



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL
PERÚ**

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**DISEÑO Y FABRICACIÓN
DE UNA MÁQUINA LIMPIADORA DE TRIGO**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

PRESENTADA POR:

HEBEL AUGUSTO VIDAL BAZALAR

Lima, 2004

RESUMEN

En el presente trabajo se diseña, se desarrolla y se prueba una máquina para el venteado de granos en la postcosecha de los procesos agrícolas. El venteo consiste en retirar la paja de los granos de una mezcla proveniente del proceso de trillado. La máquina puede usarse en gramíneas de granos grandes tales como el trigo, la avena y la cebada.

Dicha máquina se ubica en el marco de las tecnologías apropiadas, y está orientada a satisfacer los requerimientos de los pequeños productores agrícolas de las zonas altas de los Andes los cuales tienen una capacidad adquisitiva reducida. Usualmente dichos productores realizan el venteo artesanalmente para lo cual utilizan corrientes de aire en los cerros cercanos al campo de cultivo. Esta forma de venteo tiene los inconvenientes de generar poca producción de grano limpio en comparación con los métodos mecanizados y de depender de los factores climáticos.

Para el diseño de la máquina se utiliza una metodología sistemática de diseño para ingeniería, se construye un prototipo experimental y se prueba dicho prototipo para verificar que cumple con las principales funciones exigidas.

Con este trabajo se espera brindar una tecnología que ayude a los pequeños productores agrícolas, dentro de la cadena productiva, a incrementar la producción de diversas gramíneas.

Se espera que este prototipo experimental sea optimizado y sirva para mejorar la calidad de vida de los pequeños productores del sector rural.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TITULO : DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA
LIMPIADORA DE TRIGO

ÁREA : MECÁNICA APLICADA # 7

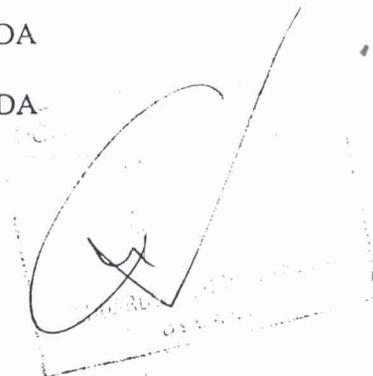
PROPUESTO POR : DIPL. ING. JORGE ALENCASTRE MIRANDA

ASESOR : DIPL. ING. JORGE ALENCASTRE MIRANDA

ALUMNO : HEBEL AUGUSTO VIDAL BAZALAR

CÓDIGO : 19930297.1.12

FECHA : 12 DE MARZO DEL 2004



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS

En las actividades agrícolas una de las etapas más importantes del sistema productivo es la limpieza de los granos o cereales tales como el trigo, la cebada o la avena. Estos granos, en la etapa de postcosecha, arrastran impurezas tales como rastrojos, broza o la misma cascarilla de dichos granos, impurezas que provienen de etapas anteriores y, si bien, es posible minimizarlas no es posible eliminarlas por completo.

Los métodos más antiguos y simples de realizar la limpieza consiste en usar zarandas manuales y realizar el venteo en zonas ventosas tales como las cimas de cerros despejados. Estos procedimientos son ampliamente usados en la región andina de Perú, zona donde no hay difusión de maquinaria industrial debido a la reducida capacidad adquisitiva de los pequeños agricultores, así como también a la geografía accidentada, lo cual dificulta el transporte de grandes máquinas industriales.

Como se sabe, estos métodos artesanales son de bajo rendimiento, exigen un gran esfuerzo y habilidad del operador y son en algunos casos perjudiciales para su salud.

En el caso del trigo, en base a la visión y la opinión de personas del sector agrícola, se estima que una producción de 300 kg/h de trigo limpio mejoraría significativamente la capacidad productiva del pequeño agricultor. Al no haber encontrado en el mercado dispositivos a un precio asequible ni adecuadamente transportables, es nuestra intención generar una tecnología apropiada para la problemática del campesino pequeño productor de cereales de los Andes. Si bien se trabajará con el trigo puede ser extendida a la avena o a la cebada debido a que dichos granos comparten características similares.

Esto permitirá que el pequeño productor de cereales mejore su capacidad productiva pues la mecanización reducirá costos y permitirá incrementar la producción de cereal limpio.



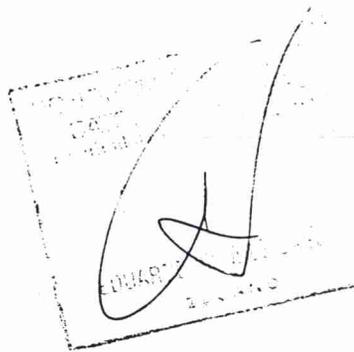
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA LIMPIADORA DE TRIGO

INTRODUCCIÓN

1. Planteamiento del Problema.
2. Diseño.
3. Fabricación.
4. Costos.



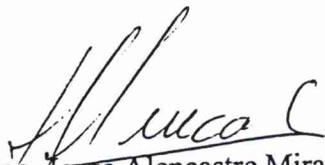
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

Máximo 100 páginas

ASESOR:


Ing. Jorge Alencastre Miranda


26/ octubre / 2004





*A mis padres:
Hebel y Elvira*

Agradecimientos:

Por la asesoría brindada:
Dipl. – Ing. Jorge Alencastre Miranda

Por su orientación y sus consejos:
Ing. Federico Coz Pancorbo, M.Sc.

Por la confianza brindada y su ayuda en este proyecto:
Ing. Raúl Hermoza y al Sr. Marco Torres de la Asociación Herrandina.

ÍNDICE

LISTA DE SÍMBOLOS	4
INTRODUCCIÓN	5
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	8
1.1 PROCESOS AGRÍCOLAS	8
1.2 CARACTERÍSTICAS DE LA MEZCLA SIN LIMPIAR	9
1.3 MÉTODOS Y EQUIPOS UTILIZADOS ACTUALMENTE	11
1.3.1. LIMPIEZA CON VIENTO	11
1.3.2. LIMPIEZA CON ZARANDAS MANUALES	11
1.3.3. LIMPIEZA CON VENTILADORES	12
1.3.4. LIMPIEZA CON ZARANDAS CILÍNDRICAS ROTATIVAS	12
1.3.5. LIMPIEZA CON VENTILADORES Y ZARANDAS	12
1.3.5.1 Tolva	12
1.3.5.2 Sistema de ventilación	13
1.3.5.3 Zarandas	13
1.3.5.4 Sistema de vibración	13
1.3.5.5 Limpiador de zarandas	14
1.3.5.5.1 Cepillos y martillos	14
1.3.5.5.2 Bolas de goma	14
1.4 SÍNTESIS	15
1.4.1. CAPACIDAD Y EFICIENCIA	15
1.4.2. PESO Y TRANSPORTABILIDAD	15
1.4.3. GEOMETRÍA - DIMENSIONES	15
1.4.4. FABRICACIÓN EN TALLERES RURALES	16
1.4.5. ENERGÍA	16
1.4.6. NIVEL DE RUIDO	16
2 DISEÑO	18
2.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO	18
2.1.1. PLANEAMIENTO	18
2.1.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO	18
2.1.3. ELABORACIÓN DEL PROYECTO	18
2.1.4. ELABORACIÓN DE DETALLES	19
2.2 ESTADO DEL ARTE PREVIO	20
2.2.1. MÁQUINAS CONSTRUIDAS Y PROBADAS	20
2.2.2. ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS	22
2.3 LISTA DE EXIGENCIAS	25
2.4 ESTRUCTURA DE FUNCIONES	26
2.4.1. CAJA NEGRA	26
2.4.2. PROCESOS TÉCNICOS	26
2.4.3. ESTRUCTURA DE FUNCIONES	27

2.5	MATRIZ MORFOLÓGICA	28
2.5.1.	DESARROLLO DE LA MATRIZ MORFOLÓGICA	28
2.5.2.	CONSIDERACIONES SOBRE LOS PORTADORES DE SOLUCIÓN	30
2.5.2.1	Transportador vibratorio	30
2.5.2.2	Faja sin fin	31
2.5.2.3	Tornillo sin fin	31
2.5.2.4	Rueda de púas	31
2.5.2.5	Separación mediante un flujo horizontal	31
2.5.2.6	Separación mediante un flujo vertical	32
2.5.2.7	Separación mediante un flujo oblicuo.	33
2.5.2.8	Zaranda	34
2.5.2.9	Densidad	34
2.5.3.	CONCEPTOS DE SOLUCIÓN	35
2.5.3.1	Concepto de solución 1	35
2.5.3.2	Concepto de solución 2	35
2.5.3.3	Concepto de solución 3	36
2.5.3.4	Concepto de solución 4	36
2.5.3.5	Concepto de solución 5	37
2.6	DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN ÓPTIMO	38
2.6.1.	CRITERIOS PONDERADOS	38
2.6.1.1	Valor técnico	38
2.6.1.2	Valor económico	38
2.6.2.	EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN	39
2.7	DETERMINACIÓN DEL DISEÑO PRELIMINAR	40
2.7.1.	FISIOLOGÍA Y CAPACIDAD ENERGÉTICA DEL SER HUMANO	40
2.7.2.	COMPORTAMIENTO DE UNA PARTÍCULA EN UN FLUJO DE AIRE	41
2.7.2.1	Propiedades aerodinámicas de una partícula	42
2.7.2.2	Cinética en un flujo ascendente vertical.	44
2.7.2.3	Trabajo del flujo inclinado u horizontal	46
2.7.3.	SISTEMA DE VENTILACIÓN	48
2.7.3.1	Ventilador experimental	49
2.7.3.1.1	Dimensiones del rotor	51
2.7.3.1.2	Voluta	53
2.7.3.1.3	Montaje del ventilador en el armazón	54
2.7.4.	SISTEMA DE TRANSPORTE	54
2.7.4.1	Consideraciones previas	56
2.7.4.2	Análisis cinemático y dinámico de la bandeja	58
2.7.5.	CAJA DE SEPARACIÓN	67
2.7.6.	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO	68
2.7.6.1	Entre el eje principal y el eje del rotor	69
2.7.6.2	Entre el eje principal y el eje del transportador	70
2.7.7.	ARMAZÓN	71

2.7.8.	TOLVA	71
2.7.9.	POTENCIA DEMANDADA	72
3	FABRICACIÓN	74
3.1	PROCESO DE FABRICACIÓN	75
3.1.1.	ARMAZÓN	75
3.1.2.	SISTEMA DE VENTEO	76
3.1.2.1	Rotor	76
3.1.2.2	Voluta	77
3.1.3.	BANDEJA DE TRANSPORTE	77
3.1.4.	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO	79
3.1.4.1	Manivela	79
3.1.4.2	Polea principal	80
3.1.5.	TOLVA	81
3.2	MODIFICACIONES Y PRUEBAS	82
3.2.1.	MODIFICACIONES	82
3.2.2.	PRUEBAS	82
3.2.2.1	Ventilador	83
3.2.2.2	Transportador	83
3.2.2.3	Caja de separación	84
3.2.3.	MASAS E INERCIAS	84
3.2.3.1	Armazón (figura 3.1)	85
3.2.3.2	Rotor (figuras 3.3 y 3.4)	86
3.2.3.3	Voluta (figuras 3.8 y 3.9)	87
3.2.3.4	Bandeja (figuras 3.10 a 3.14)	87
3.2.3.5	Accionamiento	89
3.2.3.5.1	Manivela	89
3.2.3.5.2	Polea Principal	89
3.2.3.5.3	Poleas restantes	90
3.2.3.6	Caja de separación	91
3.2.4.	POTENCIA DEMANDADA POR EL PROTOTIPO PROBADO	91
3.3	PAUTAS Y RECOMENDACIONES PARA UN DISEÑO ÓPTIMO	93
3.3.1.	VENTILADOR	93
3.3.1.1	Dimensionamiento de un ventilador mediante el diagrama de Cordier	93
3.3.1.2	Selección de un ventilador comercial	94
4	COSTOS	97
4.1	COSTO DE INVESTIGACIÓN	97
4.2	COSTO DE FABRICACIÓN	98
	CONCLUSIONES	100
	RECOMENDACIONES	103
	BIBLIOGRAFIA	108
	ANEXOS	111

LISTA DE SÍMBOLOS

P	Potencia en la manivela de accionamiento (W).
P_V	Potencia requerida por el ventilador (W).
P_T	Potencia requerida por el transportador (W).
T_V	Torque requerido por el ventilador (N.m).
T_T	Torque requerido por el transportador (N.m).
ω_R	Velocidad angular del rotor del ventilador (rad/s).
ω_2	Velocidad angular de la manivela (rad/s).
ω_3	Velocidad angular de la bandeja de transporte (rad/s).
m_2	Masa de la manivela (kg).
m_3	Masa de la bandeja de transporte (kg).
I_{G2}	Momento de inercia de la manivela con respecto a su centro de gravedad (kg.m ²).
I_{G3}	Momento de inercia de la bandeja de transporte con respecto a su centro de gravedad (kg.m ²).
β	Ángulo entre la horizontal y la bandeja de transporte.
ωt	Ángulo entre la horizontal y la manivela.
r	Longitud de la manivela del transportador(m).
r_1	Distancia entre el centro de gravedad de la manivela y el pivote de giro (m).
L	Longitud de la bandeja de transporte(m).
L_1	Distancia entre el centro de gravedad de la bandeja y la articulación entre la manivela y la bandeja (m).
α_3	Aceleración angular de la bandeja (rad/s ²).
ω_2	Velocidad angular de la manivela (rad/s).
H	Carga total del ventilador (N/m ² ó m de aire).
rpm	Revoluciones por minuto.

