFij$$

$$\text{Altura} = 0,22 \times 10$$

$$\text{Altura} = 2,2$$

- **Capacidad de carga**

$$\text{Capacidad} = WiFij$$

$$\text{Capacidad} = 0,14 \times 5$$

$$\text{Capacidad} = 0,7$$

- **Mantenimiento**

$$\text{Mantenimiento} = WiFij$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,13 \times 6$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,78$$

Con los datos obtenidos realizamos la sumatoria de los valores.

$$Sj = \sum_{i=1}^m Wi.Fij$$

$$Sj = 1,26 + 0,44 + 1,33 + 0,7 + 2,2 + 0,78$$

$$Sj = 6,71$$

2) Alternativa 2

- **Costo**

$$\text{Costo} = WiFij$$

$$\text{Costo} = 0,21 \times 4$$

$$\text{Costo} = 0,84$$

- **Diseño**

$$\text{Diseño} = WiFij$$

$$\text{Diseño} = 0,11 \times 5$$

$$\text{Diseño} = 0,55$$

- **Adaptación**

$$\text{Adaptación} = WiFij$$

$$\text{Adaptación} = 0,19 \times 5$$

$$\text{Adaptación} = 0,95$$

- **Altura de elevación**

$$\text{Altura} = WiFij$$

$$\text{Altura} = 0,22 \times 6$$

$$\text{Altura} = 1,32$$

- **Capacidad de carga**

$$\text{Capacidad} = WiFij$$

$$\text{Capacidad} = 0,14 \times 7$$

$$\text{Capacidad} = 0,98$$

- **Mantenimiento**

$$\text{Mantenimiento} = WiFij$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,13 \times 4$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,52$$

Con los datos obtenidos realizamos la sumatoria de los valores.

$$Sj = \sum_{i=1}^m Wi.Fij$$

$$Sj = 0,84 + 0,55 + 0,95 + 0,98 + 1,32 + 0,52$$

$$Sj = 5,16$$

3) Alternativa 3

- **Costo**

$$\text{Costo} = WiFij$$

$$\text{Costo} = 0,21 \times 5$$

$$\text{Costo} = 1,05$$

- **Diseño**

$$\text{Diseño} = WiFij$$

$$\text{Diseño} = 0,11 \times 5$$

$$\text{Diseño} = 0,55$$

- **Adaptación**

$$\text{Adaptación} = WiFij$$

$$\text{Adaptación} = 0,19 \times 9$$

$$\text{Adaptación} = 1,71$$

- **Altura de elevación**

$$\text{Altura} = WiFij$$

$$\text{Altura} = 0,22 \times 10$$

$$\text{Altura} = 2,2$$

- **Capacidad de carga**

$$\text{Capacidad} = WiFij$$

$$\text{Capacidad} = 0,14 \times 5$$

$$\text{Capacidad} = 0,7$$

- **Mantenimiento**

$$\text{Mantenimiento} = WiFij$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,13 \times 6$$

$$\text{Mantenimiento} = 0,78$$

Con los datos obtenidos realizamos la sumatoria de los valores.

$$Sj = \sum_{i=1}^m Wi.Fij$$

$$Sj = 1,05 + 0,55 + 1,71 + 0,7 + 2,2 + 0,78$$

$$Sj = 6,99$$

Con los valores calculados construimos una tabla para analizar los resultados.

Tabla 4-4 *Resultados del análisis por el Método de los Factores Ponderados*

Atributos	Peso del Atributo	Alternativas		
		1	2	3
Costo	0,21	1,26	0,84	1,05
Diseño	0,11	0,44	0,55	0,55
Adaptación	0,19	1,33	0,95	1,71
Capacidad de carga	0,14	0,7	0,98	0,7
Altura de elevación	0,22	2,2	1,32	2,2
Mantenimiento	0,13	0,78	0,52	0,78
Total	1	6,71	5,16	6,99

Fuente: El Autor

4.1.5.2 Representación y análisis gráfico del Método de los Factores Ponderados

Mediante gráficos analizaremos los resultados obtenidos por el método de los factores ponderados.

a) Costo del sistema de elevación de carga

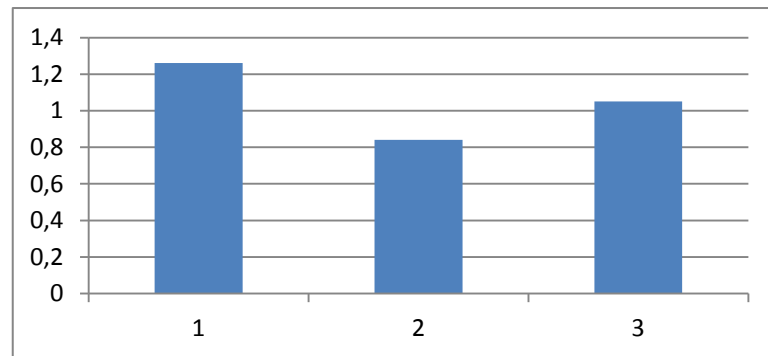


Figura 4-4 Costo de fabricación del sistema de elevación de carga
Fuente: El Autor

En el gráfico muestra que la mejor opción es la alternativa 1.

b) Diseño del sistema de elevación de carga

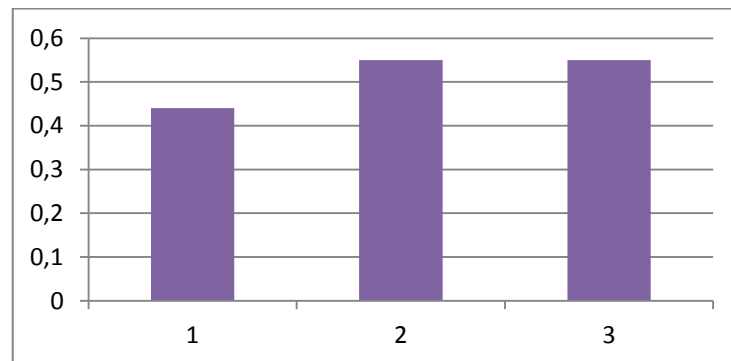


Figura 4-5 Diseño del sistema de elevación de carga
Fuente: El Autor

El gráfico muestra que las mejores opciones son las alternativas 2 y 3

c) Adaptación del sistema de elevación de carga

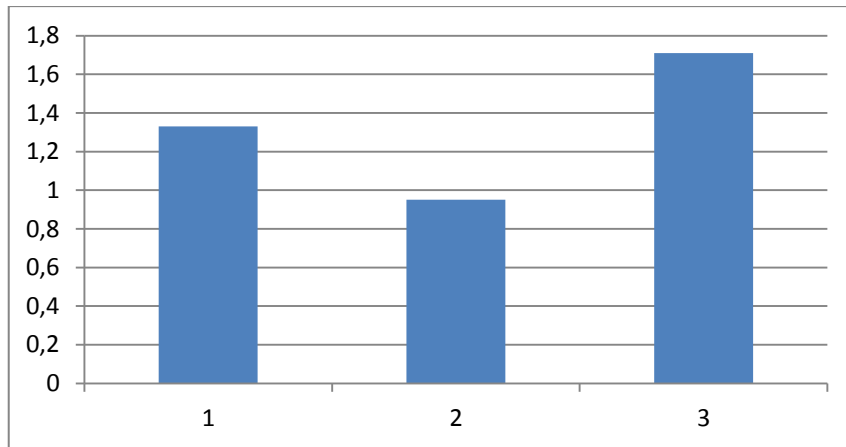


Figura 4-6 Adaptación del sistema de elevación de carga
Fuente: El Autor

El gráfico muestra que la mejor alternativa en cuanto a la adaptación del sistema de elevación es la 3.

d) Capacidad de carga del sistema de elevación

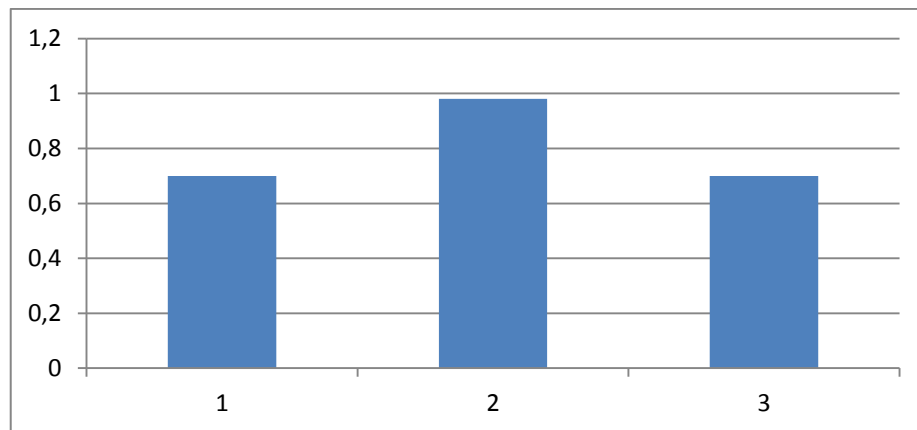


Figura 4-7 Capacidad de carga del sistema de elevación
Fuente: El Autor

El gráfico muestra que la mejor alternativa en cuanto a la mejor capacidad de carga es la alternativa 2.

e) Altura de elevación de carga del sistema

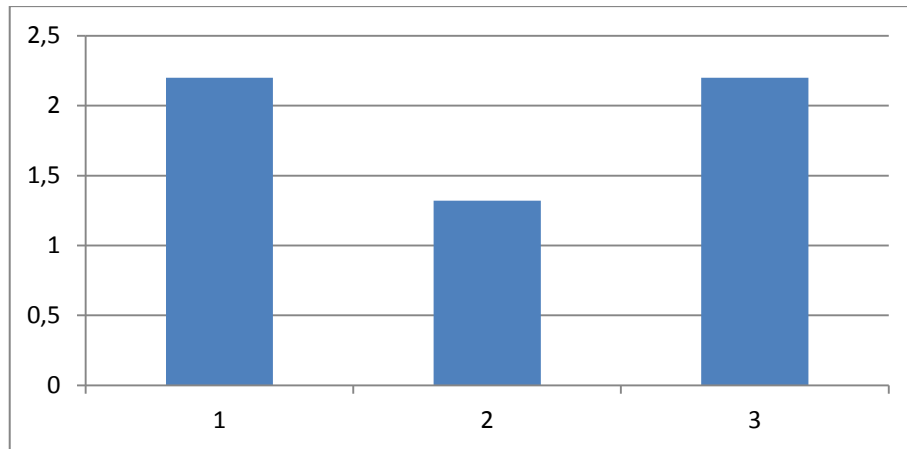


Figura 4-8 Altura de elevación de carga del sistema
Fuente: El Autor

En el gráfico podemos visualizar que las mejores alternativas son la 1 y la 3

f) Mantenimiento del sistema de elevación

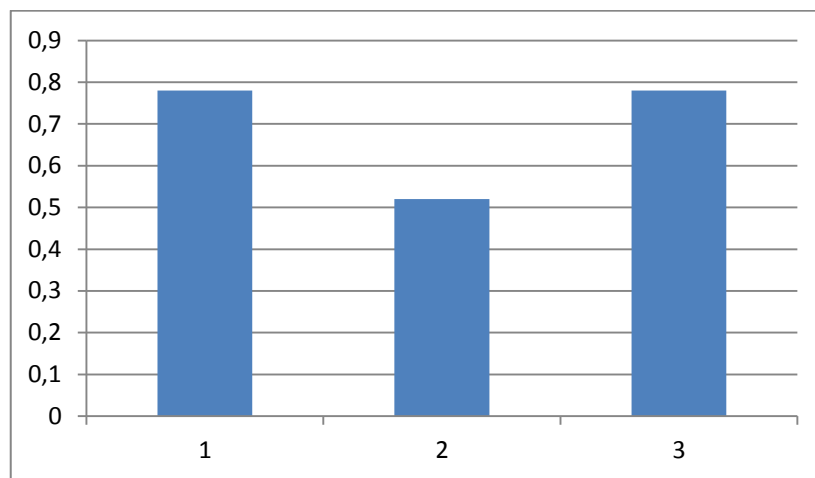


Figura 4-9 Mantenimiento del sistema de elevación
Fuente: El Autor

Mediante el gráfico podemos observar que las mejores opciones son la 1 y la 3 en cuanto al mantenimiento del sistema de elevación.

g) Análisis de todos los parámetros evaluados

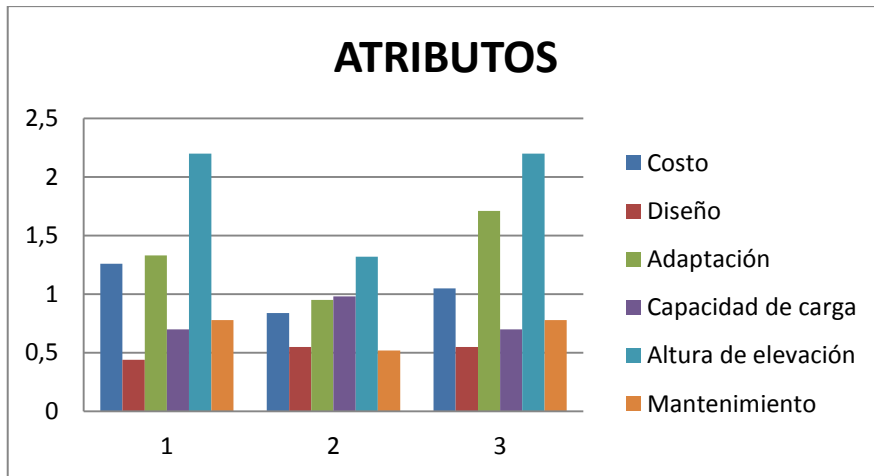


Figura 4-10 Atributos evaluados por el método de los factores ponderados
Fuente: El Autor

h) Análisis Total por el método de los factores ponderados

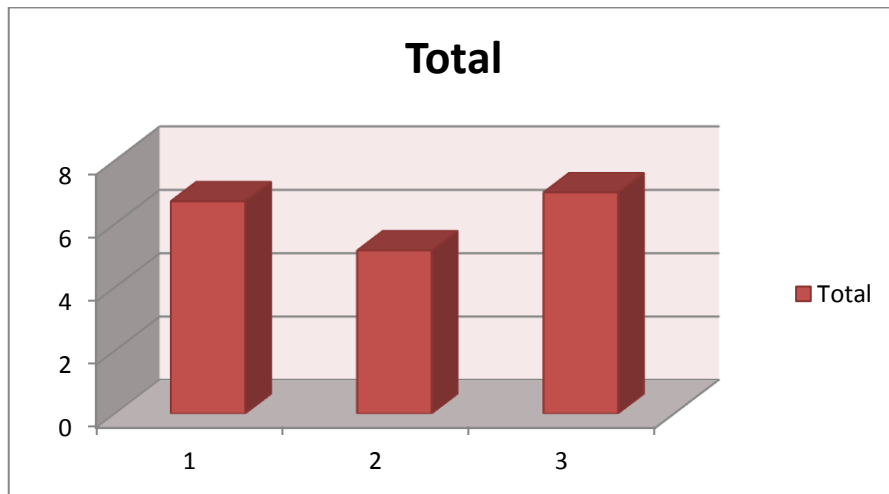


Figura 4-11 Valores totales del análisis
Fuente: El Autor

Finalmente podemos decir que el análisis por el método de atributos ponderados nos dio como mejor opción la alternativa 3 que es la Banda Transportadora para elevar carga.

4.1.6 ANÁLISIS DE TIEMPO

4.1.6.1 Tiempo de carga y descarga manual de productos

Para poder determinar el tiempo que se emplea en los procesos de carga y descarga de productos en los camiones es necesario recolectar la información en las bodegas y áreas de embarque y desembarque de la EP – EMA en distintos días y en diferentes condiciones como se muestra en el anexo 1.

Para este trabajo los datos tomados fueron con productos que se expenden en quintales. Los datos de mayor importancia para esta investigación son el tiempo que tarda en subir y en bajar el trabajador con el quintal hacia y desde el camión. En el anexo 2 se detalla el tiempo de elevación por quintal para el análisis correspondiente.

Es necesario para esta investigación calcular los promedios de tiempo empleado para el ascenso y descenso del trabajador con el quintal de carga desde y hacia el camión por lo cual se presentan los valores a continuación:

Tabla 4-5 Tiempos promedios de embarque y desembarque en un análisis a 73 camiones.

N	Tiempo (s)	N	Tiempo (s)	N	Tiempo (s)	N	Tiempo (s)	N	Tiempo (s)
1	9,21	16	12,2	31	13,2	46	14,1	61	15,12
2	9,57	17	12,3	32	13,2	47	14,2	62	15,2
3	9,9	18	12,3	33	13,2	48	14,2	63	15,2
4	11,3	19	12,3	34	13,21	49	14,2	64	15,2
5	11,57	20	12,3	35	13,21	50	14,2	65	15,2
6	11,65	21	12,3	36	13,23	51	14,2	66	15,21
7	11,7	22	12,32	37	13,25	52	14,21	67	15,3
8	11,7	23	12,4	38	13,3	53	14,29	68	15,3
9	12,1	24	12,4	39	13,4	54	14,29	69	15,37
10	12,1	25	12,56	40	13,59	55	14,32	70	15,54
11	12,1	26	12,56	41	13,6	56	14,32	71	15,75
12	12,1	27	12,61	42	13,62	57	14,35	72	16,2
13	12,1	28	12,79	43	13,82	58	14,5	73	16,3
14	12,1	29	13,2	44	13,84	59	14,51		
15	12,12	30	13,2	45	14,05	60	15		

Fuente: El Autor

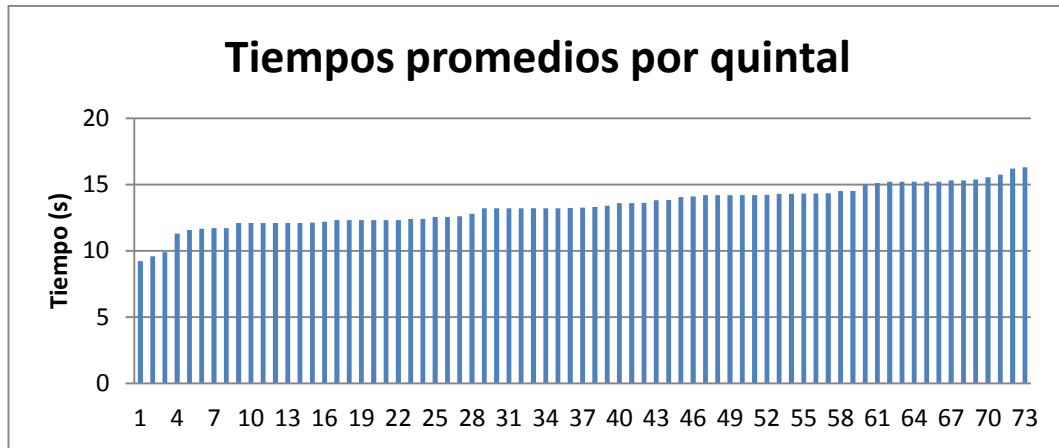


Figura 4-12 Tiempos promedios de embarque y desembarque de carga.
Fuente: El Autor

Con este análisis se pudo determinar que el tiempo promedio de embarque y desembarque es de 13,38 segundos por quintal.

$$Capacidad\ de\ carga = \frac{1}{t}$$

$$Capacidad\ de\ carga = \frac{1}{13,38\ s}$$

$$Capacidad\ de\ carga = 0,07473 \frac{quintales}{s}$$

$$Capacidad\ de\ carga = 4,48 \frac{quintales}{minuto}$$

4.1.6.2 Análisis del Tiempo de carga y descarga implementando la cinta transportadora

De acuerdo a la norma DIN 22101 para bandas transportadoras se puede utilizar una velocidad normalizada como la de 0,84 m/s. Y una altura de elevación de carga de 1,45 m, para las medidas encontradas en los camiones analizados, para proceder al cálculo necesario.

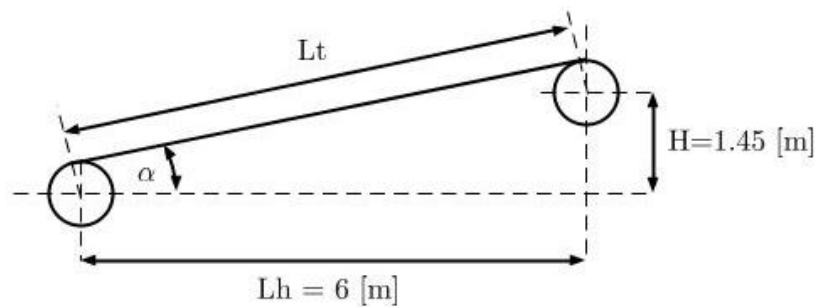


Figura 4-133 Análisis de dimensiones de la banda transportadora.
Fuente: El Autor

Por el gráfico anterior se deduce que la longitud de banda transportadora será de 6 m.

Entonces:

$$v = \frac{e}{t} \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Donde:

v : Velocidad nominal

t : Tiempo.

e : Espacio

$$t = \frac{e}{v}$$

$$t = \frac{6m}{0,84 \frac{m}{s}}$$

$$t = 7,14 \frac{s}{\text{quintal}}$$

$$\text{Capacidad de carga}' = \frac{1}{t}$$

$$\text{Capacidad de carga}' = \frac{1}{7,14 s}$$

$$\text{Capacidad de carga}' = 0,14 \frac{\text{quintales}}{s} = 8,4 \text{ quintales/min}$$

4.2.- INTERPRETACIÓN DE DATOS

- Los datos obtenidos como universo de la investigación corresponden a los meses de Diciembre 2014 y Enero 2015
- Mediante el análisis por atributos ponderados se pudo analizar el costo, diseño, adaptación al lugar de trabajo capacidad de carga, altura de elevación y mantenimiento.
- Al concluir el análisis por atributos ponderados pudimos determinar que el sistema más adecuado para elevar carga en la EP-EMA fue la banda transportadora,
- Al realizar el Análisis de de tiempos se pudo determinar que el tiempo calculado teóricamente fue menor que el tiempo promedio de la toma de datos.
- Al realizar los cálculos correspondientes se determinó que se tiene una mejor capacidad de carga al implementar la banda transportadora.

4.3.- VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS

A más de lo anterior se dice que mediante el análisis de la capacidad de carga por los dos métodos el manual y utilizando la banda transportadora se puede determinar que:

$$\text{Capacidad de carga}' > \text{Capacidad de carga}$$

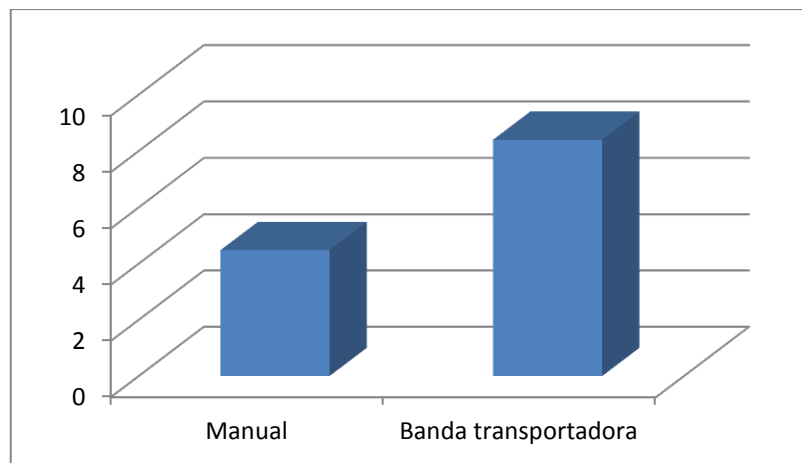


Figura 4-14 Capacidad de carga
Fuente: El Autor

Mediante estos resultados se puede determinar que podemos cargar más rápidamente los camiones, y al poder realizar esto también podemos reducir el congestionamiento vehicular que se produce por la demora en los procesos de embarque y desembarque de productos en los camiones en la EP-EMA.

A más de lo anteriormente demostrado es necesario demostrar por medio de la prueba de t Student para poder demostrar la hipótesis planteada en el Capítulo II.

Los datos que se presentan a continuación son los promedios de 73 camiones analizados que se calculó para la muestra de esta investigación.

Tabla 4-6 Tiempos promedios (s) de embarque de productos en la EP-EMA

N	Manual	Banda Transportadora	N	Manual	Banda Transportadora
1	9,21	10	38	13,3	10,3
2	9,57	10,1	39	13,4	10,3
3	9,9	10,1	40	13,59	10,3
4	11,3	10,1	41	13,6	10,3
5	11,57	10,1	42	13,62	10,4
6	11,65	10,1	43	13,82	10,4
7	11,7	10,1	44	13,84	10,4
8	11,7	10,1	45	14,05	10,4
9	12,1	10,1	46	14,1	10,4
10	12,1	10,1	47	14,2	10,5
11	12,1	10,1	48	14,2	10,5
12	12,1	10,1	49	14,2	10,5
13	12,1	10,1	50	14,2	10,5
14	12,1	10,1	51	14,2	10,5
15	12,12	10,1	52	14,21	10,5
16	12,2	10,15	53	14,29	10,5
17	12,3	10,2	54	14,29	10,5
18	12,3	10,2	55	14,32	10,5
19	12,3	10,2	56	14,32	10,6
20	12,3	10,2	57	14,35	10,6
21	12,3	10,2	58	14,5	10,6
22	12,32	10,2	59	14,51	10,6
23	12,4	10,2	60	15	10,6
24	12,4	10,2	61	15,12	10,7
25	12,56	10,2	62	15,2	10,7
26	12,56	10,2	63	15,2	10,8
27	12,61	10,2	64	15,2	10,8
28	12,79	10,2	65	15,2	10,8
29	13,2	10,2	66	15,21	10,8
30	13,2	10,2	67	15,3	11
31	13,2	10,3	68	15,3	11,1
32	13,2	10,3	69	15,37	11,1
33	13,2	10,3	70	15,54	11,1
34	13,21	10,3	71	15,75	11,1
35	13,21	10,3	72	16,2	11,2
36	13,23	10,3	73	16,3	11,3
37	13,25	10,3	Promedio	13,37753425	10,40616438

Fuente: El Autor

Con los datos obtenidos se procede a realizar la prueba t con una confiabilidad del 95 %, suponiendo varianzas iguales.

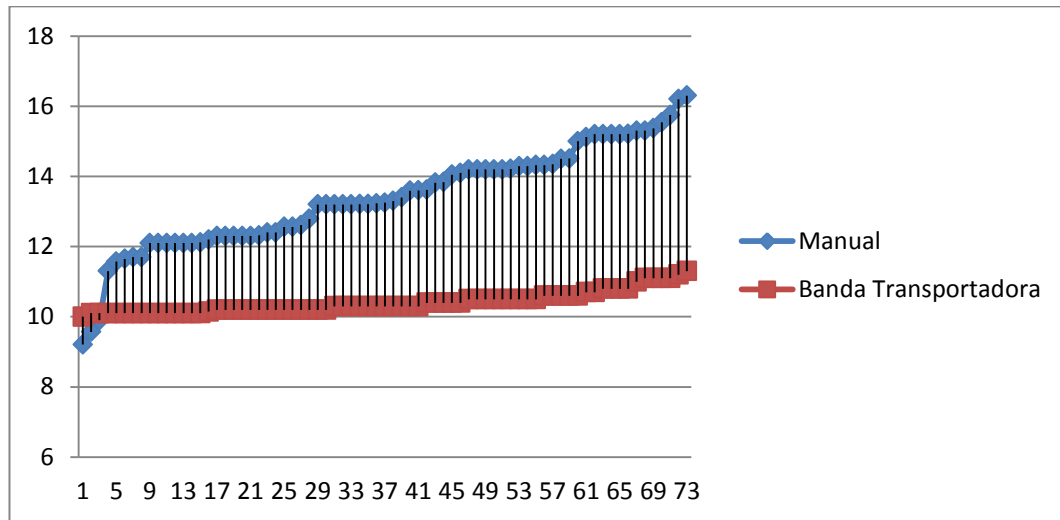


Figura 4-15 Tiempos promedio de embarque de productos por quintal
Fuente: El Autor

Por lo que se procede a presentar los datos calculados:

Tabla 4-7 Prueba t de Student

	Variable 1	Variable 2
Media	13,3775	10,40616438
Varianza	2,1848	0,097635084
Observaciones	73,0000	73
Coefficiente de correlación de Pearson	0,8966	
Diferencia hipotética de las medias	0,0000	
Grados de libertad	72,0000	
Estadístico t	21,0521	
P(T<=t) una cola	0,0000	
Valor crítico de t (una cola)	1,6663	
P(T<=t) dos colas	0,0000000000	
Valor crítico de t (dos colas)	1,9935	

Fuente: El Autor

Como el t calculado es mayor que el t tabulado ($21,05 > 1,99$) entonces se acepta la hipótesis con un nivel de significación del 5%, por lo que se demuestra que se reducirá el tiempo de embarque y desembarque de productos al utilizar una banda transportadora para realizar dichos procesos.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Mediante el análisis por el método de factores ponderados se pudo determinar que la mejor opción para la EP-EMA en cuanto a sistema de elevación y transporte de carga es la banda transportadora.
- Mediante los datos obtenidos se pudo determinar que es necesario el diseño de una banda transportadora para así poder reducir tiempos en el embarque y desembarque de productos en la EP-EMA.
- La evaluación de producción realizada con los datos obtenidos del proceso de carga y descarga en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA), dio como resultado que se puede cargar 4,48 quintales/ minuto utilizando los métodos de carga y descarga que hasta hoy lo utilizan.
- Se evaluó la capacidad de carga de la banda transportadora utilizando la Norma DIN 22101 para bandas transportadoras, que determina una velocidad de banda de 0,84 m/s dando como resultado un incremento de 4,48 quintales /minuto a 8,4 quintales / minuto.
- Al realizar el Análisis de de tiempos se pudo determinar que el tiempo calculado teóricamente fue menor que el tiempo promedio de la toma de datos.
- Al realizar el análisis de los vehículos que ingresan hacia el interior de el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA), se pudo constatar que la mayor altura de piso plataforma de los camiones fue de 1,45m.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda el diseño, construcción e implementación de una banda transportadora para la EP-EMA para poder reducir los tiempos de embarque y desembarque de productos en los camiones y así poder reducir la congestión vehicular existente en las áreas de embarque y desembarque.
- Es recomendable el diseño de una banda transportadora ya que en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA) son comúnmente embarcados productos empacados y embalados que tienen una superficie de fondo irregular, pequeños objetos que puedan caerse de entre rodillos o bolsas con producto que pueda atorarse entre los rodillos si se optase por otra máquina que no fuese la banda transportadora.
- Por el alto costo de construcción de la Banda Transportadora, y al conocer de la necesidad de la máquina se recomienda la construcción de un prototipo de Banda Transportadora para conocer el funcionamiento práctico de la máquina.
- Conociendo las alturas de los camiones analizados se recomienda el diseño para la altura máxima encontrada en dicho análisis.
- Al conocer la distribución de las naves del Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA) es necesario diseñar la Banda Transportadora móvil.
- Es necesario que la construcción del prototipo se lo realice a escala y tratando que las condiciones de funcionamiento del prototipo sea en las mismas condiciones que la máquina real.
- En la construcción del prototipo de la Banda Transportadora es necesario tener especial cuidado con los tensores ya que una mala aplicación de estos podría causar que la banda se salda de los rodillos y produzca atascos contra la estructura.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

Diseño de un sistema mecánico móvil de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque del mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).

6.1 DATOS INFORMATIVOS

De acuerdo a los estudios realizados en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EPMA), es necesario el diseño de un sistema mecánico móvil de elevación de carga para descongestionar el área de embarque y desembarque, ya que en estas áreas se han detectado graves problemas de aglomeración de vehículos que quieren acceder a una rampa para facilitar el proceso de embarque o desembarque de los productos que transportan desde y hasta el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).

Con el diseño de un sistema mecánico móvil de elevación de carga que en este caso es una Banda Transportadora como se lo analizó anteriormente, lograremos una disminución importante en el tiempo invertido para el proceso de embarque o desembarque de productos que se verá reflejado en la disminución de las colas interminables de vehículos que pugnan por ingresar a un andén de carga o descarga.

Para poder realizar un diseño adecuado es necesario utilizar la norma DIN 22101, que es una norma especializada en la construcción de bandas transportadoras, a más que nos da pautas necesarias para la selección de partes y componentes de la

Banda Transportadora que se necesita diseñar para el Mercado mayorista de Ambato.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

Existe una gran cantidad de investigaciones con respecto al tema de máquinas de elevación y transporte, debido a que es un tema de trascendental importancia, como es el caso de las bandas transportadoras, ya que son máquinas que transportan gran cantidad de material y a unas distancias muy considerables.

Estudios y análisis anteriormente mencionados no abarcan los problemas locales que se encuentran en nuestra provincia, específicamente en el Mercado mayorista de Ambato (EP-EMA), ya que en dicho mercado se siguen utilizando los métodos antiguos de carga y descarga de productos, como se muestra en la **Figura 6-1**, en la cual se muestra el proceso de embarque de productos en estos momentos en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).



Figura 6-1 Forma de embarque de productos

Fuente: El Autor

Por lo cual es necesario realizar una investigación para poder determinar un diseño de banda transportadora que se adapte a las condiciones del Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA), como son: el funcionamiento, cantidad de carga, espacio físico, etc. Como se muestra en la **Figura 6-2**, para así poder descongestionar las áreas de embarque y desembarque de productos.

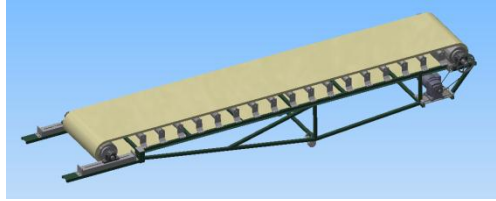


Figura 6-2 Diseño de la banda transportadora
Fuente: El Autor

Con este diseño se logrará tecnificar los procesos de embarque y desembarque de productos en los camiones para su posterior traslado desde y hacia el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).

6.3 JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto es realizado principalmente para disminuir los tiempos de embarque y desembarque de productos en el Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA) mediante el diseño de una banda transportadora.

Es de gran importancia contar con el diseño de la banda transportadora aplicable al Mercado Mayorista de Ambato debido a que es necesario transportar el producto de una manera más tecnificada a más de que podemos disminuir tiempos de embarque y desembarque y con esto lograríamos disminuir el congestionamiento de dichas áreas.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar una banda transportadora para cubrir las necesidades del Mercado Mayorista de Ambato en los procesos de embarque y desembarque de productos.

6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los materiales para una futura construcción de la banda transportadora.
- Elaborar los planos de cada uno de los elementos.
- Disponer de un listado completo de los elementos, partes o equipos para un futuro ensamblaje.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

La presente investigación es factible, debido a que se cuenta con la colaboración del Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA) en cuanto a la información básica requerida a más de las facilidades que brinda dicho mercado para ingresar a tomar los datos mediante indagación y observación directa de los parámetros que intervienen directa e indirectamente en el proceso de embarque y desembarque de productos, para por medio de esta información diseñar una banda transportadora que cumpla con todas las necesidades del Mercado Mayorista y así poder disminuir los tiempos en los procesos de embarque y desembarque de productos, y al disminuir los tiempos podemos cargar los camiones con mayor rapidez y con ello logramos disminuir la congestión vehicular en los andenes de carga.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

6.6.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

a) Características del material a transportar

Según el Catálogo de Mercados Intermedios de la Empresa Pública Municipal Mercado Mayorista de Ambato EP-EMA se tiene la siguiente tabla:

Tabla 6-1 Productos – Dimensiones y características

PRODUCTO	UNIDAD DE MEDIDA	PESO [lb]	MATERIAL DEL EMPAQUE	ALTO [cm]	ANCHO [cm]	LARGO [cm]
CEREALES						
Maíz suave, chocho	Saco	80	Plástico	105	56	----
FRUTAS						
Aguacate fuerte	Caja	16	Madera	21	31	31
Bábaco	Caja	25	Madera	35	21	45
Frutilla	Canasta	40	Carrizo	45	$\phi_{\text{superior}} = 38$ $\phi_{\text{inferior}} = 22$	----
Granadilla	Caja	20	Madera	39	30	44
Limón sutil	Malla	95	Malla plástica	120	80	----
Mandarina (costa)	Ciento	20	Cartón	----	----	----
Mandarina (sierra)	Cartón	20	Cartón	19	23	30
Manzana importada	Cartón	44	Cartón	29	31	49
Maracuyá	Saco	40	Plástico	90	73	----
Melón	Caja	55	Madera	54	21	46
Mora de castilla	Balde	12	Plástico	25	$\phi_{\text{superior}} = 26$ $\phi_{\text{inferior}} = 16$	----
	Canasta	20	Carrizo	30	$\phi_{\text{superior}} = 32$ $\phi_{\text{inferior}} = 20$	----
Naranjilla jugo	Caja	30	Madera	28	21	42
	Caja	50	Madera	40	25	50
Naranjilla híbrida	Caja	20	Madera	22	21	42
	Caja	30	Madera	28	21	42
Naranjilla roja	Caja	30	Madera	28	21	42
Tomate de árbol	Cartón	15	Cartón	19	23	30
	Caja	35	Madera	31	20	45
	Saco	85	Plástico	80	65	----
Uva negra	Caja	100	Madera	16	40	22
Uva rosada	Caja	22	Madera	25	40	50
	Gaveta	22	Plástico	17	40	60
HORTALIZAS						
Ajo bulbo seco	Malla	22	Plástico	58	25	----
	Malla	22	Plástico	73	45	----
Brócoli	Unidad	2	----	----	----	----
Cebolla blanca (rama)	Atado	5	----	----	----	----
Cebolla colorada (húmeda)	Malla	100	Malla plástica	120	85	----
Cebolla colorada (seca)	Malla	100	Malla plástica	121	75	-----
Cebolla perla	Malla	100	Malla plástica	120	85	----

Fuente: (Ministerio de Agricultura, 2014)

Elaborado por: El autor

Tabla 6-1 Productos – Dimensiones y características...Continuación

PRODUCTO	UNIDAD DE MEDIDA	PESO [lb]	MATERIAL DEL EMPAQUE	ALTO [cm]	ANCHO [cm]	LARGO [cm]
Col	Bulto	110	Plástico	130	82	-----
Lechuga	Bulto	65	Plástico	120	48	-----
Pepinillo	Saco	45	Plástico	81	70	-----
Pimiento	Saco	30	Plástico	81	70	-----
	Saco	80	Plástico	123	77	-----
Remolacha	Saco	90	Malla plástica	110	82	-----
Tomate riñón (campo)	Caja	35	Madera	35	21	45
Tomate riñón (invernadero)	Caja	35	Madera	35	21	45
	Cartón	55	Cartón	26	40	53
Zanahoria amarilla	Saco	45	Plástico	78	46	-----
	Saco	70	Plástico	88	50	-----
	Saco	90	Plástico	93	55	-----
LEGUMINOSAS						
Arveja en vaina	Saco	55	Plástico	112	89	-----
	Saco	110	Plástico	145	105	-----
Fréjol en vaina	Saco	140	Plástico	123	77	-----
	Saco	110	Yute	145	105	-----
	Saco	95	Plástico	104	70	-----
	Saco	100	Plástico	90	52	-----
	Saco	110	Yute	145	105	-----
Haba tierna	Saco	70	Plástico	112	90	-----
	Saco	100	Plástico	131	115	-----
TUBÉRCULOS						
Meloco blanco	Saco	100	Plástico	80	73	-----
Meloco rojo	Saco	100	Plástico	80	73	-----
Papa	Quintal	100	Plástico	85	58	-----

Fuente: (Ministerio de Agricultura, 2014)

Elaborado por: El autor

Excluyendo los casos de los productos: frutilla, mora, brócoli y cebolla blanca en rama, debido a sus características de configuración geométrica que indica su unidad de medida y el manejo cuidadoso que requieren y considerando la dimensión largo análogo a alto de la **Tabla 6-1**, puede resumirse en la siguiente **Tabla 6-2** donde se especifica los materiales, rango de peso y dimensiones:

Tabla 6-2 Materiales a transportar (valores mínimos y máximos)

MATERIAL DEL EMPAQUE	PESO [lb]		LARGO [lb]		ANCHO [lb]	
	MÍNIMO	MÁXIMO	MÍNIMO	MÁXIMO	MÍNIMO	MÁXIMO
Plástico	22	140	17	145	25	105
Madera	16	100	18	54	18	40
Cartón	15	55	19	29	23	40
Malla plástica	90	100	110	121	78	85

Fuente: (Ministerio de Agricultura, 2014)

De la **Tabla 6-2** se observa que los valores mínimos y máximos son:

Tabla 6-3 Tabla de resumen de valores mínimos y máximos

Peso	$15 \leq P \leq 140$
Largo	$17 \leq l \leq 145$
Ancho	$18 \leq x \leq 105$

Fuente: (Ministerio de Agricultura, 2014)

Elaborado: El autor

Para los materiales: plástico, madera y cartón.

b) Altura de elevación del material (H)

Para la determinación de la altura se considera las dos siguientes configuraciones de descarga:



Imagen 1 Toma de medida Rampa
Configuración 1
Fuente: El Autor



Imagen 2 Toma de medida Rampa
Configuración 2
Fuente: El Autor

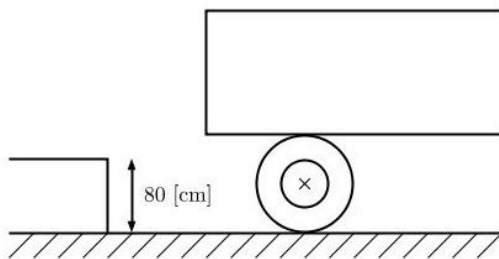


Figura 6-3 Esquema - Configuración 1
Fuente: El Autor

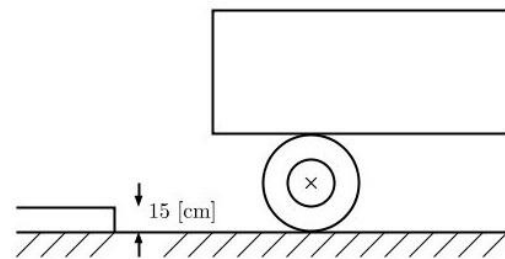


Figura 6-4 Esquema – Configuración 2
Fuente: El Autor

Las alturas del chasis de los vehículos desde el piso varían según el tamaño y/o la capacidad de carga del vehículo siendo un rango de altura más frecuente de entre $0,95 \text{ m} \leq h \leq 1,45 \text{ m}$. Como se puede apreciar en la tabla 6-4.

Tabla 6-4 Características de los vehículos de transporte de carga pesada

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARACTERÍSTICAS DE VEHÍCULOS DE TRANSPORTE DE CARGA PESADA							
	Marca	Altura		Ancho (m)	Longitud		Tonelaje (Ton)
		Piso-Plataforma (m)	Total (m)		Cajón (m)	Total (m)	
1	Chevrolet NHR	0,95	2,57	1,7	2,95	4,62	2,8
2	Mitsubishi Canter	1,06	2,86	2,27	5,35	7,12	5,5
3	Daihatsu Delta	1,07	2,27	2,14	4,26	5,82	4
4	Chevrolet NKR	1,1	2,55	2,02	4,2	5,73	3,5
5	Daihatsu Delta corto	1,08	2,55	1,93	3,5	5,02	3,3
6	Hyundai HD 72	1,03	2,62	2,1	4,9	6,62	5
7	Chevrolet NPR	1,05	2,65	2,2	4,4	5,96	5,1
8	Isuzu NPR	0,96	2,45	2,12	4,4	6,05	5,1
9	Hino Dutro 616	1,05	2,72	2,14	4,63	6,7	3,2
10	Hino Dutro 716	1,03	2,61	2,17	4,65	6,3	4,5
11	Hino Dutro 816	1,15	2,71	2,17	5,2	6,8	5
12	Hino FB	1,1	2,64	2,16	5,1	7,13	7
13	Hino FC	1,15	2,99	2,3	5,7	7,52	8
14	Hino FD	1,16	2,72	2,3	5	7,35	6
15	Hino GD	1,27	3,17	2,45	6,1	8,14	11
16	Hino GH	1,31	3,3	2,6	6,6	8,72	13
17	Ford Cargo 815	1,14	2,67	2,35	4,4	6,27	4,5
18	Hino Ranger	1,22	2,84	2,3	5,7	8,02	10
19	Hino FF	1,26	3,26	2,65	7	9,27	15
20	Hino 2626	1,36	3,4	2,6	7,2	9,3	20
21	Izusu FTR	1,35	3,3	2,45	7	9,3	12
22	Hino 2635	1,41	3,49	2,6	7,4	9,58	18,3
23	Mercedes Axor	1,35	3,48	2,63	7,2	9,7	20
24	JAC HFC 1180	1,45	3,5	2,6	7,5	10,16	16
25	Cabecal Actros V8	1,46	3,78	2,6	12,37	16,58	32
26	Cabecal Kenworth	1,47	3,97	2,6	12,4	17,48	40
27	Cabecal Actros 3353	1,5	3,5	2,62	12,5	16,7	45

Fuente: El autor

6.6.2 LONGITUD DEL TRAMO HORIZONTAL (LH)

La distancia de descarga varía acorde al lugar designado para la venta en el mercado, sin embargo, puesto que el principal problema a resolver es la carga y descarga se propone una distancia horizontal de 6 m.