INTRODUCCIÓN

Este trabajo está ligado al área agrícola, en particular a la limpieza del trigo. Si bien durante la última década la producción de este producto se ha reducido notablemente en el Perú [14], el trigo comparte con otros granos, tales como la cebada y la avena, (los cuales sí se producen en cantidades importantes), técnicas de cultivos y formas de producción muy similares.

Tanto el trigo, como la cebada y la avena pertenecen al grupo de las gramíneas de granos grandes (también a dicho grupo pertenecen el maíz, el arroz, el sorgo y el mijo) [20]. La cebada, el trigo y la avena tienen granos notoriamente más densos que la broza y luego de la trilla la proporción entre granos y broza es de 1 a 4 aproximadamente.

Actualmente, «la agricultura peruana constituye una economía de parceleros en la cual el 85% de los agricultores tiene parcelas con menos de 10 hectáreas predominando las unidades productivas con un área entre 3 y 10 hectáreas (33%)» [23], estando muchos de ellos situados cerca de la línea de la pobreza y destinando su producción para el autoconsumo; si bien los pequeños productores campesinos están organizados en comunidades, lo cual les permite reunir recursos y producir volúmenes de productos que individualmente no podrían, ni aun dichas comunidades pueden adquirir la mayor parte de las máquinas industriales que se ofrecen en el mercado.

Por ello, al no contar con una tecnología apropiada se ven obligados a procesar los cereales artesanalmente.

En particular, la limpieza de granos se realiza manualmente, en zonas ventosas como en la cima de los cerros. La capacidad de producción mediante este proceso depende fuertemente de factores climáticos como el viento y la lluvia, y, obviamente, dicha capacidad es muy inferior al compararla con la de la limpieza mecanizada. Ello eleva el costo de la mano de obra, lo cual es uno de los factores, entre muchos otros, que hacen que este producto sea caro y su producción, actualmente, esté orientada principalmente a satisfacer las necesidades internas de los propios comuneros.

El concepto de tecnología apropiada es amplio, pero es necesario detenerse a explicarlo para entender el objetivo final de este trabajo. El ITACAB [15] (Instituto de Transferencia de Tecnologías Apropriadas para Sectores Marginales, del Convenio Andrés Bello) lo define como un *«conjunto sistemático de conocimientos y procedimientos para la organización y producción de bienes y servicios que satisfacen necesidades de las poblaciones; las mismas que se asumen e interiorizan*

cotidianamente respetando la identidad cultural y el medio ambiente». Algunas características de dichas tecnologías apropiadas son:

- dan respuesta a las necesidades básicas y a los problemas socio-económicos de las poblaciones usuarias de un ecosistema definido,
- aprovechan los recursos del ecosistema, esto es los insumos materiales y energéticos locales para la producción y el mantenimiento de bienes y servicios,
- se generan acordes con la cultura y los intereses locales y regionales, contribuyendo a preservar las características fundamentales de las diferentes culturas e impulsando el desarrollo de sus potencialidades,
- contribuyen a la preservación del medio ambiente, recurriendo al empleo de fuentes alternas de energía, y
- su empleo genera y afianza la participación organizada de la comunidad usuaria.

Por lo tanto, el objetivo que se persigue es desarrollar una tecnología apropiada que facilite la limpieza de trigo teniendo en cuenta la baja capacidad adquisitiva de nuestros pequeños productores campesinos.



CAPÍTULO 1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 PROCESOS AGRÍCOLAS

En las faenas agrícolas, con plantas provistas de espigas, la cosecha comprende las operaciones de siega, gavillado, transporte, trilla y limpieza.



Figuras 1.1, 1.2, 1.3 y 1.4: Siega, gavillado, trilla y limpieza.

La **siega** consiste en cortar los tallos con espigas, el **gavillado** en juntar manojos (gavillas) de dichos tallos para posibilitar la circulación de aire entre ellos con el fin de que se sequen adecuadamente, el **transporte** en llevar el cereal al sitio donde va a ser trillado, la **trilla** en separar el grano de la planta segada mediante el impacto y la fricción, la **limpieza** en separar el grano de la broza (figuras 1.1 a 1.4) y, finalmente, el **almacenamiento** en dejar el grano limpio en depósitos adecuados o silos [24].

La limpieza es importante porque la presencia de impurezas en el silo conllevaría riesgos tales como:

- Acumulación de humedad debido a que la broza es higroscópica, lo cual favorecería la aparición de insectos y microorganismos.
- Dificultaría la manipulación, el transporte y el almacenamiento.
- En caso de usarse posteriormente secadores, constituirían un riesgo de incendio ya que podrían entrar fácilmente en combustión.
- Dificultaría el control de insectos, porque las impurezas ocuparían los espacios intergranulares dificultando el movimiento del aire a través de ellos, así como reducirían la eficacia de los insecticidas.

En general, este proceso puede ser:

- Limpieza tradicional o venteo, donde el agricultor, con la ayuda de horquetas, zarandas manuales y recipientes, limpia sus granos donde haya fuertes corrientes de aire. Como referencia, según personas que trabajan en el área agrícola, la capacidad

de limpieza mediante esta técnica puede ser de 400 a 500 kg de trigo limpio trabajando 5 personas durante 2 días de 4 a 10 horas cada día (dependiendo de la intensidad de viento), esto es, entre 4 a 12.5kg/(h.persona) de trigo limpio. Esta información fue obtenida en agosto de 2003 durante una pasantía realizada al distrito de Limatambo ubicado en el Cusco.

- Limpieza mediante aventadoras o limpiadoras y opcionalmente zarandas o cribas vibratorias. Estos son equipos accionados manualmente o mediante motores, en las cuales se crea una corriente artificial de aire con una presión y una dirección constantes. La broza larga es retirada mediante horquetas o mediante zarandas las cuales pueden ser accionadas mecánicamente.

1.2 CARACTERÍSTICAS DE LA MEZCLA SIN LIMPIAR

La composición de la mezcla depende de características propias de la material, como por ejemplo la humedad de la broza, así como de parámetros del proceso de trillado como el espaciamiento entre el cóncavo y el rotor en la trilladora. Aunque dichas características no han sido estudiadas, se considera que la composición obtenida mediante pruebas es una adecuada referencia para nuestro trabajo de diseño.

Es sabido que de 1 Ha o 10 000 m² se obtienen 3000 kg de tallos con espigas; y luego de las operaciones de trillado y limpieza, se obtienen 500 kg de trigo aproximadamente. Experimentalmente, se trillaron 11 kg de tallos con espigas de trigo (ocupaban un volumen de 0,3 m³ aprox.) obteniéndose al final 2 kg de grano (18% aprox.) (figura 1.5). Durante el proceso se retiró 7,5 kg de broza larga (ocupaban 0,6m³) con horquetas y zarandas y, para sacar la glumilla (de 1 a 5 cm de largo) se usó un flujo de aire.

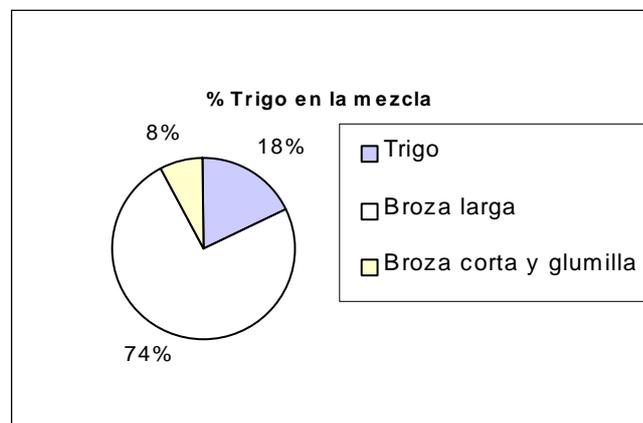


Figura 1.5 Composición de la mezcla.

La broza era de diversos tamaños y se presentaba en diversas proporciones cada una (figura 1.6). Los tallos podían medir 60 cm. y también había fragmentos de 1 cm. Debido al gran número de características que hay en la broza, un análisis más exacto de la composición de la broza está fuera del alcance de este trabajo.



Figura 1.6 Broza y cascarilla de diversos tamaños.

Considerando que la broza larga (15 a 60 cm) puede ser retirada con horquetas o zarandas manuales y, las piedrecillas o terrones pueden ser eliminados mediante tamices de agujeros más pequeños que el grano, la máquina se encargará de limpiar únicamente la broza y la cascarilla que no puedan ser retiradas por las horquetas y las zarandas. Así, considerando el previo empleo de horquetas, el objetivo será limpiar una mezcla con 30% de broza de un tamaño no mayor de 15 cm.

Considerando los resultados de la prueba descrita anteriormente, el proceso para 300 kg/h de trigo limpio se esquematiza en la figura 1.7.

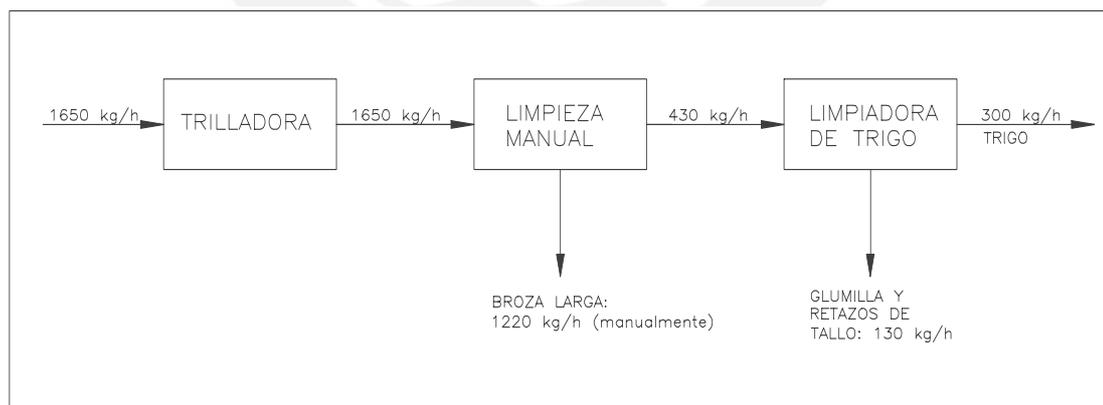


Figura 1.7 Esquema general del proceso.

Cabe observar, que la trilladora podía expulsar los granos a una distancia de hasta 10 m; la gran energía transferida a los granos se perdía en impacto, pero podría ser aprovechada para elevar el material y facilitar su procesamiento posterior.

La densidad del trigo es de 1430 kg/m^3 , y la de la broza no ha sido precisada debido a que por su naturaleza misma está sujeta a factores tales como la humedad, el aplastamiento previo, etc. Sin embargo, se observó que la densidad de nuestra mezcla, con 30% de broza, no mayor a los 15 cm, era de 200 kg/m^3 aproximadamente.

1.3 MÉTODOS Y EQUIPOS UTILIZADOS ACTUALMENTE

Los principios mecánicos para limpiar los cereales no han cambiado desde hace miles de años. Los sistemas más utilizados se pueden clasificar en [33]:

1.3.1. LIMPIEZA CON VIENTO

Básicamente consiste en levantar los granos a una suficiente altura y dejarlos caer para que el viento arrastre las impurezas más livianas como el polvo, la cascarilla, broza. La desventaja de este método es que no se pueden eliminar las partículas más pesadas que están con los granos tales como piedrecillas. (figura 1.4)

1.3.2. LIMPIEZA CON ZARANDAS MANUALES

Este método es ampliamente usado por los pequeños productores campesinos. Consiste en colocar sobre una malla la mezcla que se quiere limpiar, en realizar un movimiento hacia arriba lanzando la mezcla al encuentro con una corriente de aire. El viento arrastra las impurezas más livianas, mientras que mediante un movimiento de vibración se eliminan las impurezas menores que pasan por los orificios (figuras 1.8 y 1.9).



Figuras 1.8 y 1.9: Limpieza mediante zarandas manuales.

La ventaja de estas zarandas es que pueden ser construidas por los mismos campesinos. La capacidad de limpieza puede ser mayor a los 100 kg/h, sin embargo, exige gran esfuerzo físico y habilidad del operador. Además, es una técnica penosa y perjudicial

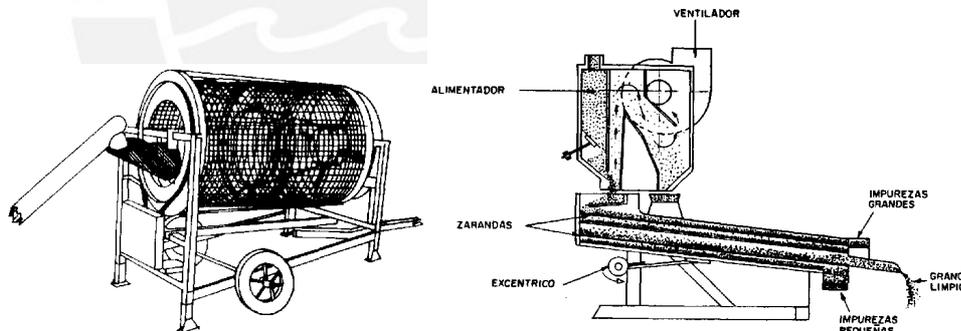
para la salud debido a que el trabajador está en contacto con el polvo. Y, además, no se pueden retirar las impurezas más pesadas y del mismo tamaño que los granos.