6.6.3 PARÁMETROS DE CÁLCULO

a) Modelo de banda de carga propuesto

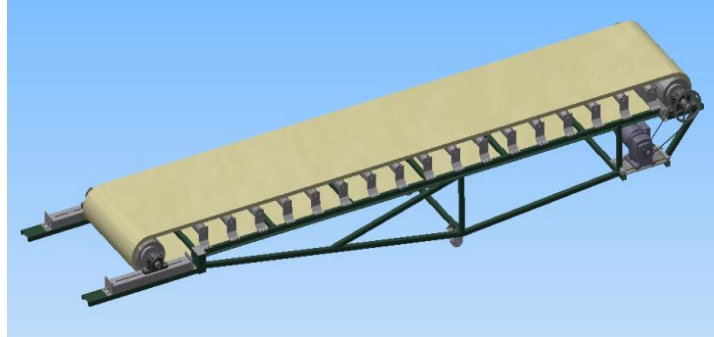


Figura 6-5 Diseño propuesto para el transportador modular
Fuente: El Autor

b) Longitud total de la trayectoria de la banda (L_t)

Para la determinación de la trayectoria se considera la altura de elevación máxima $H = 1,45$ m y la longitud del tramo horizontal $L_h = 6$ m. Por lo tanto se tiene la siguiente configuración geométrica:

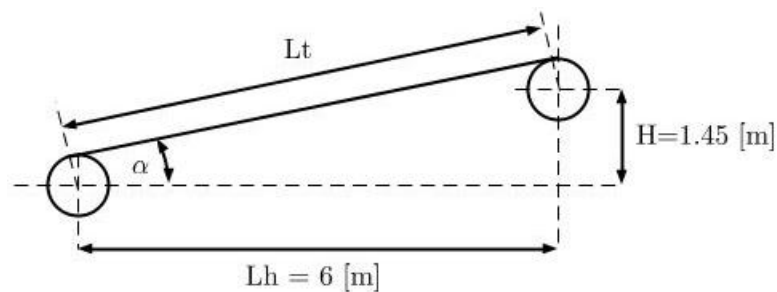


Figura 6-6 Configuración geométrica (trayectoria de la banda)
Fuente: El Autor

$$L_t = \sqrt{L_h^2 + H^2} = \sqrt{(6)^2 + (1.45)^2} = 6,17 \text{ m} \quad \text{Ecuación 6-1}$$

c) Ángulo de inclinación de la banda

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{H}{L_h} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1,45}{6} \right) \approx 10^\circ \quad \text{Ecuación 6-2}$$

d) Distancia entre los tambores, frontal y de cola (Lh)

Se considera la distancia entre los tambores, la proyección horizontal de sus ejes, por lo tanto $L = 6,17 \text{ m}$

e) Ancho de la banda transportadora (x)

El ancho de la banda según el tipo de material a transportar será igual al valor máximo del rango obtenido, de la Tabla 6-3 se puede apreciar que el mismo es de $105 \text{ cm} = 1050 \text{ mm}$, ya que al no ser de esta manera tendríamos problemas al momento de transportar los productos.

f) Peso de carga en la banda (W)

Para el cálculo del peso se considera el número de unidades de peso por unidad de longitud máximo (**Tabla 6-2**) W que cabe en el trayecto L_t de la banda, entonces se tiene que:

$$w = \frac{P_{max}}{l_{max}} = \frac{140}{145} = 0,9655 \cong 1 \frac{\text{lb}}{\text{cm}} \quad \text{Ecuación 6-3}$$

Por lo tanto

$$W = w \cdot L_t = 1 \frac{\text{lb}}{\text{cm}} \times 6,17\text{m} \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 617 \text{ lb} = 2,75 \text{ kN} \quad \text{Ecuación 6-4}$$

g) Rapidez de carga (V)

Es necesario tener una buena rapidez de carga para poder cumplir con los objetivos de nuestra investigación, en este caso se tomara la distancia de 6 m y un tiempo máximo de carga de 10 s, por lo que:

$$V = \frac{L_h}{t} = \frac{600 \text{ cm}}{10 \text{ s}} = 60 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Ecuación 6-5}$$

h) Capacidad de carga máxima (Cmax)

La capacidad de carga máxima será igual a:

$$C_{max} = w \cdot v = 1 \frac{\text{lb}_f}{\text{cm}} \times 60 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 60 \frac{\text{lb}_f}{\text{s}} = 108 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} = 27,215 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad \text{Ecuación 6-6}$$

OBSERVACIÓN: No se puede determinar el peso específico del material a transportar para hacer uso del catálogo CEMA, puesto que se va a transportar bultos con distintos pesos y volumen por lo que el principal parámetro de diseño en este capítulo será la capacidad de carga o transporte dado en términos de peso/tiempo

i) Diagrama de cuerpo libre de la banda

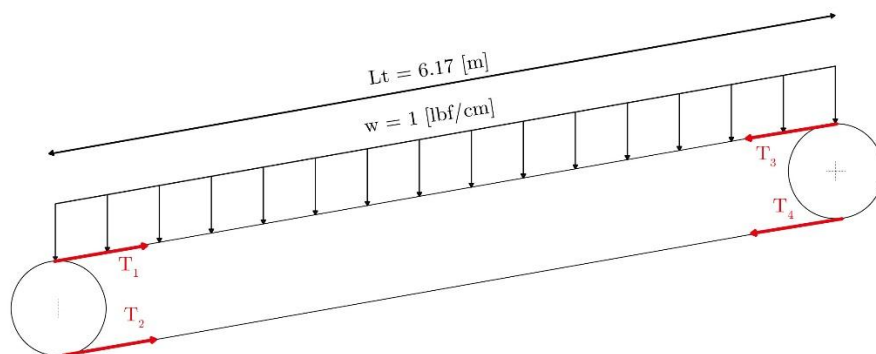


Figura 6-7 Diagrama de cuerpo libre de la banda
Fuente: El Autor

j) Determinación de carga en la banda

Se aproxima la banda con un sólido rígido considerando tensión del 100% de la banda. Por lo tanto se considera el estado de la carga dado según el diagrama de cuerpo libre como:

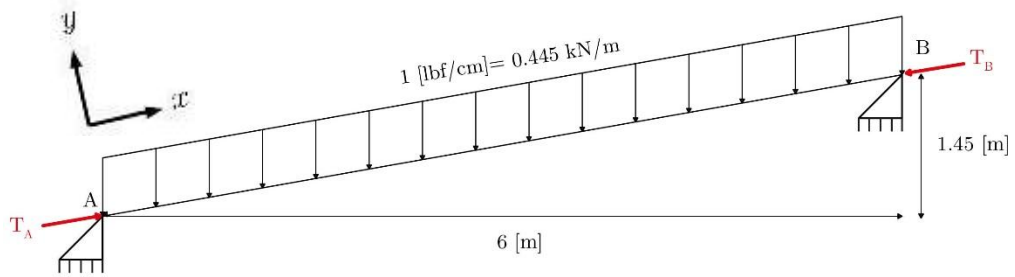


Figura 6-8 Estado de carga para la banda

Fuente: El Autor

Para determinar las reacciones se considera lo siguiente:

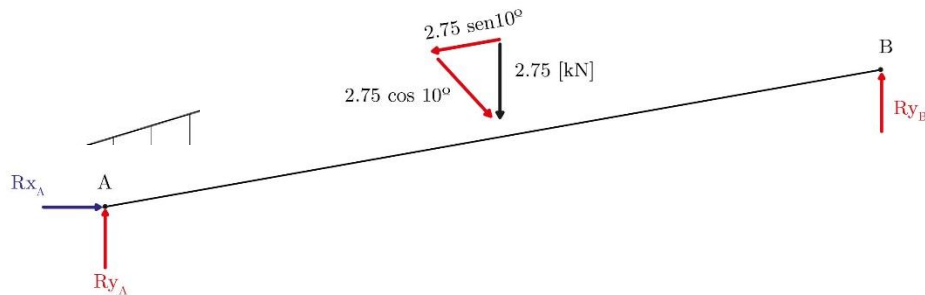


Figura 6-9 Determinación de reacciones en la banda

Fuente: El Autor

$$\sum F_x = 0$$

$$Rx_A = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$2,75 = Rx_A + Ry_B$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(2,75 \cos(10)) \times \left(\frac{6,17}{2}\right) = (Ry_B \cos(10)) \times 6,17$$

$$Ry_B = 1,37 \text{ kN}$$

$$Ry_A = 2,75 - 1,37 = 1,37 \text{ kN}$$

Luego:

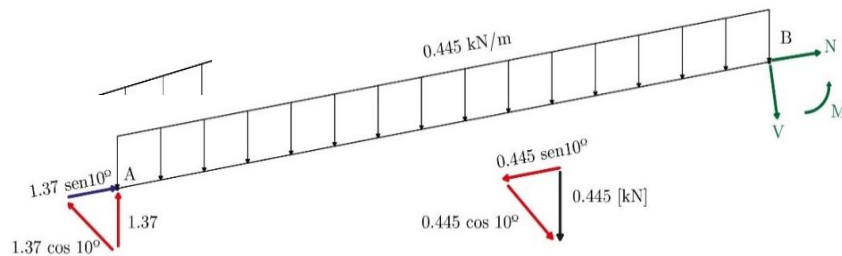


Figura 6-10 Determinación de reacciones en la banda (desarrollado)

Fuente: El Autor

$$\sum F_x = 0$$

$$1,37 \text{ Sen}(10) + N - x(0,445 \text{ sen}(10)) = 0$$

$$N = 0,07x - 0,24 \text{ KN}$$

$$N(0) = -0,24 \text{ KN}$$

$$N(6,17) = 0,07(6,17) - 0,24 = 0,19 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$1,37 \cos(10) - V - 0,445x \cos(10)$$

$$V = 1,35 - 0,43x \text{ kN}$$

$$V(0) = 1,35 \text{ KN}$$

$$V(6,17) = 1,35 - 0,43(6,17) = -1,38 \text{ KN}$$

$$\sum M = 0$$

$$-1,37 \cos(10) x + 0,445x \cos(10) \frac{x}{2} + M = 0$$

$$M = 1,35x - 0,22x^2 \text{ kN.m}$$

$$M(0) = 0$$

$$M(6,17) = 1,35(6,17) - 0,22(6,17)^2 = 0$$

$$M(3,08) = 1,35(3,08) - 0,22(3,08)^2 = 2 \text{ KN.m}$$

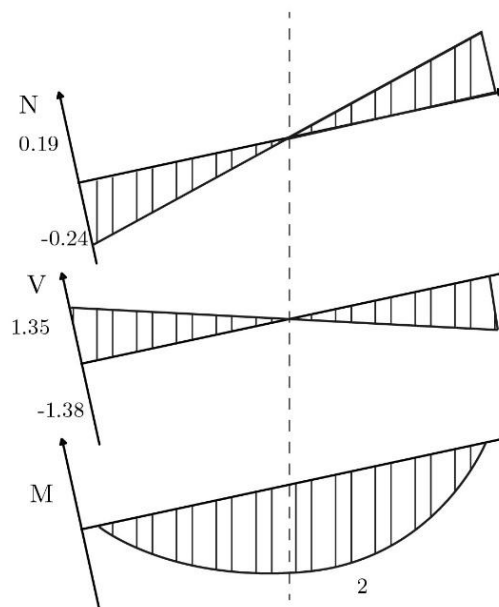


Figura 6-11 Diagramas de momento cortante y momento flector para la banda

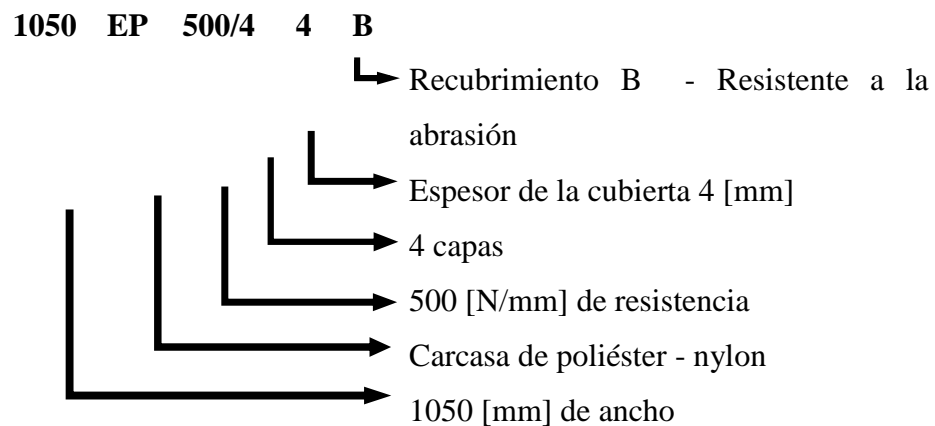
Fuente: El Autor

6.6.4 SELECCIÓN DE ESLABONES DE LA CADENA CINEMÁTICA

1) Selección de la banda o correa de transporte

Se considera la banda de carcasa textil lisa ya que son de uso más común por su versatilidad, economía y adaptabilidad a un amplio rango de transporte. Se componen de varias capas de tejido engomado que garantizan la adherencia al material a transportar por lo que prácticamente se adaptan a todo tipo de transporte.

Del catálogo de correas de transporte (GOODYEAR, 2002), para la serie EP 125 se selecciona la siguiente banda, en el Anexo I tabla 6-9, de acuerdo a las necesidades de nuestra máquina, como es el ancho y la resistencia a la ruptura de la misma:



Tipo de unión: Empalme vulcanizado (mecánico)

Extensión del tensor de tornillo para 100% de tensión de trabajo a partir de la distancia entre centros 2.0%

La fuerza máxima de falla (rotura) de la banda será:

$$F_{max} = 500 \frac{N}{mm} \times 1050 \text{ mm} = 525 \text{ kN} \quad \text{Ecuación 6-7}$$

2) Selección de los rodillos

Puesto que se tiene 100 lbf por cada metro se considera la colocación de 17 rodillos, para evitar el fallo de los rodillos y por ende el sistema.

Del catálogo del fabricante Rotrans se selecciona el rodillo SERIE M/S 20, (Anexo I, Tabla 6-14), que cumple con las especificaciones y necesidades que requerimos para el funcionamiento de la máquina, cuyas principales características son:

Diámetro del rodillo = 102 mm

Espesor de tubo = 3,6 mm

Peso rodillo = 8,80 kP = 86,33 N

Peso partes móviles = 5,82 kP = 57,09 N

Peso total del rodillo = 143,42 N = 0,143 kN

3) Selección de las estaciones superiores planas

Corresponde a los alojamientos para los rodillos, del catálogo de fabricante Rotrans (Anexo I, Tabla 6-18), se tiene la estación correspondiente a un ancho de banda de 1000 mm para un diámetro de rodillo de 108 mm cuyo peso de las dos unidades es de 2.9 kg.

4) Selección de tambor motriz o de cabeza

Del catálogo de fabricante Rotrans (Anexo I, Tabla 6-19), se selecciona el tambor para bandas de 1000 mm cuyas principales características son:

Diámetro = 320 mm

Ancho de contacto con la banda = 1150 mm

Diámetro de eje = 70 mm

Diámetro de eje para conjugación polea motriz = 65 mm

Longitud del eje para polea = 150 mm

Tipos de soportes SNL - 516

5) Selección de tambor de cola

De forma similar, del catálogo del fabricante Rotrans (Anexo I, Tabla 6-20), se selecciona el tambor de cola cuyas principales características son:

Diámetro = 320 mm

Ancho de contacto con la banda = 1150 mm

Diámetro del eje = 70 mm

Diámetro del eje conjugación con soporte = 60 mm

Tipo de soporte SNL-5136)

4) Selección de tensor

Corresponde al conjunto cuyo objetivo es proveer la tensión adecuada a la banda para su adecuado trabajo. Del catálogo del fabricante Rivet, (Anexo I Tabla 6-21) se selecciona el tensor de tornillo para servicio liviano para ejes > 3'', se tiene el tensor cuya principal característica es:

Recorrido 18'' = 457,2 mm

Longitud total 46'' = 1168,4 mm

6.6.5 TRANSMISIÓN DE POTENCIA

a) Fuerza para elevar la carga

Para el cálculo se considera el siguiente diagrama de cuerpo libre:

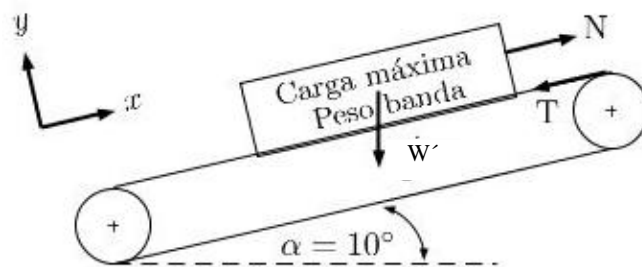


Figura 6-12 Diagrama de Cuerpo Libre – Banda a plena carga
Fuente: El Autor

Donde N: Fuerza normal máxima determinado en el ítem 6.6.3.j.

$$\sum F_x = 0$$

$$N = W' \text{sen}(10) + T$$

$$T = 0,24 + 2,75 \text{ sen}(10) = 0,717 \text{ kN}$$

OBSERVACIÓN: No se considera el desgaste de energía por fricción ya que la banda recorre su trayectoria sin deslizar sobre los rodillos y tambor.

6.6.6 PAR MOTOR

1) Torque (τ)

Se tiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

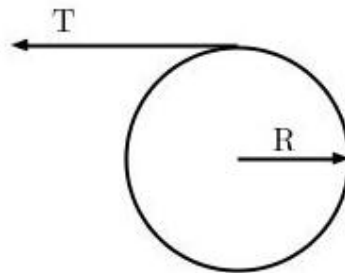


Figura 6-13 Diagrama de Cuerpo Libre – Par motor

Fuente: El Autor

Donde: $R = \frac{320}{2} = 160 \text{ mm} = 0.16 \text{ m}$

Entonces se tiene que:

$$\tau = T \times R \quad \text{Ecuación 6-8}$$

$$\tau = 0,717 \text{ KN} \times 0.16 \text{ m} = 0,1148 \text{ KNm} = 114,8 \text{ Nm}$$

2) Velocidad angular (ω)

La velocidad angular en función de la velocidad lineal de la banda está dada por:

$$V = \omega \times R \quad \text{Ecuación 6-9}$$

Entonces:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{0,6 \text{ m/s}}{0,16 \text{ m}} = 3,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 35,8 \text{ r.p.m} \approx 36 \text{ r.p.m}$$

Por lo tanto la potencia para elevar la carga será:

$$P = \tau \times \omega = 114,8 \text{ N.m} \times 3,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 430,5 \text{ W} \approx 0,58 \text{ HP}$$

Para ratificar lo anteriormente se procede a calcular la potencia para elevar la carga mediante la Ecuación 6-10.

$$HP = \frac{TH}{270} \quad \text{Ecuación 6-10}$$

Dónde:

HP: potencia en caballos de fuerza (HP)

T: es la capacidad de transporte del sistema en Toneladas por hora (TPH)

H: Altura de elevación

$$HP = \frac{108 \times 1,45}{270}$$

$$HP = 0,58 \text{ HP}$$

b) Potencia para mover la cinta con carga:

$$HP = \frac{F(L+L_0)T}{270} \quad \text{Ecuación 6-11}$$

F= Es el factor de fricción que se asume de 0,05 de acuerdo a la norma DIN 22101.

L = Es la longitud de la línea de transporte, que en este caso es 6,17 m.

L_0 = Es una constante igual a 30,5 m.

$$HP = \frac{0,05(6,17 + 30,5)108}{270}$$

$$HP = 0,73 \text{ HP}$$

c) Potencia para mover la cinta sin carga

$$HP = \frac{F(L+L_0)(0,06Wv)}{270} \quad \text{Ecuación 6-12}$$

Dónde:

W = Es el peso de todas las partes móviles

v = es la velocidad de la línea 36 m/min

$$HP = \frac{0,05(6,17 + 30,5)(0,06 \times 258,81 \times 36)}{270}$$

$$HP = 3,7 \text{ HP}$$

Para calcular la potencia total es necesario sumar las potencias calculadas en las ecuaciones 6-10 a 6-12

$$HP = \sum HP$$

$$HP = 0,58 + 0,73 + 3,7$$

$$HP = 5,01 \text{ HP} \approx 5 \text{ HP}$$

d) Selección del Motorreductor

Del catálogo del fabricante MOTOX – SIEMENS, en el Anexo I, Tabla 6-22, se opta por el motorreductor Z68-LA112ZMP4E cuyas principales características son las que se muestran a continuación y en las Tablas 6-23, 6-24 y 6-25

$$P_{\text{motor}} = 4 \text{ kW} \approx 5 \text{ HP}$$

$$n_2 = W = 106 \text{ rpm}$$

$$\text{Voltaje} = 230 \text{ V}; 60 \text{ Hz}$$

3) Poleas de transmisión de potencia

Para el cálculo se considera:

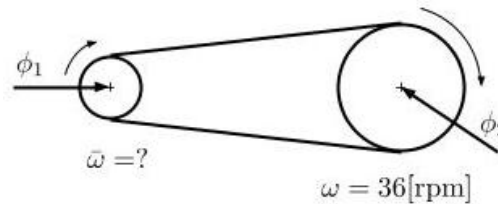


Figura 6-14 Transmisión de potencia

Fuente: El Autor

Del catálogo de productos SKF de transmisión de potencia. Se toman las poleas de garganta SPZ tipo 4 de diámetros $\phi_1 = 106 \text{ mm}$ y $\phi_2 = 315 \text{ mm}$. La relación de transmisión está dada por:

$$\phi_1 \bar{\omega} = \omega \phi_2 \quad \text{Ecuación 6-13}$$

Entonces:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega \phi_2}{\phi_1} = \frac{36(315)}{106} \approx 106,98 \text{ r.p.m}$$

4) Carga en los rodillos y tambores

Para el cálculo de carga en los rodillos se considera el peso máximo sobre la banda más el peso de la banda. El peso de la banda se aproxima con el valor correspondiente al peso por metro lineal para un ancho de 1000 [mm] tal como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 6-5 Peso por metro orientativo para bandas de alma textil

Peso por metro orientativo (Gg) para bandas de alma textil		
Tabla B		
ANCHO DE BANDA (mm)	PESO/METRO (Kp/m)	ESPESOR TOTAL (mm)
400	4	8
500	5	8
650	6,5	8
800	8,5	8,5
1000	13	11
1200	15,5	11
1400	18	11
1600	25	13
1800	30	14
2000 Y ^	33	14

Fuente: (ROTRANS, Catálogo de Rodillos, 2001, pág. 7)

Entonces se tiene un

$$w' = 13 \frac{Kp}{m} = 127,53 \frac{N}{m}$$

La longitud de la banda es aproximadamente:

$$L_{t \text{ banda}} = 2 L_t = 2(6,17) = 12,34 \text{ m}$$

Por lo tanto el peso de la banda será

$$W' = w' \times L_{t \text{ banda}} = 127,53 \frac{N}{m} \times 12,34 \text{ m} = 1,57 \text{ KN}$$

El peso total de carga en rodillos y tambores es:

$$W_{rodillos} = W + W' = 2,75 \text{ KN} + 1,57 \text{ KN} = 4,32 \text{ KN}$$

Puesto que se tiene 17 rodillos entonces:

$$W_{cada\ rodillo} = \frac{W_{rodillos}}{\# \text{ de unidades móviles}} = \frac{4,32 \text{ kN}}{17} = 0,25 \text{ kN}$$

6.6.7 ELEMENTOS ESTRUCTURALES

a) Perfil principal de la estructura

El peso total de carga máxima estará dado por el peso de la banda más la carga sobre la banda que es:

$$W_{rodillos} = 4,32 \text{ kN}$$

Luego, el peso de cada rodillo con sus partes móviles es:

$$\text{Peso cada rodillo} = 8,8 \text{ kg} + 5,82 \text{ kg} = 14,62 \text{ kg} = 143,42 \text{ N}$$

$$\text{Peso total 17 rodillos} = 17 \times 143,42 \text{ N} = 2,44 \text{ kN}$$

Luego se tiene que el peso de los soportes es: 2,9 kg las dos unidades = 28,5 N, entonces:

$$P_{total\ soportes} = 28,5 \times 17 = 0,48 \text{ kN}$$

Por tanto, la carga total es:

Peso total = Peso bulto máximo + peso de la banda + peso total de los rodillos +
peso total soportes

$$\text{Peso total} = 2,75 \text{ kN} + 1,57 \text{ kN} + 2,44 \text{ kN} + 0,48 \text{ kN}$$

$$Peso\ total = 7,23\ kN$$

Entonces se tiene aproximadamente una distribución de carga por metro de:

$$\bar{P} = \frac{Peso\ total}{Lt} = \frac{7,23\ kN}{6,17\ m} = 1,1 \approx 1\ \frac{kN}{m}$$

Por lo tanto se considera el estado de carga dado como:

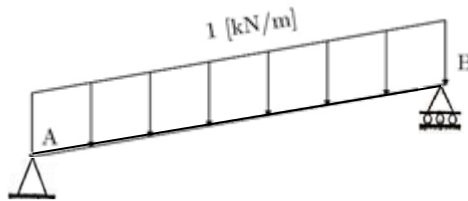


Figura 6-15 Estado de carga
Fuente: El Autor

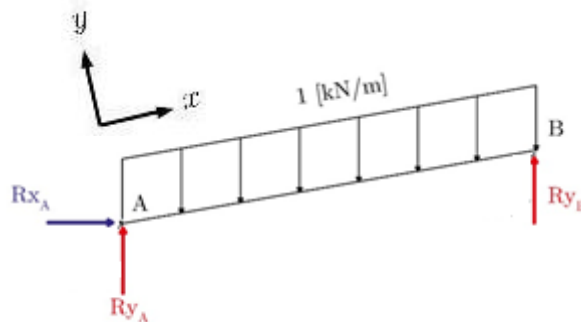


Figura 6-16 Estado de carga
Fuente: El Autor

$$\sum F_x = 0$$

$$Rx_A = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$6,17 = Ry_A + Ry_B$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(6,17 \cos(10)) \left(\frac{6,17}{2} \right) = (R_{y_B} \cos(10))(6,17)$$

$$R_{y_B} = 3,09 \text{ kN}$$

$$R_{y_A} = 3,09 \text{ kN}$$

Luego:

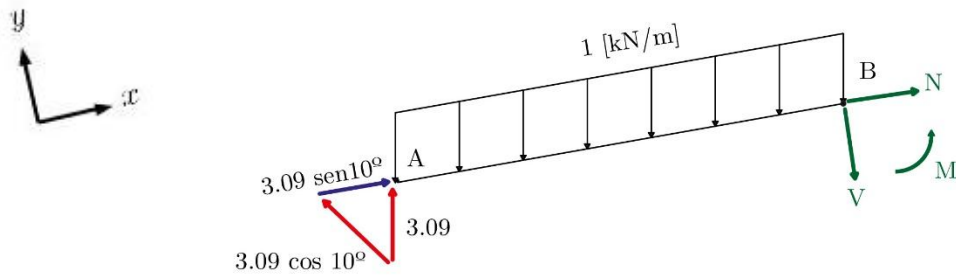


Figura 6-17 Estado de carga (desarrollado)

Fuente: El Autor

$$\sum F_x = 0$$

$$3,09 \operatorname{sen}(10) + N - x(1 \operatorname{sen}(10)) = 0$$

$$N = 0,7x - 0,54 \text{ kN}$$

$$N(0) = 0,54 \text{ kN}$$

$$N(6,17) = 0,17(6,17) - 0,54 = 0,51 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$3,09 \cos(10) - V - x \cos(10) = 0$$

$$V = 3,04 - 0,98x \text{ kN}$$

$$V(0) = 3,04 \text{ kN}$$

$$V(6,17) = 3,04 - 0,98(6,17) = -3,01 \text{ kN}$$

$$\sum M = 0$$

$$-3,09 \cos(10) x + 1 \cos(10) \frac{x}{2} + M = 0$$

$$M = 3,04x - 0,49x^2 \text{ kN.m}$$

$$M(0) = 0$$

$$M(6,17) = 3,04(6,17) - 0,49(6,17)^2 = 0 \text{ kN.m}$$

$$M(3,08) = 3,04(3,08) - 0,49(3,08)^2 = 4,71 \text{ kN.m}$$

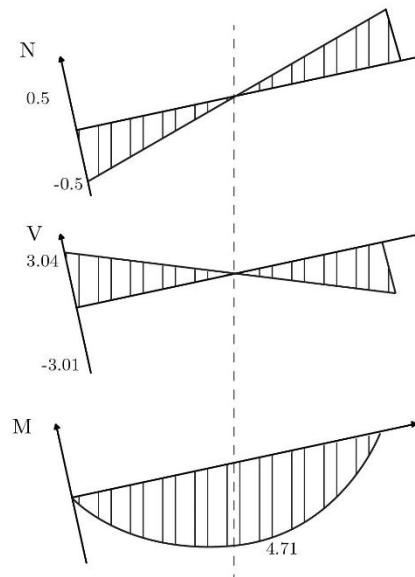


Figura 6-18 Diagramas de momento cortante y momento flector
Fuente: El Autor

Por lo tanto se tiene el momento de diseño como:

$$M_{diseño} = 4,71kN.m = 3,47klb - pulg$$

Para acero A-36 se tiene:

$$\sigma_F = \frac{M}{S_x} = [\sigma] = 18$$

$$\rightarrow S_x = \frac{3,47}{18} = 0,2 plg^3$$

Del catálogo de las AISC se tiene el siguiente perfil C:

C3X4.1

b) Ubicación de la rueda soporte

Según el modelo propuesto se tiene la siguiente geometría:

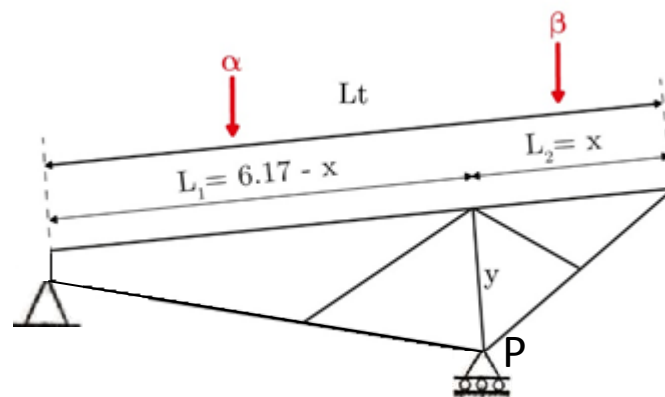


Figura 6-19 Geometría
Fuente: El Autor

Entonces para evitar que la estructura gire cuando esté a plena carga solamente sobre L_2 , el peso α correspondiente a L_1 debe anular el momento provocado por β . Es decir:

$$\alpha = \frac{\text{Peso total rodillos} + \text{Peso de la banda}}{L_t}$$

$$\alpha = \frac{2,44 + 1,57}{6,17} = 0,64 \frac{kN}{m}$$

$$\beta = \frac{\text{Peso total}}{L_t}$$

$$\beta = \frac{6,19}{6,17} = 1 \frac{kN}{m}$$

Luego $\sum M_p = 0$

$$\frac{\alpha(6,17 - x)^2}{2} = \frac{\beta x^2}{2}$$

$$\alpha(38,07 - 12,34x + x^2) = \beta x^2$$

$$(\alpha - \beta)x^2 - 12,34\alpha x + 38,07\alpha = 0$$

$$(0,51 - 1)x^2 - 12,34(0,51)x + (38,07)(0,64) = 0$$

$$0,49x^2 + 6,29x - 19,42 = 0$$

$$x_1 = 2,57; x_2 = -15,4$$

Por lo tanto $x = 2,57$ m, entonces: $L_1 = 3,60$ m, $L_2 = x = 2,57$ m.

Luego para determinar y se tiene:

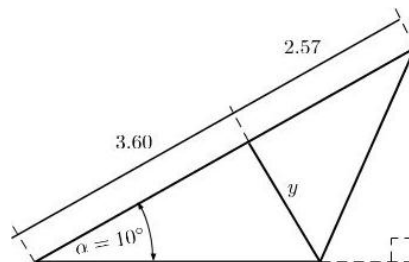


Figura 6-20 Determinación de y

Fuente: El Autor

$$y = 3,60 \times \tan 10^\circ$$

$$y = 0,63m$$

c) Reacciones sobre la estructura

La reacción que experimenta la estructura será únicamente la que el piso ejerce sobre esta, entonces se tiene el D.C.L aproximadamente como:

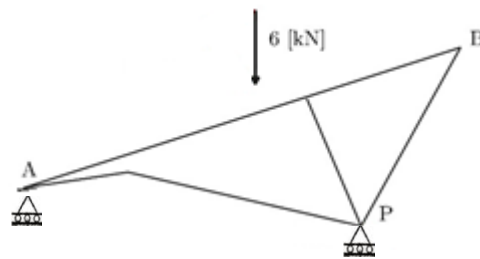


Figura 6-21 Reacciones sobre la estructura

Fuente: El Autor

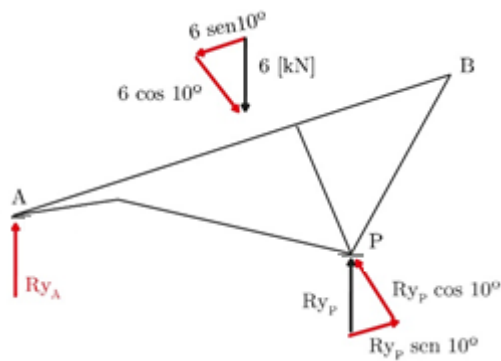


Figura 6-22 Reacciones sobre la estructura

Fuente: El Autor

$$\sum F_y = 0$$

$$6 \text{ kN} = R_{yA} + R_{yP}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$6 \cos(10) \times (3,08) = R_{y_p} \cos(10) \times (3,60)$$

$$R_{y_p} = \frac{18,19}{3,54} = 5,14 \text{ kN}$$

$$R_{y_A} = 6 - 5,14 = 0,86 \text{ kN}$$

d) Selección de la rueda

Del catálogo de ruedas AFO (véase anexo) se opta por la rueda serie 68/70 cuyas principales características son:

- Soporte giratorio de hierro fundido calidad 66-15 con platina base de sujeción horizontal.
- Rodamientos de dos hileras axiales de soporte giratorio.
- Aro bandeja de goma sobre núcleo de hierro fundido calidad 66-15.
- Rodamiento buje con taladro liso.
- Peso que soporta 300 kgf.

6.7 ADMINISTRACIÓN

En esta parte del presente proyecto se presentan los costos si se llegase a construir de la Banda Transportadora basándose en los estudios realizados anteriormente que servirá para descongestionar las áreas de embarque y desembarque del Mercado Mayorista de Ambato (EP-EMA).

Tabla 6-6 Costos

ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	TOTAL (DÓLARES)
1	Mertro	12,5	Banda transportadora	195,6	2445
2	N/A	1	Tambor Motríz	45	45
3	N/A	1	Tambor Conductor	45	45
4	N/A	1	Soporte SNL-1	50	50
5	N/A	1	Soporte SNL-2	50	50
6	N/A	1	Polea Motríz	25	25
7	N/A	1	Polea Conducida	30	30
8	N/A	1	Banda SPZ	8,5	8,5
9	N/A	1	Motorreductor 5 HP	950	950
10	N/A	2	Garrucha	8,5	17
11	N/A	2	Eje Roscado	65	130
12	N/A	4	Soporte Tensor	30	120
13	N/A	4	Guia Tensor	18	72
14	N/A	4	Buje Tensor	15	60
15	N/A	2	Canal Tensor	9,75	19,5
16	N/A	2	Canal C3x4,1	30	60
17	N/A	2	Canal C6x8,2	45	90
18	N/A	8	Nervadura	25	200
19	N/A	2	Placa rueda	3	6
20	N/A	4	Tensor Motor	2	8
21	N/A	4	Barra Motor	5	20
22	N/A	1	Chaveta	1,4	1,4
23	N/A	17	Tambor Guia	7	119
24	N/A	34	Soporte Tambor	5,8	197,2
25	N/A	2	Placa Estructura	57,15	114,3
26	N/A	1	Base del Motor	5,45	5,45
27	N/A	2	Canal C5x6,7	38,42	76,84
28	N/A	2	Perfil - R1	37,5	75
29	N/A	2	Perfil - R2	42,72	85,44
30	N/A	5	Perfil cuadrado-1	17,8	89
31	N/A	8	Pero M12	0,18	1,44
32	N/A	8	Arandela plana	0,05	0,4
33	N/A	8	Arandela de presión	0,05	0,4
34	N/A	8	Tuerca M12	0,08	0,64
35	N/A	72	Perno M10	0,12	8,64
36	N/A	72	Arandela Plana	0,05	3,6

Fuente: El Autor

Tabla 6-6 Costos... Continuación

37	N/A	72	Arandela de presión	0,05	3,6
38	N/A	72	Tuerca M10	0,08	5,76
39	N/A	8	Perno M16	0,25	2
40	N/A	8	Arandela Plana	0,05	0,4
41	N/A	8	Arandela de presión	0,05	0,4
42	N/A	8	Tuerca M16	0,08	0,64
43	N/A	4	Perno M20	0,28	1,12
44	N/A	4	Arandela Plana	0,05	0,2
45	N/A	4	Arandela Presión	0,05	0,2
46	N/A	4	Tuerca M20	0,12	0,48
48	N/A	1	Materiales para pintura	75	75
49	N/A	1	Imprevistos 10 %	531,95	531,95
47	N/A	1	Mano de Obra	550	550
TOTAL					6401,5

Fuente: El Autor

BIBLIOGRAFÍA

1. AFO. (2011). *Catálogo general - Tarifa RUEDAS AFO*. Barcelona.
2. Beer, F. y Johnson, E.(1979). *Mecánica vectorial para ingenieros I, Estática*. Bogotá, Colombia: McGraw-Hill Latinoamericana, S.A.
3. Deuschumm Aaron, M. W. (2009). *Diseño de MáDruschtmán Aaron, Micheliní Willamquinás*. Madrid: McGraw- Hill.
4. FAG. (2002). *Rodamientos de bolas y rodillos FAG - Catálogo 41250*.
5. GOODYEAR. (2002). *Catálogo para banda de poliéster/nylon*.
6. Maynard. (2008). *Manual del Ingeniero Industrial*. Mexico: McGraw-Hill.
7. Ministerio de Agricultura, G. A. (2014). *Catálogo de Mercados Intermedios - EP-EMA*. Quito: Dirección de Evaluación, Control y Difusión de la Información.
8. MOTT, Robert L. “Diseño de elementos de máquinas”. Prentice Hall Hispanoamérica S.A. Segunda Edición. 1992.
9. Rivet, n. M. (2010). *Tensores de tornillo servicio liviano - Dimensiones y códigos*. Santiago.
10. ROTRANS. (2001). *Catálogo de Rodillos*.
11. ROTRANS. (2002). *Catálogo de estaciones*.
12. ROTRANS. (2002). *Catálogo tambores*.
13. SIEMENS. (2011). *MOTOX Geared Motors - Calatog D 87.1*. SIEMENS AG.
14. SKF. (2006). *Productos SKF de transmisión de potencia*.
15. SHIGLEY. Joseph. “Diseño de ingeniería mecánica”. Sexta Edición. 1990.

ANEXO I

Catalogo Goodyear para Banda de Poloéster / Nylon

Tabla 6-7 Informaciones técnicas sobre las correas transportadoras poliéster/nylon

Tubo PLYLON®		EP 250/2	EP 400/3	EP 500/4
Número de telas		2	3	4
Empalmes mecánicos	Kn/m de ancho	23,0	35,0	46,0
	lb/pul de ancho	131,0	200,0	263,0
Empalmes vulcanizados	Kn/m de ancho	25,0	40,0	50,0
	lb/pul de ancho	143,0	228,0	286,0
Peso aproximado de la carcasa	Kg/m2	3,0	4,7	6,4
	Lb/ft2	0,6	0,9	1,3
Peso de Cubierta 1/32 pul				
Espesor B o stacker	Kg/m2	0,9	0,9	0,9
	mm	2,1	3,3	4,5
Espesor de la carcasa	mm	2,1	3,3	4,5
	pul	0,1	0,1	0,2
Indice de impacto	Lb -pul	3200	4700	5400

Obs.: Para empalmes mecánicos, recomendamos las grampas Flexco, Minet, Farpa, Mastin, Steelace, Haydon y Nilos, apropiadas para el servicio mencionado.

Fuente: (GOODYEAR, 2002)

Tabla 6-8 Ancho máximo de Banda Serie EP 125

ANCHO MAXIMO DE LA CORREA PARA POLINES DE CARGA HASTA 45 °

Tipo PLYLON®		EP 250/2		EP 400/3		EP 500/4	
Kg/ m3	lb/ft3	mm	pul	mm	pul	mm	pul
0-720	0-45	800	32	1050	42	1200	48
730-1690	45-105	650	26	1000	40	1050	42
1690-2650	105-165	500	20	800	32	900	36
2650-3300	165-200	450	18	650	26	750	30

Fuente: (GOODYEAR, 2002)

Tabla 6-9 Ancho Mínimo de la Banda Serie EP 125

ANCHO MINIMO DE LA CORREA PARA ACANALAMIENTO SOBRE POLINES

Tubo PLYLON®	EP 250/2		EP 400/3		EP 500/4	
Angulo de los polines	mm	pul	mm	pul	mm	pul
35°	300	12	500	20	650	26
45°	450	18	650	26	800	32

Fuente: (GOODYEAR, 2002)

Tabla 6-10 Diametro mínimo de la Polea Motriz Banda Serie EP 125

DIAMETRO MINIMO DE LA POLEA MOTRIZ EN FUNCION DE LA TENSION APLICADA

Tubo PLYLON®	EP 250/2		EP 400/3		EP 500/4	
Tensión	mm	pul	mm	pul	mm	pul
Más de 80%	350	14	450	18	500	20
Entre 60% y 80%	300	12	400	14	450	18
Entre 40% y 60%	250	10	350	14	400	16
Bajo de 40%	250	10	300	12	350	14
Poleas de cola y contacto	250	10	300	12	350	14

Fuente: (GOODYEAR, 2002)

Tabla 6-11 Extensión del tensor recomendada a partir de la distancia entre centros
EXTENSION DEL TENSOR RECOMENDADA A PARTIR DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS (%)

Tipo de tensor	Empalmes Mecánicos		Empalmes Vulcanizados (Mecánicos)	
	100% de tensión de trabajo	75% o menos de tensión de trabajo (vulc)	100% de tensión de trabajo	75% o menos de tensión de trabajo
Tornillo	1,5%	1%	2,5%	2,0%
Automático	1%	1%	1,5%+610mm	1,5%+610mm

Fuente: (GOODYEAR, 2002)

Rodillos

Tabla 6-12 Capacidad de carga [kg] del rodillo en función de la velocidad

Capacidad de carga (kg) del rodillo en función de la velocidad (r.p.m.)