1.3.3. LIMPIEZA CON VENTILADORES

El principio en el que se basa este sistema es la diferencia de velocidades de sedimentación entre las impurezas y los granos. Se utilizan ventiladores para producir una corriente de aire a través de la cual se hace pasar una mezcla de granos e impurezas. Las impurezas son arrastradas lejos del grano por acción del aire. La desventaja es que no pueden separarse impurezas más pesadas que el grano. Por lo general el sistema comprende un ventilador centrífugo accionado manual o mecánicamente y una tolva donde se coloca la mezcla. La alimentación se regula por medio de una escotilla. Al abrirse la escotilla la mezcla cae en la corriente de aire y se produce la separación.

1.3.4. LIMPIEZA CON ZARANDAS CILÍNDRICAS ROTATIVAS

Estas máquinas se utilizan por los grandes productores. Tienen gran capacidad de limpieza y consumen relativamente poca potencia. Consisten básicamente en dos mallas cilíndricas concéntricas. La interior tiene forma de cono para que los granos se deslicen cuando se opera el equipo a una velocidad más baja (figura 1.10).



Figuras 1.10 y 1.11: Zaranda cilíndrica rotativa. Sistema de ventiladores y zarandas.

1.3.5. LIMPIEZA CON VENTILADORES Y ZARANDAS

Este es el sistema más eficiente para limpiar granos. Por lo general, está constituido por una tolva, un sistema de aspiración de polvo, un conjunto de zarandas, un dispositivo para producir la vibración de las zarandas y opcionalmente un sistema limpiador de zarandas (figura 1.11), contando dichos elementos con las siguientes características:

1.3.5.1 Tolva

Comprende un depósito, un regulador del flujo de granos y un eje con aspas para empujar a la mezcla hacia la zaranda.

1.3.5.2 Sistema de ventilación

El sistema de ventilación sirve para eliminar las impurezas livianas por medio de un flujo de aire. Generalmente comprende un ventilador, una cámara gravitacional y un ducto de succión de impurezas (figura 1.12). El ventilador generalmente es de succión para evitar la contaminación ambiental y su número puede ser de uno a cuatro. La cámara gravitacional tiene un gran volumen donde se disminuye la velocidad del aire que transporta las impurezas con lo cual se consigue que las impurezas se sedimenten en el fondo de la cámara para luego ser descargadas. El ducto de succión transporta las impurezas y comunica el área de separación con la cámara gravitacional.

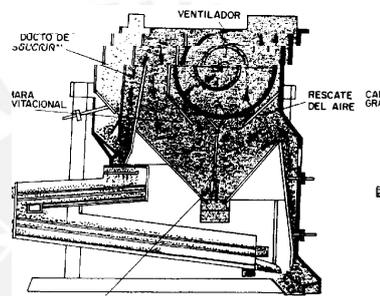


Figura 1.12: Sistema de ventilación.

1.3.5.3 Zarandas

Las zarandas son chapas metálicas perforadas o hilos metálicos tejidos en forma de mallas provistos de un marco de madera o metal. Se colocan con una inclinación entre 6° y 12° pudiendo ser sus agujeros de forma redondas, ovaladas, triangulares, oblongas, etc; las mallas de hilos metálicos tienen orificios rectangulares o cuadrados. Se elige el tipo de zaranda según sea el tipo de grano a limpiar. Por ejemplo, las zarandas de orificios redondos se recomiendan para granos de formas esféricas o redondeadas, mientras que las de forma oblonga para materiales de forma alargada. Dichas zarandas se instalan de tal forma que el eje mayor del orificio esté en la dirección del movimiento de los granos para facilitar su separación.

1.3.5.4 Sistema de vibración

El sistema de vibración posee dispositivos capaces de modificar la amplitud y la frecuencia de la oscilación con lo cual se puede regular y facilitar el ingreso de los granos de diversas formas por los agujeros (figura 1.13).

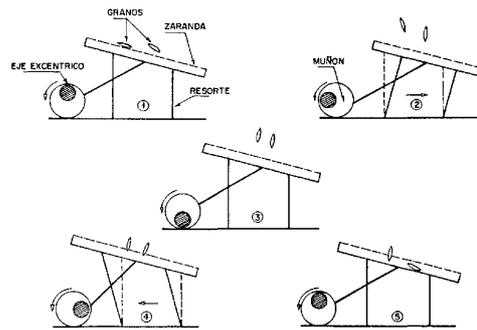


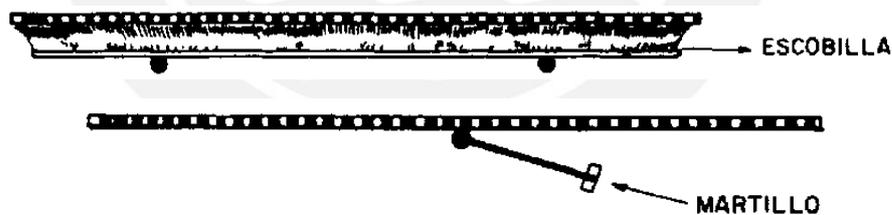
Figura 1.13: Efecto de la vibración sobre los granos.

1.3.5.5 Limpiador de zarandas

El limpiador de zarandas es necesario debido a que normalmente durante el funcionamiento de las máquinas de ventiladores y zarandas los orificios de la zaranda se quedan bloqueados por los granos o las impurezas lo cual reduce la eficiencia y el rendimiento de la máquina. Los dispositivos para limpiar pueden ser:

1.3.5.5.1 Cepillos y martillos

Se utilizan generalmente juntos, los cepillos se instalan en carros móviles que se deslizan de un extremo a otro debajo de las zarandas para remover los cuerpos de los orificios. Los martillos son un complemento cuando los cepillos no pueden remover ciertos cuerpos, y se los acciona con la misma vibración de la criba.



Figuras 1.14 y 1.15: Escobilla y martillo.

1.3.5.5.2 Bolas de goma

Sistema de bajo costo, buen desempeño y que no requiere gran mantenimiento. Las bolas se colocan en compartimientos debajo de las zarandas para que golpeen la superficie inferior por la misma vibración de las zarandas (figura 1.16).



Figura 1.16: Sistema de bolas de hule.

1.4 SÍNTESIS

De acuerdo a lo que se expuso anteriormente, se resume a continuación los diversos requerimientos que un pequeño productor campesino requiere para realizar la limpieza de granos de trigo o eventualmente granos de cebada y avena.

1.4.1. CAPACIDAD Y EFICIENCIA

En base a la experiencia de personas que trabajan en el área agrícola, se estima que la limpiadora debe tener una capacidad de 300 kg/h para satisfacer la producción de las comunidades campesinas productoras de trigo. Además, como se dijo en 1.2. la broza no debe representar más del 30% de la masa total y no ser de más de 15 cm de largo.

La eficiencia en nuestro caso está relacionada con las pérdidas de grano y se puede definir como la relación entre el trigo limpio obtenido luego del proceso y la cantidad de trigo que originalmente ingreso al sistema. Obviamente, este concepto está relacionado con la capacidad, debido a que cuando en la máquina se incrementa la tasa de alimentación se produce una tendencia a que aumenten las pérdidas de grano y, por lo tanto, la eficiencia se reduzca. Según personas que laboran en esta área, las pérdidas de grano deben ser menores al 5%, por lo que la eficiencia debe ser de 95%.

1.4.2. PESO Y TRANSPORTABILIDAD

Debido a que este aparato está destinado a productores que residen en la región andina se estima que su peso y su montaje no debe obstaculizar el transporte a través de la accidentada geografía de dicha región ni tampoco su instalación en cualquier terreno de la Sierra. Incluso la máquina debe ser capaz de ser transportada en el campo con la fuerza de dos o tres personas. Si el equipo fuera modular los componentes utilizados no tendrán un peso mayor a los 10 kg. para que se monten y transporten fácilmente.

1.4.3. GEOMETRÍA - DIMENSIONES

La mezcla inicial se la alimentará manualmente debido a que un sistema automático de alimentación automática encarecería demasiado la máquina, por ello la altura del orificio de ingreso debe ser adecuada para que los operarios puedan alimentar la tolva.

Si la altura de la tolva fuera demasiado grande algunas posibles soluciones son:

- complementar con un silo elevado.
- alimentar directamente de la trilladora.
- aprovechar algún desnivel en el campo.
- usar una plataforma con una grada.

1.4.4. FABRICACIÓN EN TALLERES RURALES

La máquina se debe poder fabricar en talleres rurales, con el uso de máquinas y dispositivos básicos tales como: tornillos de banco, soldadoras de arco eléctrico, fraguas, etc. Se preferirá el uso de elementos normalizados y estructuras soldadas en cuya fabricación no intervengan máquinas herramientas tales como tornos, fresadoras o roladoras, pues en las zonas alto andinas es difícil contar con este tipo de máquinas. En caso hubiera piezas que necesiten fabricarse en ese tipo de máquinas, ellas serán piezas pequeñas (por ejemplo: bocinas, ejes), y se las fabricaría en ciudades tales como Lima o Cusco, para luego transportarse.

1.4.5. ENERGÍA

Debido a que la limpieza suele hacerse a campo abierto, donde generalmente no hay electricidad, el accionamiento será manual, siempre y cuando se consiga producir lo indicado en el apartado 1.4.1 del presente capítulo. Actualmente, en reemplazo de la energía eléctrica se utilizan motores de combustión interna, los cuales encarecen significativamente el producto y aumentan el peso y dificultan la transportabilidad.

1.4.6. NIVEL DE RUIDO

El ruido puede causar daños a la salud, los cuales progresan de forma lenta y se manifiestan solo con el transcurrir de los años. Además, el ruido es un factor de tensión para el aspecto anímico y psíquico del hombre. Para medir el ruido se utiliza la presión del sonido expresada en decibeles dB(A).

Se recomienda que el ruido en condiciones normales de trabajo no sobrepase los 90dB, y en caso se sobrepasara, se debe usar protectores de oídos [24].

Para medir el nivel de ruido existen procedimientos normalizados; por ejemplo, en la sección 17.140.20 de las normas ISO se puede encontrar diversos métodos para evaluar el nivel de ruido de una máquina [36].

Se tendrá en cuenta que con elementos tales como zarandas o bandejas de transporte el nivel de ruido tenderá a aumentar.



2 DISEÑO

2.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO

En el presente trabajo se aplicará un método sistemático de diseño en ingeniería. Existen diversos métodos de diseño los cuales tienen variaciones entre sí en lo referente a la aplicación a la que se destinan, pero todos ellos coinciden en que sirven para organizar la actividad creadora del diseñador y acelerar el proceso.

Un método normalizado es el VDI 2222 hoja 1 (Anexo 1), que tiene la facilidad de poder ser manejado por un diseñador sin experiencia, además, en este método se realiza una optimización en cada una de sus fases, lo cual redundará en que las “soluciones” entregadas por el diseñador sean las mejores.

Las etapas más importantes en este método son las de planeamiento, elaboración del concepto, elaboración del proyecto y elaboración de detalles [4].

2.1.1. PLANEAMIENTO

En esta etapa se definen las necesidades del usuario final y del producto a diseñar. En esta etapa nos ocupamos de preguntas tales como: ¿De qué se trata el problema?, ¿Qué deseos o expectativas hay que satisfacer?, ¿Cuáles son las restricciones?. Asimismo, se estudia el estado de la tecnología. El resultado final es una lista de exigencias, donde se enumeran y se describen las demandas y los deseos del usuario final.

2.1.2. ELABORACIÓN DEL CONCEPTO

En esta etapa se realiza un análisis de las funciones que se necesitan realizar mediante una estructura de funciones la cual es una representación del ingreso y la salida de los datos, de la energía y de la materia; luego de que se analizan las funciones, se buscan portadores de solución para cada una de las funciones individuales, siendo dichos portadores representados de una forma esquemática; luego, haciendo uso de una matriz de doble entrada (las filas representan las funciones colocadas en orden correlativo y las columnas contienen los portadores para cada función) dichos portadores se combinan entre sí para obtener conceptos de solución, se bosquejan dichos conceptos y, finalmente, se los evalúa técnica y económicamente. El resultado final de esta etapa es un concepto de solución óptimo.

2.1.3. ELABORACIÓN DEL PROYECTO

En base al concepto de solución elegido se realiza la configuración de los portadores y se definen las medidas principales teniendo en cuenta las exigencias determinantes de la

configuración. Además, de las restricciones geométricas, los esfuerzos y las deformaciones que tendrán lugar, también se deben tomar en cuenta los procesos de fabricación y las tolerancias dimensionales. Se pueden realizar evaluaciones técnico-económicas para optimizar el diseño. El resultado de esta etapa son los planos de ensamble.

2.1.4. ELABORACIÓN DE DETALLES

En esta etapa se definen las formas y las dimensiones definitivas, así como los materiales, los procesos de fabricación, las tolerancias y los acabados superficiales finales. El resultado de esta etapa son los planos de despiece.



2.2 ESTADO DEL ARTE PREVIO

Los antecedentes se han clasificado en dos grupos, aquéllos que se comercializan o se han construido en nuestro medio, y aquéllos descritos en libros, tesis o en bases de patentes.

A continuación se da una lista de los más resaltantes, señalando sus ventajas y sus desventajas.

2.2.1. MÁQUINAS CONSTRUIDAS Y PROBADAS

M1: PRELIMPIADOR Y LIMPIADOR DE GRANOS MODELO LCA-2. Fabricante: SACEM-Equipos y Maquinarias Industriales S.A.

El prelimpiador consta de una caja de cribas, siendo los agujeros de los tamices limpiados por bolas de goma. En este dispositivo se elimina la broza más larga y se dejan pasar los granos, la broza pequeña y la cascarilla.

El limpiador consta de un canal vertical de aspiración y un sistema central de aspiración. En el canal de aspiración se recibe la descarga de la prelimpia. La capacidad de producción es de 800kg/h. Las dimensiones son de 2.0x1.0x2.2 m, y el costo es de \$5689 + 19% (impuesto), funciona con dos motores, uno de 1 Hp y otro de 3 Hp. Se observa que este aparato es pesado, de difícil traslado a regiones ubicadas en la sierra de nuestro país y prácticamente inaccesible para la capacidad económica de los pequeños productores campesinos (figura 2.1).

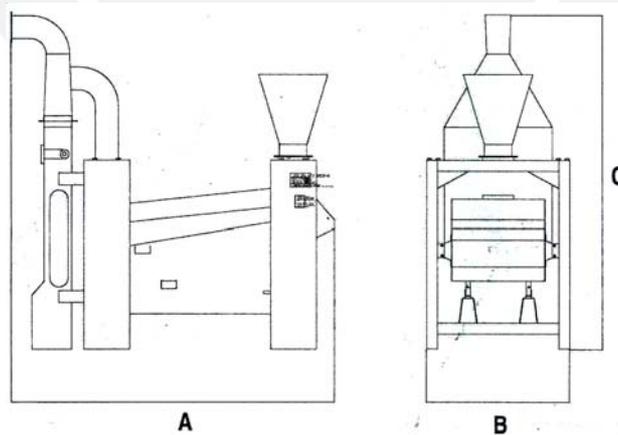
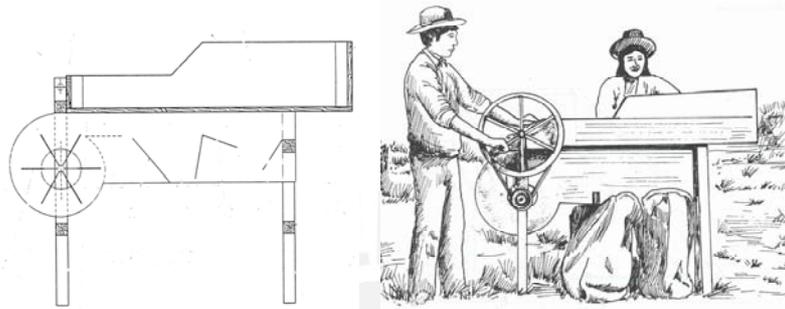


Figura 2.1: Prelimpiador y limpiador de granos. A:largo, B:ancho, C:Alto

M2: VENTEADORA MANUAL.

Fabricante: Asociación Herrandina Perú.

Consiste en un ventilador centrífugo accionado manualmente el cual crea un flujo de aire en un ducto horizontal. Sobre dicho ducto hay un recipiente a manera de tolva en el cual se deposita la mezcla. Su capacidad es de 100 kg/h y es transportable (37 kg), sin embargo, presenta el inconveniente de que sólo puede limpiar cascarilla y broza menor a los 5 cm, sin pérdida significativa de capacidad. Se la alimenta manualmente, pero otra persona tiene que estar retirando los restos de broza más larga (Figuras 2.2 y 2.3).



Figuras 2.2 y 2.3 : Veneadora manual Herrandina.

M3: VENTEADORA MOTORIZADA.

Fabricante: Asociación Herrandina Perú.

El concepto de esta venteadora es el mismo que el de la venteadora manual y sólo se diferencia en que funciona con un motor gasolinero de 3 hp, está fabricada íntegramente en metal y comprende una tolva. Su altura es de 1.70 m, (a diferencia de la ventadora artesanal) y su costo es \$1500. Se comprobó que produce aproximadamente 250 kg/h de trigo alimentándola con una mezcla en la que hay 20% de broza de tamaño no mayor a los 3 cm aprox. pero cuando se introduce broza mayor a 5 cm su capacidad puede caer a 100 kg/h debido a que la broza obstruye la tolva. Otro inconveniente es que el diseño mismo origina turbulencia (la dirección de llegada de la mezcla es contraria a la dirección del flujo de aire) lo cual ocasiona pérdida de granos o que se introduzca la broza en el producto ya limpiado. Durante las pruebas no se encontró un punto de regulación donde no se perdiera grano ni se introdujera broza. Para su transporte se requieren por lo menos tres personas.

M4: Limpiadora de Frejol.

Fuente: Universidad Nacional Agraria de la Molina [35]

Este equipo comprende un ventilador centrífugo accionado manualmente. Es transportable, pero limpia solo 100 g de broza por cada 5 kg de frejol. El concepto de diseño es similar al de las venteadoras de Herrandina pero difiere en que tiene una pequeña bandeja vibratoria montada sobre unos resortes de lámina.

2.2.2. ANTECEDENTES BIBLIOGRÁFICOS

En libros y bases de patentes resaltan:

«Limpiador neumático de granos», invento de G. Ryan. [27]

En este documento se describe un limpiador de granos el cual comprende una entrada para el ingreso de la mezcla de granos y broza, una cámara de separación y una segunda entrada en la pared a través de la cual ingresa una corriente de aire. Este aparato se caracteriza por el empleo de una rejilla de ductos dispuestos matricialmente para equalizar la presión del aire con lo cual se logra mejorar el grado de separación así como la capacidad del limpiador (Anexo 2).

«Estratificador y separador neumático», invento de K. Whitby. [34]

En este documento se describe un aparato para separar y clasificar partículas de material el cual se puede utilizar en los molinos de harina y, en general, en donde se hallen partículas finas que deben ser separadas y clasificadas. El aparato tiene una tolva para almacenar el material a separar, una bandeja de transporte, un ventilador centrífugo, y recipientes para recibir los productos separados.

La bandeja imprime a las partículas un movimiento vibratorio, con el propósito de que la mezcla se separe y estratifique de tal manera que la capa inferior contenga las partículas más pequeñas y la superior las partículas gruesas.

A la salida de la bandeja, antes de que la mezcla entre a la zona de venteo y entre en acción la fuerza de arrastre del viento, se la deja caer libremente para que las partículas gruesas, las cuales tienen una velocidad de sedimentación mucho mayor que las partículas más finas, lleguen a la zona de venteo con una velocidad mayor que la de las partículas finas; ello influye en las trayectorias de las partículas y facilita la separación.

El inventor proporciona un ejemplo según el cual se puede tratar 136 kg por hora con 150 watios suministrados al vibrador y al ventilador. Sin embargo, no se menciona la aplicación en mezclas de broza con granos, no se menciona la factibilidad de tener un accionamiento manual, ni tampoco se proporcionan detalles del ventilador (Anexo 3).

«Separadores de material granular», invento de Giles & Clarke. [12]

En este documento se describe un limpiador para materiales granulares el cual comprende una bandeja vibratoria con perforaciones sobre la cual se desplaza la mezcla a separar y una cámara bajo dicha bandeja la cual tiene una entrada para el ingreso de

un flujo de aire presurizado. Las paredes de la bandeja de transporte tienen aletas laterales articuladas para estrechar o ensanchar el tamaño de la salida (Anexo 4).

«Separador de aire con selectores en zigzag». [5]

El autor E. Blanc, describe un aparato que comprende una bandeja vibrante perforada sobre la cual se deposita el material a separar. La bandeja vibrante posee ranuras transversales en la base a través de las cuales se inyecta aire en el circuito, con lo cual se forma un lecho fluidificado, en el seno del cual se opera una primera separación. Las partículas gruesas se concentran en la base y son transportadas hacia el orificio de salida mientras que las partículas medias y finas son arrastradas por la corriente ascendente a través de los conductos o pasillos en zigzag dispuestos en paralelo. En dichos pasillos se opera una nueva y doble separación, los granos medios son frenados durante su recorrido por la pared zigzagueante volviendo a descender a la base, mientras que los granos finos siguen ascendiendo y pueden llegar a una etapa posterior de recolección. Este aparato sirve para obtener separaciones precisas mediante el ajuste de sus diversos parámetros (Figura 2.4).

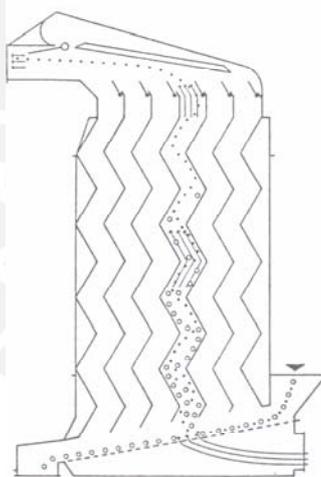


Figura 2.4: Separador de aire con selectores en zigzag.

«Procedimiento y dispositivo para separar y clasificar neumáticamente material de grano grueso», invento de K. Steier. [32]

El aparato sirve para separar y clasificar grandes cantidades de grano con grandes flujos de alimentación y pequeños trayectos en la zona de separación. Se genera una corriente transversal horizontal de aire y se cuenta con una configuración tal que los componentes de la mezcla antes de entrar en la zona de separación alcanzan por lo menos la mitad del valor de sus velocidades de sedimentación (Anexo 5).

«Elevador de cangilones con limpiador de granos», invento de J. Bryant. [6]

En este documento se describe un limpiador de granos que comprende un ducto para el flujo de granos abierto a un pasaje de aire ascendente, el cual está conectado al ingreso de aire del ventilador de tal manera que el grano es primero limpiado por una corriente de aire creada por el ventilador y, luego al fluir libremente a través del ducto llega a un depósito (Anexo 6).

«Mejoras en los separadores de partículas», invento de R. Dutschke. [10]

En este separador de partículas se utiliza una faja para acelerar y proyectar las partículas de la mezcla.

La diferencia en el tamaño y la densidad de las partículas produce que ellas recorran diferentes distancias para finalmente ser recolectadas en diferentes contenedores. Puede también usarse una ligera corriente de aire para remover el polvo u otras partículas ligeras (Anexo 7).

«Separador», invento de T. A. Edison. [11]

Este aparato comprende un ventilador centrífugo, un ducto para conducir el flujo a la zona de separación, un contenedor para almacenar el material a limpiar, una salida en dicho contenedor a través del cual se introduce la mezcla en la zona de venteo, y un ecualizador en el ducto para uniformizar el flujo (Anexo 8).

2.3 LISTA DE EXIGENCIAS

(D)eseos ó (E)xigencias	
	Función principal:
E	Separar una mezcla de trigo y broza.
E	Producir por lo menos 300 kg/h de trigo limpio a partir de 430kg/h de mezcla (30% de suciedad). La broza será menor a 15cm.
E	Las pérdidas de trigo deben ser menores al 5%
	Transporte
D	Debe ser transportable por dos o tres personas a través de un campo de cultivo.
	Costo
D	Debe costar menos de US\$500.
	Energía:
E	Energía de los músculos de un varón adulto.
	Ergonomía
D	Trabajen no más de dos personas.
	Antropometría
D	Un hombre debe ser capaz de descargar la mezcla que se desea limpiar en la tolva de alimentación sin necesidad de elementos como parantes o escaleras.
	Fabricación
E	Que, en lo posible, se pueda fabricar en talleres rurales sin necesidad de equipo de gran precisión, utilizando insumos normalizados que se encuentren en el mercado nacional.
	Ensamblaje
D	Montaje y desmontaje con herramientas sencillas sin necesitar utilajes especiales, piezas menores a los 10kg.
	Uso
D	Nivel de ruido en el área de trabajo menor que 90dB. La broza retirada no se esparza por sobre el operador.
	Mantenimiento
D	Que se le pueda dar mantenimiento con el equipo básico de cualquier taller rural.

2.4 ESTRUCTURA DE FUNCIONES

2.4.1. CAJA NEGRA



Figura 2.5: Caja negra.

ENTRADAS:

- Material : Mezcla de broza con granos de trigo.
- Energía : Proveniente de los músculos del hombre.
- Señal : Para iniciar la máquina.