Longitud en (mm) y vida de 30.000 horas

Tabla H

Ø Eje Rodamiento	r.p.m. Longitud	30	60	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
		Ø 20 6.240	200										
250	410		350										
315	380			280									
380			320		205	170	157	149	140	132			
465				271							128		
530				232	200	165	150	140	133	125			
600				201	190	158	145	136	130	122			
670				178	170	150	140	132	126	119			
750					157	142	135	129	122	117			
950							121	119	113	106			
1150								99					

Fuente: ROTRRANS, 2001,pág.8

Tabla 6-13 R.P.M de los rodillos en función de la velocidad del transportador

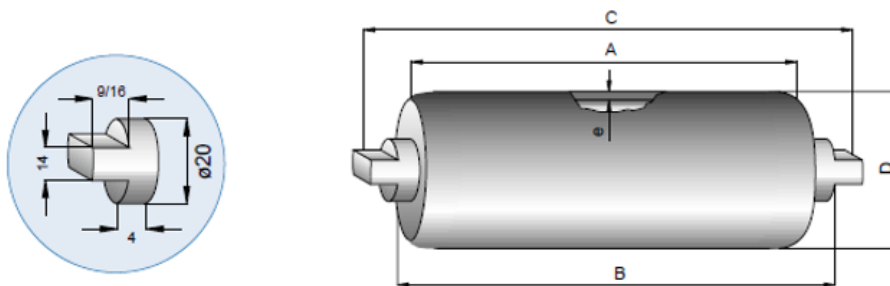
R.P.M. de los rodillos en función de la velocidad del transportador											
Tabla I											
VELOCIDAD BANDA M/S	DIÁMETRO DEL RODILLO mm										
	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152,4	159	193,7
0,25	75	68	65	53	47	44	38	36	31	30	25
0,50	150	136	126	107	90	88	75	72	63	60	49
0,75	225	205	189	161	141	132	113	107	94	90	74
1,00	300	273	251	214	188	176	150	143	125	120	98
1,25	376	341	314	268	235	221	188	179	157	150	123
1,50	451	409	377	322	282	265	226	215	188	180	148
1,75	526	478	440	375	329	309	265	251	219	210	172
2,00	601	546	503	429	376	353	301	287	251	240	197
2,25	676	614	566	483	423	398	338	323	282	270	222
2,50	752	682	628	536	470	442	376	359	313	300	246
2,75	827	750	691	590	517	486	414	395	345	330	271
3,00	902	819	754	643	564	530	451	430	376	360	295
3,25	977	887	817	697	611	574	489	466	407	390	320
3,50	1052	955	880	758	658	619	526	502	439	420	345
3,75	1128	1023	943	804	705	663	564	538	470	450	369
4,00	1203	1092	1005	858	752	707	602	574	501	480	394
4,25	1278	1160	1068	912	799	751	639	610	533	510	419
4,50	1354	1228	1131	965	846	795	677	646	564	540	443
4,75	1429	1296	1194	1019	893	840	714	682	595	570	468
5,00	1504	1364	1257	1073	940	884	752	718	627	600	493
5,25	1579	1433	1320	1126	987	928	790	754	658	630	517
5,50	1655	1501	1382	1180	1050	973	827	790	689	661	542
5,75	1730	1569	1445	1234	1077	1017	865	826	721	691	567
6,00	1806	1637	1508	1288	1124	1061	902	862	752	721	592

Área de utilización recomendable

Fuente: (ROTRANS, Catálogo de Rodillos, 2001, pág. 9)

Tabla 6-14 Rodamiento 6204


RODAMIENTO 6204 EJE Ø20												
Serie M / S-20	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3	3	3,6	3,6	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,2	1,3	1,6	1,8	2	2,2	2,4	3
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,2	1,4	2	2,3	2,8	2,9	3,3	4



Fuente: ROTRANS, 2001, pág. 14

Tabla 6-15 Rodamiento 6204 – Colocación horizontal

Colocación en HORIZONTAL



BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	400	408	440	3,35	2,40
400	500	508	540	4,20	2,85
500	600	608	640	4,93	3,33
650	750	758	790	5,99	4,02
800	950	958	990	7,40	4,92
1000	1150	1158	1190	8,80	5,82
1200	1400	1408	1440	10,56	6,96
1400	1600	1608	1640	11,97	7,87
1600	1800	1808	1840	13,38	8,78
1800	2000	2008	2040	14,79	9,87
2000	2200	2208	2240	16,20	10,60

Fuente: ROTRANS, 2001, pág. 14

Estaciones para Rodillos

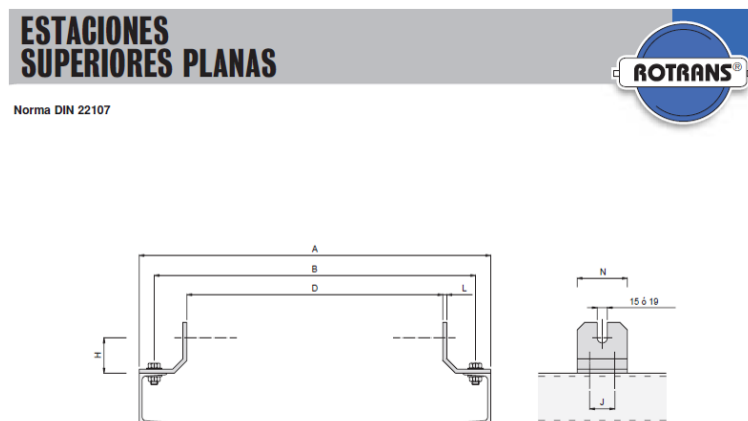


Figura 6-23 Estaciones superiores planas

Fuente: (ROTRANS, Catálogo de estaciones, 2002, pág. 8)

Tabla 6-16 Estaciones superiores planas

Ancho de banda	A	B	D	Ø Rodillo	H	N	J	L	Peso sin rodillo 2 unidades (Kg)
400	700	640	510	63,5	107	80	35	8	2
				89	120				2,2
500	800	740	610	63,5	107	80	35	8	2
				89	120				2,2
650	950	890	760	63,5	107	80	35	8	2
				89	120				2,2
				108	135				2,4
800	1150	1090	960	89	120	100	35	8	2,7
				108	135				2,9
				133	150				3,1
1000	1350	1290	1160	89	120	100	35	8	2,7
				108	135				2,9
				133	150				3,1
1200	1600	1540	1410	108	135	100	35	8	2,9
				133	150				3,1
				159	185				3,5
1400	1800	1740	1610	108	135	100	35	8	2,9
				133	150				3,1
				159	185				3,5
1600	2050	1990	1810	133	150	120	45	8	3,8
				159	185				4,2
1800	2250	2190	2010	133	150	120	45	8	3,8
				159	185				4,2
2000	2500	2440	2210	159	185	120	45	8	4,2
				194	215				4,5

Fuente: (ROTRANS, Catálogo de estaciones, 2002, pág. 8)

Tambores

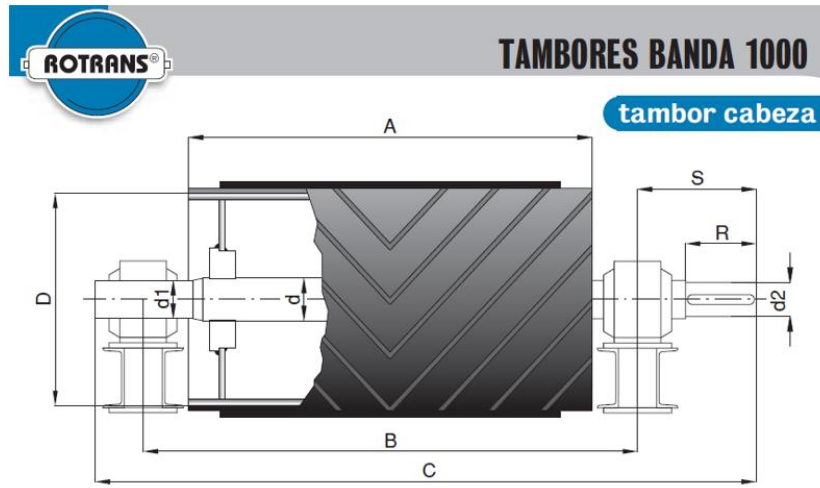


Figura 6-24 Tambores Banda 1000 – Tambor cabeza
Fuente: (ROTRANS, Catálogo tambores, 2002, pág. 19)

Tabla 6-17 Tambores Banda 1000 – Tambor cabeza

D	A	B	C	d	d1	d2	S	R	SOPORTE
320	1150	1340	1650	80	70	65	230	150	SNL-516
		1360	1700	90	80	75	250	160	SNL-518
		1380	1765	100	90	85	280	175	SNL-520
404	1150	1340	1650	80	70	65	230	150	SNL-516
		1360	1700	90	80	75	250	160	SNL-518
		1380	1765	100	90	85	280	175	SNL-520
		1415	1830	120	100	95	302,5	190	SNL-522
505	1150	1360	1700	90	80	75	250	160	SNL-518
		1380	1765	100	90	85	280	175	SNL-520
		1415	1830	120	100	95	302,5	190	SNL-522
		1425	1865	130	110	105	322,5	205	SNL-524
630	1150	1380	1765	100	90	85	280	175	SNL-520
		1415	1830	120	100	95	302,5	190	SNL-522
		1425	1865	130	110	105	322,5	205	SNL-524
		1445	1930	150	125	120	357,5	230	SNL-528
800	1150	1415	1830	120	100	95	302,5	190	SNL-522
		1425	1865	130	110	105	322,5	205	SNL-524
		1445	1930	150	125	120	357,5	230	SNL-528
		1495	2050	170	140	135	402,5	250	SNL-532
		1520	2100	190	160	155	425	270	SNL-3136
1000	1150	1425	1865	130	110	105	322,5	205	SNL-524
		1445	1930	150	125	120	357,5	230	SNL-528
		1495	2050	170	140	135	402,5	250	SNL-532
		1520	2100	190	160	155	425	270	SNL-3136

La longitud total del eje así como el diámetro 'd2' y la longitud 'R' dependerán del tipo y modelo de reductor.

Fuente: (ROTRANS, Catálogo tambores, 2002, pág. 19)

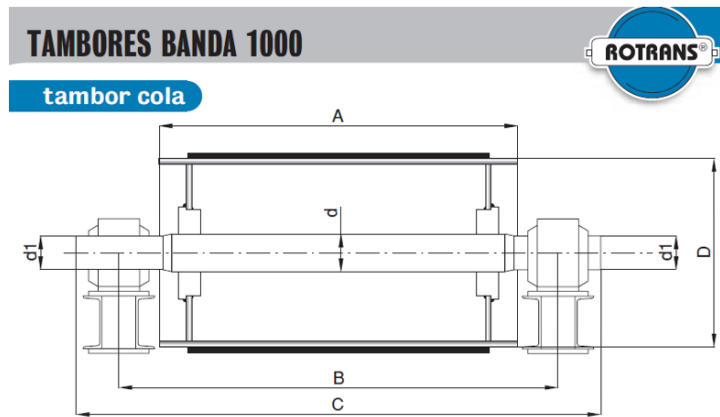


Figura 6-25 Tambores Banda 1000 – Tambor cola

Fuente: (ROTRANS, Catálogo tambores, 2002, pág. 20)

Tabla 6-18 Tambores Banda 1000 – Tambor cola

D	A	B	C	d	d1	SOPORTE
320	1150	1330	1480	70	60	SNL-513
		1340	1500	80	70	SNL-516
		1360	1540	90	80	SNL-518
404	1150	1330	1480	70	60	SNL-513
		1340	1500	80	70	SNL-516
		1360	1540	90	80	SNL-518
		1380	1590	100	90	SNL-520
505	1150	1340	1500	80	70	SNL-516
		1360	1540	90	80	SNL-518
		1380	1590	100	90	SNL-520
		1415	1640	120	100	SNL-522
630	1150	1360	1540	90	80	SNL-518
		1380	1590	100	90	SNL-520
		1415	1640	120	100	SNL-522
		1425	1660	130	110	SNL-524
800	1150	1380	1590	100	90	SNL-520
		1415	1640	120	100	SNL-522
		1425	1660	130	110	SNL-524
		1445	1700	150	125	SNL-528
		1495	1800	170	140	SNL-532
1000	1150	1415	1640	120	100	SNL-522
		1425	1660	130	110	SNL-524
		1445	1700	150	125	SNL-528
		1495	1800	170	140	SNL-532

Fuente: (ROTRANS, Catálogo tambores, 2002)

Tensor

Tensores de Tornillo Servicio Liviano

$$\phi_{\text{eje}} > 3''$$

Descanso con 4 perforaciones

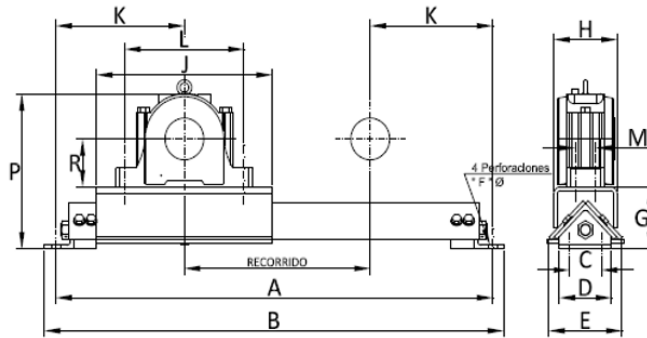


Figura 6-26 Tensores de Tornillo servicio liviano
Fuente: (Rivet, 2010, pág. 6)

Tabla 6-19 Tensores de tornillo de servicio liviano

Diámetro Eje ["]	Código	Recorrido ["]	A ["]	B ["]	C ["]	D ["]	E ["]	F ["]	G ["]	H ["]	J ["]	K ["]
3 3/16	TTL18-30316-4	18	43 1/4	46	3	6	8 5/8	13/16	7	5	16	12 5/8
	TTL24-30316-4	24	49 1/4	52								
	TTL30-30316-4	30	55 1/4	58								
	TTL36-30316-4	36	61 1/4	64								
	TTL48-30316-4	48	73 1/4	76								
3 7/16	TTL18-30716-4	18	43 1/4	46	3	6	8 5/8	13/16	7	6	16	12 5/8
	TTL24-30716-4	24	49 1/4	52								
	TTL30-30716-4	30	55 1/4	58								
	TTL36-30716-4	36	61 1/4	64								
	TTL48-30716-4	48	73 1/4	76								
3 15/16	TTL18-31516-4	18	47 1/4	50	3	6	8 5/8	13/16	7	7 1/4	20	14 5/8
	TTL24-31516-4	24	53 1/4	56								
	TTL30-31516-4	30	59 1/4	62								
	TTL36-31516-4	36	65 1/4	68								
	TTL48-31516-4	48	77 1/4	80								
4 7/16	TTL18-40716-4	18	53	55 1/2	4	7	10 1/4	15/16	7 3/4	8 1/2	23 1/2	17 1/2
	TTL24-40716-4	24	59	61 1/2								
	TTL30-40716-4	30	65	67 1/2								
	TTL36-40716-4	36	71	73 1/2								
	TTL48-40716-4	48	83	85 1/2								
4 15/16	TTL18-41516-4	18	53	55 1/2	4	7	10 1/4	15/16	7 3/4	8 1/2	23 1/2	17 1/2
	TTL24-41516-4	24	59	61 1/2								
	TTL30-41516-4	30	65	67 1/2								
	TTL36-41516-4	36	71	73 1/2								
	TTL48-41516-4	48	83	85 1/2								

Fuente: (Rivet, 2010, pág. 6)

Selección del motorreductor



Helical gearbox D/Z

Figura 6-27 Helical Gearbox D/Z

(SIEMENS, 2011, pág. 2/2)

Tabla 6-20 Helical geared motors – Geared motors up to 200 [kW]

Selection and ordering data (continued)							
Power rating P_{Motor} kW	Output speed n_2 (50 Hz) rpm	Output torque T_2 Nm	Service factor f_s	Gearbox ratio i_{tot}	Order No.	Order code (No. of poles)	Weight ¹⁾ kg
4	Z.88-LA112ZMP4E						
58	663	663	2.5	25.01	2KJ1105 - GJ13 - R1		101
64	600	600	2.8	22.61	★ 2KJ1105 - GJ13 - Q1		101
69	552	552	3.0	20.81	2KJ1105 - GJ13 - P1		101
	Z.68-LA112ZMP4E						
38	1 002	1 002	0.80	37.76	★ 2KJ1104 - GJ13 - V1		69
42	915	915	0.87	34.49	2KJ1104 - GJ13 - U1		69
47	812	812	0.99	30.6	★ 2KJ1104 - GJ13 - T1		69
51	749	749	1.1	28.25	2KJ1104 - GJ13 - S1		69
56	678	678	1.2	25.55	★ 2KJ1104 - GJ13 - R1		69
61	624	624	1.3	23.53	2KJ1104 - GJ13 - Q1		69
66	577	577	1.4	21.76	★ 2KJ1104 - GJ13 - P1		69
71	536	536	1.5	20.2	2KJ1104 - GJ13 - N1		69
81	473	473	1.7	17.82	★ 2KJ1104 - GJ13 - M1		69
88	436	436	1.8	16.45	2KJ1104 - GJ13 - L1		69
98	391	391	2.0	14.74	★ 2KJ1104 - GJ13 - K1		69
106	361	361	2.2	13.59	2KJ1104 - GJ13 - J1		69
126	302	302	2.6	11.4	2KJ1104 - GJ13 - H1		69
148	258	258	2.9	9.73	★ 2KJ1104 - GJ13 - G1		69
178	215	215	3.3	8.11	2KJ1104 - GJ13 - F1		69
214	178	178	3.6	6.72	★ 2KJ1104 - GJ13 - E1		69
243	157	157	3.1	5.93	2KJ1104 - GJ13 - D1		69
285	134	134	3.6	5.06	★ 2KJ1104 - GJ13 - C1		69
341	112	112	4.2	4.22	2KJ1104 - GJ13 - B1		69
413	93	93	4.5	3.49	★ 2KJ1104 - GJ13 - A1		69

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 2/51)

Tabla 6-21 Helical geared motors – Shaft designs

2-stage helical gearbox Z							
Size		Z18	Z28	Z38	Z48	Z68	Z88
Solid shaft with feather key	1	V16 x 28	V25 x 50 ^{*)}	V25 x 50 ^{*)}	V30 x 60 ^{*)}	V40 x 80 ^{*)}	V50 x 100 ^{*)}
	2	V20 x 40 ^{*)}		V30 x 60	V40 x 80	V50 x 100	V60 x 120
	3				V35 x 70	V35 x 70	

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 2/117)




Selection and ordering data (continued)

2- and 3-stage helical gearbox, foot-mounted design, sizes 18 - 88

Oil control valves:

• Size 18/28: These types are lubricated for life. No ventilation, oil level, or drain plugs are present.

• Size 38: V Oil inlet

• From size 48 up:  Oil level  Ventilation  Oil drain * On opposite side

② 2-stage gearbox

③ 3-stage gearbox

① ... ④ Position of the terminal box, see Chapter 8

1) Standard mounting type

B3 (IM B3) ¹⁾
Order code: **D04**

V5 (IM V5)
Order code: **E02**

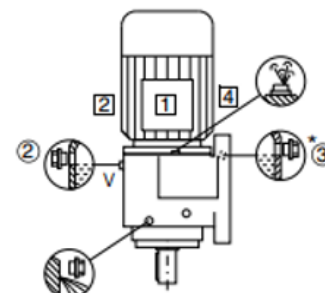
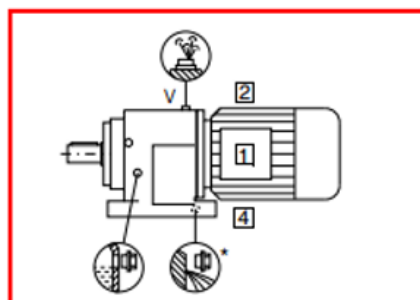


Figura 6-28 Helical geared motors

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 2/121)

Gearbox D/Z68 (3- / 2-stage), foot-mounted design

DZ011

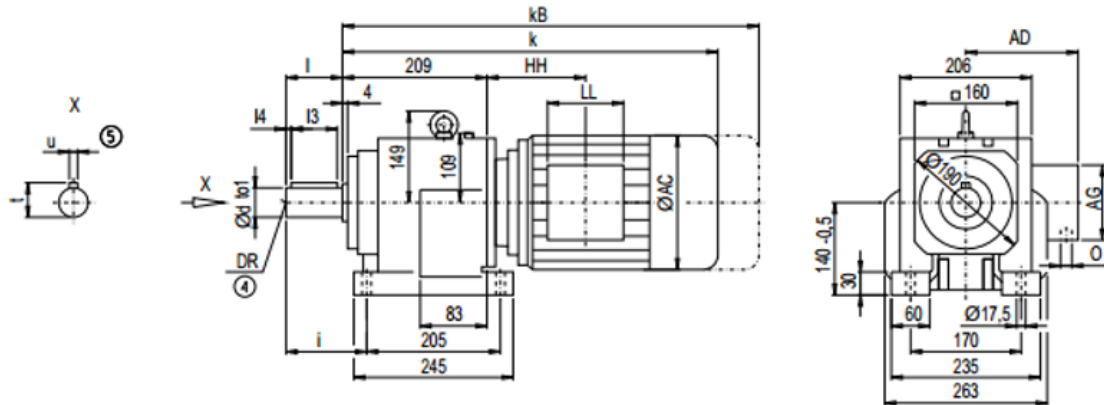


Figura 6-29 Gearbox D/Z68

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 2/159)

Tabla 6-22 Gearbox S/Z68

d	to1	I	I4	I3	t	u	i	DR
35	k6	70	5	56	38.0	10	105	M12x28
40 ¹⁾	k6	80	5	70	43.0	12	115	M16x36
50	k6	100	10	80	53.5	14	135	M16x36

Motor	Z68		D68		AC	AD	AG	LL	HH	D68	O	Weight	
	k	kB	k	kB								Z68	D68
LA71	456.0	511.0	474.5	529.5	139.0	146	90	90	103.0	121.5	M20x1.5/M25x1.5	43	45
LA71Z	475.0	530.0	493.5	548.5	139.0	146	90	90	103.0	121.5	M20x1.5/M25x1.5	43	45
LA80	493.0	556.5	511.5	575.0	156.5	155	90	90	102.5	121.0	M20x1.5/M25x1.5	48	50
LA80Z	515.5	579.0	534.0	597.5	156.5	155	90	90	175.5	194.0	M20x1.5/M25x1.5	52	54
LA90S/L	524.0	595.0	542.5	613.5	174.0	163	90	90	102.5	121.0	M20x1.5/M25x1.5	52	55
LA90ZL	569.0	640.0	587.5	658.5	174.0	163	90	90	226.5	245.0	M20x1.5/M25x1.5	58	61
LA100L	570.0	651.0	588.5	669.5	195.0	168	120	120	143.0	161.5	2xM32x1.5	61	64
LA100ZL	640.0	721.0	658.5	739.5	195.0	168	120	120	275.0	293.5	2xM32x1.5	71	74
LA112M	597.0	678.0	-	-	219.0	181	120	120	146.0	-	2xM32x1.5	73	-
LA112ZM	625.0	706.0	-	-	219.0	181	120	120	250.0	-	2xM32x1.5	80	-
LA132S/M	657.0	759.0	-	-	259.0	195	140	140	186.5	-	2xM32x1.5	86	-
LA132ZM	703.0	805.0	-	-	259.0	195	140	140	294.5	-	2xM32x1.5	107	-
LA160M/L	759.5	878.0	-	-	313.5	227	165	165	212.0	-	2xM40x1.5	119	-
LA160ZL	807.5	926.0	-	-	313.5	227	165	165	365.0	-	2xM40x1.5	158	-

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 2/167)

Tabla 6-23 Gearbox S/Z68 - Voltajes

Possible voltages for motors

Voltages	Connection Operation	Frequency	Power rating ¹⁾	Order No. 13th position	Order No. suffix	63	71	80	90	100	112	132	160	180	200	225	250	280	315
Motors for line-fed operation																			
Voltages for 50 Hz																			
230 / 400 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	1	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
400 / 690 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	1	-							✓	✓	✓	✓				
220 / 380 V ±10 %	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	9	N7F	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
380 / 660 V ±10 %	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	9	N1H							✓	✓	✓	✓				
240 / 415 V ±10 %	Δ / Y	50 Hz +3 / -5 %	P ₅₀	9	N1J	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
415 V ±10 %	Δ	50 Hz +3 / -5 %	P ₅₀	9	N9X							✓	✓	✓	✓				
500 V	Y	50 Hz	P ₅₀	9	N1C	✓	✓	✓	✓	✓									
500 V	Δ	50 Hz	P ₅₀	9	N1D						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Voltages for 50 // 60 Hz																			
230 / 400 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	6	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
460 V	Y	60 Hz	P ₅₀																
400 / 690 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	6	-							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
460 V	Δ	60 Hz	P ₅₀																
Voltages for 50 // 60 Hz; increased power rating at 60 Hz																			
230 / 400 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	2	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
460 V	Y	60 Hz	1.2 x P ₅₀																
400 / 690 V	Δ / Y	50 Hz	P ₅₀	2	-							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
460 V	Δ	60 Hz	1.2 x P ₅₀																
Voltages for 60 Hz																			
230 / 400 V	Δ / Y	60 Hz	P ₅₀	9	N4A	✓	✓	✓	✓	✓	✓								
400 / 690 V	Δ / Y	60 Hz	P ₅₀	9	N4B							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Voltages for brake motors with DC side disconnection by current registration																			
400 V	Y	50 Hz	P ₅₀	9	N6B	✓	✓	✓	✓	✓									
400 V	Δ	50 Hz	P ₅₀	9	N6C						✓	✓	✓	✓	✓				
Voltages for motors with 2 pole numbers																			
380 ... 420 V	Y / YY	50 Hz	P ₅₀	4	-						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
380 ... 420 V	Δ / YY	50 Hz	P ₅₀			✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓				
380 ... 420 V	Δ / YY	50 Hz	P ₅₀	5	-	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
440 ... 480 V	Δ / YY	60 Hz	1.2 x P ₅₀																

Fuente: (SIEMENS, 2011, pág. 8/20)

Poleas

Tabla 6-24 Poleas para correas trapeciales



Poleas para correas trapeciales

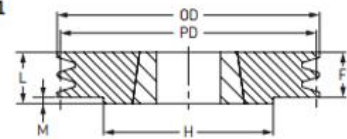
SPZ para casquillo cónico

- ▶ Correas
- ▶ Cadenas
- ▶ Acoplamiento
- ▶ Casquillos y cubos
- ▶ Piñones
- ▶ Poleas
- ▶ Productos de mantenimiento

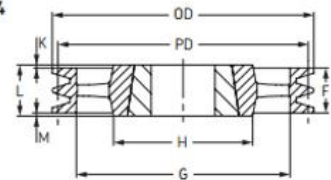
1 Garganta SPZ

Diámetro primitivo	Diámetro exterior	Tipo de polea	Nº de casquillo	Agujero		F	G	K	L	M	H	Peso* kg	Designación
				Mín.	Máx.								
50	54	9	1008	9	25	37	28	15	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ50TB
56	60	9	1008	9	25	37	23	15	22	-	-	0,5	PHP 1SPZ56TB
60	64	9	1008	9	25	22	-	-	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ60TB
63	67	1	1108	9	28	16	-	-	22	6	62	0,3	PHP 1SPZ63TB
67	71	1	1108	9	28	16	-	-	22	6	62	0,3	PHP 1SPZ67TB
71	75	1	1108	9	28	16	-	-	22	6	62	0,4	PHP 1SPZ71TB
75	79	1	1108	9	28	16	-	-	22	6	62	0,4	PHP 1SPZ75TB
80	84	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0,5	PHP 1SPZ80TB
85	89	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0,7	PHP 1SPZ85TB
90	94	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0,7	PHP 1SPZ90TB
95	99	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0,8	PHP 1SPZ95TB
100	104	1	1210	11	32	16	-	-	25	9	75	0,9	PHP 1SPZ100TB
106	110	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,0	PHP 1SPZ106TB
112	116	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,1	PHP 1SPZ112TB
118	122	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,2	PHP 1SPZ118TB
125	129	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,3	PHP 1SPZ125TB
132	136	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,5	PHP 1SPZ132TB
140	144	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	1,7	PHP 1SPZ140TB
150	154	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2,0	PHP 1SPZ150TB
160	164	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2,2	PHP 1SPZ160TB
170	174	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2,2	PHP 1SPZ170TB
180	184	1	1610	14	42	16	-	-	25	9	80	2,1	PHP 1SPZ180TB
190	194	8	1610	14	42	16	161	-	25	9	80	2,7	PHP 1SPZ190TB
200	204	8	2012	14	50	16	172	-	32	16	100	3,4	PHP 1SPZ200TB
224	228	8	2012	14	50	16	196	-	32	16	100	3,6	PHP 1SPZ224TB
250	254	4	2012	14	50	16	222	8	32	8	100	4,6	PHP 1SPZ250TB
280	284	4	2012	14	50	16	252	8	32	8	100	5,5	PHP 1SPZ280TB
315	319	4	2012	14	50	16	287	8	32	8	100	6,7	PHP 1SPZ315TB
355	359	4	2012	14	50	16	326	8	32	8	112	6,8	PHP 1SPZ355TB
400	404	4	2012	14	50	16	371	8	32	8	112	6,9	PHP 1SPZ400TB
450	454	4	2517	16	60	16	421	14,5	45	14,5	120	7,2	PHP 1SPZ450TB

Tipo 1



Tipo 4



Fuente: (SKF, 2006, pág. 187)

Rueda

Tabla 6-25 Ruedas AFO – Serie 68/70



Ruedas AFO
Fabricación de Ruedas Domésticas e Industriales
ventas@ruedasafos.es - www.ruedasafos.es

Serie 68/70
H Giratoria / Fija
de 100 a 800 kgs.

Soporte H

Soporte: Giratorio y fijo de hierro fundido calidad GG-15, con platina base de sujeción horizontal.

Rodamiento: Dos hileras axiales de bolas de acero en el soporte giratorio.

Acabado: Pintado en color gris.

Aro H Goma

Aro: Bandaje de goma negra, vulcanizado sobre núcleo de hierro fundido, calidad GG-15.

Rodamiento: Buje con taladro liso ó CR cojinete a rodillos.

Acabado: Núcleo pintado en color rojo.



Recambio: Serie 1055 GN



68-GN

							Código	Descripción	P.V.P.					
60X26	80X33	100X36	125X45	150X50	200X60	250X85								
95	123	145	172	206	258	317	56	104X73	78X46	8	100	11280	68/62 GN	
							66	123X85	90X52	8	150	11290	68/82 GN	
							81	143X100	104X64	10	200	11300	68/102 GN	
							98	160X110	123X70	13	300	11310	68/125 GN	
							110	172X132	131X91	13	400	11320	68/150 GN	
							145	210X160	155X105	16	500	11340	68/200 GN	
											550	11590	68/200 GN CR	
							175	230X183	180X130	19	650	11350	68/250 GN	
											700	11610	68/250 GN CR	
							200	267X210	210X155	19	750	11360	68/300 GN	
											800	11620	68/300 GN CR	

Fuente: (AFO, 2011, pág. 98)

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA SOPORTE SNL 5013 Y SNL 516

Tabla 6-26 Selección de rodamientos

Soportes FAG Serie SN 5

para rodamientos de la serie de diámetros 2 con agujero cónico y mangruto de montaje Serie SN 5 según DIN 736

Rodamientos correspondientes y accesorios

Denominación abreviada Soportes sin rodamiento	Dimensiones							Peso m_0 kg	
	d ₁	D	h ₁	h ₂	i	a	b		
SN 505	25	52	45	35(74)	67	185(170)	46	19(18)	1,4
SN 506	25	62	60	80	77	185(180)	52	22	1,8
SN 507	30	72	60	95	77	185(190)	62	22	2,1
SN 508	35	80	60	110	85(90)	205(210)	60	25	2,5
SN 509	40	85	60	110(115)	85(90)	205(210)	60	25	2,9
SN 510	45	90	60	115(115)	90(90)	205(210)	60	25	3,3
SN 511	50	100	70	130(133)	95(105)	255(270)	70	28	4,6
SN 512	55	110	70	135(138)	105(115)	255(270)	70	30	5,4
SN 513	60	120	80	150(154)	110(120)	275(290)	80	30	6,7
SN 514	65	130	80	155(160)	115(125)	280(290)	80	30	7,3
SN 515	70	140	85	175(180)	120(130)	315(330)	90	32	9,3
SN 516	80	160	100	185(190)	130(140)	345(360)	100	32	11,8
SN 517	80	160	100	185(190)	145(145)	345(360)	100	35	12,5
SN 518	85	170	112	210(215)	145(145)	345(360)	110	35	13,6
SN 520	90	180	112	215(220)	160(165)	385(390)	110	40	17,0
SN 522	100	200	125	240(244)	175(170)	410(420)	120	45	21,5
SN 524	110	215	140	315(317)	185(175)	410(420)	120	45	24,5
SN 526	115	230	150	335(338)	190(175)	445(450)	130	50	30,0
SN 528	125	250	150	350(358)	205(185)	500(510)	150	50	38,0
SN 530	135	270	160	370(378)	220(200)	530(540)	160	60	45,5
SN 532	140	290	170	390(394)	235(210)	550(560)	160	60	53,8

Soportes FAG Serie SN 5

Soportes sin rodamiento

denominación abreviada	Rodamientos con agujero cónico y mangruto de montaje		Anillos de fijación ¹⁾		Tornillos de fijación	
	denominación abreviada	capacidad	denominación abreviada	capacidad	s métrico	s en pulgadas
SN 505	12 05 K+H 205	202 05 K+H 205	FR 62/5	2	M 12	1/2"
SN 506	12 06 K+H 206	202 06 K+H 206	FR 62/7	2	M 12	1/2"
SN 507	12 07 K+H 207	202 07 K+H 207	FR 72/9	2	M 12	1/2"
SN 508	12 08 K+H 208	202 08 K+H 208	FR 85/6	2	M 12	1/2"
SN 509	12 09 K+H 209	202 09 K+H 209	FR 90/8	2	M 12	1/2"
SN 510	12 10 K+H 210	202 10 K+H 210	FR 100/8	2	M 12	1/2"
SN 511	12 11 K+H 211	202 11 K+H 211	FR 110/8	2	M 15	5/8"
SN 512	12 12 K+H 212	202 12 K+H 212	FR 120/10	2	M 15	5/8"
SN 513	12 13 K+H 213	202 13 K+H 213	FR 130/8	2	M 16	5/8"
SN 514	12 14 K+H 214	202 14 K+H 214	FR 140/8,5	2	M 20	3/4"
SN 515	12 15 K+H 215	202 15 K+H 215	FR 150/9	2	M 20	3/4"
SN 516	12 16 K+H 216	202 16 K+H 216	FR 160/16,2	2	M 20	3/4"
SN 517	12 17 K+H 217	202 17 K+H 217	FR 160/16,2	2	M 20	3/4"
SN 518	12 18 K+H 218	202 18 K+H 218	FR 170/15,5	2	M 20	3/4"
SN 519	12 19 K+H 219	202 19 K+H 219	FR 180/18,1	2	M 24 (M 22)	1"
SN 520	12 20 K+H 220	202 20 K+H 220	FR 180/18,1	2	M 24 (M 22)	1"
SN 522	12 22 K+H 222	202 22 K+H 222	FR 200/21	2	M 24 (M 22)	1"
SN 524	202 24 K+H 20 24		FR 215/23	2	M 24 (M 22)	1"
SN 526	202 26 K+H 30 26		FR 230/25	2	M 24 (M 27)	1"
SN 528	202 28 K+H 30 28		FR 250/28	2	M 30	1 1/4" (1 1/4")
SN 530	202 30 K+H 30 30		FR 270/30,5	2	M 30	1 1/4" (1 1/4")
SN 532	202 32 K+H 30 32		FR 290/33	2	M 30	1 1/4" (1 1/4")

¹⁾ Los anillos de fijación y las tapan deben indicarse expresamente. Si en la columna examinada, solo se indica un anillo de fijación, éste se monta en el lado de la sujeción del mango de la medida h₁, v₁, en estos soportes, hasta el borde superior de este anillo.

Los números entre paréntesis son las medidas correspondientes a la antigua serie de soportes S 2K. Los soportes desde el SN 524 hasta el SN 532 van provistos con un tornillo de anillo para la detección del soporte; la medida h₁, v₁, en estos soportes, hasta el borde superior de este anillo.

FAG 176

Fuente: (FAG, 2002, pág. 177)

ANEXO II

Tabla 6-27 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	04/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Papas
Número de Quintales	120
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	51 minutos 41 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-28 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	01/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Cebolla
Número de Quintales	500
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	4
Tiempo	2 horas 46 minutos 12 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-29 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	07/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Ajo
Número de Quintales	20
Tipo de Vehículo	Mediano
Números de Trabajadores	2
Tiempo	8 minutos 40 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-30 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	07/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Papas
Número de Quintales	220
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	4
Tiempo	1 hora 8 minutos 54 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-31 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	11/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Morocho
Número de Quintales	105
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	45 minutos 56 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-32 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	14/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Arroz
Número de Quintales	10
Tipo de Vehículo	Liviano
Números de Trabajadores	2
Tiempo	3 minutos 45 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-33 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	15/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Cebolla
Número de Quintales	310
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	2 horas 32 minutos 47 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-34 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	17/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Papas
Número de Quintales	43
Tipo de Vehículo	Mediano
Números de Trabajadores	3
Tiempo	21 minutos 57 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-35 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	18/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Cebolla Importada
Número de Quintales	130
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	58 minutos 45 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-36 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	19/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Morocho partido
Número de Quintales	10
Tipo de Vehículo	Medioano
Números de Trabajadores	2
Tiempo	4 minutos 31 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-37 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	21/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Arroz
Número de Quintales	80
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	43 minutos 41 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-38 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	26/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Cemilla de papa
Número de Quintales	110
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	4
Tiempo	1 hora 1 minutos 34 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-39 Tabla de toma de datos.
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	28/12/2014
Operación	Desembarque
Producto	Arveja
Número de Quintales	32
Tipo de Vehículo	Mediano
Números de Trabajadores	3
Tiempo	16 minutos 56 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-40 Tabla de toma de datos.
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	29/12/2014
Operación	Embarque
Producto	Choclo
Número de Quintales	12
Tipo de Vehículo	Liviano
Números de Trabajadores	2
Tiempo	5 minutos 15 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-41 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	02/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Maíz seco
Número de Quintales	75
Tipo de Vehículo	Mediano
Números de Trabajadores	3
Tiempo	38 minutos 47 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-42 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	04/01/2015
Operación	Embarque
Producto	Papas
Número de Quintales	145
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	1 hora 13 minutos 27 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-43 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	05/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Cebolla Importada
Número de Quintales	118
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	4
Tiempo	48 minutos 42 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-44 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	07/01/2015
Operación	Embarque
Producto	Zanahoria
Número de Quintales	60
Tipo de Vehículo	Mediano
Números de Trabajadores	3
Tiempo	31 minutos 11 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-45 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	08/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Azucar
Número de Quintales	65
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	29 minutos 46 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-46 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	09/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Papas
Número de Quintales	152
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	4
Tiempo	1 hora 01 minutos 34 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-47 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	11/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Limón
Número de Quintales	8
Tipo de Vehículo	Liviano
Números de Trabajadores	2
Tiempo	3 minutos 56 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-48 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	15/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Arroz
Número de Quintales	100
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	45 minutos 41 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-49 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA



Fecha	23/01/2015
Operación	Desembarque
Producto	Morocho
Número de Quintales	25
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	2
Tiempo	16 minutos 31 segundos

Fuente: El Autor

Tabla 6-50 Tabla de toma de datos.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 DATOS DE EMBARQUE O DESEMBARQUE DE PRODUCTOS EN LA
 EP-EMA





Fecha	26/01/2015
Operación	Embarque
Producto	Cemilla de papa
Número de Quintales	92
Tipo de Vehículo	Pesado
Números de Trabajadores	3
Tiempo	49 minutos 39 segundos

Fuente: El Autor



ANEXO III

Tabla 6-51 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE 120 QUINTALES DE PAPAS EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,3	15	18	13	17	21	15	20	14	13,2
16,2	21	13,2	12	12,4	13,4	21	13	12,5	21
12,3	18,1	15	14,2	13	15,2	13,3	15	16	22
17	17	13	16	17	16,2	14,1	17,2	16,1	13
15,1	21	14,2	16,1	15,2	17,1	16,2	14,2	13	15,1
20	19,2	15	14	14	13,3	18,2	21	12	17
14,2	13	12,3	15	13	16	19,1	12,5	13,4	12,5
15,1	16,4	15	16,3	13,1	19	12,3	17	17	14,5
14	15	17	14	16	17	14,3	14,3	19	13
12,2	13	19,2	17	12,1	21	16,1	12,3	13,1	17
12,3	14,4	15	16,2	14	15	17	14,2	12,4	15,1
17	16,2	17	12,3	16	17	14	12,3	13	14



Fuente: El Autor

Tabla 6-52 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 30 QUINTALES DE AJO EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
9,2	10,1	9,3	9,1	10,3	11,2	10,1	9,1	9,3	9,1
9,1	10,3	9,1	9	10,1	9,1	9,2	12,1	12,1	11,1
9,15	10,2	9,2	9,05	10,2	10,15	9,65	10,6	10,7	10,1



Fuente: El Autor

Tabla 6-53 Datos por quintal

 <p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 220 QUINTALES DE PAPA EN LA EP - EMA</p> 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
15,2	14,1	16,1	15,3	14,1	17,2	18	15,1	17,1	15,1
14,4	15,1	14,3	14,4	17,1	14,2	12	14,3	18	16,1
16,1	20	17,1	16,2	19	17	16,2	14,2	19	14,3
17,3	16,2	13,5	16	18,1	18	14,4	18,1	14,1	19
18	15,1	18,1	15,1	14,5	18,1	19	14,3	17,3	14,4
15,3	17,3	19,1	17,1	16,2	18	17,1	17,1	17,1	14,1
13,5	16,2	15,1	16,1	19,4	14,4	16,2	15,5	15,2	18,1
14,2	13,2	14,4	17,1	15,1	19,1	18,1	15,1	13,5	16,1
18,1	14,4	13,3	18,1	16,1	15,1	13,5	13,5	18,1	17,1
14,4	15,3	16,2	13,5	17,1	16,2	18,1	14,4	19,3	17,1
14,5	17,1	13,5	15,1	14,4	13,5	14,4	15,1	14,3	13,5
16,2	17,3	15,1	16,2	10,3	11,2	18,1	12,3	16,2	12,3
14,3	18,1	14,4	19,3	13,5	16,2	19,1	15,1	17,1	15,1
14,5	19,3	19,4	18,1	17,1	19,1	17,1	16,2	13,5	17,1
15,6	16,2	17,1	18,2	14,4	16,2	15,3	17,1	19,3	18,1
17,3	19,2	13,5	18,1	15,3	16,2	13,5	15,1	14,4	16,2
16,2	12,5	17,1	13,5	15,1	14,3	16,2	17,2	16,2	18,3
17,1	18,1	14,3	17,1	19,3	17,1	17,3	17,1	16,2	13,5
19	16,2	13,5	17,1	18,1	19,2	18,1	13,5	13,5	14,4
14,3	18,1	17,1	16,2	15,3	21,2	16,2	19,2	18,1	16,3
15,1	14,5	13,5	13,5	17,1	16,2	18,2	17,1	19,3	21,1
14,3	16,1	15,2	13,5	14,3	14,2	14,1	14,3	15,3	16,2



Fuente: El Autor

Tabla 6-54 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 105 QUINTALES DE MOROCHO EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,5	14,2	19,1	16,2	16,1	14,2	13,5	17,3	19,2	16,1
19,2	18,2	14,5	16,3	19,1	20	17,3	14,1	16,3	18
13,5	17,1	16,3	16,1	19,2	18	19,3	14,4	15,4	19,1
14,2	15,1	16,3	18,1	21	21,1	15,1	15	16,1	17,2
13,2	14,1	16,2	15,3	14,9	12,5	13,4	14,2	15,2	13,2
17,2	13,2	14,1	17,2	13,3	15,1	14,2	16,1	13,2	12,3
14,3	14,1	15,1	13,2	11,1	14,2	16,1	17,1	14,1	18,1
16,1	11,2	12,2	13,1	15,3	13,2	15,1	13,2	14,2	15,3
14,3	15,1	13,2	12,1	14,3	13,3	15,2	13,2	13,1	14,1
18	11,5	12,4	16	14,3	12,3	16,1	15,1	12,3	15,1
14,2	15,2	14,2	16	12,3					

Fuente: El Autor

Tabla 6-55 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 10 QUINTALES DE ARROZ EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
8,1	7	6,5	7,1	7,3	8	6,5	7,3	7,1	7



Fuente: El Autor

Tabla 6-56 Datos por quintal

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO									
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA									
TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 310 QUINTALES									
DE CEBOLLA EN LA EP - EMA									
DATOS POR QUINTAL (s)									
14,1	15	14,1	16,2	17,1	16,1	17,1	18,2	14,3	18,2
17,1	14,1	18,2	17,1	18,2	17,1	16,2	14,2	15,3	15,1
14,3	15,1	16,1	17,1	17,1	13,3	15,1	18,2	17,1	13,2
15,1	14,3	17,1	15,1	18,2	17,1	15,4	16,2	18,2	15,2
16,1	18,2	16,3	15,2	14,1	15,1	17,1	18,2	17,2	18,2
17,1	15,2	18,2	17,1	18,2	17,1	18	16,3	15,1	17,3
15,3	15,1	15,1	16,3	17,1	14,3	16,3	17,1	16,3	15,1
14,3	16,1	17,1	14,3	18,2	15,1	15,3	17,1	18,2	15,3
14,1	17,1	16,3	16,3	14,2	16,1	17,3	18,2	16,5	17,1
14	18,2	15,1	15,2	17,1	15,1	16,3	14,4	15,1	18
15,1	18	17,1	18,2	16,3	13,1	18,2	17,1	16	17,3
16,1	15,1	15,1	15,1	18	13	17,1	16,4	18,2	15,4
17,1	17,1	16,2	15,1	16,3	16,2	19	15,1	17,2	18
17,2	15,3	14,3	14,3	17,1	15,2	18,2	15,3	17,1	18,2
16,3	15,1	17,1	15,1	15,1	15,1	17,1	16,2	16,3	17,3
16,4	15,1	16,3	15,1	16,2	17,1	15,1	16,3	17,1	15,1
14,3	16,2	15,3	16,3	16,2	16,3	16,2	14,3	15,1	16,2
14,5	14,5	16,3	15,1	17,3	16,2	17,1	15,1	17,1	18
18	15,1	17,1	17,2	17,1	15,1	16,2	16,2	18	18,2
17,1	16,2	16,1	15,1	14,1	17,1	18	17,3	15,4	17,1
16,2	14,3	16,2	16,2	15,1	16,2	17,1	15,1	16,3	14,1
15,1	17,1	18,2	18	16,2	16,3	18	16,2	15,3	17,1
14	14,1	14,2	16,3	17,1	18	17,1	14,2	18,2	17,4
14,2	16,3	15,1	18	16,2	16,2	15,1	17,1	13,4	18,1
14,3	14,4	17,1	15,1	17,1	18	18,1	16,3	14,2	15,1
14,1	17,1	16,2	17,1	14,2	16,2	17,1	15,1	14,3	16,3
14	15,1	15,4	16,2	15,1	19	18,2	16,3	18,2	17,1
15,1	18	16,3	17,1	16,3	16,2	15,1	15,1	16,2	16,3
14,3	17,1	16,1	18,2	16,3	14,3	18,2	16,2	17,1	17,1
14,1	16,2	17,2	16,2	15,2	18,2	15,1	17,2	16,3	18,2
16,2	15,1	18,2	17,1	14,1	14,3	15,1	17,2	16,3	17,3



Fuente: El Autor

Tabla 6-57 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 145 QUINTALES DE PAPAS EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
14,2	13,3	12,4	15,4	16,1	17,1	17,1	17,3	18	13,2
14,1	12,3	12,5	12,5	13,2	15,2	14,1	13,2	15,2	14,3
14,1	14,3	12,5	13,1	13,1	17,1	12,1	13,1	12,3	13,1
14	13,4	12,5	13,1	12,1	13,1	14,5	13,1	14,2	13,1
14,1	13,1	15,1	16,2	17	16,3	16,2	17,1	18	15,3
16	14,5	15,1	14,1	12,1	14,2	13,1	13,4	14,3	15,1
13,2	13,2	14,1	14,3	16,1	17	12,5	14,2	14,1	16,1
17,1	16	12,1	14,2	13,1	12,1	13,2	17	14,3	13
15,1	12,3	13,4	15,1	16,1	17,1	18	12,4	13,2	15,1
16,1	16	15,1	15,4	15	15,4	17,2	17,1	15,2	14,1
14,3	13,2	14,1	12,3	16	15,1	13,2	12,3	15,1	17,1
13,2	14,2	12,3	12,5	14,1	12,1	13,2	12,5	13,2	18,3
12,3	12,3	11,5	13,4	15,2	14,1	14,5	13,1	14,2	14,1
15,2	14,5	14,1	14	15,1	16,1	13,2	12,1	13,1	12,4
16	13,2	15,1	14,1	14,2					



Fuente: El Autor

Tabla 6-58 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 92 QUINTALES DE SEMILLA DE PAPA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,2	14,1	15,2	16,2	17,1	14,1	12,1	13,1	14,2	15,5
11,2	12,3	15,2	18	14,1	13,1	12,1	14,5	13,2	17,1
12,3	17,2	13,5	16,3	14,5	12,1	13,4	14,1	16,1	17,2
16,2	15,6	16	11,5	15,2	15,1	13,1	15,1	12,1	18
13,5	14,2	15,3	12,5	16,2	12,1	12,5	13,1	13,4	15,1
15,1	17	12,3	15,3	15,2	17,2	16,1	13,2	12,4	15,3
12,3	12,4	15,3	14,1	14,2	16,1	14,2	14,5	16,3	16
12,1	14,2	16,1	12,1	13,2	14,1	15,1	13,2	15,1	17,1
14,2	13,5	17	12,5	13,2	12,5	16,2	15,2	14,2	13,2
15,1	16,3								



Fuente: El Autor

Tabla 6-59 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 75 QUINTALES DE MAÍZ SECO EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,4	12,3	15,2	16,1	17,2	13,4	12,2	14,1	13,2	15,1
12,3	15,1	17,1	13,1	14,1	13,2	13,1	13,5	14	15,1
13,1	14,1	15,3	12,3	14,1	11,5	14,3	12,4	13,1	13,4
12,1	13,1	14,5	12,3	12,3	14,1	16,1	13,1	13	14,1
14,1	12,3	13,4	15,1	14,1	15,1	16,2	12,1	14,2	13,2
13,1	12,4	15,1	13,1	14,2	16,1	13,2	12,1	14,1	15,2
13,1	12,3	15,1	14,1	13,1	12,5	14,3	16,1	15,2	13,4
15,1	14,2	12,3	12,3	14,1					



Fuente: El Autor

Tabla 6-60 Datos por quintal

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE 32 QUINTALES DE ARVEJA EN LA EP - EMA								
		DATOS POR QUINTAL (s)								
10,2	10,4	10,4	11,2	10,5	10,2	14,1	12,3	11,3	10,4	
11	9,5	10	10,3	10,5	9,2	15,1	11,2	10,4	12,3	
13,1	12,3	14,1	12,5	11,2	10,2	13,2	12,3	12,1	13,1	
12,1	13,5									



Fuente: El Autor

Tabla 6-61 Datos por quintal

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE 8 QUINTALES DE LIMÓN EN LA EP - EMA								
		DATOS POR QUINTAL (s)								
9,1	10,1	9,2	9,5	8,5	11,2	9	10			



Fuente: El Autor

Tabla 6-62 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 110 QUINTALES DE CEMILLA DE PAPA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
12,2	13,2	15,1	13,2	14,4	13,2	18,1	12,3	12,3	15,1
15,1	16	12,2	13,1	14,1	12,3	11,2	13,4	16,1	14,5
18,1	17,2	16,1	13,2	15,3	14,1	13,2	15,1	11,2	12,1
13,4	12,3	16,3	15,5	16,1	14,3	14,3	15,2	14,3	13,2
11,5	12,3	15,1	12,3	13	13,1	13,4	15,4	16,1	15,4
16,1	17,2	18	13,4	19	19,1	18,5	14,2	14,3	12,3
12,3	16,1	11,2	12,3	14,2	11,2	13,2	12,2	13,2	15,2
11,2	13,4	12,3	15,2	16,1	13,2	14,2	15,1	16,3	14,2
15,1	15,2	16,1	12,3	12,1	16,1	14,2	13,2	14,2	15,1
11,2	15,2	11,3	12,3	13,2	12,1	13,1	12,3	17,1	16,1
14,3	13,2	16,1	17,1	12,3	15,1	17,1	19,1	18,2	19,3



Fuente: El Autor

Tabla 6-63 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE 80 QUINTALES DE ARROZ EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,4	11,2	14,5	16,1	13,2	15,1	16,1	13,2	12,3	14,1
12,1	13,4	11,1	13,2	16,2	16	15,2	14,1	13,5	14,3
12,3	11	14,2	12,3	14,5	12,3	15,1	17,1	13,1	16,1
12,3	13,2	14,1	13,5	14,3	14,2	13,2	15,3	15,1	16,1
13,2	12,3	14,5	12,3	12,3	16,1	17,1	14,3	15,2	12,1
12,1	13,1	14,2	14,1	12,1	16,1	17,2	12,3	12,1	12,1
13,1	12,4	13,1	14,2	13,5	15,4	15,1	13,2	14,1	13,2
14,1	15,2	14,2	13,4	16,1	17	18,1	19,1	13,4	14,1



Fuente: El Autor

Tabla 6-64 Datos por quintal

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO								
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE 10 QUINTALES DE MOROCHO PARTIDO EN LA EP - EMA								
DATOS POR QUINTAL (s)									
9,3	9,4	10,2	10,1	10	12,1	11,1	8,5	9	8,3



Fuente: El Autor

Tabla 6-65 Datos por quintal

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO								
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 130 QUINTALES DE CEBOLLA IMPORTADA EN LA EP - EMA								
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,2	14,4	12,3	11,4	16,2	17,1	12,1	13,4	12,1	13,4
13,5	14,1	14,3	15,2	16,1	14,3	13,1	17,1	15,1	14,2
11,2	13,2	12,1	15,1	13,1	14,1	12,3	11,5	14,1	17,1
12,1	13,5	14,3	12,1	12,3	14,5	18,1	15,1	12,1	13,1
12,3	12,1	13,2	14,5	12,5	12,3	12,1	11,2	11	14
16,2	12,3	13,1	11,5	12,1	13,2	16	13,1	14,1	12,1
14,1	13,1	15,1	12,3	12,1	12,1	12,4	11,4	11,1	12,3
16,2	12,1	14,5	13,1	11,2	18,1	17	16	13,4	13,3
10,4	10,5	11,3	14,4	14,5	13,2	14,1	17,1	12,3	11,2
11	12,1	13,4	12,1	15,2	11,3	12,1	15,2	16,1	12,1
14	14,2	14,1	14,3	15,6	15,6	17,2	13,1	12,1	13,5
13,5	13,1	13,2	18,1	19	12,1	12,4	15,1	12,3	12,2
18	17,1	14,5	12,3	13,4	11,2	12,1	11,2	11,2	11,4



Fuente: El Autor

Tabla 6-66 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 118 QUINTALES DE CEBOLLA IMPORTADA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
15,1	12,3	14,2	15,1	16	15,4	15,3	15,3	15,1	15
14,1	16,1	12,1	14,3	14,2	12,3	13,5	14,1	14,2	14,2
16,1	14,3	13,2	14,1	13,2	15,2	16,2	12,5	15,3	16
17,1	14,2	13,2	14,5	16,1	14,2	11,2	13,1	12,2	13,4
15,1	13,2	13,5	14,2	13,2	15,1	13,1	12,5	14,1	15,1
14,2	13,2	18	16,1	15,1	13,1	12,1	14,2	12,3	17
13,1	12,1	14,2	12,3	13,1	14,2	15,2	17,1	18,1	17,2
14,3	12,5	15,2	11,5	12,1	13,2	14	14,3	14,1	14,3
12,5	13,2	15,2	15,2	18	17,3	16,2	15,1	17,1	15
13,4	14,3	12,5	12,5	13,1	13,5	15,1	14,2	13,2	14,5
14,1	14,5	12,3	13,4	13,4	12,5	14,1	13,1	12,5	14,1
14	13,2	15,1	16,2	17,3	18	14,2	13,2		



Fuente: El Autor

Tabla 6-67 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 60 QUINTALES DE ZANAHORIA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
12,5	14,3	15,1	12,3	16,1	14,2	17,1	14,2	15,2	13,4
16	14,1	14,2	14,3	14,5	13,2	15,2	15,3	15,5	15,1
13,2	14,5	12,5	13,1	11,2	12,1	11,5	12,1	13,1	17,1
14,2	14,1	15,1	13,1	10,5	11,1	13,1	15,1	17,2	12,3
17,1	12,5	15,3	12,5	13,2	14,2	13,2	12,3	13,2	11,5
17,1	13,2	14,5	14,5	12,4	12,5	14,1	12,1	15,2	12,3



Fuente: El Autor

Tabla 6-68 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 65 QUINTALES DE AZUCAR EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
15,4	13,5	12,5	16,2	13,4	13,1	13,2	13	14,2	15
16,1	13,5	11,5	15,1	12,4	14,1	13,2	15,1	15,3	16,1
12,3	13,1	14,2	11,2	12,1	13,2	14,5	14,2	13,1	13,4
10,5	14,2	13,2	15,1	14,1	11,5	12,1	12,2	13,4	14,2
12,3	11,4	11,1	10,5	14,2	13,2	11,2	14,2	12,1	14,1
13,2	12,1	11,5	12,1	11,1	11,3	12,3	14,3	15,1	12,3
14,1	13,2	13,1	13,5	13,1					



Fuente: El Autor

Tabla 6-69 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 152 QUINTALES DE PAPA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
11,5	13,2	14,1	12,4	11,5	16,1	15,2	17,1	12,5	13,2
14,2	12,5	14,1	14,2	12,5	14,2	12,3	14,5	13,1	12,1
11,3	13,2	11,2	12,3	14,2	15,2	15,2	14,1	13,5	12,1
15,1	15,2	17,1	13,2	14,2	13,1	17	16,1	11,5	12,1
13,4	15,1	12,3	12,1	14,2	12,1	13,2	17,1	13,2	11,5
12,4	13,2	11,5	12,2	13,1	11,4	11,5	11,3	12,5	17,1
13,2	13,1	14,2	15,2	12,1	13,1	14,2	12,1	13,1	15,1
11,2	13,2	12,1	15,1	13,1	12,1	14,3	15,2	13,1	12,1
13,1	12,1	13,2	12,4	12,3	14,5	12,4	17,2	14,2	16,1
14,2	13,2	15,1	13,2	11,5	12,1	12,3	16,2	14,1	14,2
15,1	13,1	17,1	15,1	11,5	12,1	13,2	13,2	15,2	13,1
13,4	14,2	18	14,2	15,2	13,2	14,2	18	12,1	15,1
12,3	15,2	13,2	14,2	15,2	14,1	13,2	16,1	13,2	12,5
12,5	14,2	13,1	12,4	13,2	12,3	14,1	15,3	14,2	12,1
12,1	12,3	12,5	15,2	13,1	13,2	12,1	14,1	16,1	15,3
13,1	13,4								



Fuente: El Autor

Tabla 6-70 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 100 QUINTALES DE ARROZ EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
14,2	15,1	14,3	12,1	15,1	13,2	12,1	15,1	16,1	17,1
16,2	14,1	12,1	13,2	12,1	17,1	15,1	13,5	13,2	13,2
17,2	16,2	17,2	15,2	13,1	12,1	15,2	17,1	12,5	12,1
15,3	12,1	12,1	14,2	12,3	14,2	15,3	16,2	11,5	14,3
15,1	13,2	14,4	16,1	17,2	15,1	16,2	17,1	12,1	15,2
14,1	14,2	13,5	12,3	18	17,2	15,1	15,4	12,3	17,2
13,2	15,1	13,2	15,2	12,4	13,1	13,5	14,2	15,2	13,1
12,3	12,3	12,3	14,2	12,1	16,3	12,5	13,1	12,3	13,1
12,5	13,1	13,3	14,5	15,1	16,1	17	13,2	14,1	14,2
14,5	16,1	17,1	15,3	15,2	16,1	15,1	14,3	11,5	12,3



Fuente: El Autor

Tabla 6-71 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE DESEMBARQUE DE 25 QUINTALES DE MOROCHO EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
12,3	14,3	14,5	15,1	12	13,2	12,1	12,3	14,2	16,1
12,3	11,1	12,1	11	13,1	11,5	12,1	11	12,1	13,1
14,2	13,5	10,5	14,2	12,1					

Fuente: El Autor

Tabla 6-72 Datos por quintal

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA TIEMPO DE EMBARQUE DE 92 QUINTALES DE SEMILLA DE PAPA EN LA EP - EMA 									
DATOS POR QUINTAL (s)									
13,2	14,1	15,2	16,2	17,1	14,1	12,1	13,1	14,2	15,5
11,2	12,3	15,2	18	14,1	13,1	12,1	14,5	13,2	17,1
12,3	17,2	13,5	16,3	14,5	12,1	13,4	14,1	16,1	17,2
16,2	15,6	16	11,5	15,2	15,1	13,1	15,1	12,1	18
13,5	14,2	15,3	12,5	16,2	12,1	12,5	13,1	13,4	15,1
15,1	17	12,3	15,3	15,2	17,2	16,1	13,2	12,4	15,3
12,3	12,4	15,3	14,1	14,2	16,1	14,2	14,5	16,3	16
12,1	14,2	16,1	12,1	13,2	14,1	15,1	13,2	15,1	17,1
14,2	13,5	17	12,5	13,2	12,5	16,2	15,2	14,2	13,2
15,1	16,3								

Fuente: El Autor

ANEXO IV

- **UNOFFICIAL TRANSLATION** -

GERMAN STANDARD

August 2002

	Continuous conveyors Belt conveyors for loose bulk materials Basics for calculation and dimensioning	DIN 22101
--	---	--------------

ICS 53.040.10

Supersedes
DIN 22101:1982-02

Continuous conveyor – Belt conveyors for loose bulk materials
Basics for calculation and dimensioning



TAKRAF

Printouts from digital database of

TAKRAF GmbH

Reproduction in accordance with DIN Instruction Sheet No. 7.

For information only! Without amendment service!

Continued on
pages 2 to 51

Mining Standards Committee (FABERG) of DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

Mechanical Engineering Standards Committee (NAM) of DIN

© Din Deutsches Institut für Normung e.V. Reproduction, even in parts, only with the explicit permission of the DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin. Sole sale rights of German Standards (DIN-Normen) are with Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin

Ref. No. DIN 22101:2002-08
Price group 17 Sales No. 0017

Contents

	Page
Preface	4
1 Scope of application	4
2 Referenced standards	4
3 Concepts	5
4 Symbols and units	5
5 Volume flow and mass flow	10
6 Resistance to motion and required power for steady operating condition	12
6.1 General	12
6.2 Primary resistances	13
6.2.1 General	13
6.2.2 Determination of primary resistance	13
6.2.3 Determination of a hypothetical friction coefficient f	13
6.3 Secondary resistances	15
6.3.1 General	15
6.3.2 Determination of individual secondary resistances	15
6.3.3 All-inclusive calculation of secondary resistances	17
6.4 Gradient resistance	17
6.5 Special resistance	17
6.5.1 General	17
6.5.2 Determination of individual special resistance	18
7 Design and layout of the drive system	19
7.1 General	19
7.2 Location of the drive units, size and number of drive motors	19
7.2.1 General	19
7.2.2 Horizontal and slightly inclined installations	19
7.2.3 Uphill conveying installations	20
7.2.4 Downhill conveying installations	20
7.2.5 Installations with downhill and uphill sections	20
7.3 Starting, stopping and holding	21
7.3.1 Starting	21
7.3.2 Stopping and holding	21
8 Belt tensions and take-up forces	22
8.1 General	22
8.2 Required belt tensions	23
8.2.1 General	23
8.2.2 Minimum belt tensions required for the transmission of pulley peripheral forces	23
8.2.3 Minimum belt tensions required for the limitation of the belt sag and for correct belt guiding	24
8.3 Local belt tension variations in top belt and return belt	25
8.3.1 General	25
8.3.2 Steady operating condition	25
8.3.3 Non-steady operating conditions	25
8.4 Take-up forces and take-up distance	26
8.5 Local belt tensions in the upper and lower strand	28
8.5.1 General	28
8.5.2 Non-steady operating conditions	28
8.5.3 Steady operating condition	28

	Page	
9	Distribution of belt tensions across the belt width	29
9.1	General	29
9.2	Transition curves	29
9.2.1	General	29
9.2.2	Distribution of belt tensions for textile conveyor belts	30
9.2.3	Distribution of belt tension for steel cord conveyor belts	31
9.3	Curves	32
9.3.1	Horizontal curves	32
9.3.2	Vertical curves	32
10	Design and layout of the conveyor belt	34
10.1	General	34
10.2	Design and layout of the tension member	34
10.3	Design and layout of the cover layer	37
11	Minimum pulley diameter	38
12	Design and layout of transition curves and vertical curve radii	39
12.1	General	39
12.1.2	Determination of the minimum transition length	40
12.2.1	General	40
12.2.2	Conveyor belts with textile plies	40
12.2.3	Steel cord conveyor belts	40
12.3	Determination of the minimum radius of vertical curves	41
12.3.1	General	41
12.3.2	Convex curves	41
12.3.3	Concave curves	41
13	Dimensioning of turnovers	41
Appendix A (for information) Notes		43
Appendix B (for information) Explanations on international standards		48
References		50

Preface

This standard has been prepared by a working group of the working committee “Conveyor Belts” of the Mining Standards Committee (FABERG).

Appendices A and B are provided for information. Cited appendices are for informational purposes.

This standard relates to the standards ISO 5048:1989, ISO/DIS 3870:1996, ISO 5293:1981, ISO 3684:1990 issued by the International Organisation for Standardization(see appendix B).

Amendments

In comparison with DIN 22101:1982-02, the following amendments have been incorporated:

- a) consideration of the resistance to motion and required power ;
- b) altered approach on hypothetical friction coefficients;
- c) introduction of the determination of width-related distribution of belt tensions;
- d) introduction of a restricted consideration of non-steady operating conditions
- e) recalculation of safety factors for the design and layout of conveyor belts;
- f) complete revision of the contents of the standard document;
- g) updated list of cited standards;
- h) editorial revision of the standard document.

Previous editions

DIN BERG 2101 Part 1:1933-07

DIN BERG 2101 Part 2:1933-07

DIN BERG 2101 Part 3:1933-07

Din 22101: 1942-02, 1982-02

1 Scope of application

This standard contains the fundamentals for the design and layout of belt conveyor installations for bulk materials. Proceeding from this standard document, major requirements applicable to belt conveyor components such as drives, brakes and take-up devices may be specified for particular conveying conditions. The standard also gives a description of the design and dimensioning of the conveyor belt.

2 Referenced standards

This standard includes dated and undated references to standard specifications from other publications. References from the documents below are cited in the respective passages. Subsequent amendments or revisions of published dated references shall be considered as belonging to this standard only if incorporated by amendment or revision. Undated references shall be applicable in their latest published version (including amendments).

DIN 15207-1, Continuous conveyors – Carrying idlers for belt conveyors – Main dimensions for bulk material idlers.

DIN 22102-1, Conveyor belts with textile plies for bulk materials – Dimensions, requirements, identification.

DIN 22102-3, Conveyor belts with textile plies for bulk materials – Permanent belt splices.

DIN 22107, Continuous conveyors – Carrying idler configuration for bulk conveyors – Main dimensions.
DIN 22109-1, Conveyor belts with textile plies for hard coal mining – Single ply PVG and PVC conveyor belts for underground mining application – Main dimensions, requirements.
DIN 22109-2, Conveyor belts with textile plies for hard coal mining – Double ply rubber or PVC belts for underground mining applications – Main dimensions, requirements.
DIN 22109-4, Conveyor belts with textile plies for hard coal mining – Double ply rubber belts for surface mining applications – Dimensions, requirements.
DIN 22110-3, Test procedure for conveyor belt splices – Determination of the endurance limit of conveyor belt splices (fatigue test).
DIN 22112-1, Belt conveyors for underground coal mining – Carrying idlers – Part 1: Dimensions.
DIN 22112-2, Belt conveyors for underground coal mining – Carrying idlers – Part 2: Requirements.
DIN 22121, Conveyor belts with textile plies for hard coal mining – Permanent belt splices for single ply or double ply conveyor belts – Dimensions, requirements, identification.
DIN 22129-1, Steel cord belts for underground hard coal mining – Dimensions, requirements.
DIN 22129-4, Steel cord belts for underground hard coal mining – Belt splices – Dimensions, requirements.
DIN 22131-1, Steel cord belts for general handling technology – Dimensions, requirements.
ISO 3684 : 1990-3, Conveyor belts – Determination of minimum pulley diameters.

3 Concepts

This standard shall be applicable within the definition of the following concept:

3.1

Belt conveyor

Continuous belt conveyors for bulk materials with circulating conveyor belts which feature tension members of textile or steel cord ply and cover layers of rubber or plastic (e.g. in accordance with DIN 22101-1, DIN 22109-1, DIN 22109-2, DIN 22109-4, DIN 22129-1 and DIN 22131-1) supported on carrying idlers (e.g. in accordance with DIN 15207-1, DIN 22112-1 and DIN 22112-2) and driven or braked by friction grip via pulleys and driving belts where appropriate (arrangement of the carrying idlers e.g. in accordance with DIN 22107).

4 Symbols and units

Table 1 – Symbols and units

Symbol	Meaning	Unit
<i>A</i>	Cross section of fill	m ²
<i>A</i> ₁	Partial cross section of slope above water fill	m ² (mm ²) ^{a)}
<i>A</i> ₂	Partial cross section with $\beta=0$ (water fill)	m ² (mm ²) ^{a)}
<i>A</i> _{Gr}	Efficient contact area between belt cleaner and belt	mm ²
<i>B</i>	Belt width	mm ²
<i>C</i>	Coefficient for all-inclusive consideration of secondary resistances	-

Table 1 (continued)

Symbol	Meaning	Unit
D_{TR}	Pulley diameter	mm
E_{LGk}	Modulus of elasticity of all load-carrying belt plies (belt core) related to the width of the belt	N/mm
F_a	Portion of belt tension caused by acceleration/deceleration	N
F_{Auf}	Inertia resistance and frictional resistance between material conveyed and belt at the feeding point	N
F_E	Indentation rolling resistance	N
F_{Ga}	Resistance of material transfer devices arranged in the stretch of the installation	N
F_{Gb}	Bending resistance of conveyor belt	N
F_{Gr}	Friction resistance resulting from belt cleaners	N
F_H	Total of primary resistances of upper strand and lower strand	H
F_N	Total of secondary resistances	N
F_R	Running resistance of carrying idlers	N
F_{Rst}	Camber resistance	N
F_S	Total of special resistances	N
F_{Sch}	Frictional resistance between material conveyed and lateral chutes outside the acceleration zone of feeding points	N
F_{Schb}	Frictional resistance between material conveyed and lateral chutes in the acceleration zone of a feeding point	N
F_{Sp}	Tension at the axis of the take-up pulley	N
F_{St}	Total gradient resistance	N
F_T	Local belt tension (strand tension)	N
F_{Tm}	Mean belt tension of upper strand and lower strand	N
ΔF_{Tm}	Difference between mean belt tension F_{Tm} and belt tension minimum $F_{T,min}$	N
F_{Tr}	Total of driving forces on pulley periphery	N
F_{T1}	Maximum belt tension (strand tension) at drive pulley	N
F_{T2}	Minimum belt tension (strand tension) at drive pulley	N
F_W	Total resistance to motion of upper and lower strand in steady operating condition	N
H	Lift of the conveyor ($H>0$ for uphill conveying, $H<0$ for downhill conveying)	m
I_m	Mass flow	kg/s
$I_{m,N}$	Nominal mass flow	kg/s
I_V	Volume flow	m ³ /s
$I_{V,N}$	Nominal volume flow	m ³ /s
L	Axial distance	m
P_W	Total power required on the periphery of drive pulley(s) in steady operating condition due to motional resistance	kW
P_M	Total power of driving motors	kW
$P_{M,N}$	Nominal drive motor capacity	kW
R_a	Radius of concave vertical transition curve	m (mm) ^{a)}
R_e	Radius of convex vertical transition curve	m (mm) ^{a)}

Table 1 (continued)

Symbol	Meaning	Unit
S_0	Belt safety factor taking into account the splicing conditions	-
S_1	Belt safety factor taking into account the expected service life and operating loads	-
a	Acceleration or deceleration	m/s^2
b	Usable belt width	mm
b_s	Belt portion on wing roller (applicable to 2-part and 3-part troughed idlers)	m
b_{Sch}	Clear width between chutes	m
c_R	Coefficient for the calculation of the masses of carrying idlers related to their periphery	-
c_{Rank}	Rankine factor	-
c_{Rst}	Coefficient for the calculation of camber resistance	-
c_{Schb}	Coefficient for the taking into overall account of additional resistance between material conveyed and lateral chutes in the feeding zones caused by dynamic pressure of the mass flow fed in	-
c_{Tr}	Coefficient for the determination of the minimum pulley diameter	-
$c_{\text{Ü}}$	Coefficient for the determination of the transition length	-
d_{Ab}	Cleaner blade thickness	mm
d_{Gk}	Thickness of longitudinal tensile member (without e.g. upper warp and weft)	mm
e	Base of natural logarithms ($e = 2.71828\dots$)	-
e_K	Distance from the centre line of belt plies at the edge of the belt to the neutral axis of the belt	mm
e_M	Distance from the centre line of belt plies at the centre of the belt to the neutral axis of the belt	mm
f	Hypothetical friction coefficient	m/s^2
g	Acceleration due to gravity ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)	M
h	Height difference of a part section	-
h_{rel}	Maximum belt sag, related to the distance between carrying idler centres	Mm
$h_{K,0}$	Distance from the belt edge to the deepest level of the trough	Mm
$h_{K,1}$	Distance from the belt edge to the pulley surface level	Mm
h_{Tr}	Lift of the pulley in the transition zone above the deepest level of the trough	N/mm
k	Belt tension related to belt width	N/mm
k_K	Belt tension related to belt width at the belt edge	N/mm
k_M	Belt tension related to belt width in the middle of the conveyor belt	N/mm
k_N	Nominal rupture force of the belt related to belt width	N/mm
k_t	Reference endurance strength of the belt splice	N/mm
$k_{t,\text{rel}}$	Relative endurance strength of the belt splice	-
Δk	Difference between width-related belt tension at the edges and in the middle of the conveyor belt	N/mm
L	Length of a part section	m
l_b	Length of the acceleration path in the feeding zone	m

Table 1 (continued)

Symbol	Meaning	Unit
l_k	Length of the belt edge in the transition zone	m
l_M	Length of the shell of the central idler in a 3-part carrying idler arrangement	mm (m) ^{a)}
l_{Sch}	Length of lateral chutes	m
Δl	Elongation of belt in the part section of length l	m
l_R	Distance between carrying idler centres	m
$l_{\ddot{u}}$	Length of transition zone	m
$L_{\ddot{u},c}$	Reference length of the transition zone for steel cord conveyor belts	m
l_W	Length of belt turnover	m
Σm	Total of translatorially moving masses, non-driven and non-braked rotating masses related to their periphery	kg
m_G	Line load resulting from the conveyor belt	kg/m
m_L	Line load resulting from the material conveyed assuming a uniform load distribution across the entire conveying path	kg/m
m_{LN}	Line load resulting from nominal load	kg/m
m_R	Line load resulting from rotating idler parts	kg/m
n	Number of part sections of one conveyor	-
p_{Gr}	Pressure between belt cleaner and belt	N/mm ²
p_A	Start up factor related to the drive pulley: ratio of the peripheral force occurring at the pulley $F_{Tr,A,max}$ in the start up phase and the force $F_{W,max}$ decisive for the dimensioning of the conveyor	-
$p_{A,0}$	Start up factor related to the drive: ratio of the drive torque resulting from the effective drive characteristic during the start up phase of the conveyor and the nominal motor torque corresponding to the installed motor power $P_{M,inst}$	-
p_B	Braking factor related to the brake drum: ratio of the peripheral force occurring at the brake drum $F_{Tr,B}$ and the force $F_{W,max}$ decisive for the dimensioning of the conveyor	-
$p_{B,0}$	Brake related deceleration factor: ratio of brake the torque resulting from the brake characteristic and nominal motor torque corresponding to the installed motor power $P_{M,inst}$	-
q	Coefficient for the determination of primary resistance	-
s_B	Braking distance	m
s_{Sp}	Take-up pulley travel	m
t_B	Braking time	s
v	Conveying speed	m/s
v_0	Feeding (advance) speed in the direction of conveying	m/s
z_L	Number of belt plies	-
z_M	Number of motors installed	-
z_R	Number of carrying idlers in one part section (upper strand or lower strand)	-
$z_{R,st}$	Number of carrying idlers of one part section (upper or lower strand) set at a tilt	-
α	Angle of pulley belt wrap	° or rad
β	Equivalent angle of slope for the calculation of partial cross-section A_{1th}	°
β_{dyn}	Actual dynamic angle of slope of the material conveyed	°

Table 1 (continued)

Symbol	Meaning	Unit
δ	Conveyor slope angle ($\delta > 0$ for uphill conveying, $\delta < 0$ for downhill conveying)	°
ε	Angle of tilt of the carrying idlers	°
$\Delta\varepsilon_K$	Additional elongation (pos. or neg.) at the edge of the belt on concave or convex transition curves	-
$\Delta\varepsilon_{K00}$	Limiting value of $\Delta\varepsilon_K$ at the centre of very long transition curves	-
$\Delta\varepsilon_M$	Additional elongation (pos. or neg.) at the centre of the belt on concave or convex transition curves	-
$\Delta\varepsilon_M$	Limiting value of $\Delta\varepsilon_M$ at the centre of very long transition curves	-
$\Delta\varepsilon_{M00}$	Difference of elongation at the belt edge and at the centre of very long transition curves	-
η_{ges}	Overall efficiency of all transmission members between motor shaft and pulley shaft	-
λ	Trough angle of the conveyor belt in the upper strand or lower strand	°
μ	Friction coefficient between belt and pulley	-
μ_1	Friction coefficient between belt and material conveyed	-
μ_2	Friction coefficient between material conveyed and lateral chutes	-
μ_3	Friction coefficient between belt and carrying idler	-
μ_4	Friction coefficient between belt and belt cleaner	-
ρ	Bulk density of material conveyed	kg/m ³
φ	Effective filling ratio	-
φ_{Betr}	Filling ratio corresponding to the operating conditions of the conveyor	-
φ_{St}	Reduction factor of filling ratio for the theoretical total cross section A_{th} in case of inclined installations	-
$\varphi_{st,1}$	Reduction factor of filling ratio for the theoretical partial cross-section A_{th} in the case of inclined installations	-
a) In some formulas these variables are used with the unit mentioned in brackets.		

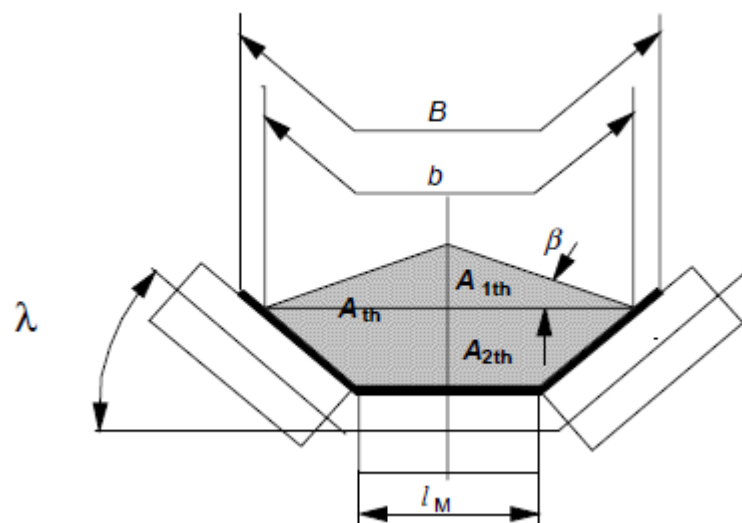
Table 2 – Subscript

Subscript	Meaning
A	during starting
B	during stopping
A	non-steady operating condition (acceleration, deceleration)
eff	effective
erf	required
i	running subscript of the belt strand sections
j	running subscript of the belt deflection points
inst	installed
max	maximum
min	minimum
o	upper strand
red	reduced
th	theoretical
u	lower strand
*	running subscript for the identification of operating conditions

5 Volume flow and mass flow

The maximum volume flow and mass flow of a belt conveyor installation shall be determined by the potential cross section of fill, and the latter is dependent on the dynamic angle of slope of the material conveyed and on the feeding conditions, amongst other factors.

For the calculation of the maximum volume flow and mass flow, a simple equivalent geometrical cross section needs to be found. This theoretical cross section A_{th} is calculated from the shape of the conveyor belt on the carrying idlers and from the shape of the slope formed by the material conveyed. Figure 1 shows the cross section of a belt supported by a troughed 3-part carrying idler arrangement.



Picture 1 – Theoretical cross section of fill in the case of horizontal conveying and 3-part carrying idler arrangement

The theoretical cross section of fill is dependent on the length of the carrying idlers and on their arrangement (through angle), useful belt width b and equivalent slope angle β describing a cross section of exactly the same surface area as the actual one. In this case, the useful belt width b shall be calculated as follows dependent on the belt width B :

$$B \leq 2000\text{mm} \quad b = 0.9 \times B - 50 \text{ mm} \quad (1)$$

$$B > 2000\text{mm} \quad b = B - 250 \text{ mm} \quad (2)$$

The useful belt width of belt conveyors with horizontal curves and inclined idlers installed to stabilize the belt may appear to be smaller.

With 1-part, 2-part and 3-part carrying idler arrangements of horizontal belt conveyors the equivalent theoretical cross section of fill A_{th} of the real cross section of fill can be established proceeding from angle β as the sum of partial cross sections $A_{1,th}$ and $A_{2,th}$ (see [1], figure 1 and appendix A):

$$A_{1,th} = [l_M + (b - l_M) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\tan \beta}{4} \quad (3)$$

$$A_{2,th} = \left[l_M + \frac{b-l_M}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \frac{b-l_M}{2} \cdot \sin \lambda \quad (4)$$

The selection of an equivalent slope angle depends on the material to be conveyed as well as on the length of the conveying distance. In case of lacking experience in selecting an adequate slope angle, the following standard values can be applied:

The value will be $\beta = 20^\circ$ for materials with normal flow properties. Values $\beta = 20^\circ$ and smaller values down to $\beta = 0^\circ$ will be characteristic for almost liquid materials. Equivalent slope angles of more than 20° can be applied only in case of materials with high internal friction.

1-part and 2-part carrying idler arrangements shall be calculated applying a central roller length of $l_M = 0$.

The following parameters can be calculated proceeding from the theoretical cross section fill:

theoretical volume flow $I_{V,th} = A_{th} \cdot v \quad (5)$

proceeding from the effective filling ratio $\varphi = \varphi_{Betr} \cdot \varphi_{St}$

nominal volume flow $I_{V,N} = \varphi \cdot I_{V,th} \quad (6)$

nominal mass flow $I_{m,N} = \varphi \cdot \rho \cdot I_{V,th} \quad (7)$

line load resulting from nominal load $m'_{L,N} = \varphi \cdot \rho \cdot A_{th} \quad (8)$

The filling level φ_{Betr} depends on:

- properties of material conveyed
 - lumpy condition;
 - max. edge length;
 - dynamic angle of slope β_{dyn} (characterizing the actual dynamic property of the slope);
- operating conditions of the conveyor
 - uniform material feeding;
 - rectilinear belt travel;
 - available reserve capacity

The theoretical cross section fill can be utilized almost thoroughly ($\varphi = \varphi_{Betr} = 1$), if uniform feeding of material and straightforward belt movement is ensured.

The reduction factor φ_{St} takes into consideration that the partial cross section $A_{1,th}$ is reduced under downhill conveying conditions:

$$\varphi_{St} = 1 - \frac{A_{1,th}}{A_{th}} \cdot (1 - \varphi_{St,1}) \quad (9)$$

A properly aligned belt loaded with less lumpy material and $\delta_{max} \leq \beta_{dyn}$ can be calculated as follows:

$$\varphi_{s,1} = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta_{\max} - \cos^2 \beta_{\text{dyn}}}{1 - \cos^2 \beta_{\text{dyn}}}} \quad (10)$$

Applying the above equations (9) and (10) it must be noted that the angle of slope for downhill conveying cannot be higher than the actual dynamic angle of slope angle β_{dyn} (see also appendix A), and that only partial cross section $A_{2,th}$ is available for conveying.

6 Resistance to motion and required power for steady operating condition

6.1 General

The method described below for the determination of motional resistance and required power and the local belt tensions yields fairly realistic results for state-of-the-art technology, even complex conveyor installations and any imaginable operating conditions.

Experienced design engineers may simplify the calculation method for ordinary belt conveyors with manageable operating conditions not requiring a high degree of accuracy, provided that safety aspects will be met.

Prior to calculating the resistance to motion, individual base values must be estimated. These values shall be checked and corrected, if necessary, after completing the calculation. The calculation shall be repeated as many times as necessary to match the results with the input values.

In the steady operating conditions, forces resisting belt movement (resistance to motion) F_W are calculated by the summation of friction, weight and mass forces. Required power for the conveyor P_W is calculated as a product of both the so determined resistance to motion and the conveying speed.

$$P_W = F_W \cdot v$$

For the calculation of motional resistances, the following distinction is indispensable

- primary resistance F_H
- secondary resistance F_N
- gradient resistance F_{St}
- special resistance F_S

The sum of the above types of resistance to motion F_W is equal to the pulley peripheral force F_{Tr} to be transmitted to the belt:

$$F_W = \sum_{i=1}^n F_{W,i} + \sum_{j=1}^n F_{W,u,j} = F_H + F_N + F_{St} + F_S = F_{Tr} \quad (12)$$

The above resistance shall be established for individual sections. Each part section is characterized by constant parameters, e.g. conveyor inclination δ , hypothetical friction coefficient f and line load due to material to be conveyed m_L , and rotating parts for both the upper and lower strand. Hence it is advisable – particularly with regard to computer calculations – to assign a running subscript i to the start points and end points of all part sections of the conveyor installation, starting from the tail station towards the head station.

Upper strand values shall be identified by subscript *o*, lower strand values by subscript *u* (see figure 2). In order to maintain the assigned descriptions, belt deflection points and their parameters shall be identified by subscript *j* (see figures 2 and 5).

6.2 Primary resistances

6.2.1 General

Primary resistance occurs across the entire length of the conveyor stretch. The parameters of primary resistance shall be established for individual sections.

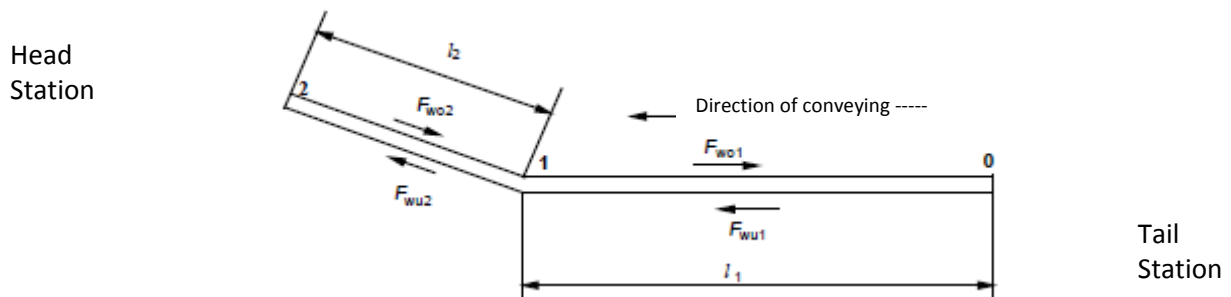


Figure 2 – Part sections and calculation of motional resistances for individual sections

6.2.2 Determination of primary resistance

Primary resistances $F_{H,i}$ of all part sections are to be established separately for the upper and lower strand of each individual part section, in a simplified manner assuming a linear relation between resistance and moved load:

$$F_{H,i} = l_i \cdot f_i \cdot g \cdot [m'_{R,i} + (m'_G + m'_{L,i}) \cdot \cos \delta] \quad (13)$$

The primary resistances of the upper strand part sections $F_{H,o,i}$ and lower strand part sections $F_{H,u,i}$ are indispensable for the determination of belt tensions (see 8.3).

The primary resistance of the conveyor can be calculated as follows:

$$F_H = \sum_{i=1}^n (F_{H,o,i} + F_{H,u,i}) \quad (14)$$

Primary resistances shall be calculated for the nominal loading range (filling ratio φ for range 0.7 to 1.1) of belt conveyors with downhill and uphill sections, and for extreme loads (non-uniform load, partial load or idling) as the cumulative resistance determined under these conditions may significantly exceed the resistance arising under nominal conditions.

6.2.3 Determination of a hypothetical friction coefficient *f*

The selection of a hypothetical friction coefficient f is of major importance as regards the magnitudes of primary resistance. This is the more important for conveyors with small gradient resistance. Attempts to be on the safe side with the calculation, inaccurate descriptions of the operating features and a large range of values characterizing the friction coefficient f as indicated in table 4 inevitably leads to considerable overdimensioning, in certain cases. In order to avoid disproportional dimensioning, friction coefficients f should be established as precisely as possible for the individual part sections.