SALIDAS:

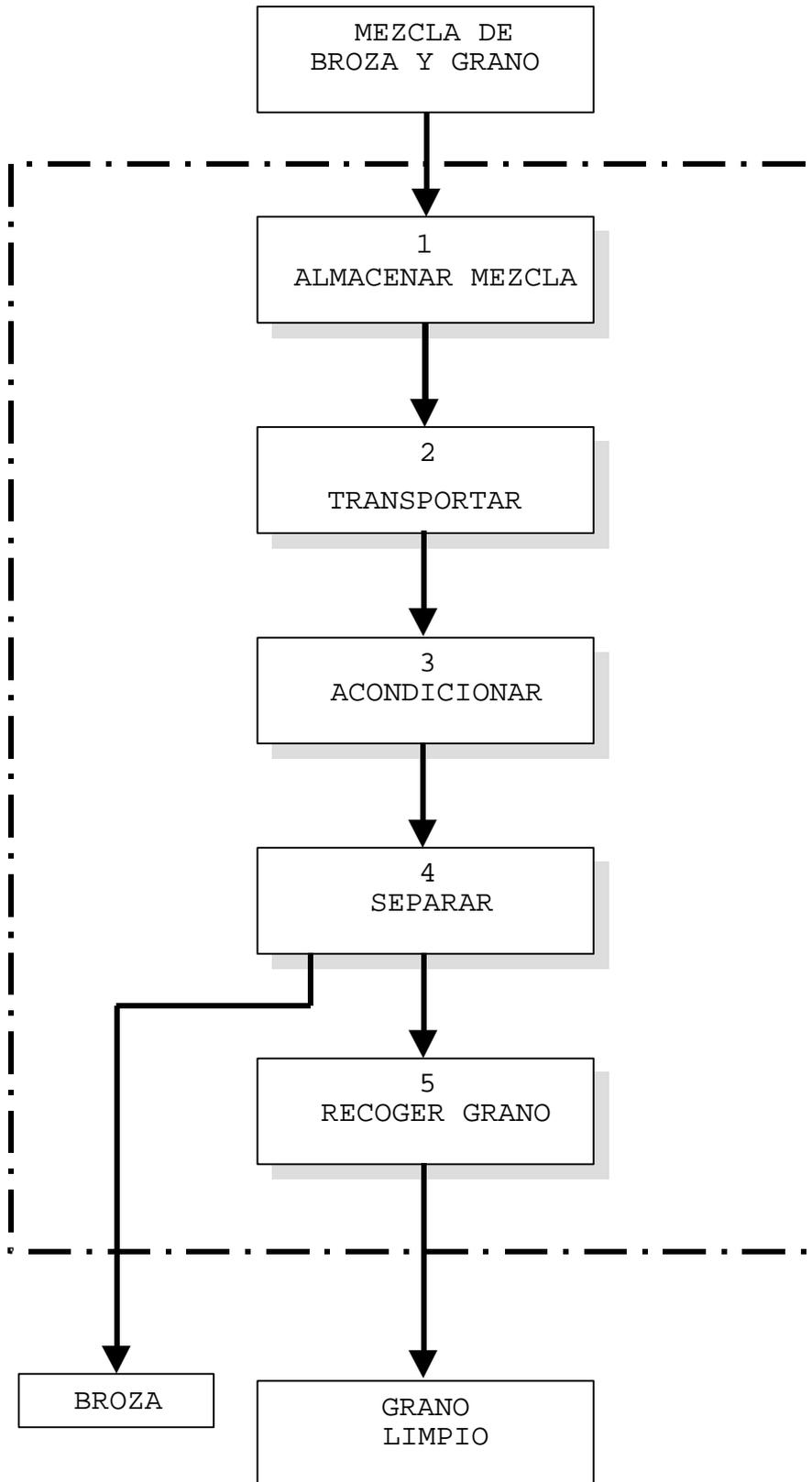
- Material : Broza y trigo en forma separada.
- Energía : Calor, vibraciones y energía cinética.
- Señal : Que indique un correcto funcionamiento.

2.4.2. PROCESOS TÉCNICOS

Se han reconocido cinco procesos básicos:

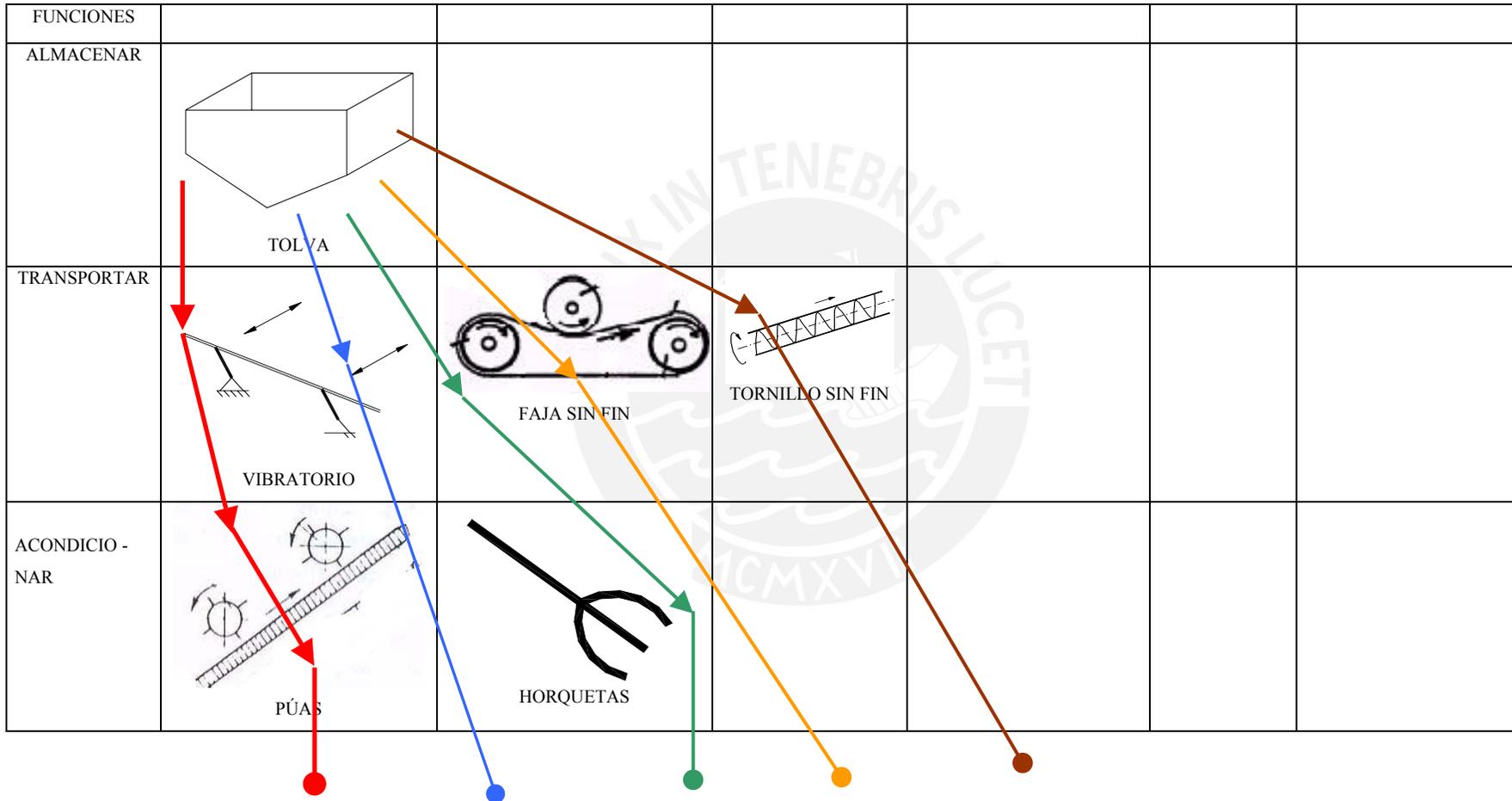
- Almacenar la mezcla.
- Transportar la mezcla de granos y broza hacia la zona de venteo.
- Acondicionar la mezcla para facilitar la separación, esto es, tratar de esparcir la broza para evitar que se formen bloques.
- Separar la broza del trigo.
- Recoger (conducir y almacenar) el grano limpio.

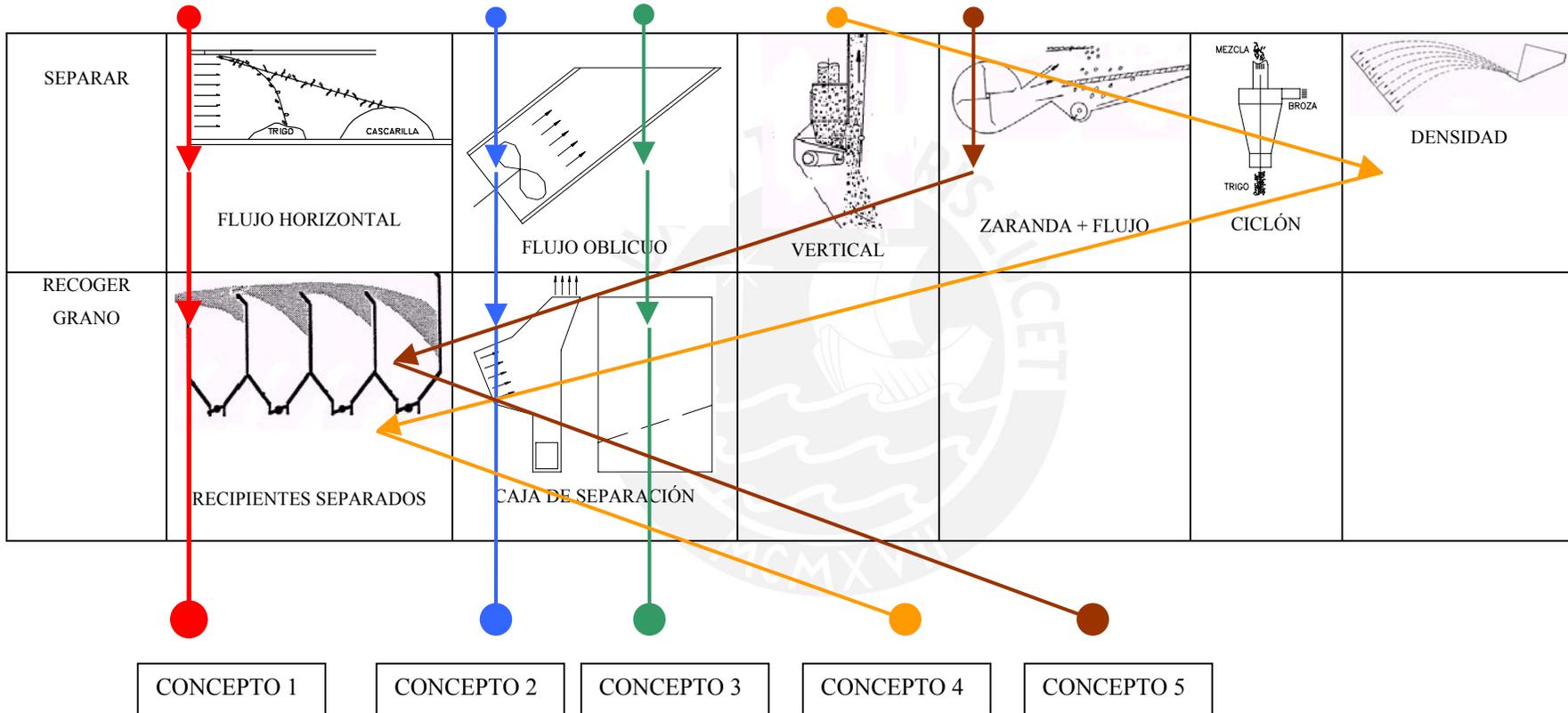
2.4.3. ESTRUCTURA DE FUNCIONES



2.5 MATRIZ MORFOLÓGICA

2.5.1. DESARROLLO DE LA MATRIZ MORFOLÓGICA





2.5.2. CONSIDERACIONES SOBRE LOS PORTADORES DE SOLUCIÓN

Los portadores se estudiaron en base a la literatura especializada y a pruebas de orden cualitativo. A continuación se comentan algunos de ellos:

2.5.2.1 Transportador vibratorio

Este elemento debe cumplir las siguientes funciones: transportar la mezcla a una velocidad adecuada, producir en la mezcla una estratificación adecuada, desenredar la broza y esparcir la mezcla como una cortina sobre la zona de flujo para facilitar la separación.

En la operación de los transportadores intervienen varios factores tales como el ángulo, la frecuencia, el tipo de movimiento, el rozamiento, entre otros. Por ello, en el presente trabajo el objetivo no es su optimización sino sólo su correcto funcionamiento.

Los mecanismos que se tuvieron en cuenta pueden clasificarse según la trayectoria que describe un punto de la superficie: perpendicular a la superficie (figura 2.6), de trayectorias elípticas (figura 2.7), de trayectorias oblicuas a la superficie (figura 2.8), y de trayectorias paralelas a la superficie (figura 2.9)

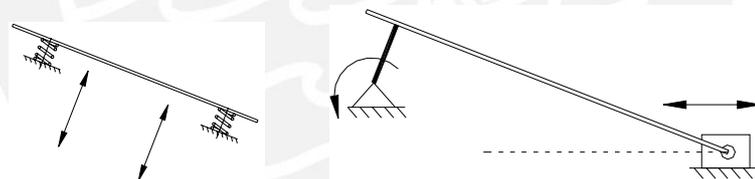


Figura 2.6: perpendicular.

Figura 2.7: elíptica.

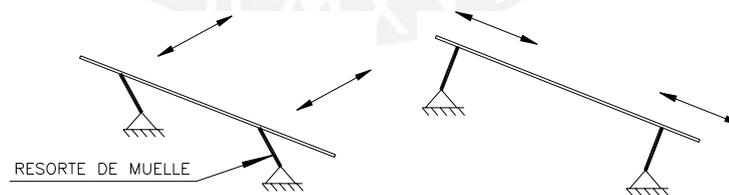


Figura 2.8: oblicua.

Figura 2.9: paralela.

De ellas sólo se probaron las dos primeras y dio resultados satisfactorios la segunda.

En la primera modalidad (figura 2.6) el mecanismo es simple y económico, pero se comprobó que la broza larga avanzaba muy lentamente y no se esparcía adecuadamente pues el más ligero alabeo o de la plancha influía en la distribución de la mezcla.

En la segunda si bien el mecanismo se vuelve un poco más complejo debido a que debe intervenir un mecanismo de biela manivela, la broza se desenredaba, la mezcla avanzaba lo suficientemente rápido, y la mezcla se esparcía y se estratificaba.