The friction coefficient f is defined mainly by the rolling resistance of the carrying idlers and the indentation rolling resistance. Also the flexing resistance may have a large share, if the sag of the conveyor belt is relatively deep.

For a more precise determination of the friction coefficient f the idler rolling resistance and the indentation rolling resistance can be measured under given marginal conditions, and all other resistances may be estimated (see [2], [3], [4] and [5]). With a normal magnitude of flexing resistance the above mentioned two measurable values of the loaded strand (usually of the upper strand) range between 50% and 85%, on average 70% of the friction resistances. They amount to approx. 90% of the friction resistance values of the unloaded strand (usually of the lower strand). This approach means:

$$\text{upper strand} \quad F_{Ho} = \frac{1}{q_o} (F_{Ro} + F_{Eo}) \quad (15)$$

$$\text{lower strand} \quad F_{Hu} = \frac{1}{q_u} (F_{Ru} + F_{Eu}) \quad (16)$$

with $0.5 \leq q_o \leq 0.85$, on average $q_o = 0.7$
and $q_u = 0.9$.

The guiding principle for the estimate of coefficient q_o can be seen from table 3.

Table 3 – Standard values for coefficient q_o

Criterion	Classification		
Relative sag h_{rel}	medium	heavy, but ≤ 0.01	little
Internal friction of material conveyed	medium	high	low
Running resistance of carrying idlers	medium	low	high
Indentation rolling resistance	medium	low	high
	standard value \approx 0.7	means	
		decreasing	increasing
Coefficient q_o		coefficient q_o	
		down to / up to	
		0.5	0.85

If there are neither measured values nor experience you can rely on, standard values of f may be selected from table 4 depending on the operating conditions and design features (confer also appendix A) (see [6]). These standard values are based on numerous combined upper and lower strand measurements and for the following limiting conditions:

- 3-part rigid upper strand carrying idlers;
- carrying idlers with antifriction bearings and labyrinth seals;
- values of relative belt sag $h_{rel} \leq 0.01$;
- filling ratios φ in the range from 0.7 to 1.1 .

Table 4 – Standard values for coefficient f of belt conveyor installations with filling ratios φ in the range from 0.7 to 1.1

Criterion	Classification		
	medium	low	high
Internal friction of material to be conveyed	medium	low	high
Belt conveyor alignment	medium	good	bad
Belt tension	medium	high	low
Operating conditions (dusty, sticky)	Medium	good	bad
Idler diameter	108 to 159	>159	<108
Spacing of upper strand idlers in m	1.0 to 1.5	<1.0	>1.5
Spacing of lower strand idlers in m	2.5 to 3.5	<2.5	>3.5
Belt speed in m/s	4 to 6	<4	>6
Trough angle in °	25 to 35	<25	>35
Ambient temperature in °C	15 to 25	>25	<15
Friction coefficient f	standard value ≈ 0.020	means	
		decreasing	increasing
		friction coefficient f	
		down to / up to	
		0.010	0.040

The application of the above friction coefficients f in the calculation of primary resistance according to equation (13) is acceptable only if there are no strict requirements concerning high accuracy of the calculation.

When the drives function as dynamos, an assumed smaller friction coefficient f means higher safety with regard to the dimensioning; whereas for drives functioning as motors this effect will be achieved by assuming a larger friction coefficient f .

6.3 Secondary resistances

6.3.1 General

Secondary resistances include friction resistances and steady-state resistances arising only in some places on the conveyor. Secondary resistances F_N are calculated from several individual resistances:

6.3.2 Determination of individual secondary resistances

Steady-state resistance of material conveyed and friction resistance between material conveyed and the belt in the feeding zone

$$F_{\text{Auf}} = l_m \cdot (v - v_0) \quad (17)$$

Friction resistance between conveyor belt and lateral chutes in the acceleration zone of a feeding point.

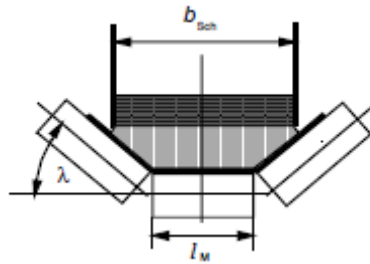


Figure 3 – Chute configuration

The following applies to feeding points with 3-part idler arrangements and $b_{Sch} > l_M$ (see [6]):

$$F_{Schb} = c_{Schb} \cdot c_{Rank} \cdot \left[\frac{2 \cdot I_M}{(v + v_0) \rho} - (b_{Sch}^2 - l_M^2) \cdot \frac{\tan \lambda}{4} \right]^2 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot l_b \cdot \mu_2}{b_{Sch}^2} \quad \text{for } 0 \leq v_0 \leq v \quad (18)$$

$$l_b > l_{b, \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (19)$$

with

$$c_{Rank} = \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\beta_{dyn}}{2} \right) \quad (20)$$

- $l_M = b_{Sch}$ shall be applied for $b_{Sch} \leq l_M$;
- $l_M = 0$ shall be applied for 2-part carrying idler arrangements;
- $l_M = b_{Sch}$ shall be applied for 1-part carrying idler arrangements;
- The following approach applies to other carrying idler arrangements (e.g. 5-part carrying idlers):
 - a) determination of the height of material pressing against lateral chute walls proceeding from the volume flow and average conveying speed in the feeding zone $(v + v_0)/2$;
 - b) determination of wall pressure as potentially caused by a fluid pressing against the side walls of the chute.
If applicable, multiply with c_{Schb} and c_{Rank} ;
 - c) determination of friction resistance from average wall pressure, friction coefficient and size of wall areas.

The following applies to belt conveyors of customary design:

$$c_{Schb} \cdot c_{Rank} = 1 \quad \text{(see appendix A)}$$

As a general rule, friction coefficient μ_1 and μ_2 are in the range from 0.5 to 0.7.

Friction resistance caused by belt cleaners

In case the belt is cleaned with scraper bars, friction resistance can be determined as follows:

$$F_{Gr} = \mu_4 \cdot \rho_{Gr} \cdot A_{Gr} \quad (21)$$

As a general rule, the contact pressure ρ_{Gr} is in the range from 0.03 N/mm² to 0.1 N/mm², whereas the friction coefficient μ_4 ranges between 0.6 and 0.7, roughly.

The relationship below applies to the calculation of the total of secondary resistance

$$F_N = F_{Auf} + F_{Schb} + F_{Gr} \quad (22)$$

Further secondary resistances are the bending resistance of the conveyor belt where it runs over a pulley and the resistance of the bearings of non-driven pulleys. These secondary resistances are insignificant and can be neglected in almost all cases compared with the above mentioned resistances. If necessary, calculation formulas can be taken from the referenced documents (e.g. [1]).

6.3.3 All-inclusive calculation of secondary resistances

If the portion of secondary resistances in the total resistance is small, e.g. with conveyor lengths $L > 80$ m and conveyors with just one feeding point, an all-inclusive calculation of secondary resistances from the primary resistances is permissible. The total secondary resistance can be taken into account by applying coefficient C (see [1]):

$$F_N = (C - 1) \cdot F_H \quad (23)$$

Coefficient C can be selected from table 5:

Table 5 – Standard values of coefficient C for belt conveyor installations with filling ratios φ in the range from 0.7 to 1.1

L in m	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	≥ 2000
C	1.92	1.78	1.58	1.45	1.31	1.25	1.20	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.06	1.05

6.4 Gradient resistance

The gradient resistance of the conveyor belt and material conveyed can be calculated as follows for each part section:

$$F_{St,i} = h_i \cdot g \cdot (m_G + m_{L,i}) \quad (24)$$

whereas the total gradient resistance is calculated as follows

$$F_{St} = \sum_{i=1}^n (F_{St,o,i} + F_{St,u,i}) \quad (25)$$

applying $h_i = l_i \cdot \sin \delta_i$ (26)

(for uphill belt travel: $h_i > 0$; $\delta_i > 0$; for downhill belt travel: $h_i < 0$; $\delta_i < 0$)

6.5 Special resistance

6.5.1 General

Special resistances F_S are resistances that do not occur with all belt conveyors. These resistances are calculated proceeding from several individual resistances (see appendix A).

The special resistances of a part section i are composed of:

$$F_{S,i} = F_{Rst,i} + F_{Sch,i} + F_{Ga,i} \quad (27)$$

and the values of upper strand and lower strand part sections are to be determined and cumulated in order to determine the total value for the entire conveyor:

$$F_S = \sum_{i=1}^n (F_{Rst,i} + F_{Sch,i} + F_{Ga,i}) \quad (28)$$

6.5.2 Determination of individual special resistance

Camber resistance

The camber resistance which arises at an individual side carrying idler will depend on its normal force, on the friction coefficient μ_3 between the belt and the carrying idler, and also on the angle of tilt ε . The camber resistance $F_{Rst,i}$ in part section i of the conveyor is then obtained from the total of individual camber resistances, and taking the angle of inclination δ_i of the installation into consideration:

$$F_{Rst,i} = \frac{z_{Rst,i}}{z_{R,i}} \cdot l_i \cdot c_{Rst,i} \cdot \mu_3 \cdot |\sin \varepsilon_i| \cdot \cos \delta_i \cdot g \cdot (m'_G + m'_{L,i}) \quad (29)$$

As a general rule, the friction coefficient μ_3 is in the range from approx. 0.5 to 0.7.

In the above relationship, the parameters $c_{Rst,i}$ are dependent on the on the carrying idler arrangement and, in the case of the upper strand, the parameter is dependent in addition on the geometry of the bulk material. In the case of 3-part carrying idler arrangements with idlers of equal length in the upper strand, and with filling ratios φ in the range from 0.7 to 1.1 (see [7]):

$$c_{Rst,o} = 0.4 \text{ for } \lambda = 30^\circ$$

$$c_{Rst,o} = 0.5 \text{ for } \lambda = 45^\circ$$

The following applies to 2-part troughed carrying idlers in the (unloaded) lower strand:

$$c_{Rst,u} = \cos \lambda$$

Friction resistance between the conveyor belt and the lateral chutes outside the feeding points

The relationship below applies to 3-part carrying idler arrangements (see figure 3) and

$$b_{Sch} > l_M:$$

$$F_{Sch} = c_{Rank} \cdot \left[\frac{l_M}{v \cdot \rho} - (b_{Sch}^2 - l_M^2) \cdot \frac{\tan \lambda}{4} \right]^2 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot l_{Sch} \cdot \mu_2}{b_{Sch}^2} \quad (30)$$

As a general rule, the friction coefficient μ_2 is in the range from 0.5 to 0.7 .

$l_M = b_{Sch}$ shall be applied for $b_{Sch} < l_M$;

$l_M = 0$ shall be applied for 2-part carrying idler arrangements;

$l_M = b_{Sch}$ shall be applied for 1-part carrying idler arrangements;

Resistance F_{Ga} of material transfer devices arranged along the stretch of the installation

If, in special cases, material is discharged laterally along the conveying path, e.g. through belt cleaners, the forces occurring in these locations shall be taken into account as special resistance.

7 Design and layout of the drive system

7.1 General

The design and layout of the drive system comprises:

- the selection of the location and number of drives;
- decisions relating to starting aids;
- the sizing of the driving motors (rated output);
- the determination of the required braking forces (stopping and holding).

7.2 Location of the drive units, size and number of drive motors

7.2.1 General

The subdivision of the drives onto several driving pulleys situated at the head and at the rear of the installation, and in certain cases also onto intermediate drives, will be determined on the basis of minimum belt tensions on the belt conveyor installation, inasmuch as no other consideration stand in the way.

Other aspects may be e.g.:

- spatial conditions;
- availability of energy;
- driving and braking options.

In order to ensure minimum belt tensions, the type and arrangement of drives must be suitably selected to ensure favourable magnitudes and local distribution of motional resistance $F_{w,o}$ for the upper strand and $F_{w,u}$ for the lower strand in the steady operating condition. Relevant variations of belt tensions occurring in the direction of belt travel can be calculated by the summation of the resistance portions from the part sections i of the conveyor in accordance with equation (12).

Here we have:

$$F_w = \sum_{j=1}^n (F_{w,o,j} + F_{w,u,l}) = F_{w,o} + F_{w,u} \quad (31)$$

In the case of extreme loading (non-uniform loading, partial load or idling) of a belt conveyor installation with downhill and uphill grade stretches, the force F_w determined for the nominal loading range may be exceeded to a considerable degree (see subclause 6.2.2):

$$|F_{w,max}| = |F_{w,o} + F_{w,u}|_{max} \geq |F_w| \quad (32)$$

$$|P_{w,max}| \geq |P_w| \quad (33)$$

Motors shall be selected proceeding from the a.m. extreme power requirement, however in due consideration of the thermal rating of the motors.

7.2.2 Horizontal and slightly inclined installations

$$F_{w,o} > 0, F_{w,u} > 0 \text{ (for uniformly loaded upper strand)}$$

In the case of belt conveyor installations with drives at the installation head and rear, but without intermediate drives, the belt tensions will be minimum if the drive power is appropriately subdivided between head, i.e. by proportional distribution of the motional resistance occurring in the

upper and lower strand. The required total power of the driving motors can be calculated with the aid of the following equation:

$$P_{M, \text{erf}} = \frac{P_{W, \text{max}}}{\eta_{\text{ges}}} \quad (34)$$

The rated motor power actually installed is, as a general rule, greater than the required power:

$$P_{M, \text{inst}} \geq P_{M, \text{erf}}. \quad (35)$$

7.2.3 Uphill conveying installations

$$F_{W, o} > 0, F_{W, u} \leq 0 \text{ (for uniformly loaded upper strand)}$$

In such installations, the belt tensions will be minimum if all the drives are arranged at the head of the installation, assuming that no intermediate drives are installed.

$P_{M, \text{erf}}$ and $P_{M, \text{inst}}$ can be calculated applying the equations (34) and (35).

7.2.4 Downhill conveying installations

$$F_{W, o} \leq 0, F_{W, u} > 0 \text{ (for uniformly loaded upper strand)}$$

In these installations, it is essential to install the drives at the rear end of the installation in order to obtain minimum belt tensions. For the purpose of determining the total power of the drives, the required power of the driving motors at the motor shafts shall be calculated as follows depending on whether the drives operate as motors ($P_{W, \text{max}} > 0$) or dynamos ($P_{W, \text{max}} < 0$):

$$P_{M, \text{erf}} = \frac{P_{W, \text{max}}}{\eta_{\text{ges}}} \quad \text{for } P_{W, \text{max}} > 0 \quad (36)$$

$$P_{M, \text{erf}} = P_{W, \text{max}} \cdot \eta_{\text{ges}} \quad \text{for } P_{W, \text{max}} < 0 \quad (37)$$

The above calculations do not yield exact information on the efficiency of the drives. For reasons of safety, the efficiency η_{ges} applied within the range of the estimate to the drives operating as dynamos should be higher than that for drives operating as motors.

The rated power of the motors actually installed is, as a general rule, greater than the amount of required power:

$$P_{M, \text{inst}} \geq |P_{M, \text{erf}}| \quad (38)$$

7.2.5 Installations with downhill and uphill sections

An appropriate arrangement of the drives for belt conveyor installations with downhill and uphill sections ensuring minimum belt tensions can be suggested only if all actual conditions are taken into account.

7.3 Starting, stopping and holding

7.3.1 Starting

In order to achieve minimum belt tensions, it is necessary to limit the total pulley peripheral force on start-up $F_{Tr,A}$ generated at the drive end, during run-up to full speed of the belt conveyor installation. However the force $F_{Tr,A}$ must not be allowed to decrease below a given minimum value in order to safeguard the positive control of the initial breakaway and start-up process:

-- The maximum pulley peripheral force on start-up $F_{Tr,A,max}$ should not exceed 1.7 times the force $F_{W,max}$ in accordance with equation (32) used for the determination of the installation design. This means: acceleration factor $\rho_A \leq 1.7$.

-- In order to accelerate the masses in the upper and lower strand there should, however, be a force available under the most unfavourable start-up conditions (loading condition, distribution of load) which amounts to 20% at least of the primary, secondary and special resistance to be taken into account in order to ensure the starting of the conveyor within the maximum time period allowed in accordance with the thermal rating of the drives (see [8]).

This force $F_{Tr,A}$ shall be suitably selected to ensure friction grip between the material conveyed and the conveyor belt for the corresponding start-up acceleration a_A .

$$a_A \leq (\mu_l \cos \delta_{i,max} - \sin \delta_{i,max}) \cdot g \quad (39)$$

(for uphill belt travel: $\delta_i > 0$; for downhill belt travel: $\delta_i < 0$)

The force $F_{Tr,A}$ shall be introduced into the belt slowly enough to ensure that the installation runs up to full operating speed under quasi steady conditions, and consequently with the smallest possible additional dynamic forces (see [8] and [9]).

The starting factor $\rho_{A,0}$ related to the nominal torque of all drive motors shall be applied for the determination of the starting factor ρ_A in accordance with the relationship below applicable in the case of relatively small mass inertia torques of the rotating components of drives operating as motors in the steady operating condition, i.e. for horizontal and uphill conveying installations:

$$\rho_A = \rho_{A0} \cdot \frac{P_{M,inst}}{P_{M,eff}} \quad (40)$$

7.3.2 Stopping and holding

The operation of belt conveyor installations requires the provision of braking equipment, as a general rule, for the purpose of stopping the moving masses and/or the provision of holding devices for the purpose of holding inclined installations under load.

The following considerations apply to the design and dimensioning of the braking equipment:

-- total required braking force $F_{Tr,B}$ on the braked pulleys

$$\text{(Braking factor } \rho_B = \frac{F_{Tr,B}}{F_{W,max}} \text{)}; \quad (41)$$

- number and arrangement of brakes;
- braking frequency and braking time or braking distance;
- energy of the rotating drive components to be absorbed by braking.

The required braking force $F_{Tr, B}$ must be determined for the most unfavourable braking conditions governed by the filling ratio φ and by the distribution of the load in downhill and uphill stretches of the installation; in this connection, either the braking distance s_B or braking time t_B must be specified. This will then determine the braking retardation a_B , which must be such that the friction grip between the material conveyed and the belt is retained intact. In case of fine-grained bulk material, we have the following relationship:

$$|a_B| \leq |\mu_1 \cdot \cos \delta_{i, \max} + \sin \delta_{i, \max}| \cdot g \quad (42)$$

The braking factor ρ_{B0} related to the nominal torque of all drive motors shall be applied for the determination of the braking factor ρ_B in the case of relatively mass inertia torques of the rotating components of drives operating as motors in the steady operating condition, i.e. for horizontal and uphill conveyors:

$$\rho_B = \frac{\rho_{B0}}{\eta_{ges}^2} \cdot \frac{P_{M, inst}}{P_{M, erf}} \quad (43)$$

It may be necessary to limit the total braking force to a given value $F_{Tr, B, \max}$, and consequently the braking retardation to a limiting value $a_{B, \max}$, in order to reduce the belt stresses to the lowest possible figure, and also reduce the stresses on other parts of the installation, and in order to retain intact friction grip on the braked pulleys (see subclause 8.2.2).

As regards the design and dimensioning of holding devices, the maximum gradient resistance $F_{St \max}$ liable to arise under maximum permissible loading conditions and most unfavourable load distribution, shall be used as the base value, minus the main resistance arising under these conditions; for safety reasons, only the minimum primary resistance anticipated must be entered in the calculation. If a number of mechanical holdback devices are used, each individual device must be sized for the maximum holding force likely to arise, if uniform load take-up is not ensured.

8 Belt tensions and take-up forces

8.1 General

The belt traction force in a belt conveyor installation is a quantity which varies along the stretch of the installation, and which is governed by the following influences (see figure 5):

- length and local course of the installation;
- number and arrangement of drives;
- characteristics of the driving and braking equipment;
- type and arrangement of the belt take-up device;
- operating condition (loading and movement conditions).

Belt tensions should be kept down to the lowest possible value in view of the stressing and layout of the belt and of other parts of the installation.

8.2 Required belt tensions

8.2.1 General

The operation of belt conveyor installations requires minimum belt tensions in order to enable the transmission of forces to the belt by friction grip on the driving pulleys, and also to limit the belt sag and to enable the belt to be guided correctly.

8.2.2 Minimum belt tensions required for the transmission of pulley peripheral forces

The transmission of the total pulley peripheral forces which arise during starting, braking, or in the steady operating condition by friction grip on the individual driven or braked pulleys requires certain given minimum belt tensions at the ascent onto the pulley and at the descent from the pulley. In the case illustrated in figure 4, with the forces F_{T1} and F_{T2} and the associated maximum pulley peripheral force $F_{Tr, max} > 0$ we have:

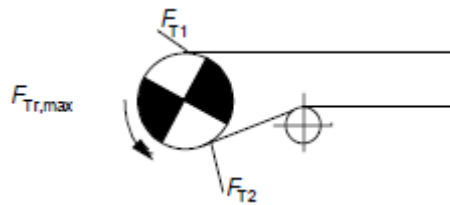


Figure 4 – Minimum belt tensions at the belt run-on point and run-off point on the drive pulley required to ensure transmission of the pulley peripheral force $F_{Tr, max}$

$$F_{T1} - F_{T2} = F_{Tr, max} \quad (44)$$

$$\frac{F_{T1}}{F_{T2}} \leq e^{\mu \cdot \alpha} \quad (45)$$

Wherein α must be entered in "radian" units.

It follows that:

$$F_{T2} \geq \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{Tr, max} \quad (46)$$

$$F_{T1} = F_{T2} + F_{Tr, max} \quad (47)$$

In the case of more than one driven or brake pulley, it must be verified for each individual pulley and for all operating conditions whether the friction grip is ensured in accordance with equations (45) and (46). In this connection it must be borne in mind that the total pulley peripheral forces F_{Tr} , $F_{Tr, A}$ or $F_{Tr, B}$ are distributed onto the individual pulleys in the proportion of the torques induced in said pulleys by the driving or braking equipment.

Recommended friction coefficients μ between belts with rubber cover layer and pulley surfaces of different finish can be obtained for the steady operating condition from table 6.

Table 6 – Recommended friction coefficients μ between belts with rubber cover layer^a and pulley surfaces of different finish (see [10]) applicable to the design and layout of belt conveyor installations for the steady operating condition

Operating conditions	Friction coefficient μ for pulley surface			
	Metal surface (plain steel pulley)	Polyurethane lagging (arrow pattern)	Rubber lagging (arrow pattern)	Ceramic lagging with pores (arrow pattern)
Dry	0.35 to 0.4	0.35 to 0.4	0.4 to 0.45	0.4 to 0.45
Wet (clear water)	0.1	0.35	0.35	0.35 to 0.4
Wet (with mud and clay)	0.05 to 0.1	0.2	0.25 to 0.3	0.35

^a For conveyor belts with PVC cover layer approx. 10 % less friction coefficients shall be assumed.

8.2.3 Minimum belt tensions required for the limitation of the belt sag and for correct belt guiding

For the purpose of technical optimization of the belt conveyor installation, the calculated maximum relative belt sag related to the distance between carrying idler centres, must be limited to values less than 0.01 in the steady operating condition; a greater belt sag is tolerated in the non-steady operating conditions. The greater the conveying speed and the lumpier the material conveyed, the smaller shall the sag be. The following minimum belt tensions are required for a given maximum belt sag and a given distance between carrying idler centres:

upper strand (with load):
$$F_{T_o} = \frac{g \cdot (m_L + m_G) \cdot l_{R,o}}{8 \cdot h_{rel}} \quad (48)$$

lower strand:
$$F_{T_u} = \frac{g \cdot m_G \cdot l_{R,u}}{8 \cdot h_{rel}} \quad (49)$$

If a given maximum value of h_{rel} is specified, different distances between carrying idler centres can be allocated to the belt tension reigning along the path of an installation. When these distances between centres are finally selected, the load-carrying capacity of the carrying idlers and the natural oscillations of the conveyor belt must be taken into account (see [11]).

In order to ensure the trouble-free operation of belt conveyor installations, it may be necessary to arrange for the application of higher minimum belt tensions in certain cases, viz:

- belts with turnover in the lower strand (see [12]);
- belts with a low degree of transverse rigidity;
- inclined belt conveyor installations at the lower pulley;
- belts with locally non-uniform force distribution across the belt width (see clause 9).

8.3 Local belt tension variations in top belt and return belt

8.3.1 General

From the point of view of the correct sizing of the belt and of other parts of the installation, the proper appreciation of the course or pattern of the belt tension along the length of the installation, and in particular the ascertainment of the magnitude of the extreme values of the force, are very important factors. Local belt tensions $F_{T,i}$ can be determined by summation of the motional resistance values $F_{W,i}$ (see clause 6) and superimposition of the take-up force (see subclause 8.4) and, if applicable, the acceleration force $F_{a,i}$ (see subclause 8.3.3).

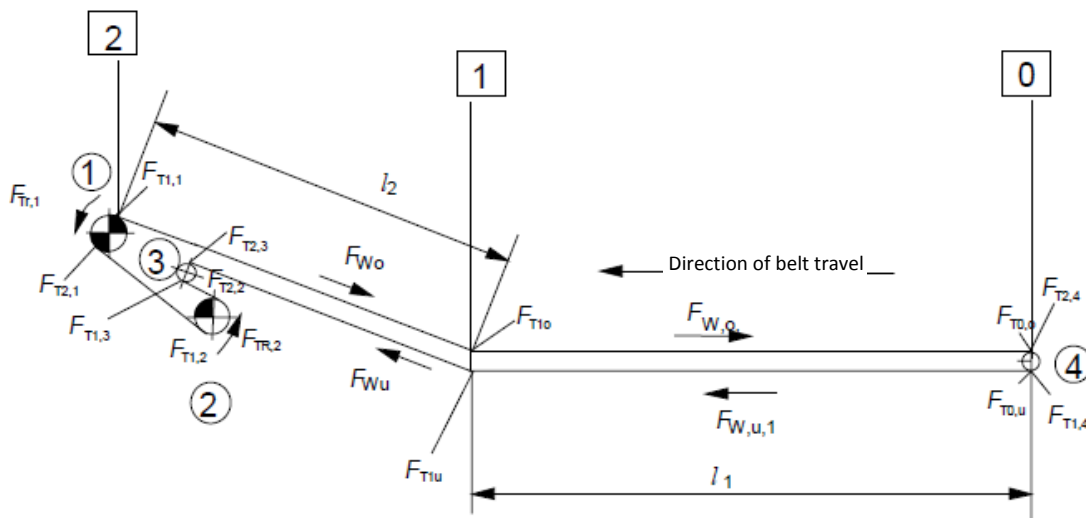


Figure 5 – Pulley peripheral forces, resistance to motion and belt tensions illustrated for a conveyor installation with $i = 2$ part sections and $j = 4$ pulleys

8.3.2 Steady operating condition

A calculation of motional resistances $F_{W,i}$ for the individual part sections of a belt conveyor installation in the stationary operating condition is provided in clause 6.

8.3.3 Non-steady operating conditions

During the starting and stopping process, the magnitude and pattern of the forces generated by the driving and braking equipment on the one hand, and the breakaway resistance and motional resistances of a belt conveyor installation on the other hand result in additional dynamic belt tensions. These additional tensions are a function of the following factors, if we assume a belt acceleration independent of local conditions and, hence, quasi steady operating conditions of the conveyor (see also appendix A):

- the total of pulley peripheral forces $F_{Tr,A}$ during starting or $F_{Tr,B}$ during stopping;
- the total of acting motional resistances (approximately equal to the motional resistance occurring under steady operating conditions F_W);
- the non-driven or non-braked masses Σm moving either in a straight line or with a rotary motion.

For the frequently occurring case of the secondary resistance representing only a small proportion of the total resistance, the dynamic belt tension variations $F_{a,i}$ resulting from acceleration or deceleration can be determined as follows for an individual part section i with the aid of the belt acceleration a :

starting:

$$a_A = \frac{F_{Tr,A} - F_w}{\sum m} = (\rho_A - 1) \cdot \frac{F_w}{\sum m} > 0 \quad (50)$$

stopping:

$$a_B = \frac{F_{Tr,B} - F_w}{\sum m} = (\rho_B - 1) \cdot \frac{F_w}{\sum m} < 0 \quad (51)$$

$$F_{a,i} = a \cdot (c_{R,i} \cdot m_{R,i} + m_G + m_{L,i}) \cdot l_i \quad (52)$$

Value $c_{R,i}$ depends on the design of the carrying idler. The standard value can be assumed as $c_{R,i} = 0.9$.

8.4 Take-up forces and take-up distance

Take-up devices are required for the generation of the necessary take-up forces (see subclause 8.2) and for the compensation of the elastic elongations. They must enable the compensation of elastic, plastic, and thermal length variations of the belt, on one hand, and take-up excess lengths originating from the installation process and reserve lengths. The calculation of the take-up distance provided below takes into consideration only the portion due to elastic elongation of the conveyor belt.

The magnitude of the take-up forces will depend on the type and local arrangement of the take-up device, and on the installation which requires take-up adjustments. In view of the design and construction expenses and complications involved. Preferably, take-up devices are installed for preference in those positions where the minimum belt tensions in the steady operating condition are anticipated.

Other aspects to be taken into consideration:

- availability of energy;
- local conditions;
- pre-tensioning force to be ensured under non-steady operating conditions;

In principle, a distinction is made between take-up devices with a fixed take-up pulley and take-up devices with a flying take-up pulley. Irrespectively of the type of take-up device the relationship below exists between the quantities which characterize any given operating condition (identified by an asterisk *):

- local belt tensions $F_T^*(x)$ and force variations $F_{Tf}^*(x)$;
- mean belt tension F_{Tm}^* of belt tension distribution $F_T^*(x)$ in accordance with figure 6;
- take-up pulley take-up distance s_{Sp}^* .

$$F_{Tm}^* = \frac{1}{2 \cdot L} \cdot \sum \left(\frac{F_{Ti}^* + F_{Ti+1}^*}{2} \right) \cdot l_i = \frac{1}{2 \cdot L} \cdot \sum \left(F_{Ti}^* + \frac{F_{w,i}^*}{2} \right) \cdot l_i = B \cdot E_{LGk} \cdot \frac{s_{Sp}^*}{L} \quad (53)$$

The most unfavourable operating condition must be selected for the calculation used for sizing take-up devices (take-up force F_{Sp}^* and take-up and pulley path s_{Sp}^*) on the basis of equation (53).

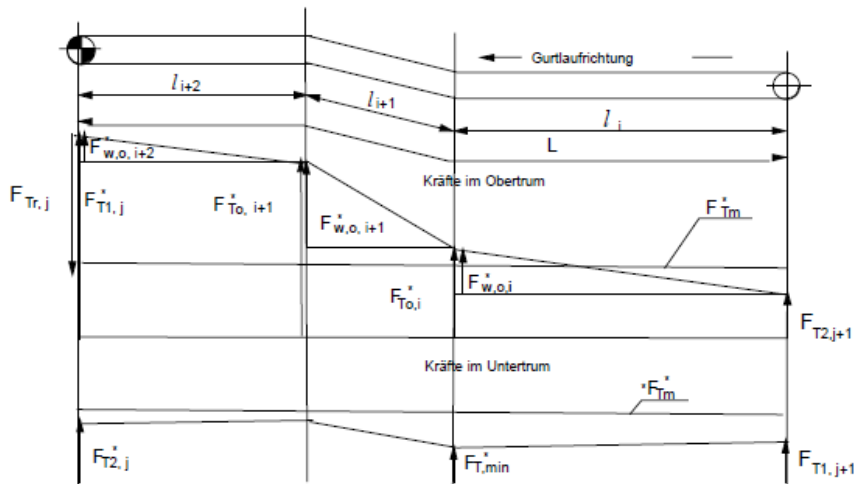


Figure 6 – Belt tensions in the upper strand and lower strand of a belt conveyor installation with $i = 3$ part sections and $j = 2$ pulleys

If the take-up device is installed at the spot where the minimum belt tensile force $F_{T,min}^*$ reigns, the take-up force F_{Sp}^* at the take up pulley will be:

$$F_{Sp}^* = 2 \cdot F_{T,min}^* \quad (54)$$

In cases which deviate from the above, one must additionally take into consideration the force difference between the force at the sport where the take-up pulley is actually installed and the force at the spot where $F_{T,min}^*$ reigns.

In the case of tensioning devices with a fixed take-up pulley (see also appendix A) the mean belt tension F_{Tm}^* is a constant parameter, independent of the operating condition

$$F_{Tm} = \text{const} \quad (55)$$

This will result in the belt being operated with greater belt tensions than those required according to subclause 8.2 under operating conditions which deviate from the most unfavourable operating condition.

On the other hand, in the case of take-up devices with a flying take up pulley (see also appendix A) will either remain the same under all operating conditions (e.g. for gravity take-up devices)

or will be adjusted to the varying operating conditions by means of “adapted tensioning devices” (e.g. by adjustable take-up winches). In both above cases, suitably altered take-up pulley paths s_{sp} will result for the compensation of the elastic elongation:

$$s_{sp} = \frac{F_{Tm}}{B \cdot E_{Lok}} \cdot L \neq \text{const} \quad (56)$$

Take-up devices shall be suitably designed to prevent the belt from sliding and slipping on the drive pulley under non-steady operating conditions, as far as possible (see appendix A).

8.5 Local belt tensions in the upper and lower strand

8.5.1 General

The belt tensions in the steady and in the non-steady operating conditions of a belt conveyor installation are decisive amongst other factors for the design and layout of:

- the conveyor belt;
- the driving pulleys and return pulleys;
- the transition curves in the case of concave or convex belt conduction;
- the transition lengths at the start and finish of the conveyor belt troughings;
- the belt turnovers;
- the design of other parts of the belt conveyor installation;

The maximum local belt tension, which must be taken into consideration for the dimensioning of the conveyor belt, shall be determined taking into consideration of all loading and operating conditions.

8.5.2 Non-steady operating conditions

For the purpose of determining the local belt tensions in the non-steady operating conditions, the minimum belt tensions in accordance with subclause 8.2, the local belt tension variations in accordance with subclause 6.2 and the additional dynamic belt tensions due to acceleration and deceleration in accordance with subclause 8.3.3 must be taken into consideration.

As regards the local minimum belt tension $F_{T, \min, A}$ or $F_{T, \min, B}$, respectively, which arise during starting and stopping, respectively, the force $F_{T, \min A}$ is, as a general rule, the determining one for the calculation of belt tensions and for the quantity $F_{T, \min}$ under steady operating conditions.

8.5.3 Steady operating condition

The belt tensions in the steady operating condition are determined by the required local minimum belt tensions in accordance with subclause 8.2 under the most unfavourable loading conditions, as well as by the local belt tension variations in accordance with subclause 8.3, and they have minimum $F_{T, \min}$. However there is, as a general rule, a greater minimum $F_{T, \min}$, dependent on the minima $F_{T, A, \min}$ or $F_{T, B, \min}$ which occur during the non-steady conditions, and dependent also on the type of take-up device uses. This consequently results in higher belt tensions than those required under the steady operating conditions in accordance with subclause 8.2. The so established maximum belt tension $F_{T, \max}$ is, as a general rule, the determining one for the calculation of the conveyor belt. In the case of unfavourable transitions or curves, even local belt tensions smaller than $F_{T, \max}$ may cause extremely high stress across the belt cross section (see clause 9).

9 Distribution of belt tensions across the belt width

9.1 General

The mean belt tension k_i related to the belt width can be calculated in accordance with the relationship below

$$k_i = \frac{F_{Ti}}{B} \quad (57)$$

Most of all conveyor belts are designed as troughed belts in order to enable larger cross section fills. For this purpose, the belts are reshaped from a flat belt into a troughed belt or vice versa (transition zone). In the transition zones, the belt edges will travel a longer distance than the central zone of the conveyor belt. Consequently, the rated belt tensions are non-uniformly distributed across the cross section of the belt; and the edges must bear a higher portion of the belt tensions than the central zone of the conveyor belt.

The same effect also appears where troughed conveyors belts are routed through convex, vertical curves of belt conveyor installations. If troughed belts are routed through concave, vertical curves, the central zone of the belt will be subject to higher tensions, whereas the belt tensions arising at the edges will be less. In horizontal curves, one side of the belt will be subject to higher tensions than the other one.

The geometry of the transition zone must be suitable designed in for the given belt tensions at the respective spots so as to avoid impermissible high stress and compression across the entire cross section of the conveyor belt.

The belt tensions are dependent on the geometry of the curve or transition zone (transition length, curve radius, through angle, position of pulley surface relative to the deepest level of the trough). That is why geometrical considerations are of vital importance with regard to the design and layout of the conveyor belt.

The stresses in the conveyor belt also dependent on the elastic characteristics of the belt and the belt tensions arising in the a.m. positions. Having carried out the initial calculations required for the design and layout of the conveyor belt, the geometry of the transitions and curves of the belt conveyor installation and the characteristics of the conveyor belt can be modified for further optimization (see clause 12).

9.2 Transition curves

9.2.1 General

If there are no particular requirements, the standard value of minimum transition length shall be determined as follows:

$$l_{\ddot{u}, \min} = c_{\ddot{u}} \cdot h_{K, 1} \quad (58)$$

With

$$c_{\ddot{u}} = 8.5 \text{ for belts with EP textile plies}$$

$$c_{\ddot{u}} = 14 \text{ for steel cord belts}$$

In this connection, $h_{k, 1} = h_{K, 0} - h_{Tr}$ is the distance of the belt edge from the pulley surface (see figure 7). If the pulley is arranged at a higher position, shorter transition lengths or smaller belt tensions can be achieved. The standard value of maximum pulley lift is $h_{Tr, \max}$:

$$h_{Tr, \max} = \frac{h_{K, 0}}{3} \quad (59)$$

If the belt pulley is positioned at a lower position longer transitions will be the consequence or, respectively, higher belt tensions at the edges and lower tensions in the central zone of the conveyor belt.

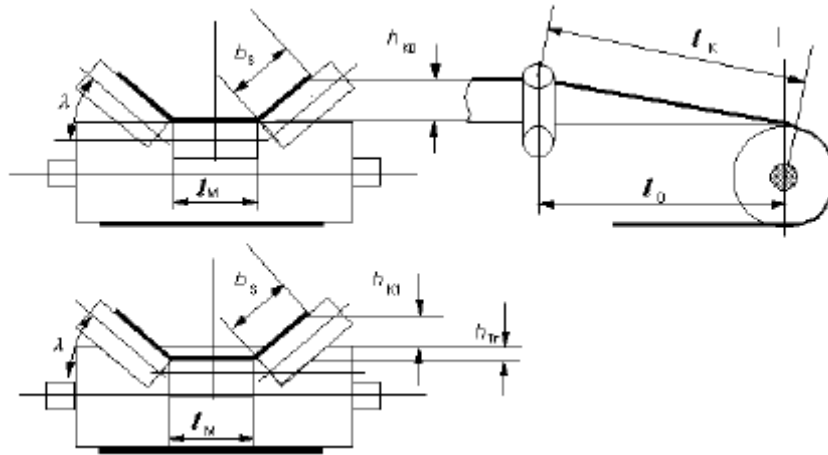


Figure 7 – Transition curves

9.2.2 Distribution of belt tensions for textile conveyor belts

Forced length variations of textile conveyor belts are almost completely compensated in the transition zone. Hence the determination of the elongations and tensions is easier than it is for steel cord belts.

Provided that the belt travels through the transition zone centrally, the following relationship will be applicable to 2-part and 3-part troughed idler sets:

The difference Δk of the width-related belt tension at the belt edge and in the central zone of the belt can be rated with the aid of the equation below (see [13]):

$$\Delta k = \frac{l_k - l_0}{l_0} \cdot E_{LGK} \quad (60)$$

In the above equation l_k (see Figure 7) means the belt edge length in the transition zone

$$l_k = \sqrt{l_0^2 + h_{tr}^2 + 2 \cdot b_s^2 - 2b_s \cdot (h_{tr} \cdot \sin \lambda + b_s \cdot \cos \lambda)} \quad (61)$$

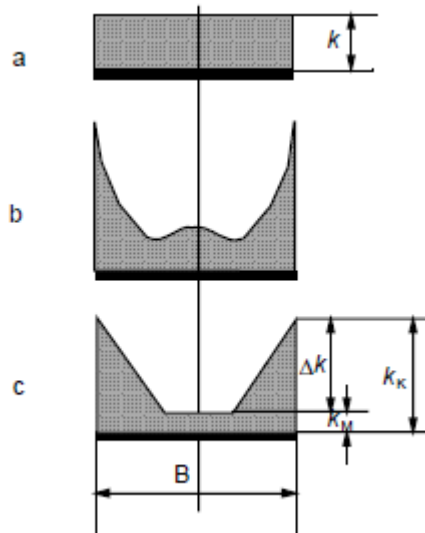
The width-related belt tension Δk as illustrated in figure 8 can be calculated for

central zone of the belt
$$k_M = k - \frac{b_s}{B} \cdot \Delta k \quad (62)$$

applying
$$b_s = \frac{B - l_M}{2} \quad (63)$$

belt edge $k_k = k_M + \Delta k$ (64)

To avoid compression of the conveyor belt: apply $k_m \geq 0$ (65)



Legend

- a) uniform distribution along the conveyor stretch outside the transitions zones
- b) non-uniform distribution in the transition zone
- c) idealized distribution according to the above approach in accordance with relationship (62) and (64)

Figure 8 – Distribution of belt tensions across the belt width in transition zones

9.2.3 Distribution of belt tension for steel cord conveyor belts

Due to the relatively small elastic elongation of the steel cords of steel-cord conveyor belts, the effects of transition zones and convex curves are particularly aggravating as regard the stresses caused to the conveyor belt and other parts of the belt conveyor installation.

In contrast to the characteristics of textile conveyor belts, forced length variations will be compensated not only in the zone where they occur, but also along considerably long portions of the adjacent belt.

The stresses occurring with steel-cord conveyor belts can be calculated very precisely thanks to the results of pertinent research work (see [12] and [14]). The stress calculation method for steel-cord conveyor belts is not only based on the geometry of the transition zone and the modulus of elasticity, but also on the belt design and modulus of shear of the rubber between the steel cords. This calculation is complex and therefore requires electronic means. If the approach for the calculation of textile conveyor belts is applied to steel-cord belts, the so established belt tensions in the transition zones will be differ from the actual forces to a considerable extent.

The rough calculation below can be applied to 2-part and 3-part troughed idler sets. The following conditions are assumed for this purpose:

- The belt design is in accordance with DIN 22129-1 or DIN 22131-1 or following these standards.
- The elastic properties of the belts correspond to latest technical development.
- The selected length of the transition zone is not smaller than the standard value determined in accordance with equation (58).

In the calculation of the elongation of the conveyor belt, the elongation of the edge shall not be referred to a related to the transition length $l_{\dot{U}}$, but to the length $l_{\dot{U},c}$:

$$l_{\dot{U},c} = l_{\dot{U}} + 60 \cdot h_{K1} \cdot \left(1 + \frac{h_{Tr,max} - h_{Tr}}{2 \cdot h_{Tr,max}} \right) \quad (66)$$

This, however, is based on the condition that there must be at least a piece of belt with a length $l_{\dot{U},eff} - l_{\dot{U}}$ for the compensation of length variations. This condition is not fulfilled, if there is a convex curve adjacent to the transition zone.

Analogously to equation (60), the difference Δk of width related belt tension k between the belt edge and central belt zone is calculated as follows:

$$\Delta k = \frac{\sqrt{l_{\dot{U}}^2 + h_{Tr}^2 + 2 \cdot b_s^2 - 2 \cdot b_s \cdot (h_{Tr} \cdot \sin \lambda + b_s \cdot \cos \lambda)} - l_{\dot{U}}}{l_{\dot{U},c}} \cdot E_{LGk} \quad (67)$$

and hence, the width-related belt tension in the central zone $k_{M,ib}$ in accordance with equation (62)

and at the belt edge analogously to equation (64)

$$k_{K,i} = 1.25 \cdot (k_{M,i} + \Delta k) \quad (68)$$

To avoid compression of the conveyor belt: apply $k_{M,i} \geq 0$.

9.3 Curves

9.3.1 Horizontal curves

In the horizontal plane, changes of direction are only capable of being accommodated to a limited extent, and they require a relatively cumbersome calculation (see [15]).

9.3.2 Vertical curves

In the case of *c o n v e x* belt conductance of troughed belts (see figure 9), there will arise additional elongations of the edge of the belt and contractions of the belt centre, which superimpose themselves on the elongations causes by the belt tension in the form of positive and negative elongations $\Delta \epsilon_K$ and $\Delta \epsilon_M$.

On the other hand, in the case of *c o n c a v e* belt conductance (see figure 9), however, there will arise additional elongations of the belt centre and contractions of the edge of the belt with magnitudes that will amount to the same magnitudes as the additional elongations which arise in the case of convex belt conductance on condition that the belt does not lift off the carrying idlers.

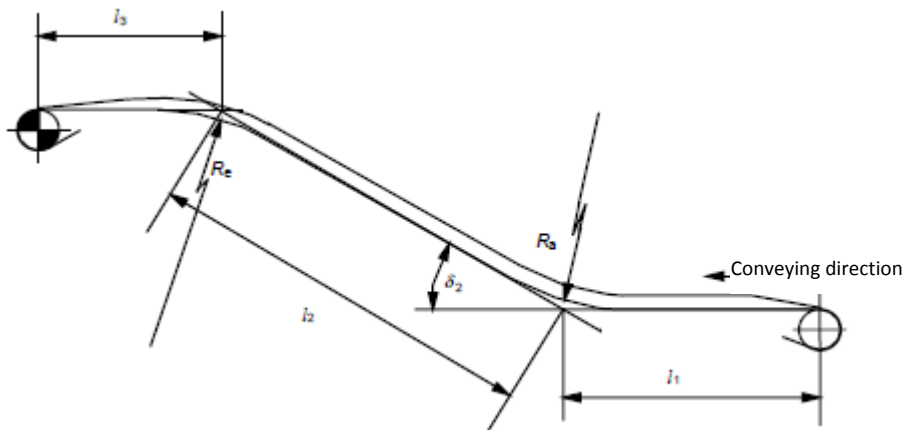


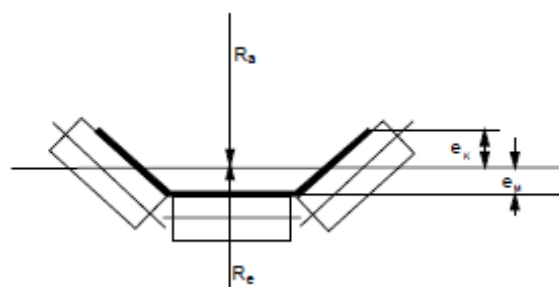
Figure 9 – Conveyor installation with concave and convex transition curve

The additional elongations resulting from convex and concave transition curves are only capable of being calculated with a relatively great deal of complexity in the case of short and medium curve lengths with (see [16]); as far as their magnitude is concerned they are however always smaller than the limiting values $\Delta \epsilon_{K00}$ and $\Delta \epsilon_{M00}$ in the middle zone of very long curves, and which are independent of the construction of the belt, and can be calculated with the aid of table 7 and figure 10 below.

Table 7 – Definition of the limiting values $\Delta \epsilon_{K00}$ and $\Delta \epsilon_{M00}$

Limiting values	Transition curve	
	Convex	Concave
$\Delta \epsilon_{K00}$	$+\frac{e_K}{R_a}$	$-\frac{e_K}{R_e}$
$\Delta \epsilon_{M00}$	$-\frac{e_M}{R_a}$	$+\frac{e_M}{R_e}$

Neutral plane of belt plies



Picture 10 – Aid to the calculation of the limiting values of elongation $\Delta \epsilon_{K00}$ and $\Delta \epsilon_{M00}$ at the centre of long convex and concave transition curves

The distances e_K and e_M of the centre lines of the belt plies from their neutral plane are illustrated in figure 10. The position of the neutral plane can be assumed in this case to pass through the centre of gravity of the belt plies.

The following approximation formula can be set up for the calculation of the difference of elongations between the belt edge and the centre of long transition curves for 2-part and 3-part troughed carrying idlers with b_S calculated in accordance with equation (63):

Convex curve

$$|\Delta\varepsilon_{\infty}| = \frac{e_M + e_K}{R_e - e_M} = \frac{b_S \cdot \sin\lambda}{R_e - e_M} \quad (69)$$

Concave curve

$$|\Delta\varepsilon_{\infty}| = \frac{e_M + e_K}{R_a + e_M} = \frac{b_S \cdot \sin\lambda}{R_a + e_M} \quad (70)$$

In this equation, $R_e - e_M$ or $R_a + e_M$ is the curve radius indicated in the design drawings.

$$\Delta k = |\Delta\varepsilon_{00}| \cdot E_{LGk} \quad (71)$$

Introducing this value Δk in equation (62) and equation (64), the width-related belt tensions in the central zone of the belt and at the belt edge can be calculated for textile and steel-cord conveyor belts passing through the curve.

Δk for short and medium curve lengths will be slightly smaller than the result of the above calculation.

The additional elongation of steel cord belts can be determined with sufficient accuracy also for small and medium curves applying the method in accordance with [16]).

No excessive stresses will arise in the conveyor belt in concave curves with small radii as the belt will lift off the idlers (see subclause 12.3.3).

10 Design and layout of the conveyor belt

10.1 General

The tension members and cover layers of a conveyor belt must be selected according to the operating conditions. Their specification will be governed to a considerable extent by the characteristics of the bulk material conveyed (physical and chemical characteristics, grain structure) and by the application conditions of the belt (environmental influences, scheduled service life, mechanical stresses, e.g. at the feeding points).

10.2 Design and layout of the tension member

The dynamic strength of the conveyor belt verified for vulcanized splices on a test stand according to DIN 22110-3 shall form the basis for the selection of conveyor belts and splices. The design and layout shall be based on the reference endurance strength k_t of the splice as defined in the a.m. test procedure (see [5], [17], [18] and [19]).

The values of the relative endurance strength have been established for splices made and tested under ideal conditions. Deviations from these conditions, either related to the situation or due to the operating conditions, shall be taken into account by applying a safety factor s_0 which shall be established in accordance with table 8. Chemical and physical stresses, influences, natural aging and the frequency of high tensions and bending stresses are represented by factor S_1 from table 9.

At this stage, the design and layout shall be based on the highest belt tensions calculated for a belt cross section in steady operating condition.

High belt tensions, which may arise temporarily when conveyor belts with partial loads are passing through uphill and downhill stretches of the installation, shall be taken into account. For this purpose a check must be carried out in accordance with equation (75).

Table 8 – Determination of the safety factor S_0 based on the classification of belt splice characteristics

Characteristics of the belt splice	Classification		
Atmosphere	normal	dust-free	dusty
Protection against sun radiation	normal	very good	moderate
Air temperature	moderate	$\geq 18^\circ\text{C}$ and $\leq 22^\circ\text{C}$	$< 10^\circ\text{C}$ and $> 30^\circ\text{C}$
Workplace	normal	roomy	narrow
Labour qualification	normal	very good	moderate
Quality of splicing material	normal	fresh	nearly expired shelf life
Quality of vulcanizing device	normal	very good	moderate
Safety factor S_0	1.1	decreasing safety factor down to 1.0	means increasing safety factor up to 1.2

Table 9 – Safety factor S_1 based on the classification of operating conditions

Relevant characteristics for the dynamic strength of belt and belt splices	Classification		
Expected service life	normal	short	long
Consequential damage due to failure	normal	small	large
Chemical/physical stresses	normal	low	high
Starting / stopping procedures	$> 3/\text{day}$ $< 30/\text{day}$	$\leq 3/\text{day}$	$\geq 30/\text{day}$
Circulation frequency	$> 2/\text{hour}$ $< 1/\text{minute}$	$\leq 2/\text{hour}$	$\geq 1/\text{minute}$
Safety factor S_1	1.7	decreasing of the safety factor down to 1.5	means Increasing safety factor up to 1.9

Hence the minimum reference endurance strength $k_{t,\min}$ of the belt and belt splice can be calculated as follows:

$$k_{t,\min} = k_{k,\max} \cdot S_0 \cdot S_1 \tag{72}$$

The relative reference endurance strength of a belt describes the portion of its nominal rupture force k_N ¹⁾

$$k_{t,rel} = \frac{k_t}{k_N} \quad (73)$$

The relative reference endurance strength is characteristic for a certain belt type and its splices. It must therefore be incorporated in the product standards as minimum requirement, in the future.

Table 10 contains the relative values of reference endurance strength for several belt types. The following aspects must be taken into consideration for the determination for their application:

- The values for steel-cord conveyor belts have been verified by numerous tests and can be considered as as minimum requirements which must be complied with, including evidence of compliance.
- The values for conveyor belts with textile plies are standard values based on practical experience. Most probably, these values must be corrected, if a larger number of test results will be available.

The actual reference endurance strength k_t proven for a certain belt type and a certain types of splices can always be applied in the calculation of the minimum force causing belt rupture.

Table 10 – Relative reference endurance strength $k_{t,rel}$

Belt type	Belt design acc. to	Minimum rupture force k_N N/mm	Splicing acc. to	Relative reference endurance strength $k_{t,rel}$
Textile belts with one single ply	DIN 22102-1	630 to 3150	DIN 22102-3 finger splice	0.35
Textile belts with two plies and thick intermediate layer	DIN 22102-1	200 to 2000	DIN 22102-3, with intermediate tension member	0.35
Textile belts with more than two plies	DIN 22102-1	315 to 3150	DIN 22102-3, with reset splice	0.30
Textile belts with one single ply	DIN 22109-1	800 to 3150	DIN 22121	0.35
Textile belts with two plies	DIN 22109-2	800 to 1600	DIN 22121 with intermediate tension member (B)	0.30
Steel cord belts	DIN 22129-1 DIN 22131-1	1000 to 5400	DIN 22129-4	0.45
Steel cord belts	following DIN 22129-1 DIN 22131-1	<1000 >5400	following DIN 22129-4	0.45

^a Please note that the standard values cannot be achieved with aged belts or used belts.

¹⁾ The term “Nominal rupture force” cited in this context corresponds to the term “Minimum rupture force” as applied in the standard documents issued for conveyor belts employed in the hard coal mining industry and the regulations issued by the Mining authority.

The minimum rupture force characteristic of the belt is calculated as follows applying the highest value k_k in accordance with equation (72) or equation (73) under steady operating conditions:

$$k_{N,min} = \frac{k_{t,min}}{k_{t,rel}} = k_{k,max} \cdot \frac{S_0 \cdot S_1}{k_{t,rel}} \quad (74)$$

In order to avoid extreme stresses in the non-steady operating condition and under those conditions that may arise if belts with a partial load are passing through uphill and downhill stretches of the conveyor installation, it shall be checked that the following limiting conditions are met:

$$k_{t,min} \geq 1.1 \cdot k_{k,a,max} \quad (75)$$

If this is not the case, the dimensioning of the endurance member must be corrected applying a higher value $k_t = 1.1 - k_{k,a,max}$.

According to this method, the tension members of the conveyor belts must be dimensioned proceeding exclusively from tensile loads. It must be checked whether they will provide a sufficient resistance against additional stresses and whether their transversal rigidity will be sufficient for supporting the conveyor belt. They must therefore be designed with higher strength, if necessary.

10.3 Design and layout of the cover layer

The thickness of cover layers shall be suitably selected dependent on the material so as to ensure its protective function, even with progressing wear during the scheduled service life of the conveyor belt; the surface structures of the tension member must remain adequately covered (see also appendix A).

If DIN standards and other normative regulations do not provide further details, the standard values for the minimum thickness of cover layers indicated in table 11 and corresponding additions for the carrying side of the belt as provided in table 12 may be applied. Certain minimum thickness values are required if a belt protection (transverse reinforcement) is incorporated in the conveyor layers. In order to avoid impermissible buckling of the belt, the ratio of the cover layer on the carrying side relative to the cover layer on the running side should not exceed 3:1.

Table 11 – Standard values for minimum thickness of cover layers on the carrying side and running side of the belt

Material of longitudinal tension member	Minimum thickness of cover layer (standard values)
B (cotton)	1 mm to 2 mm depending on the textile structure
P (polyamide)	
E (polyester)	
St (steel cords)	$0.7 \cdot d_{Gk}$, at least 4 mm with transverse reinforcement, possibly more than 4 mm

Table 12 – Determination of the standard values for additions on the minimum thickness of carrying side cover layers in accordance with table 11

Characteristics and their evaluation			Cumulative evaluation figures	Additions on minimum thickness, mm (standard values)
Loading	favourable	1	5 to 6	0 to 1
	average	2		
	unfavourable	3		
Loading frequency	favourable	1	7 to 8	1 to 3
	average	2		
	unfavourable	3		
Grain size	favourable	1	9 to 11	3 to 6
	average	2		
	unfavourable	3		
Density	favourable	1	12 to 13	6 to 10
	average	2		
	unfavourable	3		
Abrasiveveness	favourable	1	14 to 15	> 10
	average	2		
	unfavourable	3		

11 Minimum pulley diameter

The method described for determining the minimum pulley diameters follows ISO 3684:1990. The idea behind the determination of minimum pulley diameters is directly linked with the expectations regarding the service life of the conveyor belt and its splices. The minimum pulley diameters to be determined in accordance with the method described in this clause allows the assumption that the endurance strength of splices will be at least equal to the expected service life of the conveyor belt; provided that the splices are properly executed. Smaller pulley diameters as those determined in accordance with the method described in this document will lead to premature failure; they also facilitate wear and tear of pulley surfaces or laggings.

The minimum pulley diameters of a belt conveyor installation will be determined by the design and layout, stresses and splicing method (see also appendix A). A distinction is made between the following groups of pulleys when determining the minimum diameters:

- Group A: driving pulleys and all other pulleys in the zone of high belt tensions;
- Group B: return pulleys in the zone of low belt tensions;
- Group C: deflection pulleys (change of direction of belt travel $\leq 30^\circ$).

In so far as no relevant data are contained in DIN standards or other specifications in this connection, the minimum diameters of pulleys of group A, B and C, and for the four different groups of pulley load factors provided in table 14, can be determined as follows:

$$D_{Tr} = c_{Tr} \cdot d_{Gk} \quad (76)$$

The factor c_{Tr} is a parameter dependent on the material of the tension member according to table 13 below.

Table 13 – Parameter c_{Tr} for the determination of the minimum pulley diameter D_{Tr}

Material of longitudinal tension member	c_{Tr}
B (cotton)	80
P (polyamide)	90
E (polyester)	108
St (steel cords)	145

Each pulley diameter determined in accordance with the above description shall be rounded up to the next standard value indicated in table 14.

Table 14 – Minimum diameters of pulleys of groups A, B, C in function of the rate of utilization of the maximum pulley load factors in the steady operating condition

D_{Tr} as per equat. (76)	Minimum diameter in mm (without lagging)											
	Pulley load factor = $\frac{k_{max}}{k_N} \cdot 8 \cdot 100$ in %											
	over 100%			over 60% up to 100%			over 30% up to 60%			up to 30%		
	Pulley group			Pulley group			Pulley group			Pulley group		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
100	125	100		100								
125	160	125	100	125	100		100					
160	200	160	125	160	125	100	125	100		100	100	
200	250	200	160	200	160	125	160	125	100	125	125	100
250	315	250	200	250	200	160	200	160	125	160	160	125
315	400	315	250	315	250	200	250	200	160	200	200	160
400	500	400	315	400	315	250	315	250	200	250	250	200
500	630	500	400	500	400	315	400	315	250	315	315	250
630	800	630	500	630	500	400	500	400	315	400	400	315
800	1000	800	630	800	630	500	630	500	400	500	500	400
1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	630	500	630	630	500
1250	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	800	630	800	800	630
1400	1600	1400	1000	1400	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1600	1800	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1000	800	1000	1000	800
1800	2000	1800	1250	1800	1400	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000
2000	2200	2000	1400	2000	1600	1250	1600	1250	1000	1250	1250	1000

12 Design and layout of transition curves and vertical curve radii

12.1 General

Clause 9 deals with the calculation of belt tensions distributed across the belt width proceeding from the specified design of transition curves or convex curves for the subsequent design and layout of the conveyor belt. This clause deals with the calculation of suitable transitions and vertical curves suitable for a specified belt type.

12.2 Determination of the minimum transition length

12.2.1 General

The following applies to 2-part and 3-part carrying idlers in accordance with the approach illustrated in figure 8 and relationship (74):

$$k_{K,zul} = \frac{k_N \cdot k_{Lrel}}{S_0 \cdot S_1} \quad (77)$$

$$k_M = \frac{B \cdot k - b_s \cdot k_{K,zul}}{B - b_s} \geq 0 \quad \text{and} \quad (78)$$

$$\Delta k = k_{K,zul} - k_M \quad (79)$$

12.2.2 Conveyor belts with textile plies

$$\frac{\Delta l}{l_G} = \frac{\Delta k}{E_{LGK}} \quad (80)$$

$$l_{G,min} = \sqrt{\frac{h_{Tr}^2 + 2 \cdot b_s^2 - 2 \cdot b_s \cdot (h_{Tr} \cdot \sin \lambda + b_s \cdot \cos \lambda)}{\left(\frac{\Delta l}{l_G} + 1\right)^2 - 1}} \quad (81)$$

The transition lengths calculated with sufficient accuracy in accordance with the above relationships are applicable to textile conveyor belts.

12.2.3 Steel cord conveyor belts

Meeting the conditions mentioned in subclause 9.2.3, in particular equation (68), the minimum transition lengths can be determined in a rough calculation as detailed below:

$$k_{K,zul} = \frac{k_N \cdot k_{Lrel}}{1,25 \cdot S_0 \cdot S_1} \quad (82)$$

Δk is calculated in accordance with equation (79) applying equation (78) and equation (82).

Applying the definition of $l_{0,c}$ in accordance with equation (66) we have:

$$\frac{\Delta l}{l_{0,c}} = \frac{\Delta k}{E_{LGK}} \quad (83)$$

$$l_{0,min} = \sqrt{\frac{h_{Tr}^2 + 2 \cdot b_s^2 - 2 \cdot b_s \cdot (h_{Tr} \cdot \sin \lambda + b_s \cdot \cos \lambda)}{\left(\frac{\Delta l}{l_{0,c}} + 1\right)^2 - 1}} \quad (84)$$

Equation (83) and equation (84) may be applied only if there is a piece of belt of sufficient length provided in front of or behind the belt pulley for the compensation of length variations. If there is e.g. a convex curve right after a transition, the above condition will be considered as not met. In this case $l_{U,c}$ shall be replaced by l_U .

It is recommendable to apply the calculation methods detailed in [14] and [16].

If transitions are arranged in curved zones, elongations resulting from superimposition shall be taken into consideration.

12.3 Determination of the minimum radius of vertical curves

12.3.1 General

Additional elongations due to convex and concave curves can be determined for small and medium curve lengths with relatively large efforts only (see [16]); however their magnitudes will always be smaller than the elongations arising in the middle of long curves. These elongations form the basis of the calculations below.

12.3.2 Convex curves

Proceeding from the assumption that the belt tension in the central zone of the conveyor belt is equal to 0, the minimum radius of a convex curve can be determined as follows applying the equations (69), (71), (74):

$$R_{s,\min} = \frac{b_s \cdot \sin \lambda \cdot E_{LGk}}{k_N \cdot k_{\text{total}}} \cdot S_0 \cdot S_1 \quad (85)$$

12.3.3 Concave curves

In the case of c o n c a v e belt conductance there will arise additional elongations of the belt centre and contractions of the edge of the belt with magnitudes that will amount to the same magnitudes as the additional elongations which arise in the case of convex belt conductance on condition that the belt does not lift off the carrying idlers. Off-lifting can be avoided if the following minimum radius will be met under all operating conditions.

$$R_{s,\min} = \frac{F_T}{g \cdot m_G \cdot \cos \delta} \quad (86)$$

13 Dimensioning of turnovers

Belt turnovers are helpful as they reduce the soiling and wear of the conveyor belt and to improve belt travel in the lower strand.

The length and type of the belt turnovers are dependent on the following parameters:

- belt width;
- belt weight;
- transverse rigidity;
- elastic characteristics;
- conveying speed .

A distinction is made between the types of turnovers of the conveyor belt with different supporting principles as illustrated in figure 11:

- free turnover;
- guided turnover;
- supported turnover

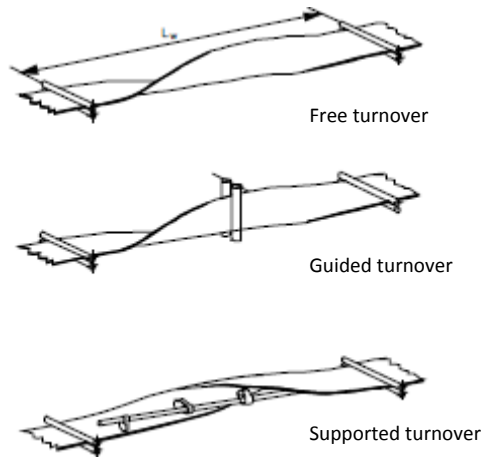


Figure 11 – Design variants for turnovers

Table 15 – Standard values for the dimensioning of turnover lengths l_w

Type of belt turnover	Max. belt width	Minimum turnover length l_w for conveyor belts with		
		cotton plies	EP plies	steel cord plies
Free turnover	1200	$8 \cdot B$	$10 \cdot B$	
Guided turnover	1600	$10 \cdot B$	$12.5 \cdot B$	$22 \cdot B$
Supported turnover	2400	-	$10 \cdot B$	$15 \cdot B$

The standard values provided in table 15 will be sufficient if the return strand is subject to low belt tensions. If this is not the case, a more precise calculation must be carried out (see [12]).

Appendix A
(for information)
Notes

General

The working group assigned to revise the standard DIN 22101:1982-02 was required to give a simple description of relationships, wherever possible. This task appeared to be unrealistic. In fact, the current descriptions are even more complex than those given in the 1982 edition because of new knowledge which needed to be incorporated. The working group, however, came to the conclusion that comprehensive computerized calculations, which are widely practicable, should be preferred in order to find improved technical and economical solutions.

Nevertheless, simplified calculation methods are referred to wherever feasible (i.e. in cases not requiring high accuracy).

Re clause 5**Theoretical cross section fill A_{th} and equivalent angle of slope β**

The bulk material cross section, in the case of a troughed belt, comprises the “water cross section” and the slope cross section lying above it. The shape of the slope will depend amongst other factors on the properties of the bulk material conveyed (e.g. its lumpiness, internal friction, friction coefficient between the conveyor belt and the material conveyed) and also on the operating conditions of the belt conveyor installation (e.g. type of belt feed, rectilinear running of the belt, frequency and duration of vibrations (jarring) of the bulk material conveyed). The slope cross section which actually takes shape is markedly smaller than the cross section given by the static angle of slope. A calculation of this actual cross section can therefore, as a general rule, only be undertaken under idealizing assumptions. In the case of belt conveyor installations with a horizontal layout, the slope cross section in the German technical literature is nearly always idealized in the form of a triangular cross section, whilst in International Standard ISO 5048:1989 it is idealized in the form of a segment of a circle.

The working group considered the adoption of the above approach according to ISO 5048 and its incorporation in this revision, but finally refrained from this intention for the following reasons:

- The latest editions of international and German normative standards take a triangular cross section as basis for similar examinations (see ISO 7189 or DIN 22200).
- ISO 3435 proceeds from “angle of repose” instead of referring to the “surcharge angle” (as mentioned in ISO 5048).
- Hence it can be assumed that the next revision of ISO 5048 will be converted to an idealized triangular cross section.

Reduction factor φ_{st}

When using the determination equation (10), it must be borne in mind that the equivalent angle $\beta = 15^\circ$ used in a large number of calculations of the cross section of fill, represents a precautionary value. In order not to be placed in the position of assessing far too low cross sections of fill by using this value in the case of inclined installations, it will be necessary to calculate the factor φ_{st} which is dependent on the inclination, with an angle of slope β_{dyn} can come close to the static angle of slope (the angle of internal static friction). If accurate values are required in borderline cases, such values must be determined by tests under conditions which approximate the true application conditions as closely as possible. .

Re subclause 6.2

For the calculation of resistances, even complex determination equations are not excluded since computerized calculations of this type are widely practicable.

Unlike in DIN 22101:1982-02, preference is given to the determination of resistances for individual sections of a conveyor belt.

The simplest conceivable layout of a belt conveyor installation consists of two sections only: upper strand and lower strand. The simplifying a belt conveyor installation with uphill and downhill part sections as an installation with only two part sections may yield extremely wrong results. (This issue has already been addressed in the edition DIN 22101:1982-02, subclause 8.1, however without suggesting a method for the correct determination of primary resistance in each section.)

Re subclause 6.2.2

In order to enable a high degree of accuracy of design and layout, the hypothetical friction coefficient f should be determined more precisely by measuring two major friction portions, i.e.

- the indentation rolling resistance of the conveyor belt,
- the idler running resistance

and by giving an estimate of the remaining portions (see [5]).

The standard values provided in table 4 can be used for a rough determination of the resistances arising in the individual sections.

Figure A.1 shows an example of the portions of different types of resistance for long belt conveyor installations

- Right column: belt conveyor installation with approx. 5% inclination; F_a
- Left column: belt conveyor installation of horizontal layout

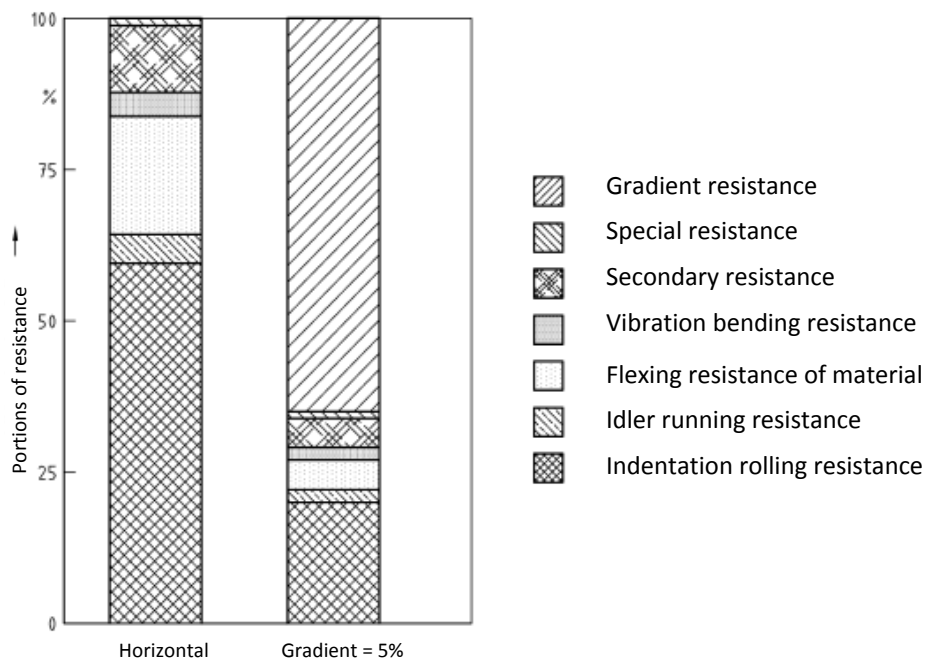


Figure A.1 – Comparison of the portions of resistance of two long belt conveyor installations of identical design, however with different inclination

Re subclause 6.2.3

Preferably, secondary resistances should be calculated individually, instead of determining an all-inclusive portion of the primary resistance.

Determining the friction resistance between conveyor belt and lateral chutes in the acceleration zone of a feeding point, not only the Rankine factor

$$c_{\text{Rank}} = \tan^2 \left(45^\circ - \frac{\beta_{\text{dyn}}}{2} \right)$$

which has an effect on the pressure exerted on the chute walls by the material in the chute zone shall be taken into consideration, but also the coefficient c_{Schb} (magnitudes of β_{dyn} : can be seen from the explanations on the reduction factor φ_{St}). This factor characterizes the increase of the resistance due to additional pressure on the chute walls caused by the dynamic pressure of the material flow of feed material. Consequently, the magnitude of the coefficient c_{Schb} will be equal to 1 for the transfer height 0; it then increases with rising conveying speeds and dropping heights. For the design and layout of customary belt conveyor installations, the product will be $c_{\text{Schb}} \cdot c_{\text{Rank}} = 1$, whilst the coefficient will be applied as $c_{\text{Schb}} = 1$ for hopper discharge conveyors with high loading heights.

Re subclause 6.5

The distinction between special resistances arising along the entire stretch of the installation and those occurring in individual sections only, as introduced by ISO 5048, will no longer be applicable. The calculation approach detailed in this standard requires the calculation of resistance values for individual sections which particularly implies the consideration of special resistances.

Detailed information on the magnitudes of the dynamic slope angle β_{dyn} in the Rankine factor c_{Rank} applied in the calculation of the resistance arising at the material guide bars can be seen from the above comments on the reduction factor φ_{St} .

Re subclause 8.3.3

A belt conveyor installation on which the rate of increase of the pulley peripheral forces is limited during the starting or stopping procedure, and on which the belt is in motion in the entire installation, exhibits a belt acceleration which is independent of location; it behaves in a quasi steady-state fashion, and enables the dynamic additional forces to be determined as mass forces. If one intends to calculate the non-quasi steady operating condition of belt conveyor installation, e.g. the breakaway process, it becomes necessary to determine the dynamic additional forces which arise in this connection with the aid of very complex calculation methods (see [9]).

Re subclause 8.4

As regards the calculation, a distinction must be made between a tensioning device with a fixed take-up pulley and a tensioning device with a flying take-up pulley.

Take-up devices with a fixed pulley are devices on which the position of the driven and no-driven pulleys remains unaltered for every operating condition of the conveyor. The desired adjustment of the tensile force is effected for example by means of spindles (screws) or jacks. Depending on the prevailing operating condition, a fixed take-up pulley will result in varying forces at the tensioning location. Conversely the total of the local belt elongations in the upper strand and the lower strand will remain constant; it is equal to twice the take-up pulley travel during the take-up process (take-up pulley path s_{Sp}^*).

$$\sum \Delta l_i = 2 \cdot s_{\text{Sp}}^* = \text{const} \quad (\text{A.1})$$

Take-up devices with a flying take-up pulley are devices which generate tensile forces which are either independent of the operating conditions, or which are practically constant, or which are suitably matched to the prevailing operating conditions. This is achieved for example with the aid of take-up weights, pneumatic or

hydraulic devices and force-controlled jacks in the case of take-up pulleys with an adequate travel facility. Their mode of operation is, therefore, characterized by the fact that the total of the local belt elongations in the upper strand and the lower strand and consequently the take-up pulley travel vary in magnitude:

$$\sum \Delta l_i = 2 \cdot s_p^* \neq \text{const} \quad (\text{A.2})$$

A linear relationship between the elastic elongations and the belt tensions k related to the belt width is assumed as simplification for the calculation of Δl_i , as a general rule, and this expressed by means of a mean modulus of elasticity for all the load-bearing belt plies E_{LGk} .

Take-up forces that can be adjusted by suitable means must be adjusted with an adequate speed in order to avoid sliding and slipping on the drive pulleys. In this context, it may be helpful to adjust the take-up force to a magnitude higher than the calculated one in order to ensure an adequate belt tension at any time.

Re clause 9

The determination of belt tensions in accordance with DIN 22101:1982-02 solely focussed on mean belt tensions. Non-uniform distribution of tensions over the width of a troughed belt as arising in transitions or curves was accounted for by a deduction r_1 introduced for this particular purpose. This, however, does not represent the state of the art in respect of the design and layout of heavy-duty conveyor belts.

For the consideration and determination of additional elongations of the conveyor belt, a distinction must be made between belts with textile pliers and steel-cord belts because of their extremely different elastic characteristics.

Elongations of belt edges in the transition zones shall be calculated proceeding from the geometrical approach suggested by Laier (see [13]). Applying this approach, length variations and – for conveyor belts with textile plies – elongations and additional loads can be determined with sufficient accuracy. Length compensations of steel-cord belts involve considerably large belt portions adjacent to the transition zone. That is why higher belt tensions than actually arising will be the result, if the approach recommended for conveyor belts with textile plies is applied to steel-cord belts. In the referenced documents (see [12] and [14]) provide descriptions of safe methods for the precise calculation of steel-cord conveyor belts, which can be applied without problems, provided that the mechanical characteristics of these belts are available.

If no mechanical characteristics of the belt are available, empirical relationships are provided for conveyors belts in accordance with DIN 22129-1 or DIN 22131-1 and steel-cord belts of similar design. These relationships will enable a sufficiently precise prediction of the stresses arising in conveyor belts installed on 2-part idlers and –most frequently employed– 3-part idlers, in many cases. However, the relationships can be referred to as correct only if the elastic characteristics of the belt currently ensured according to common practice, but not specified by the applicable standards, are maintained, except for insignificant modifications.

Re subclause 9.2

The belt pulley should not be arranged at a level which is lower than the deepest trough level as this requires greater transition lengths or may aggravate the non-uniform distribution of belt tensions across the cross section of the belt. This also enhances the load on idlers and bearings. There is also an increasing risk of damage to the belt as the belt may run into the gap between the rollers of the carrying idlers.

Re subclause 10.2

Deviating from DIN 22101:1982-02, the belt tensions arising in the non-steady operating conditions are not directly taken into consideration for the design and layout of the conveyor belt. Instead, one single limiting condition has been specified which will be applicable only to extremely high stresses in the non-steady operating conditions. Safety factors are to be selected (table 8 of the previous revision of the standard) in order to take the frequency of non-steady operating conditions into consideration. That is why no all-inclusive deduction r_2 is required for the consideration of these stresses.

The load-bearing capacity of a conveyor belt is primarily dependent on the dynamic strength of the conveyor belt and belt splices. DIN 22101 : 1982-02 accounts for this aspect applying an all-inclusive factor r_0 . Testing the belt in accordance with DIN 221 10-3 the reference endurance strength of the conveyor belt and the belt splices can be determined. The characteristics of the belt splices are represented by the safety factors S_0 provided in table 8. The magnitude of stresses is expressed by the safety factor S_1 to be selected from table 9. The values in table 8 and 9 have been verified by comparison with the values obtained from existing heavy-duty conveyor installations.

Re subclause 10.3

Because the relevant DIN standards contain no data regarding the selection of the cover layer thickness, recommendations in this respect have been incorporated in this standard.

The cover layer thickness on the running side of the conveyor belt is determined to a great extent by the tension member, whilst the cover layer thickness on the carrying side of the belt is determined mainly by the stressing of the belt by the material conveyed, and consequently by the following influencing quantities:

- nature of material conveyed: particle size and particle shape, density, abrasiveness
- loading conditions: drop height, resilience of the belt support, difference in speed between conveyor load and belt
- loading frequency: frequency of belt circulation and scheduled service life of the conveyor belt, number of feeding points

The thickness on the carrying side must be at least equal to the thickness on the running side of the belt. In view of the resistance to motion of a belt conveyor installation, the cover plate thickness on the running side of the belt should be kept as low as possible.

Re clause 11

The principle and general contents of the calculation of minimum pulley diameters is identical with the calculation described in ISO 3684:1990. The design and layout according to the ISO standard is based on the percentage of utilized RMBT (recommended maximum belt tension), which has been defined in DIN 22101:1982-02 as

$$\frac{k}{k_N} \cdot S_{\text{max}} \cdot 100 \% \quad . \quad \text{This standard defines this variable as} \quad \frac{k_N}{8} \quad . \quad \text{As the applicable rule does no longer}$$

refer to the mean belt tension k related to the belt width, but to the highest local value k_{max} the reference value is to be calculated as $\frac{k_{\text{max}}}{k_N} \cdot 8 \cdot 100 \%$ (pulley loading factor). This reference value may have magnitudes higher

than 100%. That is why a fourth category has been introduced for pulleys loads exceeding the permissible magnitudes defined in DIN 22101:1982-02 and ISO 3684:1990.

Re clause 13

This standard contains empirical minimum turnover lengths for different belt types and turnover principles

Appendix B
(for information)
Explanations on international standards

The following ISO standards have been taken into consideration for the revision of this standard:

ISO 5048:1989 “Continuous mechanical handling equipment – Belt conveyors with carrying idlers – Calculation of operating power and tensile forces“

The recommendations contained in the above document for the determination of:

- the material flow and the troughing cross section
- the resistance to motion, driving force and the power requirement
- the belt tensions

Are in accordance with the contents of this standard.

In the ISO document, the cross section of fill of a troughed belt is composed of an equal sided trapezium or isosceles triangle surmounted by a segment of circle. In this standard (see clause 5), the upper portion of the cross section of fill is idealized in the form of an isosceles triangle, in accordance with the German technical literature. This approach has been maintained as it can be assumed that the standard ISO 5048:1989 – like other ISO standards – will be revised and converted to a triangular cross section (see appendix A, explanations on clause 5).

According to the recommendations contained in the ISO document for the calculation of the secondary and special resistances, the resistances due to the belt cleaners are deemed to be special resistance. However, as belt cleaners form part of the standard equipment of belt conveyor installations for bulk materials, the associated resistances have been allotted to the secondary resistances in this standard (see clause 6).

The ISO document takes the maximum belt tension calculated as mean value across the belt width as basis for the design and layout of the conveyor belt. It explicitly refers to simple, but frequent cases. This standard accounts for non-uniform belt tensions distributed across the cross section of troughed conveyor belts taking into consideration the endurance strength of the conveyor belt and belt splices subject to dynamic loads.

ISO/DIS 3870:1996 “Conveyor belts for loose bulk material conveyors – Adjustment of take-up devices“

In the above standard, recommendations are given in respect of different types of take-up devices. It defines the standard values of elongation and other influencing variables for the calculation of the take-up distances applicable to tension members of different materials. ISO/DIS 3870:1996, appendix A provides an option for the determination of adequate take-up distances dependent on the belt tensions determined for a belt conveyor installation. Applying the relationships provided in this standard (see subclause 8.4) elongations of the conveyor belt and the corresponding take-up pulley path can be determined with a relatively high degree of accuracy proceeding from the distribution of belt tensions and the characteristics of the conveyor belt.

ISO 5293:1981 “Conveyor belts – Formula for transition distance on three equal length idler rollers“

The above standard gives detailed recommendations for the determination of transition lengths. It is based on the same simplified assumptions which were first made by Laier (see [13]). This standard does not give priority to the retroactive calculation of an adequate transition length, but takes the maximum belt tensions resulting from a given transition length (or curve layout) as basis for the design and layout of the conveyor belt.

ISO 3684: 1990 “Conveyor belts – Determination of minimum pulley diameter”

The recommendations contained in the above standard for the determination of minimum pulley diameters for belt conveyor installations have been incorporated in this standard in more concise form adapted to their field of application (see clause 11). Since this standard does not contain any variable corresponding to the term “recommended maximum belt tension” (RMBT), which had been introduced in ISO 3684, this variable had to be newly defined as $\frac{k_N}{8}$.

The pulley loading factor has been introduced as $\frac{k_{\max}}{k_N} \cdot 8 \cdot 100$ in % .

References

- DIN EN 20340, *Schwerentflammbare Fördergurte – Anforderungen und Prüfverfahren (ISO 340: 1982); German version EN 20340:1993.* (Non-readily flammable conveyor belts; requirements, test procedure)
- DIN EN 20284, *Fördergurte – Elektrische Leitfähigkeit – Spezifikation und Prüfverfahren (ISO 284:1982); German version EN 20284:1993.* (Conveyor belts; electric conductivity; specification, test procedure)
- DIN 22103, *Schwerentflammbare Stahlseil-Fördergurte – Anforderungen, Prüfung.* (Non-readily flammable steel cord conveyor belts; requirements, testing.)
- DIN 22109-5, *Textil-Fördergurte für den Steinkohlentagebau – Kennzeichnung.* (Conveyor belts with textile plies for the hard coal mining industry, opencast applications; identification)
- DIN 22109-6, *Textil-Fördergurte für den Steinhohlentagebau – Prüfung.* (Conveyor belts with textile plies for the hard coal mining industry, opencast applications; testing)
- DIN 22110-1, *Prüfverfahren für Fördergurtverbindungen – Ermittlung der Bruchkraft von Gurtverbindungen an Textil-Fördergurten.* (Test procedures for conveyor belt splices; determination of the rupture force for textile belt splices)
- DIN 22110-2, *Prüfverfahren für Fördergurtverbindungen – Teil: Dauerlaufversuch, Ermittlung der Laufzeit von Gurtverbindungen an Textil-Fördergurten.* (Test procedure for conveyor belt splices; part: continuous test run, determination of the service life of textile belt splices)
- DIN 22111, *Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage – Leichtes Traggerüst.* (Belt conveyors for coal mining, underground applications; lightweight supporting structure).
- DIN 22112-3, *Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage – Tragrollen – Teil 3: Prüfungen.* (Belt conveyors for coal mining, underground applications; idlers: part 3: testing)
- DIN 22114, *Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage – Schweres Traggerüst.* (Belt conveyors for coal mining applications, underground applications; heavyweight supporting structure)
- DIN 22118, *Textil-Fördergurte für den Steinkohlenbergbau – Brandtechnische Prüfung.* (Conveyor belts with textile plies for hard coal mining; fire prevention test)
- DIN 22120, *Abstreifleisten aus Elastomeren für Gurtförderanlagen im Steinkohlentagebau* (Scraper bars made of elastomers for belt conveyor system in the hard coal mining industry, opencast applications)
- DIN 22200, *Stetigförderer – Gliederbandförderer – Berechnungsgrundsätze.* (Continuous conveyors; link belt conveyors; calculation principles)
- ISO 1537:1975, *Mechanische Stetigförderer für Schüttgut - Gemuldete Gurtförderer (außer tragbaren Förderern) – Tragrollen.* (Continuous mechanical conveyors for bulk materials; troughed belt conveyors (except portable conveyors); carrying idlers)
- ISO 3435:1977, *Continuous mechanical handling equipment – classification and symbolization of bulk materials.*
- ISO 5048:1989, *Stetigförderer – Gurtförderer mit TRagrollen – Berechnung der Antriebsleistung und der Gurtzugkräfte.* (Continuous conveyors; belt conveyors with idlers; calculation of driving power and belt tensions)
- ISO 5293:1981, *Fördergurte – Formel für den Übergangsabstand auf drei gleichlange Tragrollen.* (Conveyor belts – Formula for the transitions distance on three idlers of equal length)
- SO 7189:1983, *Mechanische Stetigförderer – Gliederbandförderer – Berechnungsregeln.* (Continuous mechanical conveyors; link belt conveyors; calculation principles)
- [1] Vierling, A.: Zum Stand der Berechnungsgrundlagen für Gurtförderanlagen. Braunkohle. Wärme und Energie 19 (1967) No. 9, pages 309-315. (Fundamentals for the calculation of belt conveyor systems)
- [2] Schwarz, F: Zum Endrückrollwiderstand zwischen Fördergurt und Tragrolle. Fördern und heben 17 (1967) No. 12, pages 712-719. (Indentation rolling resistance between conveyor belt and carrying idler)
- [3] Behrens, U.: Untersuchungen zum Walkwiderstand schwerer Förderbandanlagen. Braunkohle, Wärme und Energie 20 (1968) No. 7, pages 222-231. (Examinations of the flexing resistance of heavyweight belt conveyor systems)
- [4] Hager, M. and A. Hintz: The Energy-Saving Design of belts for Long Conveyor Systems. Bulk Solids Handling 13 (1993) No. 4 Page 749-758.
- [5] Hager, M. and H. Simonsen: Berechnung und Auslegung von Gurtförderern für Schüttgut. Braunkohle/Surface Mining 52 (2000) No. 3, p. 245-259. (Calculation and dimensioning of belt conveyors for loose bulk materials)
- [6] Grimmer, K.-J. and D. Thormann: Zur Problematik der Kraft- und Bewegungsverhältnisse des Schüttgutes an Aufgabestellen von Förderbandanlagen, Fördern und heben 17 (1967) No. 6, pages 345-351. (Forces and motions related to the bulk material at the feeding points of belt conveyor system)

- [7] Grimmer, K.-J.: Zwei ausgewählte Probleme der Bandfördertechnik. Fortschrittsberichte VDI-Zeitschrift Reihe 13, No. 10, September 1968. (Two selected problems of belt conveyor technology)
- [8] Funke, H.: Zur Auslegung von Anlaufhilfen für Gurtförderanlagen nach Entwurf DIN 22101. Braunkohle 31 (1979) No. 6, pages 188-194. (Design and layout of starting aids for belt conveyor system in accordance with the draft of DIN 22101)
- [9] Funke, H. and F. K. Könnecker: Experimental Investigations and Theory for the Design of Long-Distance Belt Conveyor System. Bulk Solids Handling 8 (1988) No. 5, pages 567-579.
- [10] Grimmer, K.-J.: Der Einfluss von Trommelbelägen und Feuchtigkeit auf den Reibungsbeiwert zwischen Fördergurt und Antriebstrommel. Braunkohle, Wärme und Energie 18 (1966) No. 9, pages 325-332. (The influence of pulley laggings and moisture of friction factor between conveyor belt and drive pulley)
- [11] VDI-Richtlinie 2341, Gurtförderer für Schüttgut – Tragrollen und Tragrollenabstände. (Belt conveyors for loose bulk material; idlers and idler spacing)
- [12] Oehmen, K.H.: Berechnung der Dehnungsverteilung in Fördergurten infolge Muldungsübergang, Gurtwendung und Seilunterbrechung. Braunkohle 31 (1979) No. 12. pages 394-402. (Determination of the distribution of elongations in conveyor belts resulting from transition, turnover and discontinuity of cords)
- [13] Laier, D.: Ein Versuch zur rechnerischen Erfassung der zusätzlichen Dehnung in der Muldungsstrecke von Fördergurten. Braunkohle. Wärme und Energie 18 (1966) No. 1. pages 14-19. (Attempt of mathematical determination of additional elongations in troughed sections of conveyor belts)
- [14] Hager, M. and S. Tappeiner: Additional Strain in Conveyor Belts Caused by Curves and Transition Geometry. Bulk Solids Handling 13 (1993) No. 4, pages 695-703.
- [15] Grimmer, K.-J. and F. Kessler: Spezielle Betrachtungen zur Gurtführung bei Gurtförderern mit Horizontalkurven. Teil 1: Anmerkungen und Teil 2: Verbesserungen zu herkömmlichen Berechnungsverfahren. Berg- und Hüttenmännische Monatshefte 132 (1987), No. 2, pages 27-32 and No. 6, pages 206-211. (Special considerations regarding belt routing on belt conveyors with horizontal curves. Part 1: Comments and Part 2: Improvements of traditional calculation methods.)
- [16] Oehmen, K. H.: Einfluss vertikaler und horizontaler Kurven auf die Dehnungsverteilung in Fördergurten – Theorie und Anwendung. Braunkohle 31 (1979) No. 12, pages 340-348. (Influence of vertical and horizontal curves on the distribution of elongations in conveyor belts; theory and application)
- [17] Hager, M.: Stand der Entwicklung von Verbindungen hochfester Stahlseilgurte. Braunkohle 39 (1987) No. 7, pages 251-253. (State of development of high-tension splices of steel-cord conveyor belts)
- [18] Flebbe, H.: Dynamic Splice Strength-Design Criterion for Conveyor Belts. Bulk Solids Handling 8 (1988) No. 5. Page 581-586.
- [19] Hager M. and H. v .d. Wroge: Design of Steel Cord Conveyor Belt Splices. Bulk Solids Handling 11 (1991) No. 4, pages 849-860.