Las dos últimas no se probaron pero podemos realizar las siguientes hipótesis que necesitarían un futuro estudio:

En la tercera el avance es más rápido que en la primera modalidad debido a la inclinación de la dirección del movimiento pero el mecanismo se vuelve más complejo debido a que deben intervenir además de la biela-manivela elementos elásticos; y, en la cuarta, se puede esperar que con una inclinación adecuada la mezcla avance lo suficientemente rápido pero no necesariamente que se estratifique y desenrede, debido a que no hay movimientos enérgicos que la sacudan.

2.5.2.2 Faja sin fin

La faja sin fin nos permite mantener una tasa elevada de alimentación pero es cara, su fabricación y montaje son laboriosos, y la máquina no sería transportable. Además, demandaría mayor potencia debido a que tiene elementos que están en fricción.

2.5.2.3 Tornillo sin fin

La ventaja de este dispositivo es que podemos elevar la mezcla desde el piso hasta la boca de una tolva colocada arriba del sistema, con lo cual facilitamos al operario la tarea de alimentar la mezcla; sin embargo, tiene como desventaja que es relativamente complicado de fabricar y de mantenimiento relativamente difícil, volviendo al equipo pesado, costoso y menos transportable.

2.5.2.4 Rueda de púas

Este elemento ayudaría notablemente a estratificar la mezcla y se puede fabricar por medios artesanales, pero complica el montaje, el equipo se vuelve más pesado y menos transportable, y además, demandaría un cierto porcentaje de la energía del operador.

2.5.2.5 Separación mediante un flujo horizontal

Se realizaron pruebas con ductos rectangulares y ventiladores axiales, pero no se colocaron transiciones ni ecualizadores de flujo, por lo cual se produjo bastante turbulencia y la broza ingresaba en el grano limpio. (figura 2.10)

Se observó lo siguiente:

Es necesario que la mezcla esté en contacto con el flujo el tiempo suficiente para que se aprecie la dispersión entre las trayectorias del grano y de la broza, y al incrementar la altura se requiere aumentar el caudal del ventilador.(figura 2.11)

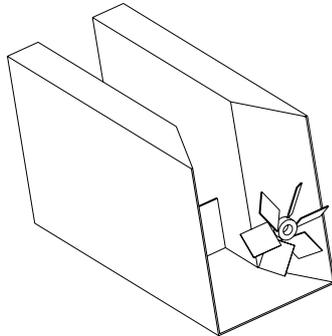


Figura 2.10: Ducto rectangular

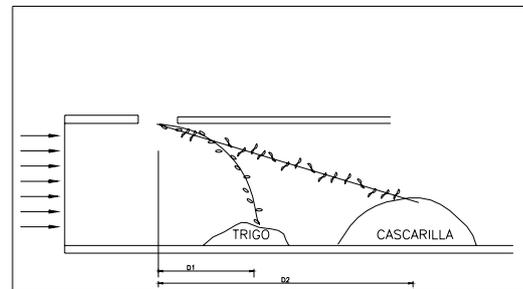


Figura 2.11: Separación mediante un flujo horizontal.

- Durante las pruebas cuando la broza se enredaba entre sí formando bloques, el flujo de aire no podía dispersarla. Se agregaron varillas (figura 2.12) para dispersar la mezcla lo cual mejoró el dispersamiento pero continuaron los problemas de poca dispersión y turbulencia mencionados anteriormente.

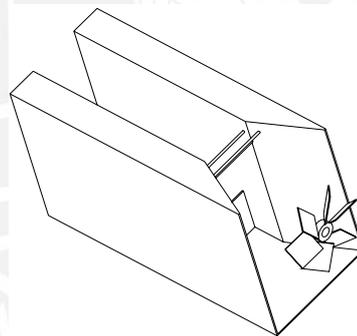


Figura 2.12: Ducto rectangular con varillas

- Una pared divisoria para dividir la broza del trigo origina turbulencia (fig. 2.12). Una solución podría ser fabricarla con mallas que permitan el paso del aire, lo cual reduciría el efecto de obstáculo que representa dicha pared al paso de aire.

2.5.2.6 Separación mediante un flujo vertical

El flujo vertical es útil cuando los componentes de la mezcla son de densidades muy diferentes [35]. Sin embargo, se observó en las pruebas realizadas que tiene los siguientes inconvenientes:

- El equipo se vuelve más pesado, menos transportable y más costoso debido a que su altura aumenta (figura 2.13),

- para evitar que la broza contamine los alrededores se requeriría una cámara gravitacional lo cual vuelve al equipo más pesado y costoso, y menos transportable,
- se requerirían accesorios tales como mallas o rejillas con el fin de que los granos de trigo no impacten los álabes del ventilador. Dichos accesorios producirían una caída de presión que repercutiría en el consumo de energía.

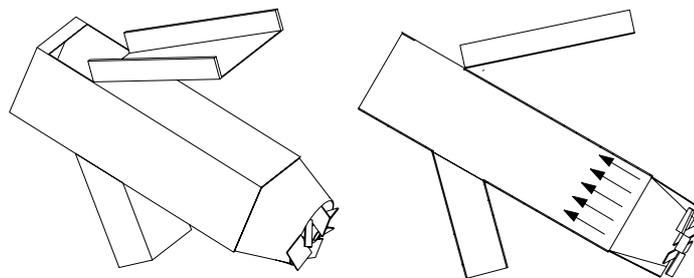


Figuras 2.13 y 2.14: Flujo vertical y sistema en cascada.

Un sistema no probado fue una estructura en escalera o cascada de ductos verticales cada uno con su propio ventilador (figura 2.14), contando cada uno de dichos ductos con una malla inclinada para evitar que el grano choque en las aspas. Se recomienda estudiar la posibilidad de limpiar mediante este sistema mezclas con mayor proporción de broza (> 30%) o broza más larga (> 15cm).

2.5.2.7 Separación mediante un flujo oblicuo.

Produce una dispersión adecuada sin que se requiera aumentar mucho el área de salida como en el caso del flujo horizontal, debido a que se aprovecha mejor la diferencia de densidades entre el trigo y la broza. Si bien, en comparación con el flujo horizontal la turbulencia es menor, aumenta la altura del equipo. (figuras 2.15 a 2.17)



Figuras 2.15 y 2.16: Separación mediante un flujo oblicuo.



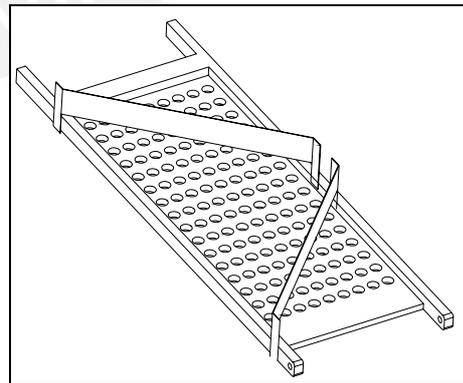
Figura 2.17: Separación mediante flujo oblicuo.

2.5.2.8 Zaranda

Las zarandas son muy efectivas para limpiar grandes volúmenes de broza larga (40 a 60 cm), pero no pueden retirar suciedad de menor tamaño que el grano.

Debido a que se las hace vibrar de manera constante, se debe contar con una estructura suficientemente robusta y rígida, por lo que el uso de zarandas implica que se eleve el peso y el costo del equipo. Además demandaría mayor potencia que la que un hombre puede proporcionar y, al requerir las zarandas un sistema que limpie los agujeros, la fabricación y el mantenimiento se complican.

En las pruebas realizadas (figura 2.18), se observó que la más mínima curvatura de la superficie producía que la mezcla no se distribuyera uniformemente y se desaprovechara la superficie de la zaranda. La solución de emplear planchas o elementos esparcidores acarrea otros inconvenientes estructurales, dado que este equipo estará sometido a vibraciones (figura 2.19).



Figuras 2.18 y 2.19: zaranda vibratoria y con esparcidores.

2.5.2.9 Densidad

La separación por densidad es muy simple y muy efectiva pero debido a que se requiere que la mezcla recorra grandes distancias (figura 2.20) es necesario imprimirle energía

mediante un elemento adicional (por ejemplo, una faja) y, debido a que en campo abierto se presentan perturbaciones de aire sería necesario grandes recipientes y cobertores.

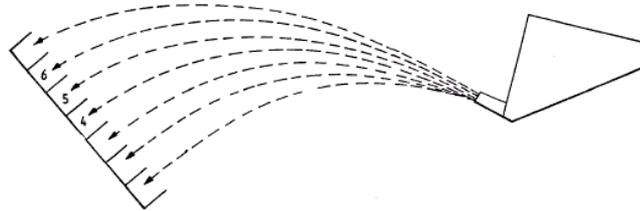


Figura 2.20: Separación por densidad.

2.5.3. CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

Cabe señalar que en cualquier caso se deberá contar con una separación por flujo de aire debido a que la cascarilla no se puede retirar de otra manera (mediante zarandas no es posible debido a que la cascarillas y los granos tienen la misma dimensión).

Teniendo en cuenta las consideraciones sobre los portadores expuestas previamente, se han esquematizado los siguientes conceptos de solución:

2.5.3.1 Concepto de solución 1

En este concepto se utiliza una tolva, un transportador vibratorio, una rueda de púas, un flujo horizontal y recipientes separados (figura 2.21).

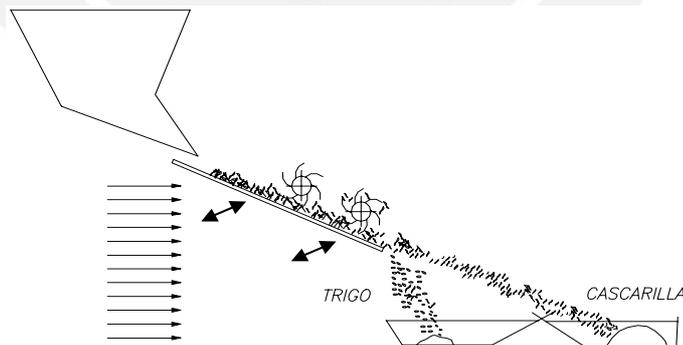


Figura 2.21: Concepto de solución 1.

2.5.3.2 Concepto de solución 2

En este concepto se utiliza una tolva, un transportador vibratorio, un flujo oblicuo y una caja de separación (figura 2.22).

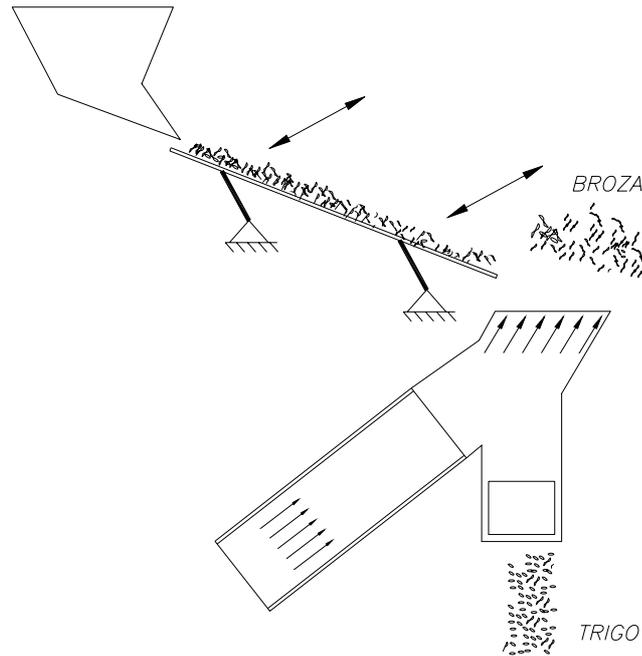


Figura 2.22: Concepto de solución 2.

2.5.3.3 Concepto de solución 3

En este concepto se usa una tolva, una faja, una horqueta, un flujo oblicuo y una caja de separación.

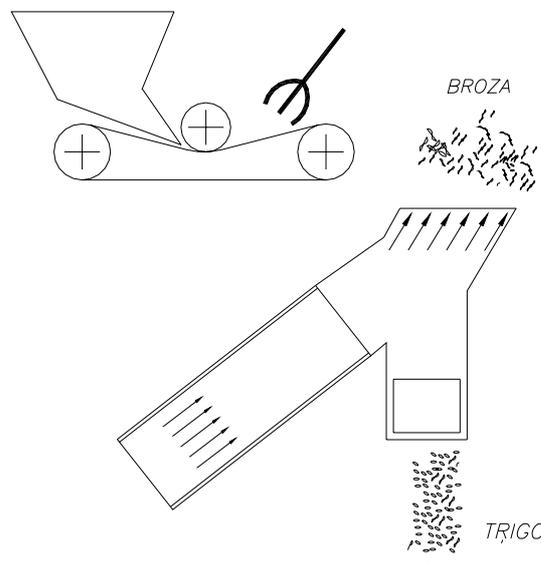


Figura 2.23: Concepto de solución 3.

2.5.3.4 Concepto de solución 4

En este concepto se utiliza una tolva, una faja, separación por densidad y recipientes separados (figura 2.24).

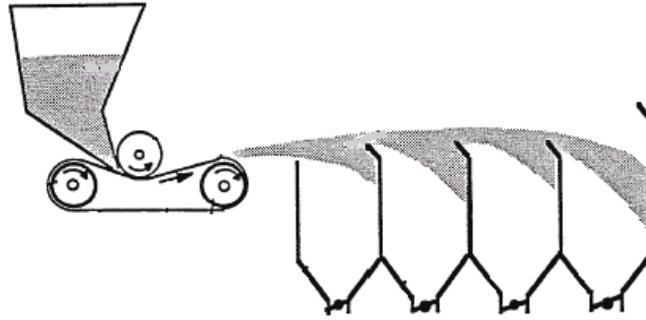


Figura 2.24: Concepto de solución 4.

2.5.3.5 Concepto de solución 5

En este concepto se utiliza una tolva, un tornillo sin fin, una zaranda combinada con un flujo de aire y recipientes separados (figura 2.25).

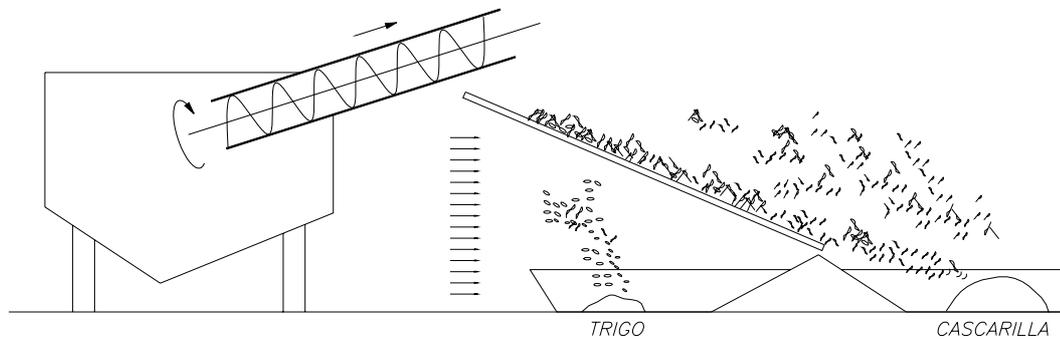


Figura 2.25: Concepto de Solución 5.

2.6 DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN ÓPTIMO

2.6.1. CRITERIOS PONDERADOS

La evaluación cualitativa de las diferentes soluciones y la identificación de la solución óptima se hace con una matriz de decisión (tabla 2.1).

2.6.1.1 Valor técnico

Las categorías y sus factores de ponderación son:

Criterio 1 (C1) – Facilidad de fabricación.

Criterio 2 (C2) – Transportabilidad.

Criterio 3 (C3) – Energía.

Criterio 4 (C4) – Mantenimiento.

Criterio 5 (C5) - Nivel de ruido.

Los criterios están valorizados entre 1 (mínimo) y 10.

		C1	C2	C3	C4	C5	Suma Ponderada	Puntaje Máximo	Valor Técnico
	PESO	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1			
C.S. 1	Valor	8	6	6	7	9			
	Puntaje	2.4	1.8	1.2	0.7	0.9	7	10	0.7
C.S. 2	Valor	9	8	7	8	7			
	Puntaje	2.7	2.4	1.4	0.8	0.7	8	10	0.8
C.S. 3	Valor	5	6	4	5	4			
	Puntaje	1.5	1.8	0.8	0.5	0.4	5	10	0.5
C.S. 4	Valor	5	5	6	4	4			
	Puntaje	1.5	1.5	1.2	0.4	0.4	5	10	0.5
C.S. 5	Valor	7	6	6	6	6			
	Puntaje	2.1	1.8	1.2	0.6	0.6	6.3	10	0.63

Tabla 2.1: Matriz de decisión.

$$\text{Valor técnico} = \text{Suma ponderada} / \text{Puntaje Máximo}$$

2.6.1.2 Valor económico

Costo admisible de fabricación = \$500

Costo ideal = 0.7*Costo admisible = \$350

Valor económico = Costo ideal/Precio aproximado

	C.S.1	C.S.2	C.S.3	C.S.4	C.S.5
Precio aproximado	450	400	550	500	450
Valor económico	0.78	0.88	0.64	0.7	0.78

Tabla 2.2: Valor económico.

2.6.2. EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

	C.S.1	C.S.2	C.S.3	C.S.4	C.S.5	Solución ideal
Valor Técnico	0.7	0.8	0.5	0.5	0.63	1,0
Valor económico	0.78	0.88	0.64	0.70	0.78	1,0

Tabla 2.3: Evaluación de los conceptos de solución.

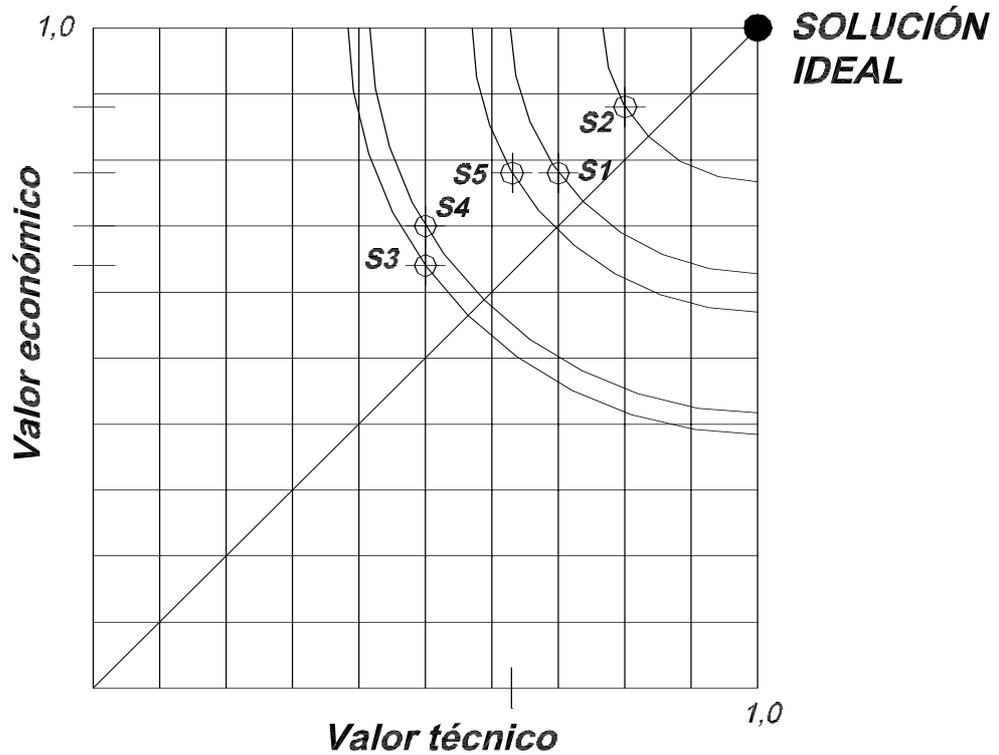


Figura 2.26: Evaluación final del concepto de solución óptimo.

2.7 DETERMINACIÓN DEL DISEÑO PRELIMINAR

Según lo expuesto anteriormente, el concepto de solución óptimo es el número 2 y comprende una tolva, un transportador vibratorio, un flujo oblicuo y una caja de separación. (figura 2.22, páginas 35 y 36).

En esta sección se tratará lo siguiente:

- Se abordará la fisiología y la capacidad del hombre para producir potencia.
- Se tratará acerca del prototipo experimental en el siguiente orden: el ventilador, la bandeja de transporte, el ducto, el armazón y el sistema de accionamiento.
- Se evaluará teóricamente la potencia consumida por la máquina según la teoría de las ventiladores y la dinámica de máquinas.

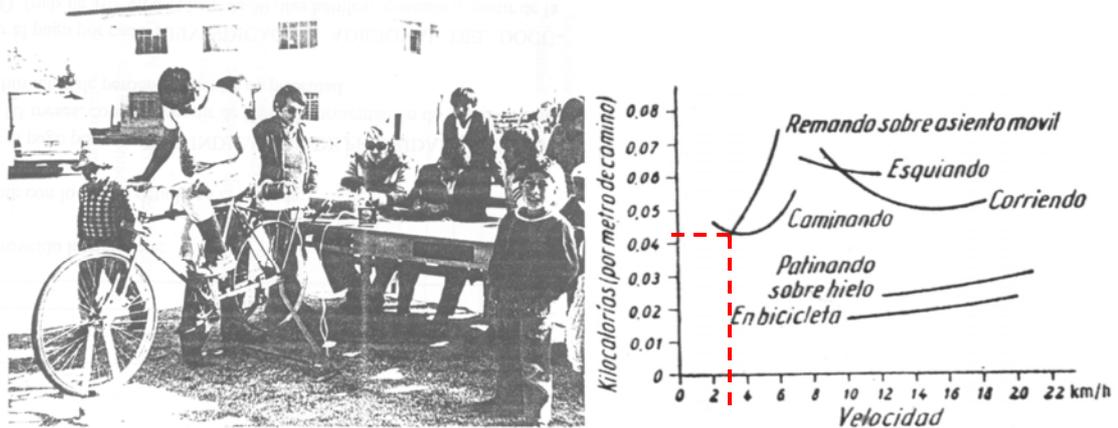
2.7.1. FISIOLOGÍA Y CAPACIDAD ENERGÉTICA DEL SER HUMANO

En el diseño de una trilladora estacionaria para quinua y leguminosas [8] se realizó un estudio dinamométrico entre trabajadores del campo que habitan a 3000 m.s.n.m. y se comprobó que usando las piernas o los brazos (pero no ambos) se podía generar una potencia de 75 W aproximadamente (figura 2.27). Según las fotos publicadas el manubrio de la máquina ya construida está ubicado aproximadamente a la altura de la cintura de un hombre y es para una sola mano.

Asimismo, según el libro «Proyecto Herrandina, Mecanización Agrícola», normalmente un hombre trabaja a razón de 75 a 100 W. En un trabajo continuo produce alrededor de 75 W y si es de corta duración puede desarrollar hasta 298 W. [24]

Esto nos indica que en un trabajo donde se utilicen las piernas o los brazos pero no ambos no se conseguirá superar los 75W. Sin embargo, es sabido que al utilizar a la vez los miembros superiores e inferiores coordinadamente se logra desarrollar potencias más elevadas durante más tiempo como se demuestra en actividades tales como el corte en una sierra de banco o en deportes tales como el remo.

Así, en el manual de la Academia Hutte [1], se indican las calorías de trabajo útil gastadas por personas debidamente entrenadas en actividades que involucran todo el cuerpo, aunque en el gráfico no se ilustra durante cuánto tiempo se puede mantener esa potencia:



Figuras 2.27 y 2.28: Estudio dinámico [8] y Potencia útil generada por el hombre [1].

De la figura 2.28, se observa que en el remo se producen por lo menos 147 W.

$$P = 0,042 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}} * 3 \frac{\text{km}}{\text{h}} * 4186,8 \frac{\text{J}}{\text{Kcal}} * \frac{1000\text{m}}{\text{Km}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 147 \text{ W}$$

Al no conseguir literatura que aclare más este punto se decidió asumir para fines de análisis que en un trabajo continuo la máxima potencia posible generada con la intervención de todo el cuerpo sería de 120 W y comprobar posteriormente dicha asunción con pruebas en la máquina construida.

Aunque en el manual citado [1] se dice que para ocasionar el mínimo de fatiga la altura de trabajo de las manos en hombres y mujeres debe estar a 1.15 - 1.2 m y 1.1 - 1.15 m, respectivamente, se estimó que con esa altura el operador para accionar la manivela con los dos brazos la manivela se vería obligado a encorvar un poco la espalda lo cual produciría fatiga. Por ello se probaría el eje del accionador principal a 1.40 m de altura con el fin de que el operador pudiera estar erguido y no agachado.

Experimentalmente se determinó que un hombre podía hacer girar una manivela a una velocidad de 60 rpm.

2.7.2. COMPORTAMIENTO DE UNA PARTÍCULA EN UN FLUJO DE AIRE

En las máquinas agrícolas con sistemas neumáticos, se crea una corriente artificial de aire que arrastra la broza dejando caer los granos libres de impurezas; en estas máquinas los elementos fundamentales son: los ventiladores, los conductos que dirigen tanto la corriente de aire como las materias extrañas, y, las cámaras de separación, donde las partículas transportadas entran en un estado de reposo.

En el fenómeno de la separación neumática tienen gran influencia tanto las propiedades aerodinámicas de la partícula como el comportamiento de la partícula en el flujo de aire. Por ello, antes de realizar la configuración del sistema de ventilación se expondrán dichos dos temas, que han sido analizados exhaustivamente por Silveira [30].

2.7.2.1 Propiedades aerodinámicas de una partícula

Según Silveira [30] el comportamiento de una partícula en una corriente de aire está determinado por sus propiedades aerodinámicas. Los parámetros característicos más conocidos son: la velocidad crítica (V_{cr}) (también conocida como velocidad de sedimentación) y el coeficiente de resistencia al aire (k) (también conocido como coeficiente de arrastre C_D).

Si una partícula está bajo el influjo de la fuerza del peso G (N) y la fuerza de acción del flujo de aire R (N) (figura 2.29) se tiene:

$$R = k\rho_a A(v_a - u)^2 \quad (2.1)$$

Donde:

- ρ_a densidad del aire (kg/m^3).
- k coeficiente de resistencia al aire (coeficiente de arrastre C_D).
- A área de la proyección del cuerpo en un plano perpendicular a la corriente de aire (m^2).
- v_a velocidad de flujo de aire (m/s).
- u velocidad de movimiento del cuerpo (m/s).

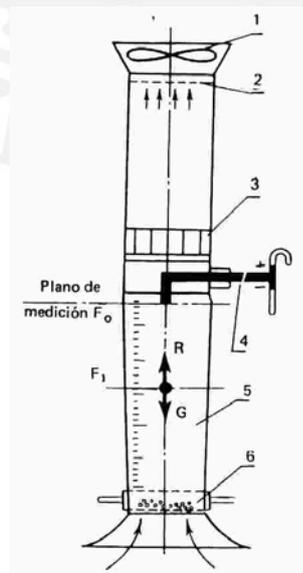


Figura 2.29: Esquema de un tubo aerodinámico. 1. Ventilador. 2 y 6 Mallas. 3. Colector. 4. Tubo. 5. Tubo de succión.