Technical Help to Exporters

TRANSLATION

DIN 22 102

Part 1

April 1991

CONVEYOR BELTS WITH
TEXTILE PLIES FOR BULK GOODS;
DIMENSIONS, SPECIFICATIONS, MARKING

original language version

Textil-Fördergurte für Schüttgüter
Masse, Anforderungen, Kennzeichnung

issued by

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG
Postfach 1107
D-1000 Berlin 30
GERMANY

Technical Help to Exporters has taken all reasonable measures to ensure the accuracy of this translation but regrets that no responsibility can be accepted for any error, omission or inaccuracy. In cases of doubt or dispute, the original language text only is valid.

© Technical Help to Exporters
British Standards Institution
Linford Wood, Milton Keynes, MK14 6LE.
Tel: Milton Keynes (0908) 220022 Telex: 825777

DIN 22 102

Part 1

Conveyor belts with textile plies for bulk goods;
dimensions, specifications, marking

With DIN 22102 Part 2/04.91

Replaces DIN 22102/09.70

See Explanations for correlation with International Standard
ISO 251:1987, published by the International Organisation for
Standardisation (ISO).

Dimensions in mm

1 Scope

This standard applies to conveyor belts with one or more plies of woven
textile fabric for transporting bulk goods.

For conveyor belts for use in coal mining see DIN 22109 Part 1, Part 2
and Part 4 to Part 6.

Rubber Technology Standards Committee (FAKAU) in the Deutsches Institut
für Normung e.V. (DIN) [German Standards Institute]
Mining Standards Committee (FABERG) in DIN

2 Construction of belts

Conveyor belts with textile plies for bulk goods have

- one ply
- or two plies with an interlayer 1 to 2 mm thick
- two or more plies bonded together with bonding layers of elastomeric material
- edges as required.

3 Types of belt

Table 1. Types of belt for bulk goods, with one, two or more plies

	Types of belt ¹⁾												
Conveyor belts with one ply	200/1	250/1	315/1	400/1	500/1	630/1	800/1	1000/1	1250/1	1600/1	2000/1	2500/1	3150/1
Conveyor belts with two plies	200/2	250/2	315/2	400/2	500/2	630/2	800/2	1000/2	1250/2	1600/2	2000/2	2500/2	3150/2
Conveyor belts with more than two plies			315/3	400/3	500/3	630/4	800/4	1000/5	1250/5	1600/5	2000/5	2500/5	3150/5

¹⁾ The symbol for the type of belt includes the minimum breaking load F_{Bmin} of the belt (N/mm width of belt) and the number of plies.

When selecting the type of belt, the loss of breaking strength r_{Verb} in the joint shall be taken into account, as in DIN 22 101, using the values given in Table 2.

Table 2. Loss of breaking strength

Number of plies	Loss of breaking strength in the joint r_{Verb}
1	0,20
2	0,20 ¹⁾ 0,50 ²⁾
3	0,33
4	0,25
5	0,20

¹⁾ Combination with reinforcement | interlayer and 2-step joint
²⁾ Without reinforcement interlayer.

5 Dimensions, definitions

5.1 Width of belt

Table 4 Width of belt

Width of belt	Tolerance
300 400 500	± 5
650 800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800 3000 3200	$\pm 1\%$

5.2 Thickness of belt

The thickness of the belt depends on its construction, and shall be agreed between the manufacturer and the user. The actual dimension shall not differ from the agreed nominal thickness by more than ± 1 mm in belts up to 10 mm thick, or by more than $\pm 10\%$ of the thickness in belts more than 10 mm thick.

5.3 Thickness of covers

Thickness of covers in mm for carrying face (TS) and backing face (LS):

2/1; 3/1; 4/2; 6/3

Other thicknesses can be agreed, depending on the loading and taking into account the requirements of DIN 22101. In such cases the ratio

TS/LS should not be greater than 3:1 so as to prevent excessive bulging of the belt.

The actual thickness of the covers may be less than the nominal value

- by 0.2 mm for thicknesses of up to 4 mm
- by 5% for thicknesses above 4 mm.

There are no specified values for thicknesses above the nominal values.

5.4 Length of belt

The length of the belt shall be fixed by agreement.

The tolerances for length, measured on the slack belt, are given in Tables 5 and 6.

Table 5. Tolerances for endless belts

Inside length	Tolerance
up to 15 000	±50
from 15 000 to 20 000	±75
above 20 000	±0,5%

Table 6. Tolerances for open belts

How delivered	Tolerance %
as one length	+ 2,5 0
in several lengths: each single length	±5
For the sum of all single lengths	+ 2,5 0
Stock lengths	±5

DIN 22 102 Part 1

5.5 Edge of belt

The edges of the belt are the zones at the edge of the conveyor belt without reinforcement. These edges shall be up to 15 mm wide.

5.6 Description for ordering

400 m conveyor belt, 1000 mm wide, ply material polyester (E) in the longitudinal direction and polyamide (P) in the transverse direction, minimum breaking load 1000 N/mm belt width, with 5 plies with carrying face/backing face thickness ratio 4/2, covers of type Z and special feature K:

400 m Conveyor belt DIN 22102 - 1000 - EP - 1000/5 4/2 ZK

The symbol for the type of cover is omitted for belts with special features T, G, A and C.

6 Specifications

6.1 Minimum breaking load

Table 7. Minimum breaking load

Minimum breaking load F_{min} (N/mm belt width)												
200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150

6.2 Elongation under standard load

Table 8. Elongation under standard load

Minimum breaking load (N/mm belt width)	Elongation under standard load ¹⁾ (static loading) % max.
200 250 315 400 500	1,5
630 800 1000 1250	2,5
1600 2000 2500 3150	3

¹⁾The standard load is 10% of min. breaking load

The elongation values apply to conveyor belts with polyester (E) as the longitudinal ply material. Elongation values may be different for other longitudinal ply materials.

6.3 Ultimate tensile strength, elongation at break and abrasive wear of covers

Table 9. Ultimate tensile strength, elongation at break and abrasive wear

Type of cover	Tensile strength N/mm ² min.	Elongation at break % min.	Abrasive wear mm ³ max.
W	18	400	90
X	25	450	120
Y	20	400	150
Z	15	350	250

The above Table gives a selection of test criteria. Other criteria, e.g. tear resistance, may be used for the evaluation of covers.

Reliable conclusions on the behaviour of covers in practical operation, e.g. wear properties or resistance to damage by cutting, cannot be reached solely on the basis of these values.

These values do not apply to conveyor belts with special feature T, G, A or C.

6.4 Resistance to separation

Table 10. Resistance to separation

Resistance to separation N/mm		
Between plies <i>entre felas</i>	Between covers and plies <i>Entre felas y cubiertas</i>	
	for covers 0.8-1.5 mm thick	for covers above 1.5 mm thick
5	3.5	4.5

No single value shall be more than 1 N/mm below these values.

The maximum permissible single value shall be 16 N/mm for conveyor belts with a minimum breaking strength of up to 1250 N/mm and 20 N/mm for belts with a minimum breaking strength above that value.

Different values are permissible in conveyor belts with special features T, G, A and C.

6.5 Troughability

Troughability is given by the ratio

Deflection f

Belt width B

The minimum values of f/B with 3 idler rollers of the same dimensions as specified in DIN 22107 are given in Table 11.

Table 11. Minimum values of f/B

Inclination of side idler rollers	$\frac{f}{B}$ min.
20°	0,08
25°	0,10
30°	0,12
35°	0,14
40°	0,16
45°	0,18
50°	0,20
55°	0,23
60°	0,26

6.6 Straight running

With bearings perfectly adjusted under no-load conditions and when loaded in the middle of the belt, conveyor belts shall not drift laterally off centre by more than the amounts given in Table 12.

Table 12. Permissible lateral travel

Belt width from Table 4	Permissible lateral travel
up to 800	± 40
1000	± 50
1200	± 60
1400	± 70
1600 to 3200	± 75

6.7 Fabric joints

6.7.1 Fabric joints along the belt

Table 13. Number of fabric joints

Belt width from Table 4	No. of lengthwise fabric joints for belts with			
	one ply	two plies	more than 2 plies each outer ply	more than 2 plies each inner ply
up to 800	-	-	-	1
1000 1200			1	2
1400 1600		by agreement	2	2
1800 2000			2	2
2200 to 3200			2	3

Fabric joints shall be at least 100 mm from the outer edge of the fabric core.

In wide conveyor belts with two or more joints in the same ply, the spacing shall be at least 200 mm. The spacing between joints in two fabric plies on top of one another shall be at least 100 mm.

6.7.2 Fabric joints across the belt

In conveyor belts with two plies, any required fabric joints shall be constructed in such a way as to ensure that the tensile load transmitted is appropriate to the minimum breaking load of the belt.

In conveyor belts with several plies, the inner plies shall not have more than two joints in each ply in a 100-m length of belt.

Joints in adjacent plies shall be at least 2 m apart.

DIN 22 102 Part 1

6.8.2 Covers, interlayers and bonding layers

Elastomers (e.g. natural rubber, synthetic rubber or mixtures thereof) shall be used for covers, interlayers and bonding layers.

6.9 Ageing

After accelerated ageing, the mean values for ultimate tensile strength and elongation at break of the covers and for resistance to separation shall be not more than 25% below the mean values in the condition as delivered.

Different values are permissible in conveyor belts with special properties T, G, A or C.

6.10 Fire resistance

As specified in DIN 22103, only for conveyor belts with special properties S and K, which are not used in coal mining.

6.11 Antistatic properties

As specified in DIN 22104, only for conveyor belts with special properties E, S and K.

7 Testing

Conveyor belts shall be tested as specified in DIN 22102 Part 2.

8 Marking

If a marking has been agreed between manufacturer and user, it shall be effected by marking one of the covers with the following sequence of symbols:

DIN 22 102 Part 1

- Manufacturer's identification
- Ply material
- Minimum breaking load (N/mm width of belt)
- Number of plies
- Special property (if necessary)
- Identification number of belt

Table 15. Code letters for special properties

Code letter	Special properties
E	with antistatic covers
K	with antistatic covers, and fire resistant with covers
S	fire resistant with and without covers and with antistatic covers
T	heat resistant
R	cold resistant
G	oil- and grease-resistant
A	for foodstuffs
C	for chemical products

Characters of Type 1 E 28 as specified in DIN 1451 Part 3 shall be used for the marking letters and numbers, according to the width of the belt.

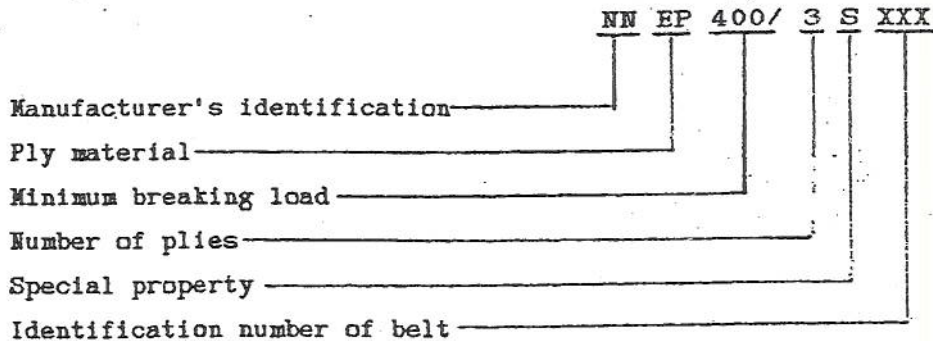
The code groups shall be separated by spaces.

Belts shall be marked at intervals of 10 m.

The type and size of marking shall be agreed.

DIN 22 102 Part 1

Example of marking:



9 Joints in belts

As specified in DIN 22102 Part 3

Quoted standards

- DIN 1451 Part 3 Character types; sanserif, printing types for marking
- DIN 22101 Conveyor belts for bulk goods, principles for calculation and design
- DIN 22102 Part 2 Conveyor belts with textile plies for bulk goods; testing
- DIN 22102 Part 3 Conveyor belts with textile plies for bulk goods; permanent joints
- DIN 22103 Fire resistant conveyor belts; specifications, testing
- DIN 22104 Antistatic conveyor belts; specifications, testing
- DIN 22107 Continuous conveyors; arrangement of idler rollers for conveyor belts for bulk goods, principal dimensions
- DIN 22109 Part 1 Conveyor belts with textile plies for coal mining; PVG or PVC conveyor belts with one ply for below ground, dimensions, specifications

DIN 22 102 Part 1

DIN 22109 Part 2 Conveyor belts with textile plies for coal mining;
rubber or PVC conveyor belts with two plies for below
ground, dimensions, specifications

DIN 22109 Part 4 Conveyor belts with textile plies for coal mining;
rubber conveyor belts with two plies for above
ground, dimensions, specifications

DIN 22109 Part 5 Conveyor belts with textile plies for coal mining;
marking

DIN 22109 Part 6 Conveyor belts with textile plies for coal mining;
testing

DIN 53815 Testing of textiles; definitions for the simple
tensile test

Previous versions

DIN BERG 2102 Part 1 and Part 2: 10.34

DIN 22102 Part 1: 09.43, 01.52

DIN 22102 Part 2: 09.43, 10.51

DIN 22102: 03.68, 09.70

Amendments

The following amendments have been made to DIN 22102/09.70:

- a) The title of the standard has been changed.
- b) The standard has been divided into two Parts and joints in belts have
been included.
- c) The standard has been adapted to the current state of technology

Explanations

As regards widths and tolerances on length, this standard corresponds to
ISO 251 : 1987

DIN 22 102 Part 1

en: Conveyor belts - Widths and lengths

ge: Fördergurte - Breiten und Längen

International patent classification

B 65 G 15/34

G 01 B 21/60

G 01 L 5/00

ANEXO V

4. AJUSTES RECOMENDADOS ISO.

La lista de ajustes recomendados que se incluye a continuación es informativa y no es una lista fija. Los ajustes recomendados varían según el campo de producción, normativa local y las prácticas que son habituales en la empresa. La selección de los ajustes se ha de hacer teniendo en cuenta tanto aspectos tecnológicos como económicos. Es preciso considerar especialmente los instrumentos de metrología de que se dispone, calibres y herramientas necesarias para llevar a cabo la producción.

AGUJERO ÚNICO		EJE ÚNICO		CARACTERÍSTICAS DE ASIENTO	EJEMPLOS
H8	x8			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H8	u8				
H7	s6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H7	r6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H7	n6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H7	k6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H7	j6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H7	h6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H8	h9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H11	h9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H11	h11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H7	g6	G7	h6	Giratorios sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H7	f7	F8	h6	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	f7	F8	h9	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	e8	E9	h9	Giratorios con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H8	d9	D10	h9	Giratorios con mucho juego.	Soportes múltiples.
H11	c11	C11	h9	Libre, con holgura.	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H11	a11	A11	h11	Muy libre	Avellanados. Taladros de tornillos.

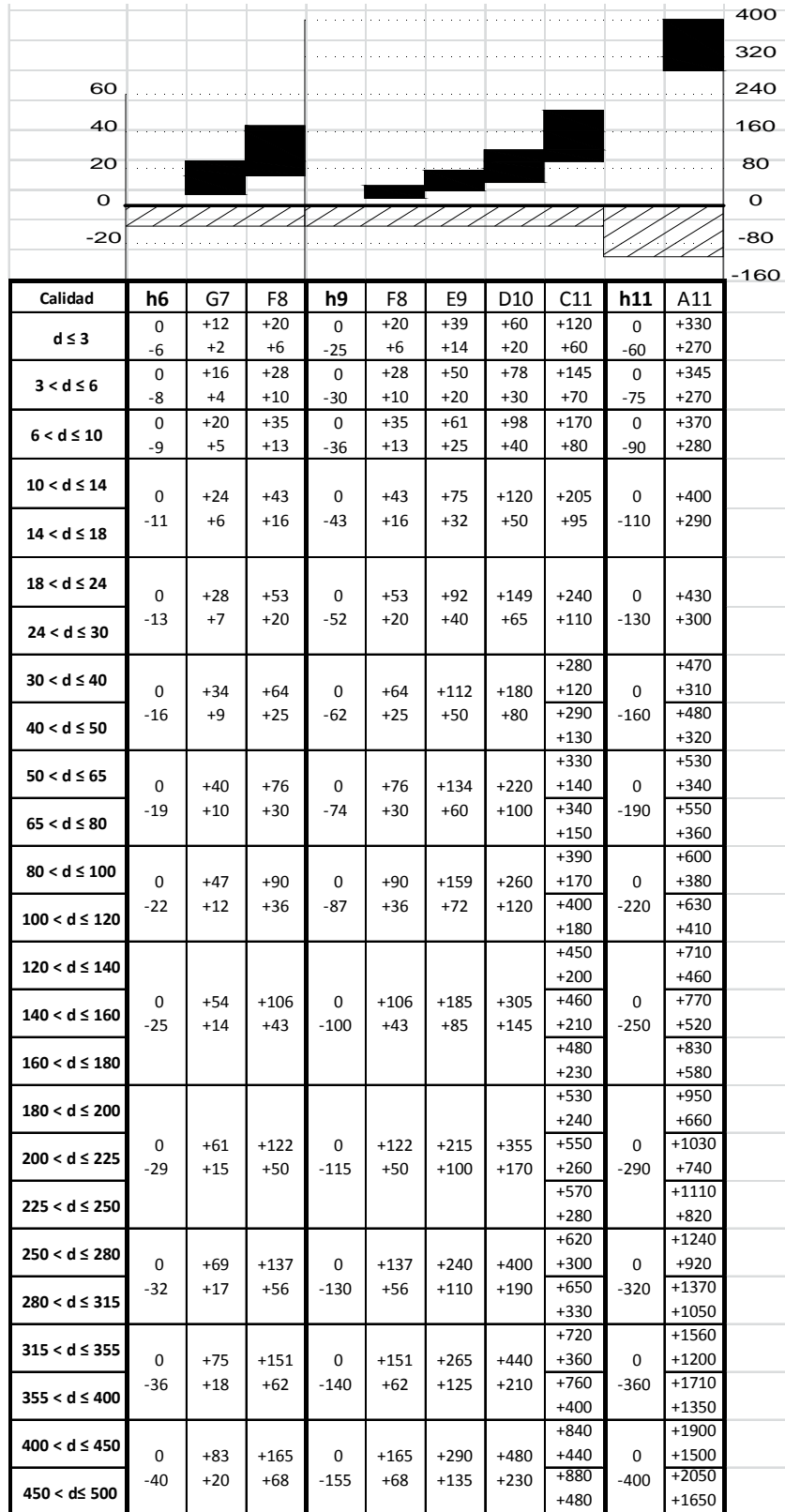
Los ajustes preferentes, en negrita en la tabla, son: H8/x8, H8/u8, H7/r6, H7/h6, H8/h9, H7/f7, F8/h6, H8/f7, F8/h9, E9/h9, D10/h9, C11/h9.

Las calidades superficiales se pueden aplicar según el índice de tolerancia, pudiéndose relacionar las calidades entre N5-N8 con IT6-IT8, N9 con IT8 –IT9, N10-N11 con IT9-IT11.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las tolerancias de los ajustes recomendados por ISO de agujero base, antes expuestos, así como su representación gráfica para la medida $10 < d \leq 14$.

Calidad	H7	s6	r6	n6	k6	j6	h6	g6	f7	H8	x8	u8	h9	f7	e8	d9	H11	h9	h11	c11	a11
$d \leq 3$	+10 0	+20 +14	+16 +10	+10 +4	+6 0	+4 -2	0 -6	-2 -8	-6 -16	+14 0	+34 +20	+32 +18	0 -25	-6 -16	-14 -28	-20 -45	+60 0	0 -25	0 -60	-60 -120	-270 -330
$3 < d \leq 6$	+12 0	+27 +19	+23 +15	+16 +8	+9 +1	+6 -2	0 -8	-4 -12	-10 -22	+18 0	+46 +28	+41 +23	0 -30	-10 -22	-20 -38	-30 -60	+75 0	0 -30	0 -75	-70 -145	-270 -345
$6 < d \leq 10$	+15 0	+32 +23	+28 +19	+19 +10	+10 +1	+7 -2	0 -9	-5 -14	-13 -28	+22 0	+56 +34	+50 +28	0 -36	-13 -28	-25 -47	-40 -76	+90 0	0 -36	0 -90	-80 -170	-280 -370
$10 < d \leq 14$	+18 0	+39 +28	+34 +23	+23 +12	+12 +1	+8 -3	0 -11	-6 -17	-16 -34	+27 0	+67 +40 +45	+60 +33	0 -43	-16 -34	-32 -59	-50 -93	+110 0	0 -43	0 -110	-95 -205	-290 -400
$14 < d \leq 18$											+87 +54 +97 +64	+74 +41 +81 +48	0 -52	-20 -41	-40 -73	-65 -117	+130 0	0 -52	0 -130	-110 -240	-300 -430
$18 < d \leq 24$	+21 0	+48 +35	+41 +28	+28 +15	+15 +2	+9 -4	0 -13	-7 -20	-20 -41	+33 0	+119 +80 +136 +97	+99 +60 +109 +70	0 -62	-25 -50	-50 -89	-80 -142	+160 0	0 -62	0 -160	-120 -280 -130 -290	-310 -470 -320 -480
$30 < d \leq 40$	+25 0	+59 +43	+50 +34	+33 +17	+18 +2	+11 -5	0 -16	-9 -25	-25 -50	+39 0	+119 +80 +136 +97	+99 +60 +109 +70	0 -62	-25 -50	-50 -89	-80 -142	+160 0	0 -62	0 -160	-120 -280 -130 -290	-310 -470 -320 -480
$40 < d \leq 50$											+168 +122 +192 +146	+133 +87 +148 +102	0 -74	-30 -60	-60 -106	-100 -174	+190 0	0 -74	0 -190	-140 -330 -150 -340	-340 -530 -360 -550
$50 < d \leq 65$	+30 0	+72 +53 +78 +59	+60 +41 +62 +43	+39 +20	+21 +2	+12 -7	0 -19	-10 -29	-30 -60	+46 0	+168 +122 +192 +146	+133 +87 +148 +102	0 -74	-30 -60	-60 -106	-100 -174	+190 0	0 -74	0 -190	-140 -330 -150 -340	-340 -530 -360 -550
$65 < d \leq 80$											+232 +178 +210 +144	+178 +124 +187 +144	0 -36	-36 -71	-72 -126	-120 -207	+220 0	0 -87	0 -220	-170 -390 -180 -400	-380 -600 -410 -630
$80 < d \leq 100$	+35 0	+117 +92	+88 +63	+45 +20	+25 +2	+13 -7	0 -19	-12 -29	-36 -60	+54 0	+232 +178 +210 +144	+178 +124 +187 +144	0 -36	-36 -71	-72 -126	-120 -207	+220 0	0 -87	0 -220	-170 -390 -180 -400	-380 -600 -410 -630
$100 < d \leq 120$											+311 +248 +343 +280	+233 +170 +253 +190	0 -100	-43 -83	-85 -148	-145 -245	+250 0	0 -100	0 -250	-200 -450 -210 -460	-460 -710 -520 -770
$120 < d \leq 140$	+40 0	+125 +100	+90 +65	+52 +27	+28 +3	+14 -11	0 -25	-14 -39	-43 -83	+63 0	+311 +248 +343 +280	+233 +170 +253 +190	0 -100	-43 -83	-85 -148	-145 -245	+250 0	0 -100	0 -250	-200 -450 -210 -460	-460 -710 -520 -770
$140 < d \leq 160$											+373 +310 +422 +350	+273 +210 +308 +236	0 -115	-56 -96	-110 -172	-190 -285	+320 0	0 -115	0 -290	-230 -480 -240 -530	-580 -830 -660 -950
$160 < d \leq 180$											+457 +385 +497 +425	+330 +258 +356 +284	0 -115	-50 -96	-100 -172	-170 -285	+290 0	0 -115	0 -290	-260 -550 -280 -570	-740 -1030 -820 -1110
$180 < d \leq 200$	+46 0	+159 +130	+109 +80	+60 +31	+33 +4	+16 -13	0 -29	-15 -44	-50 -96	+72 0	+457 +385 +497 +425	+330 +258 +356 +284	0 -115	-50 -96	-100 -172	-170 -285	+290 0	0 -115	0 -290	-260 -550 -280 -570	-740 -1030 -820 -1110
$200 < d \leq 225$											+556 +475 +606 +525	+396 +315 +431 +350	0 -130	-56 -108	-110 -191	-190 -320	+320 0	0 -130	0 -320	-300 -620 -330 -650	-920 -1240 -1050 -1370
$225 < d \leq 250$											+679 +590 +749 +660	+479 +390 +524 +435	0 -140	-62 -119	-125 -214	-210 -350	+360 0	0 -140	0 -360	-360 -720 -400 -760	-1200 -1560 -1350 -1710
$250 < d \leq 280$	+52 0	+190 +158	+126 +94	+66 +34	+36 +4	+19 -16	0 -32	-17 -49	-56 -108	+81 0	+679 +590 +749 +660	+479 +390 +524 +435	0 -140	-62 -119	-125 -214	-210 -350	+360 0	0 -140	0 -360	-360 -720 -400 -760	-1200 -1560 -1350 -1710
$280 < d \leq 315$											+837 +740 +917 +820	+587 +490 +637 +540	0 -68	-68 -131	-135 -232	-230 -385	+400 0	0 -155	0 -400	-440 -840 -480 -880	-1500 -1900 -1650 -2050
$315 < d \leq 355$	+57 0	+226 +190	+144 +108	+73 +37	+40 +4	+18 -18	0 -36	-18 -54	-62 -119	+89 0	+837 +740 +917 +820	+587 +490 +637 +540	0 -140	-62 -119	-125 -214	-210 -350	+360 0	0 -140	0 -360	-360 -720 -400 -760	-1200 -1560 -1350 -1710
$355 < d \leq 400$											+837 +740 +917 +820	+587 +490 +637 +540	0 -68	-68 -131	-135 -232	-230 -385	+400 0	0 -155	0 -400	-440 -840 -480 -880	-1500 -1900 -1650 -2050
$400 < d \leq 450$	+63 0	+272 +232	+166 +126	+80 +40	+45 +5	+20 -20	0 -40	-20 -60	-68 -131	+97 0	+837 +740 +917 +820	+587 +490 +637 +540	0 -68	-68 -131	-135 -232	-230 -385	+400 0	0 -155	0 -400	-440 -840 -480 -880	-1500 -1900 -1650 -2050
$450 < d \leq 500$											+837 +740 +917 +820	+587 +490 +637 +540	0 -68	-68 -131	-135 -232	-230 -385	+400 0	0 -155	0 -400	-440 -840 -480 -880	-1500 -1900 -1650 -2050

En la siguiente tabla se muestran los valores de las tolerancias de los ajustes recomendados por ISO de **eje base**, antes expuestos, así como su representación gráfica para la medida **10<d≤14**.



Consideraciones generales

Las condiciones de funcionamiento de una pieza obliga a establecer holguras o aprietos entre ella y aquellas sobre las que se monta; por ejemplo, la condición de deslizamiento entre un pistón y el cilindro sobre el que debe moverse implica necesariamente la necesidad de un juego, la magnitud del mismo dependerá de una serie de condiciones funcionales tales como el grado de estanqueidad requerido, del fluido que produce el desplazamiento, del rozamiento esperado, la longitud del pistón y la biela, los materiales utilizados, temperatura máxima de funcionamiento, velocidad de desplazamiento, etc. Siendo por tanto el valor del citado juego es un dato que fijará el proyectista en función de la experiencia y de las consideraciones anteriores.

En la fabricación de un único conjunto, las condiciones funcionales se mantendrán para ese juego (o aprieto) dentro de una relativa amplia gama de variaciones de medida; es decir, en el caso del pistón anterior, si se ha determinado un juego de entre 0,05 y 0,1 mm., el funcionamiento será correcto, siempre que se conserve, independientemente de que el diámetro del pistón mida 49 o 51 mm. ya que a un pistón único corresponde un cilindro único.

Si por el contrario el número de unidades a fabricar es múltiple y queremos hacer que cada pistón pueda montarse en cualquier cilindro con los límites de juego especificados, es decir que exista intercambiabilidad, ya no será admisible la variación de medidas nominales, como anteriormente.

Por otra parte es sabido que los propios procesos de fabricación introducen en las dimensiones de las piezas errores o desviaciones sobre las medidas establecidas en los planos de definición de las mismas.

En razón de todo ello, es necesario establecer límites (tolerancias) sobre todas las dimensiones fundamentales de una pieza.

Para definición y aclaración de los conceptos de tolerancias de medidas se ha editado la norma UNE 4-026-79, cuyos conceptos principales se indican a continuación.

Medida: Número que expresa para una determinada longitud su valor numérico en las unidades elegidas.

Medida efectiva: Resultado de una medición

Medida nominal: Medida a la que se definen las medidas límites

Mediada máxima: La mayor medida permitida

Medida mínima: la menor de las medidas permitidas

Diferencia o desviación superior (D_s ó ds): Diferencia algebraica entre la medida máxima y la nominal.

Diferencia o desviación inferior (D_i ó di): Diferencia algebraica entre la medida nominal y la mínima.

Línea de referencia o línea cero: Representación gráfica de la medida nominal a partir de la cual se representan las diferencias; estas pueden ser ambas positivas, ambas negativas o una positiva y la otra negativa.

Tolerancia: Diferencia entre la medida máxima y mínima

Zona de tolerancia: Espacio o zona en representación gráfica delimitado por las líneas que representan los límites de tolerancia respecto a la línea de referencia

Desviación o diferencia fundamental: Una cualquiera de las dos diferencias elegida convencionalmente para definir la posición de la zona de tolerancia con respecto a la línea de referencia.

Eje base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al eje cuya diferencia superior es nula.

Agujero base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al agujero cuya diferencia inferior es nula.

Ajuste: Es la relación por diferencia antes de su montaje, entre las medidas de dos piezas que han

de montarse la una sobre la otra. *Tolerancia de ajuste*: Es la suma aritmética de las tolerancias de los dos elementos de un ajuste

Juego: Diferencia antes del montaje entre la medida del agujero y de eje cuando es positiva

Juego máximo: Diferencia en valor absoluto entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje

Juego mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje

Aprieto: Diferencia antes de montaje entre la medida del agujero y del eje cuando es negativa

Aprieto máximo: Diferencia en valor absoluto entre la máxima medida del eje y la mínima del agujero.

Aprieto mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la mínima medida del eje y la máxima del agujero

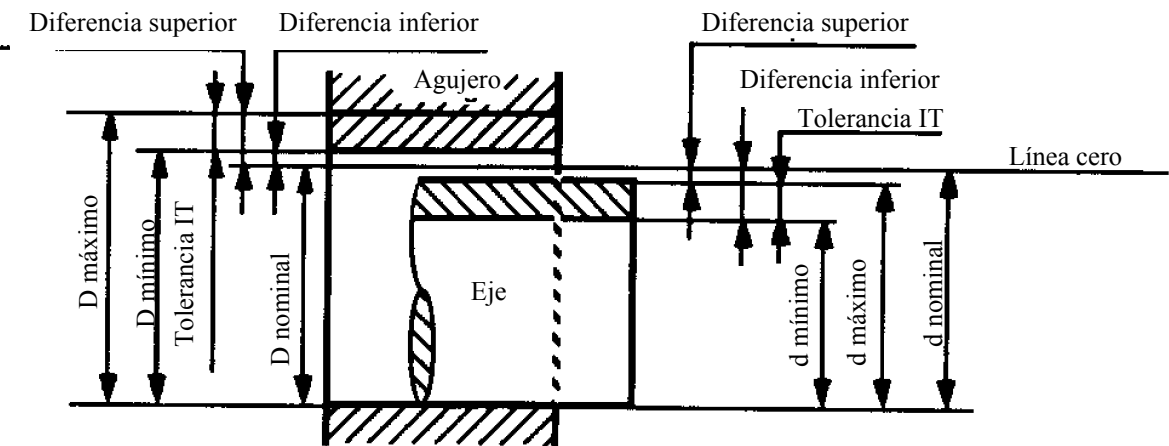
Ajuste indeterminado: Es el ajuste que dependiendo de las medidas obtenidas para el eje y el agujero puede resultar juego o aprieto.

Sistema de tolerancias: Conjunto sistemático de tolerancias y diferencias normalizadas.

Sistemas de ajustes eje base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un eje con tolerancia constante y límite superior igual a cero, agujeros con diferentes tolerancias.

Sistemas de ajustes agujero base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un agujero con tolerancia constante y límite inferior igual a cero, ejes con diferentes tolerancias.

En la figura y cuadro siguientes se muestran de forma gráfica las definiciones y relaciones entre ellas



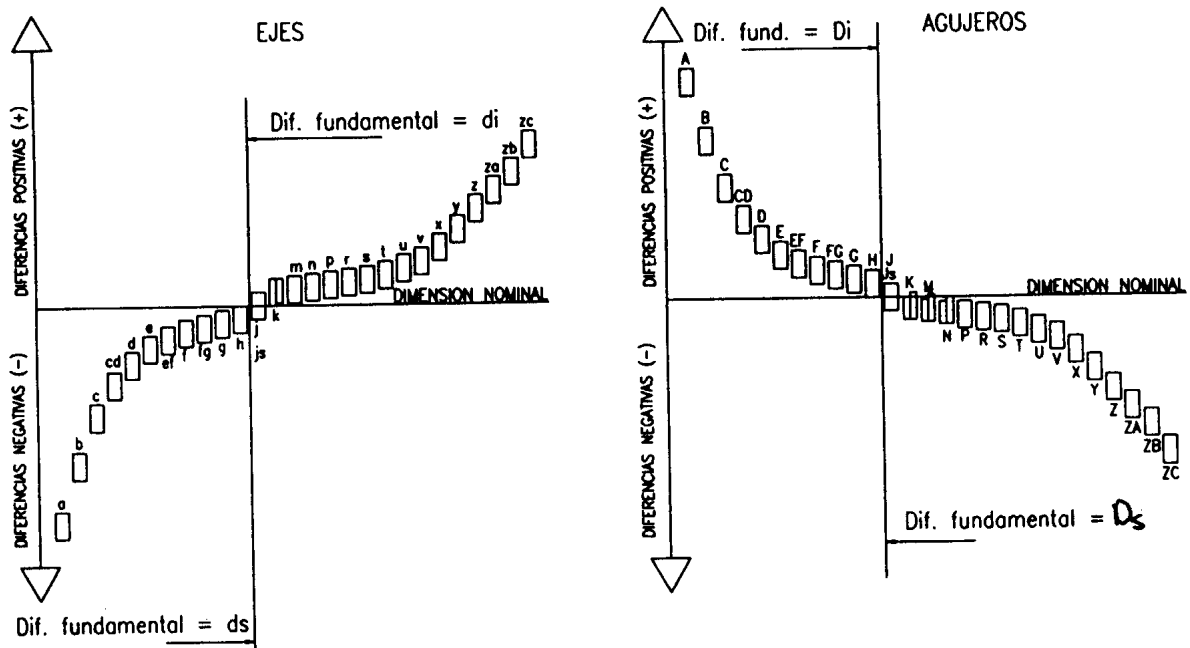
Agujeros	Ejes
Diferencia superior = Diferencia inferior + tol IT	Diferencia superior = Diferencia inferior + tol IT
Diam. máximo = Diam. menor + tol IT	diam. máximo = diam. menor + tol IT
Tol IT = Diam. Máximo - Diam. Mínimo	Tol IT = diam. máximo - diam. mínimo
Tol IT = Diferencia superior - diferencia inferior	Tol IT = Diferencia superior - Diferencia inferior
Diam. máximo = Diam. nominal + diferencia superior	diam. máximo = diam. nominal + diferencia superior
Diam. mínimo = Diam. nominal + diferencia inferior	diam. mínimo = diam. nominal + diferencia inferior

Para establecer unos criterios que permitan conjugar las condiciones funcionales con los errores de los procesos de fabricación, manteniendo la intercambiabilidad, es para lo que se han desarrollado los sistemas de tolerancias. En la actualidad el más ampliamente aceptado es el normalizado por ISO

recogido en la norma UNE 4-040-81, con sus variantes de sistemas de eje único o agujero único.

Estructura del sistema de tolerancias ISO

La estructura del sistema de tolerancias ISO está basada en la posición de la zona de tolerancia respecto a la línea cero o de referencia y el valor de la tolerancia se hace depender de la magnitud de la medida nominal. Las posiciones consideradas se designan por letras mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes en la figura se muestran las establecidas.



Las magnitudes de las tolerancias se hacen depender para un mismo grupo de medidas nominales de una escala con 18 escalones denominada calidad IT y designada por los números 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 y 16. Los valores de las tolerancias IT son función de la magnitud de los diámetros

De esta forma la designación de una tolerancia se realiza con letras y números, correspondiendo las primeras a la posición de la tolerancia y su magnitud por las cifras IT, ejemplo 40 H7 con límites correspondientes a 40,000 y 40,025.

En las páginas siguientes se muestran los valores de las tolerancias IT y los de las diferencias fundamentales para ejes y agujeros

Valores de las tolerancias para calidad de fabricación

Grupos de diámetros (mm)	CALIDADES																Piezas o elementos que no han de ajustarse	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14		IT 15
$d \leq 3$	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
Ultraprecisión	Calibre y piezas de gran precisión																Piezas o elementos que no han de ajustarse	
	Piezas o elementos destinados a ajustarse																Piezas o elementos que no han de ajustarse	

Diferencias fundamentales para los ejes

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j		k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc		
												5 y 6	7																	
Calidad	Todas las calidades																													
	Diferencia superior ds														Diferencia inferior di															
Diferencia fundamental																														
d ≤ 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60	
3 < d ≤ 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-6	+1	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80	
6 < d ≤ 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97	
10 < d ≤ 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130	
14 < d ≤ 18	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+39	+45	-	+60	+77	+108	+150	
18 < d ≤ 24	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0	-5	-10	-	+2	+9	+17	+26	+34	+43	-	+48	+68	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
24 < d ≤ 30	-320	-180	-130	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	+540	+720
30 < d ≤ 40	-340	-190	-140	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585	+770	+1020
40 < d ≤ 50	-360	-200	-150	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800	+1050	+1400
50 < d ≤ 65	-380	-220	-170	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	+1650	+2100
65 < d ≤ 80	-410	-240	-180	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+20	+34	+56	+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	+1750	+2300
80 < d ≤ 100	-460	-260	-200	-	-210	-120	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	+2400	+3100
100 < d ≤ 120	-520	-280	-210	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	+3100	+4000
120 < d ≤ 140	-580	-310	-230	-	-260	-150	-	-75	-	-22	0	-22	-36	-	+25	+44	+75	+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600	+3400	+4400
140 < d ≤ 160	-660	-340	-240	-	-300	-170	-	-84	-	-24	0	-24	-42	-	+27	+48	+82	+144	+276	+408	+600	+750	+920	+1100	+1350	+1700	+2200	+2800	+3600	+4600
160 < d ≤ 180	-740	-380	-260	-	-340	-190	-	-94	-	-26	0	-26	-50	-	+29	+52	+92	+168	+312	+456	+660	+820	+1000	+1200	+1450	+1800	+2300	+2900	+3700	+4800
180 < d ≤ 200	-820	-420	-280	-	-380	-210	-	-104	-	-28	0	-28	-56	-	+31	+56	+100	+192	+348	+504	+720	+880	+1080	+1300	+1550	+1900	+2400	+3000	+3800	+4900
200 < d ≤ 225	-920	-460	-300	-	-420	-230	-	-114	-	-30	0	-30	-62	-	+33	+60	+110	+216	+384	+552	+780	+950	+1150	+1380	+1650	+2000	+2500	+3100	+3900	+5000
225 < d ≤ 250	-1050	-540	-330	-	-460	-250	-	-124	-	-32	0	-32	-70	-	+34	+64	+120	+234	+408	+588	+820	+1000	+1200	+1450	+1750	+2100	+2600	+3200	+4000	+5100
250 < d ≤ 280	-1200	-600	-360	-	-500	-270	-	-134	-	-34	0	-34	-80	-	+35	+66	+130	+252	+432	+624	+840	+1050	+1250	+1500	+1800	+2200	+2700	+3300	+4100	+5200
280 < d ≤ 315	-1350	-680	-400	-	-540	-290	-	-144	-	-36	0	-36	-90	-	+36	+68	+140	+276	+468	+672	+900	+1100	+1300	+1550	+1850	+2200	+2700	+3300	+4100	+5200
315 < d ≤ 355	-1500	-760	-440	-	-580	-310	-	-154	-	-38	0	-38	-100	-	+37	+70	+150	+300	+504	+720	+960	+1150	+1350	+1600	+1900	+2300	+2800	+3400	+4200	+5300
355 < d ≤ 400	-1650	-840	-480	-	-620	-330	-	-164	-	-40	0	-40	-110	-	+38	+74	+160	+324	+528	+756	+1000	+1180	+1380	+1600	+1900	+2300	+2800	+3400	+4200	+5300
400 < d ≤ 450	-1800	-920	-520	-	-660	-350	-	-174	-	-42	0	-42	-120	-	+39	+78	+170	+348	+552	+780	+1020	+1200	+1400	+1600	+1850	+2200	+2700	+3300	+4100	+5200
450 < d ≤ 500	-2000	-1000	-560	-	-700	-370	-	-184	-	-44	0	-44	-130	-	+40	+80	+180	+372	+576	+810	+1050	+1230	+1430	+1600	+1850	+2200	+2700	+3300	+4100	+5200

Para la posición js, di = - IT/2 y ds = IT/2

Diferencias fundamentales para agujeros

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js
Calidad	Todas las calidades											
Diámetro	Diferencia inferior Di											
$d \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	-IT/2
$3 < d \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
$6 < d \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
$10 < d \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
$18 < d \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
$30 < d \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
$40 < d \leq 50$	+320	+180	+130	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
$50 < d \leq 65$	+340	+190	+140	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
$65 < d \leq 80$	+360	+200	+150	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
$80 < d \leq 100$	+380	+220	+170	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
$100 < d \leq 120$	+410	+240	+180	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
$120 < d \leq 140$	+460	+260	+200	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
$140 < d \leq 160$	+520	+280	+210	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$160 < d \leq 180$	+580	+310	+230	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$180 < d \leq 200$	+660	+340	+240	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$200 < d \leq 225$	+740	+380	+260	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$225 < d \leq 250$	+820	+420	+280	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$250 < d \leq 280$	+920	+480	+300	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$280 < d \leq 315$	+1050	+540	+330	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$315 < d \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$335 < d \leq 400$	+1350	+680	+400	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$400 < d \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$450 < d \leq 500$	+1650	+840	+480	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	

Posición	J			K				M					N					P			
Calidad	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	≥ 8
Diámetro	Diferencia superior Ds																				
$d \leq 3$	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
$3 < d \leq 6$	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
$6 < d \leq 10$	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
$10 < d \leq 18$	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
$18 < d \leq 30$	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
$30 < d \leq 40$	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
$40 < d \leq 50$	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
$50 < d \leq 65$	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
$65 < d \leq 80$	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
$80 < d \leq 100$	+22	+30	+47	+2	+5	+13	+22	-11	-8	0	+9	-17	-25	-22	-14	-5	0	-44	-41	-33	-50
$100 < d \leq 120$	+25	+36	+55	+3	+5	+16	+25	-13	-9	0	+9	-20	-27	-25	-14	-5	0	-49	-47	-36	-56
$120 < d \leq 140$	+29	+39	+60	+3	+7	+17	+28	-14	-10	0	+11	-21	-30	-26	-16	-5	0	-55	-51	-41	-62
$140 < d \leq 160$	+33	+43	+66	+2	+8	+18	+29	-16	-10	0	+11	-23	-33	-27	-17	-6	0	-61	-55	-45	-68
$160 < d \leq 180$																					
$180 < d \leq 200$																					
$200 < d \leq 225$																					
$225 < d \leq 250$																					
$250 < d \leq 280$																					
$280 < d \leq 315$																					
$315 < d \leq 335$																					
$335 < d \leq 400$																					
$400 < d \leq 450$																					
$450 < d \leq 500$																					

Posición	R				S				T				U			
	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8
Diámetro	Diferencia superior Ds															
d ≤ 3	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
3 < d ≤ 6	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
6 < d ≤ 10	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
10 < d ≤ 14	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
14 < d ≤ 18																
18 < d ≤ 24	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
24 < d ≤ 30									-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
30 < d ≤ 40	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
40 < d ≤ 50									-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
50 < d ≤ 65	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
65 < d ≤ 80	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
80 < d ≤ 100	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
100 < d ≤ 120	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
120 < d ≤ 140	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
140 < d ≤ 160	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
160 < d ≤ 180	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
180 < d ≤ 200	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
200 < d ≤ 225	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
225 < d ≤ 250	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284
250 < d ≤ 280	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
280 < d ≤ 315	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
315 < d ≤ 355	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
355 < d ≤ 400	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
400 < d ≤ 450	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-209	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
450 < d ≤ 500	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Posición	V				X				Y			Z			ZA		ZB		ZC	
	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	6	7	≥8	6	7	≥8	7	≥8	≥8	≥8		
Diámetro	Diferencia superior Ds																			
d ≤ 3	-	-	-	-	-20	-20	-20	-20	-	-	-	-26	-26	-26	-32	-32	-40	-60		
3 < d ≤ 6	-	-	-	-	-27	-25	-24	-28	-	-	-	-32	-31	-35	-38	-42	-50	-80		
6 < d ≤ 10	-	-	-	-	-32	-31	-28	-34	-	-	-	-39	-36	-42	-46	-52	-67	-97		
10 < d ≤ 14	-	-	-	-	-37	-37	-33	-40	-	-	-	-47	-43	-50	-57	-64	-90	-130		
14 < d ≤ 18	-36	-36	-32	-39	-42	-42	-38	-45	-	-	-	-57	-53	-60	-70	-77	-108	-150		
18 < d ≤ 24	-44	-43	-39	-47	-51	-50	-46	-54	-59	-55	-63	-69	-65	-73	-90	-98	-136	-188		
24 < d ≤ 30	-52	-51	-47	-55	-61	-60	-56	-64	-71	-67	-75	-84	-80	-88	-110	-118	-160	-218		
30 < d ≤ 40	-64	-63	-59	-68	-76	-75	-71	-80	-89	-85	-94	-107	-103	-112	-139	-148	-200	-274		
40 < d ≤ 50	-77	-76	-72	-81	-93	-92	-88	-97	-109	-105	-114	-131	-127	-136	-171	-180	-242	-325		
50 < d ≤ 65	-97	-96	-91	-102	-117	-116	-111	-122	-138	-133	-144	-166	-161	-172	-215	-226	-300	-405		
65 < d ≤ 80	-115	-114	-109	-120	-141	-140	-135	-146	-168	-163	-174	-204	-199	-210	-263	-274	-360	-480		
80 < d ≤ 100	-141	-139	-133	-146	-173	-171	-165	-178	-207	-201	-214	-251	-245	-258	-322	-335	-445	-585		
100 < d ≤ 120	-167	-165	-159	-172	-205	-203	-197	-210	-247	-241	-254	-303	-297	-310	-387	-400	-525	-690		
120 < d ≤ 140	-196	-195	-187	-202	-242	-241	-233	-248	-293	-285	-300	-358	-350	-365	-455	-470	-620	-800		
140 < d ≤ 160	-222	-221	-213	-228	-274	-273	-265	-280	-333	-325	-340	-408	-400	-415	-520	-535	-700	-900		
160 < d ≤ 180	-246	-245	-237	-252	-304	-303	-295	-310	-373	-365	-380	-458	-450	-465	-585	-600	-780	-1000		
180 < d ≤ 200	-278	-275	-267	-284	-344	-341	-333	-350	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-653	-670	-880	-1150		
200 < d ≤ 225	-304	-301	-293	-310	-379	-376	-368	-385	-461	-453	-470	-566	-558	-575	-723	-740	-960	-1250		
225 < d ≤ 250	-334	-331	-323	-340	-419	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-631	-623	-640	-803	-820	-1050	-1350		
250 < d ≤ 280	-378	-376	-365	-385	-468	-466	-455	-475	-571	-560	-580	-701	-690	-710	-900	-920	-1200	-1550		
280 < d ≤ 315	-418	-416	-405	-425	-518	-516	-505	-525	-641	-630	-650	-781	-770	-790	-980	-1000	-1300	-1700		
315 < d ≤ 355	-468	-464	-454	-475	-583	-579	-569	-590	-719	-709	-730	-889	-879	-900	-1129	-1150	-1500	-1900		
355 < d ≤ 400	-523	-519	-509	-530	-653	-649	-639	-660	-809	-799	-820	-989	-979	-1000	-1279	-1300	-1650	-2100		
400 < d ≤ 450	-588	-582	-572	-595	-733	-727	-717	-740	-907	-897	-920	-1087	-1077	-1100	-1427	-1450	-1850	-2400		
450 < d ≤ 500	-653	-647	-637	-660	-813	-807	-797	-820	-987	-977	-1000	-1237	-1227	-1250	-1577	-1600	-2100	-2600		

Con esta estructura la combinación de posibilidades es excesivamente amplia, en la práctica se limitan a las mostradas en la figura y con preferencia a las resaltadas en negrilla.

Tolerancias preferentes para ejes																
						g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
					f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	
				e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7
			d8	e8	f8		h8									
			d9	e9			h9									
			d10													
a11	b11	c11					h11									

Tolerancias preferentes para agujeros																
						G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6	
					F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	
				E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8	P8	R8			
			D9	E9	F9		H9									
			D10	E10			H10									
A11	B11	C11	D11				H11									

TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Los límites de una pieza determinados por las tolerancias dimensionales pueden comportar errores de forma no admisibles para el funcionamiento correcto de las piezas.

Para delimitar los posibles errores de la geometría, se utilizan las tolerancias de forma o geométricas aplicables a los distintos elementos constitutivos de una pieza. La norma UNE 1-191-91 establece las definiciones, símbolos e indicaciones utilizadas para los dibujos y resumidas a continuación.

Zona de tolerancia aplicada a un elemento: Espacio geométrico dentro del cual el elemento debe de estar contenido, de acuerdo con la característica de la tolerancia puede ser una de las siguientes.

Superficie de un círculo

Superficie comprendida entre dos círculos concéntricos

Superficie comprendida entre dos líneas equidistantes o rectas paralelas

Espacio interior a un círculo

Espacio entre dos cilindros coaxiales

Espacio entre dos planos equidistantes o dos planos paralelos

Espacio interior a un paralelepípedo.

Las tolerancias geométricas pueden aplicarse a elementos simples o asociados

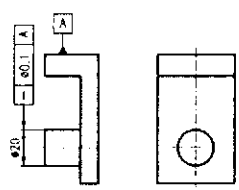
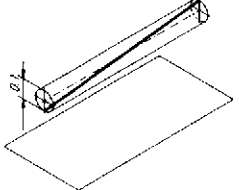
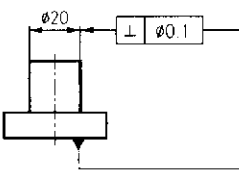
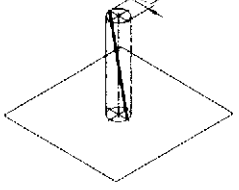
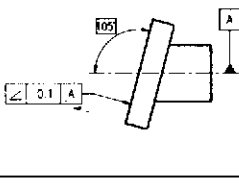
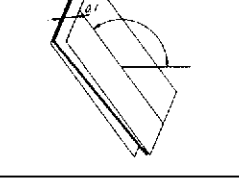
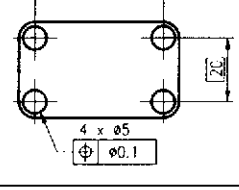
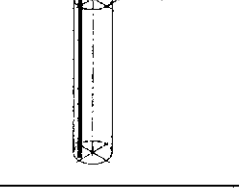
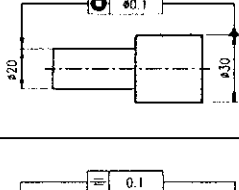
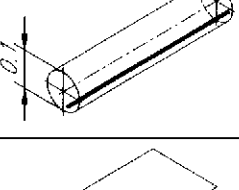

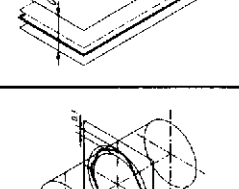
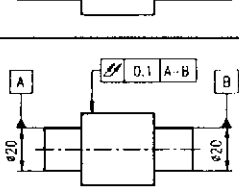
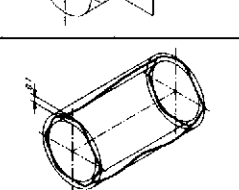


Los símbolos utilizados son los indicados en la página siguiente.

Símbolos para las características de las tolerancias

Elementos y Tipo de tolerancia		Características	Símbolo
Elementos simples	Forma	Rectitud	—
		Planicidad	
		Redondez	
		Cilindricidad	
Elementos simples o asociados	Forma	Forma de una línea	
		Forma de una superficie	
Elementos asociados	Orientación	Paralelismo	
		Perpendicularidad	
		Inclinación	
	Situación	Posición	
		Concentricidad/ Coaxialidad	
		Simetría	
	Oscilación	Circular	
		Total	

Significado de las tolerancias geométricas

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Rectitud			Cualquier generatriz del cilindro se considera recta cuando está totalmente incluida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
			El eje del cilindro se considera recto cuando está totalmente incluido dentro de un cilindro de un diámetro igual a la tolerancia.
Planicidad			La superficie se considera plana cuando está totalmente comprendida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
Redondez			Una sección recta cualquiera de la figura se considera redonda cuando está totalmente comprendida en una corona circular con una diferencia de radios igual a la tolerancia.
Cilindricidad			La superficie exterior del cilindro se considera cilíndrica cuando está totalmente comprendida entre dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios entre sí igual a la tolerancia.
Forma de una línea			El contorno de la pieza tiene la forma nominal cuando está totalmente comprendido entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados sobre el contorno nominal y de diámetro la tolerancia.
Forma de una superficie			Una superficie se considera que tiene la forma especificada cuando está totalmente comprendida entre dos superficies envolventes de esferas con centros situados sobre la superficie nominal y de diámetro la tolerancia.

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Paralelismo			El eje del elemento es paralelo al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Perpendicularidad			El eje del elemento es perpendicular al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Inclinación			El plano debe estar situado entre dos planos paralelos entre sí, separados la tolerancia y que forman un ángulo respecto al eje de referencia igual a la cota requerida especificada.
Posición			El eje de cada taladro debe estar situado dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia y eje situado en las posiciones "teóricamente exactas".
Coaxialidad			El eje del elemento es coaxial respecto al eje de referencia cuando está dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia y eje la referencia.
Simetría			El plano medio de los elementos definidos por la cota es simétrico respecto al plano de referencia cuando está comprendido entre dos planos paralelos, simétricos respecto a la referencia y separados la tolerancia.
Oscilación circular			En cualquier sección recta, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.
Oscilación total			En cualquier punto de la superficie, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.

Símbolos complementarios

		Símbolos adicionales
Descripción		Símbolo
Indicación del elemento controlado	Directamente	
	Con letra	
Indicación de la referencia	Directamente	
	Con letra	
Indicación de referencia parcial		
Cota teóricamente exacta		
Zona de tolerancia proyectada		
Condición de máximo material		

Las indicaciones de las tolerancias se hacen con recuadros divididos como los indicados, y unidos a los elementos a acotar mediante líneas terminadas en flechas.

En el primer recuadro se indica el símbolo de la tolerancia, en el segundo su valor y en los posteriores las referencias que se consideran.

ANEXO VI

- FOTOFRAFÍAS DEL PROTOTIPO REALIZADO



Foto 1 Fotografía del prototipo
Fuente: El Autor



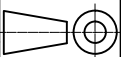
Foto 2 Fotografía del prototipo
Fuente: El Autor




Foto 3 Fotografía del prototipo
Fuente: El Autor

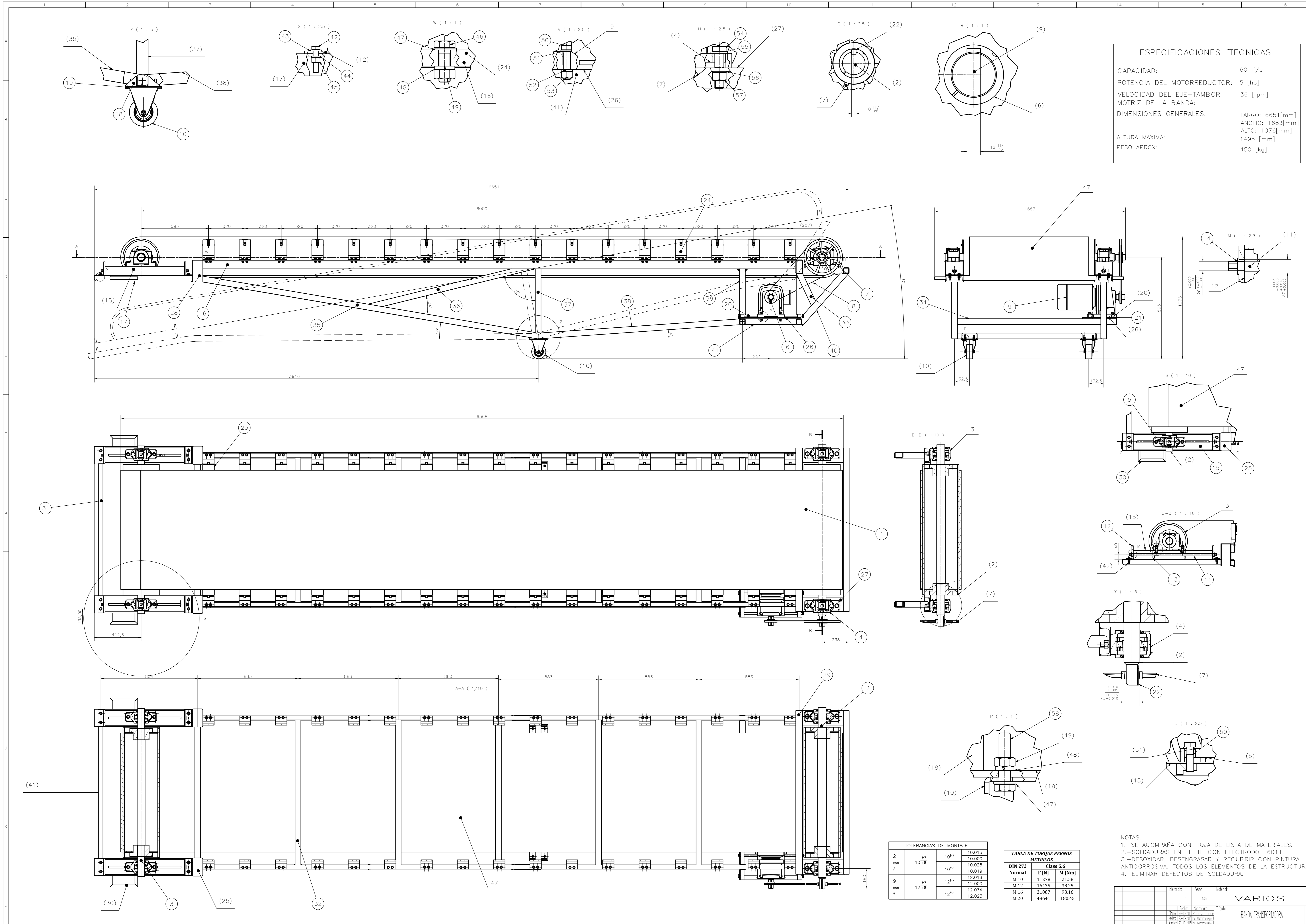
PLANOS

	1		2		3		4	
	N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN	
A	1	G-11	Banda transportadora.		1	Nylon	Ancho:1050mm	
	2	I-11	Tambor motriz		1		Rotrans-D:320mm	
	3	L-3	Tambor conducido		1		Rotrans-D:320mm	
	4	H-11	Soporte SNL-1		1		516 TL- 70+ 1216 K	
	5	F-15	Soporte SNL-2		1		513 TL- 60+ 1213 K	
B		E-10						
	6	D-11	Polea motriz		1		D:106mm	
	7	D-11	Polea conducida		1		D:315mm	
	8	D-13	Banda SPZ	DIN 2215	1			
	9	B-3	Motorreductor		1		5 hp	
	10	H-15	Garrucha		2	Nylon	D:125x45mm	
	11	G-14	Eje roscado		2	SAE 1018	L:770mm	
	12	H-15	Soporte tensor		4	ASTM A-36	e:15mm L:67mm	
	13	C-15	Guia tensor		4	ASTM A-36		
	14		Buje tensor	UTA.01.001	4	Bronce naval	D:36mm	
	C	15	F-15	Canal tensor		2	ASTM A-36	e: 2mm
16		D-3	Canal C3x4.1		2	ASTM A-36	L:5225mm	
17		E-2	Canal C6x8.2		2	ASTM A-36	L:850mm	
18		B-2	Nervadura		8	ASTM A-36	e: 8mm	
19		B-1	Placa rueda		2	ASTM A-36	5 mm	
20		D-9	Tensor motor	ISO 4014	4		M16 L:160mm	
21		D-14	Barra motor		4	ASTM A-36	30x30mm	
D	22	I-14	Chaveta	DIN 6885A	1		10x10x85mm	
	23	F-3	Tambor guia		17		Rotrans-D:102mm	
	24	C-9	Soporte tambor	DIN 22107	34	ASTM A-36	Rotrans	
	25	F-16	Placa estructura		2	ASTM A-36	e: 10mm	
	26	E-10	Base motor	UTA.01.002	1	ASTM A-36	e: 10mm	
	27	H-11	Canal C5x6.7		2	ASTM A-36	L:360mm	
	28	D-3	Perfil - R1		2	ASTM A-36	160x90x2mm	
	29	I-10	Perfil - R2		2	ASTM A-36	120x60x4mm	
	30	G-14	Perfil cuadrado-1		2	ASTM A-36	25X2	
	31	G-1	Perfil cuadrado-2		2	ASTM A-36	50X2 L:1165mm	
E								

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	450 Kg	VARIOS		
				Fecha:	Nombre:	Título:		Escala:
				Dibujo: 26-10-2015	Robayo José	BANDA TRANSPORTADORA		1 : 1
				Revisa: 26-10-2015	Ing. Guamanisque J			
				Aproba: 26-10-2015	Ing. Guamanisque J			
				U. T. A.		N. Lámina:	01 de 07	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA				
						Sustitución:		

		1	2	3	4	
A	32	L-4	Perfil cuadrado-3	7	ASTM A-36	50X2 L:1280mm
	33	D-11	Perfil cuadrado-4	1	ASTM A-36	50X2 L:1280mm
	34	D-12	Perfil cuadrado-5	2	ASTM A-36	50X2 L:1440mm
	35	E-4	Perfil cuadrado-6	2	ASTM A-36	50X2 L:3000mm
	36	D-6	Perfil cuadrado-7	2	ASTM A-36	50X2 L:1380mm
	37	D-7	Perfil cuadrado-8	2	ASTM A-36	50X2 L:565mm
	38	D-8	Perfil cuadrado-9	2	ASTM A-36	50X2 L:1810mm
	B	39	D-9	Perfil cuadrado-10	3	ASTM A-36
40		E-14	Perfil cuadrado-11	2	ASTM A-36	50X2 L:610mm
41		E-9	Perfil cuadrado-12	2	ASTM A-36	50X2 L:480mm
42		A-5	Perno M12	ISO 4014	8	L: 50 mm
43		A-4	Arandela plana	ISO 7089	8	Para M12
44		B-5	Arandela presion	NF-E25-515	8	Para M12
C	45	B-5	Tuerca M12	ISO 4032	8	Rebajada
	46	A-6	Perno M10	ISO 4014	64	L:30 mm
	47	A-5	Arandela plana	ISO 7089	72	Para M12
	48	B-5	Arandela presion	NF-E25-515	72	Para M12
	49	B-5	Tuerca M10	ISO 4032	72	Rebajada
	50	A-7	Perno M16	ISO 4014	8	L:55 mm
	51	A-7	Arandela plana	ISO 7089	8	Para M16
	52	B-7	Arandela presion	NF-E25-515	8	Para M16
	53	B-7	Tuerca M16	ISO 4032	8	Rebajada
	54	A-9	Perno M20	ISO 4014	4	L:80 mm
D	55	A-9	Arandela plana	ISO 7089	4	Para M20
	56	B-10	Arandela presion	NF-E25-515	4	Para M20
	57	B-9	Tuerca M20	ISO 4032	4	Rebajada
	58	J-13	Perno M10	ISO 4014	8	L:45 mm
	59	J-15	Perno M16	ISO 4014	8	L:55 mm
	60					
E						

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	450 Kg	VARIOS	
				Fecha:	Nombre:	Título:	Escala:
				Dibujo: 26-10-2015	Robayo José	BANDA TRANSPORTADORA	1 : 1
				Revisó: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J		
				Aprobó: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J		
				U. T. A.		N. Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		02 de 07	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



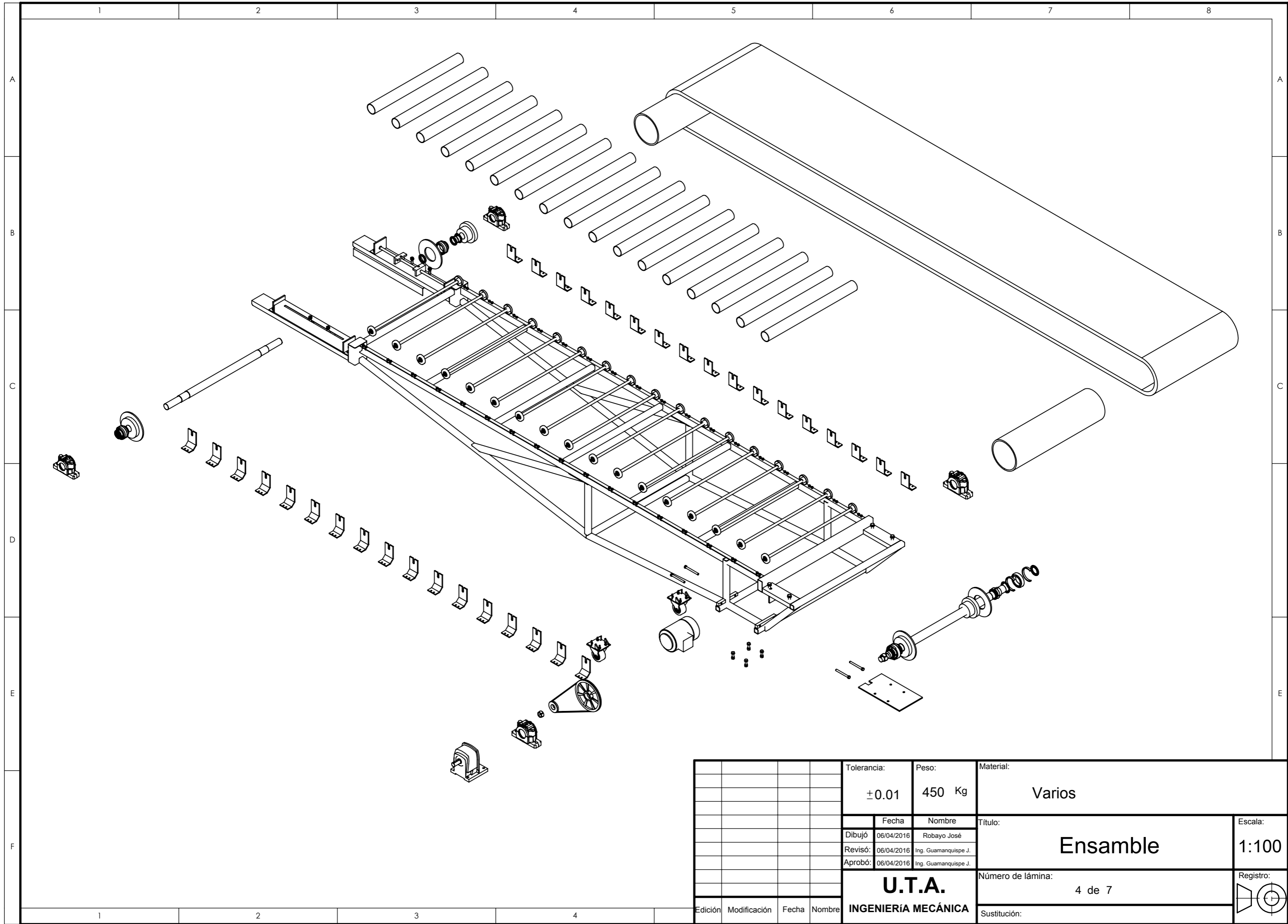
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
CAPACIDAD:	60 lf/s
POTENCIA DEL MOTORREDUCTOR:	5 [hp]
VELOCIDAD DEL EJE-TAMBOR:	36 [rpm]
MOTRIZ DE LA BANDA:	
DIMENSIONES GENERALES:	LARGO: 6651[mm] ANCHO: 1683[mm] ALTO: 1076[mm]
ALTURA MÁXIMA:	1495 [mm]
PESO APROX:	450 [kg]

TOLERANCIAS DE MONTAJE			
2	H7	10 ^{H7}	10.015
con	7	10 ^{h7}	10.000
		10 ^{h6}	10.028
		12 ^{H7}	10.019
		12 ^{h7}	12.018
9	H7	12 ^{H7}	12.000
con	7	12 ^{h7}	12.034
6		12 ^{h6}	12.023

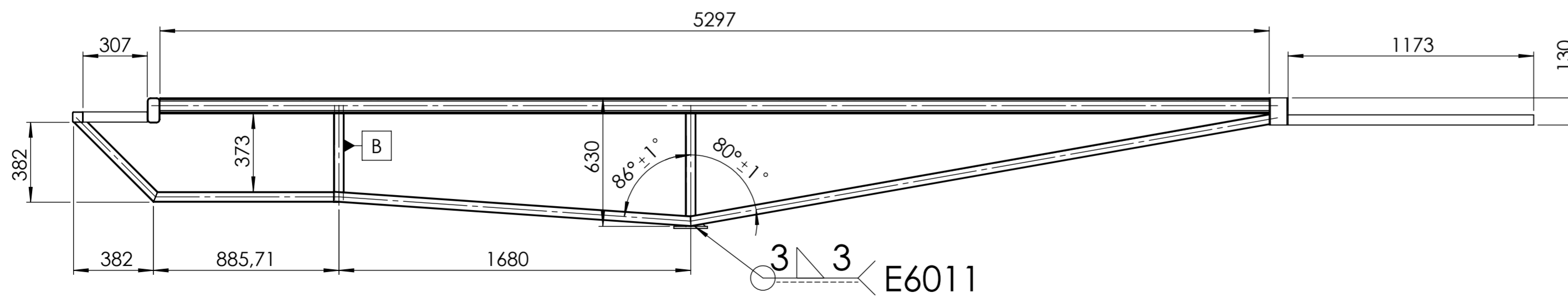
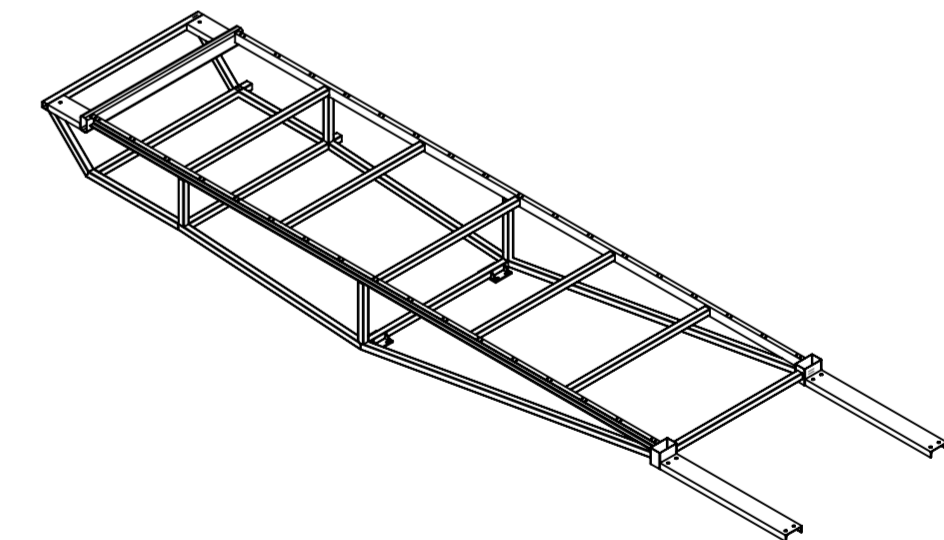
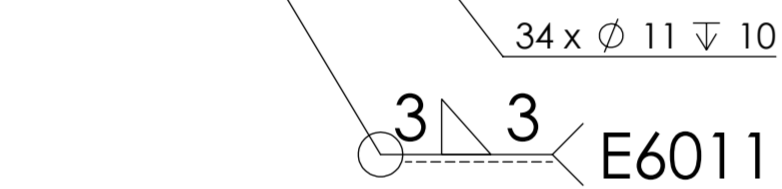
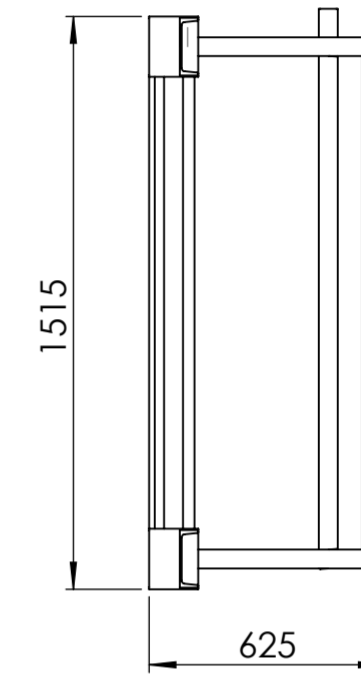
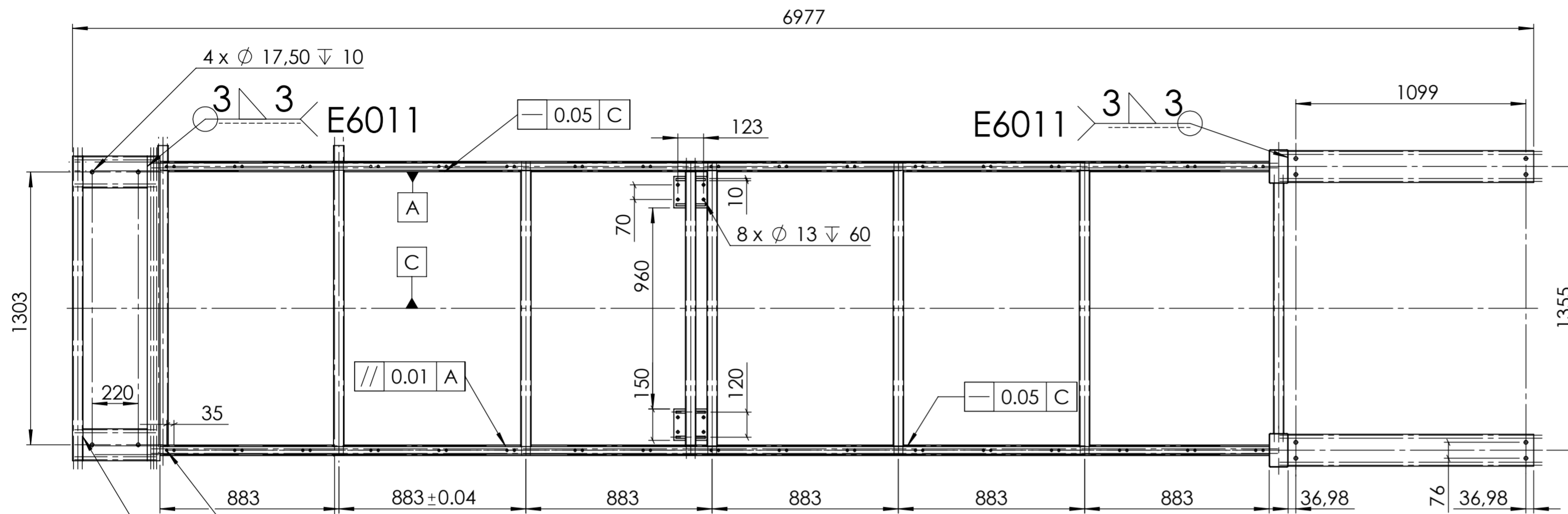
TABLA DE TORQUE PERNOS METRICOS			
DIN 272	Clase 5.6		
Normal	F [N]	M [Nm]	
M 10	11278	21.58	
M 12	16475	39.25	
M 16	31087	93.16	
M 20	48641	180.45	

NOTAS:
 1.- SE ACOMPAÑA CON HOJA DE LISTA DE MATERIALES.
 2.- SOLDADURAS EN FILETE CON ELECTRODO E6011.
 3.- DESOXIDAR, DESENGRASAR Y RECUBRIR CON PINTURA ANTICORROSIVA, TODOS LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA.
 4.- ELIMINAR DEFECTOS DE SOLDADURA.

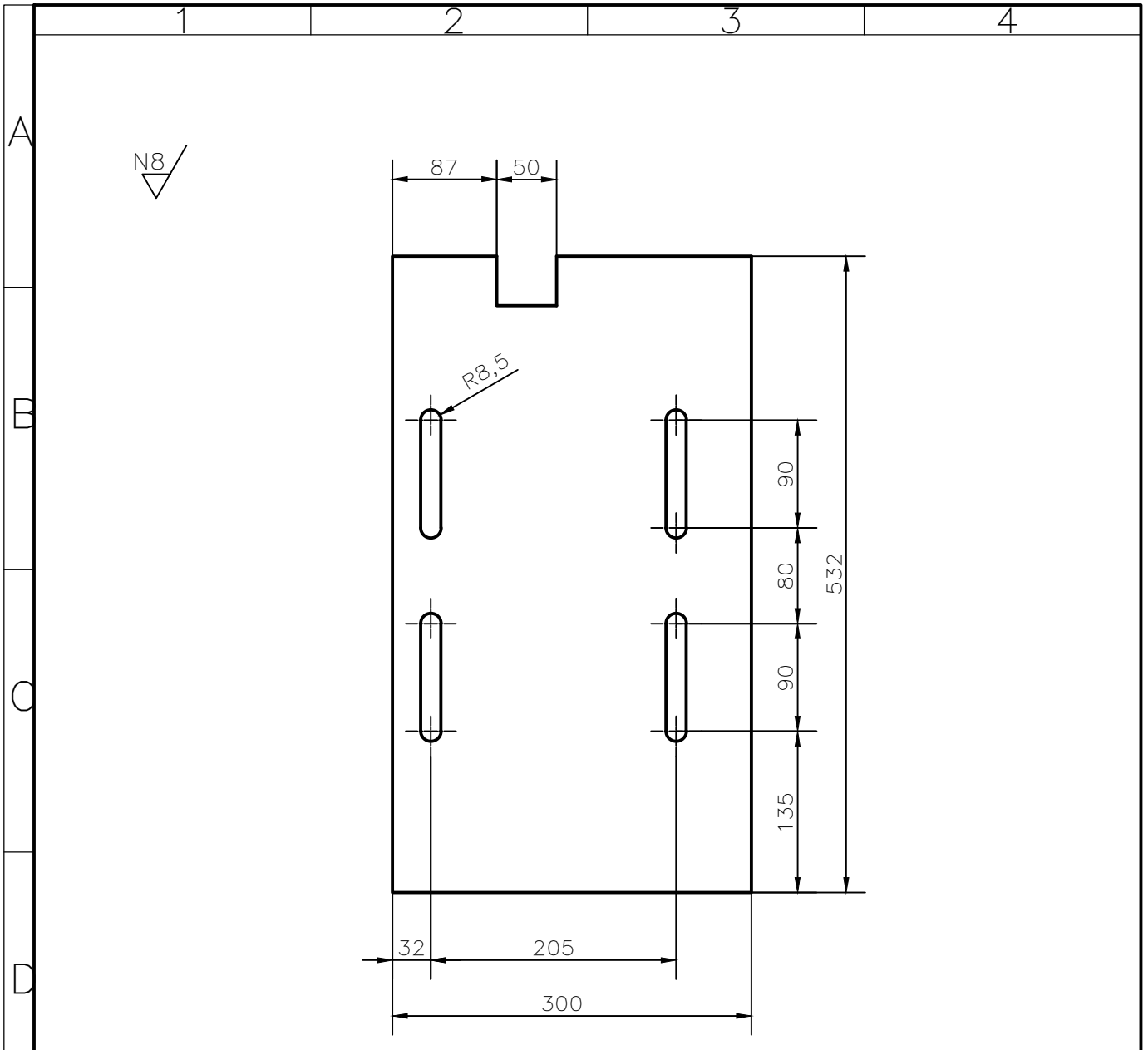
Escalador	Modificador	Fecha	Nombre	Material	Peso	Material	Material	Material
					4.1	615		
VARIOS BANDA TRANSPORTADORA U. T. A. INGENIERIA MECANICA								Escala: 1:10 Hoja: 11 de 11



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				±0.01	450 Kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Título:	
				Dibujó: 06/04/2016	Robayo José	Ensamble	
				Revisó: 06/04/2016	Ing. Guamanquispe J.	Escala:	
				Aprobó: 06/04/2016	Ing. Guamanquispe J.	1:100	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	Registro:
						4 de 7	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



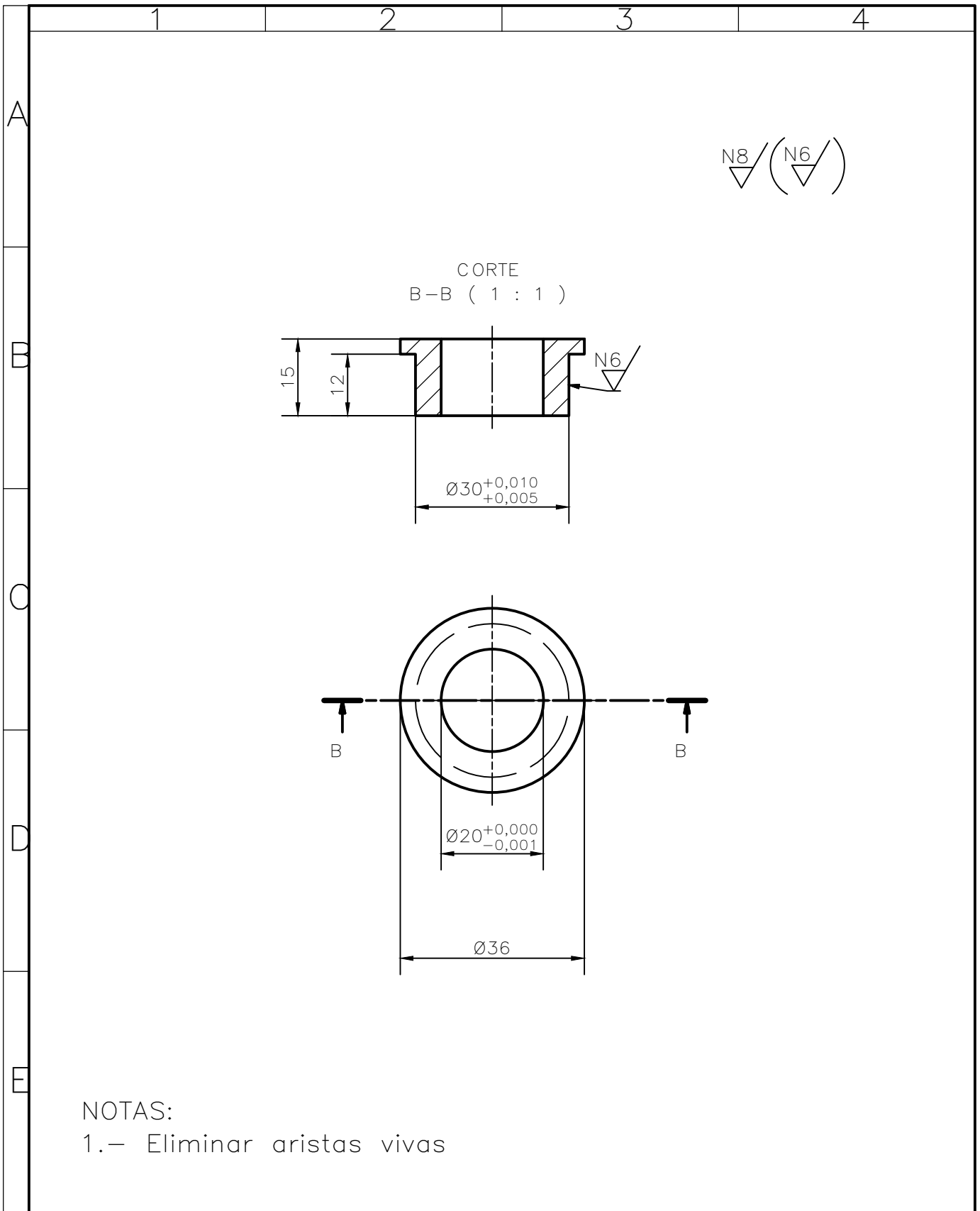
Tolerancia:		± 1	Peso:	200 Kg	Material:		VARIOS
Fecha:		31/03/2016	Nombre:		Título:		Estructura
Dibujo:		31/03/2016	Ing. J. Robayo		Escala:		1:50
Reviso:		31/03/2016	Ing. J. Guamanquispe		Número de lámina:		5 de 7
Aprobó:		31/03/2016	Ing. J. Guamanquispe		Registro:		
Edición:		Modificación:	Fecha:	Nombre:	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:



NOTAS:

- 1.- Eliminar aristas vivas
- 2.- Taladrar agujeros junto con el motor posicionado.
- 3.- Espesor placa 10mm.
- 4.- Todos los radios de 8.5 mm

				Tolerancia: ± 1	Peso: 1,1 Kg	Material: ASTM A 36	
				Fecha: 26-10-2015	Nombre: Robayo José	Título: BASE DEL MOTOR	Escala: 1:5
				Revisó: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J		
				Aprobó: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J		
				U. T. A. INGENIERIA MECANICA		N. Lámina: 06 de 07	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



NOTAS:

- 1.- Eliminar aristas vivas

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 0.65 Kg	Material: BRONCE SAE 64			
				Fecha:	Nombre:	Título: BUJE TENSOR		Escala: 1 : 1	
				Dibujo: 26-10-2015	Robayo José			N. Lámina: 07 de 07	Registro:
				Reviso: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J				
				Aprobo: 26-10-2015	Ing. Guamanquispe J	Sustitución:			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U. T. A. INGENIERIA MECANICA					