Dado que las fuerzas G y R actúan en sentido contrario, la partícula descenderá cuando $G > R$, subirá cuando $R > G$, y cuando el cuerpo se encuentra suspendido, la velocidad V_a es denominada velocidad crítica V_{cr} , y se cumple

$$R = G \quad (2.2)$$

$$u = 0 \text{ m/s} \quad (2.3)$$

Reemplazando (2.2), (2.3) y $V_a = V_{cr}$ en la ecuación 2.1 y despejando V_{cr} , se tiene:

$$V_{cr} = \sqrt{\frac{G}{k\rho_a A}} \quad (2.4)$$

El coeficiente de resistencia (k) depende de la forma del cuerpo, de su superficie y de las propiedades del medio en el que se encuentra. Además, depende de la velocidad del flujo, disminuyendo a medida que aumenta la velocidad de la corriente del aire.

Sin embargo, la relación del coeficiente k entre los parámetros relativos al cuerpo y al medio portador es muy compleja, por lo que antes de determinar dicho coeficiente, se determina la velocidad crítica experimentalmente.

La velocidad crítica puede ser determinada en un tubo aerodinámico (figura 2.29). Básicamente consta de un tubo transparente en cuyo extremo superior hay un ventilador de succión. Las partículas en estudio se colocan sobre una malla, y cuando las partículas quedan suspendidas se calcula la velocidad.

Así, la dispersión que tenga lugar entre el trigo y la broza se deberá a que sus velocidades críticas son diferentes.

Según Silveira, mediante este método la V_{cr} de los granos de trigo y la broza son:

	Trigo	Broza
Velocidad crítica (m/s)	8,9-11,5	0,75-5,25

Tabla 2.4: Velocidades críticas o de sedimentación del trigo y la broza [30].

Ahora, como se dijo en la sección 2.5.2., al haber gran diferencia entre las velocidades críticas del trigo y la broza es recomendable usar en la separación flujos ascendentes verticales o flujos oblicuos. Por ello, se transcribe los estudios de la cinética de una partícula en un flujo vertical y en un flujo oblicuo hechos por Silveira y se comentará al respecto.

2.7.2.2 Cinética en un flujo ascendente vertical.

Según Silveira [30], en este caso, $R > G$ (figura 2.29).

Partiendo de la ecuación diferencial del movimiento de la partícula de masa m_p :

$$m_p \left(\frac{du}{dt} \right) - R + G = 0 \quad (2.5)$$

a partir de las ecuaciones 2.1 y 2.4 se tiene:

$$R = \frac{G}{v_{cr}^2} (v_a - u)^2 \quad (2.6)$$

Sustituyendo (2.6) en (2.5), con $G = 9.8m_p$ y dividiendo las variables entre m_p se tiene:

$$\left(\frac{v_{cr}^2}{9,8} \right) \left(\frac{du}{(v_a - u)^2 - v_{cr}^2} \right) = dt \quad (2.7)$$

Si $v_a - u = w$, entonces $du = -dw$ y sustituyendo en (2.7)

$$\left(\frac{v_{cr}^2}{9,8} \right) \left(-\frac{dw}{w^2 - v_{cr}^2} \right) = dt$$

Integrando y reemplazando w , se tiene:

$$\left(-\frac{v_{cr}}{19,6} \right) \ln \left(\frac{v_a - u - v_{cr}}{v_a - u + v_{cr}} \right) = t + C \quad (2.8)$$

para despejar la constante C , Silveira asume que cuando $t=0$, $u=0$, por lo tanto:

$$C = \left(-\frac{v_{cr}}{19,6} \right) \ln \left(\frac{v_a - v_{cr}}{v_a + v_{cr}} \right) \quad (2.9)$$

haciendo $a = v_a + v_{cr}$, $b = v_a - v_{cr}$, $\alpha = \frac{19,6}{v_{cr}}$, y reemplazando a , b , α y C , en (2.8.):

$$-\frac{1}{\alpha} \ln \left(\frac{b-u}{a-u} \right) = t - \frac{1}{\alpha} \ln \left(\frac{b}{a} \right), \quad \ln \left(\frac{(b-u)a}{(a-u)b} \right) = -\alpha t$$

$$\frac{(b-u)a}{(a-u)b} = e^{-\alpha t} \quad (2.10)$$

y reordenando obtenemos la velocidad (u) de la partícula:

$$u = a - \frac{a-b}{1 - \frac{b}{a} e^{-\alpha t}} \quad (2.11)$$

En la figura 2.30 se muestra la variación de u de la partícula con respecto al tiempo.

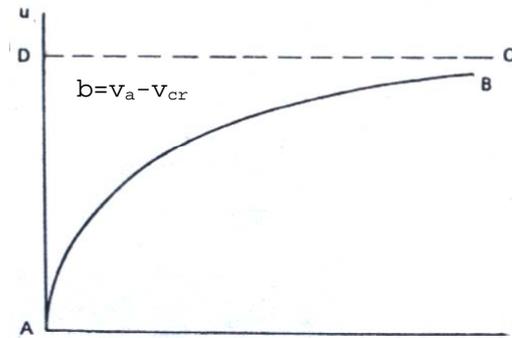


Figura 2.30: velocidad de la partícula vs. Tiempo

Se aprecia que a medida que transcurre el tiempo la velocidad crece asintóticamente hacia la línea definida por la ordenada $b = v_a - v_{cr}$.

La velocidad límite (u_{lim}) de la partícula es igual a la diferencia entre la velocidad v_a del aire y a la velocidad crítica v_{cr} de la partícula:

$$u_{lim} = v_a - v_{cr}$$

A partir de este modelo se observa lo siguiente:

- Cuando no se puede despreciar la resistencia del aire, las trayectorias de las partículas proyectadas horizontal u oblicuamente no podrán ser representadas por una parábola de segundo orden debido a que las componentes de la velocidad tendrán un comportamiento como el representado en la figura 2.30.
- Si la velocidad del flujo es igual a la velocidad crítica, el cuerpo se quedará suspendido. Y si es menor que la velocidad crítica del cuerpo, la velocidad de dicho cuerpo tendrá signo negativo, lo cual implica que caerá verticalmente y nunca será arrastrado por el flujo. Esto, en la práctica nos dice que se debe usar una $V_a > V_{cr_broza}$, en caso contrario la broza no será arrastrada.

Sin embargo, cabe observar que en las pruebas con un flujo de aire menor que la velocidad crítica del trigo se observó que el trigo era arrastrado hacia arriba debido posiblemente a que la broza se enredaba con el trigo y lo arrastraba en su ascenso.

Sin embargo, como fuera dicho, el utilizar un flujo vertical conlleva algunas desventajas tales como el aumento de la dimensión vertical de la máquina y de que la broza se dispersa y contamina el entorno del operador. Para recuperar la broza dispersa se necesitaría una cámara gravitacional lo cual elevaría el costo y el peso del equipo. A diferencia del flujo vertical el oblicuo no presenta tales inconvenientes; por ello, se transcribe como referencia el estudio hecho por Silveira acerca del trabajo del flujo inclinado [30] u horizontal.

2.7.2.3 Trabajo del flujo inclinado u horizontal

Según Silveira, en este caso los granos se introducen con una velocidad inicial u_0 en el flujo. La separación de la masa de granos se produce cuando se cumple que la componente vertical v_z de la velocidad del flujo es menor que la de la partícula, $v_z > v_{cr}$. Asumiendo que el chorro de aire es laminar, constante en su dimensión y en la dirección de su velocidad, sobre la partícula actúan el peso G y la fuerza de arrastre R en sentido contrario a la velocidad relativa de la partícula. El movimiento de ésta se compone de un movimiento de desplazamiento con el flujo y otro relativo a éste último (figura 2.31).

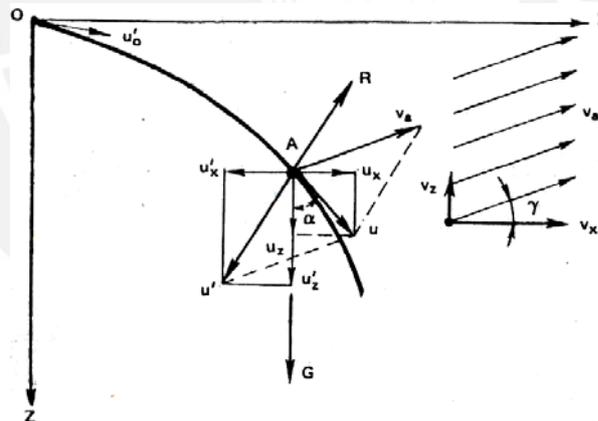


Figura 2.31: Acción del aire inclinado sobre la partícula.

Si u'_x y u'_z son las componentes de la velocidad relativa del movimiento en determinado punto A de la trayectoria OA entonces las proyecciones de la velocidad del movimiento absoluto en los ejes de coordenadas fijos X y Z son:

$$u_x = v_x - u'_x \quad (2.12)$$

$$u_z = u'_z - v_z \quad (2.13)$$

siendo v_x y v_z son las proyecciones de la velocidad del flujo de aire en los ejes X y Z.

$$v_x = v_a \cdot \cos \gamma \quad (2.14)$$

$$v_z = v_a \cdot \sen \gamma \quad (2.15)$$

En la figura 2.31 se observa:

$$\tan \alpha = \frac{u_x}{u_z} = \frac{v_a \cos \gamma - u_x'}{u_z' - v_a \sen \gamma} \quad (2.16)$$

Además, u_x' y u_z' varían a medida que la partícula se desplaza. En el límite, la componente vertical $u_z'_{lim} = u_{cr}$ de la dirección vertical, mientras que en el eje x la velocidad relativa u_x' tiende a cero, es decir la velocidad u_x tiende a v_x . Así:

$$\tan \alpha_{lim} = \frac{v_a \cos \gamma}{v_{cr} - v_a \sen \gamma} \quad (2.17)$$

Para las partículas que entran en el flujo de aire, la velocidad crítica varía desde v_{crmin} hasta v_{crmax} . Produciendo haces diferentes dados por los ángulos:

$$\tan \alpha_{limmin} = \frac{v_a \cos \gamma}{v_{crmax} - v_a \sen \gamma} \quad (2.18)$$

$$\tan \alpha_{limmax} = \frac{v_a \cos \gamma}{v_{crmin} - v_a \sen \gamma} \quad (2.19)$$

La dispersión del haz de trayectorias se puede caracterizar por la diferencia $\alpha_{limmax} - \alpha_{limmin}$ la cual se determina a partir de las ecuaciones 2.18 y 2.19:

$$\tan(\alpha_{limmax} - \alpha_{limmin}) = \frac{\tan \alpha_{limmax} - \tan \alpha_{limmin}}{1 + \tan \alpha_{limmin} \tan \alpha_{limmax}}$$

$$\tan(\alpha_{limmax} - \alpha_{limmin}) = \frac{v_a \cos \gamma (v_{crmax} - v_{crmin})}{v_{crmax} v_{crmin} - v_a \sen \gamma (v_{crmax} + v_{crmin}) + v_a^2} \quad (2.20)$$

Se observa que la dispersión de las trayectorias de movimiento de las partículas depende de la diferencia de velocidades críticas y el ángulo γ de dirección de la velocidad del aire. Con el aumento de la diferencia de v_{crmax} y v_{crmin} la dispersión crece, si se disminuye el ángulo γ se acorta la dispersión. Se observa que el flujo horizontal ($\cos \gamma = 1$) da menor dispersión que el inclinado ($\cos \gamma < 1$).

Para hallar la mayor dispersión se deriva y se iguala a cero: $\frac{d \tan(\alpha_{limmax} - \alpha_{limmin})}{dv_a} = 0$

$$v_{amax} = \sqrt{v_{crmax}v_{crmin}} \quad (2.21)$$

Así, la masa de partículas obtiene la mayor dispersión cuando la velocidad del flujo de aire es igual a la media geométrica de los valores extremos de las velocidades críticas.

Finalmente, por el resultado de experimentos (que no se detallan), Silveira recomienda para el trigo y el centeno un promedio de 7m/s y una inclinación máxima de 30°, lo cual se tomará como referencia para el presente trabajo.

2.7.3. SISTEMA DE VENTILACIÓN

En este sistema los objetivos son:

- Limpiar mediante un flujo de aire la mezcla expandida por la bandeja vibratoria.
- No perder más del 5% de la masa de trigo inicial.

En estas máquinas el ventilador es un elemento fundamental. Los ventiladores, según J. Silveira [30], se pueden clasificar por el principio de acción, por la presión creada, por su destino o por su construcción.

Según el principio de acción pueden ser axiales, centrífugos y semiaxiales; según la presión creada pueden ser de baja presión ($H \leq 1000 \text{ N/m}^2$), de presión media ($1000 \text{ N/m}^2 \leq H \leq 3000 \text{ N/m}^2$) y de alta presión ($H \geq 3000 \text{ N/m}^2$); y, según su destino pueden ser universales y especiales. Los ventiladores agrícolas son por lo general especiales, centrífugos, con 4 o 6 paletas, de presión baja y media.

El elemento principal del ventilador es el rotor. En dependencia de la forma de su perfil son frecuentes los impelentes de aspas rectilíneas y curvilíneas.

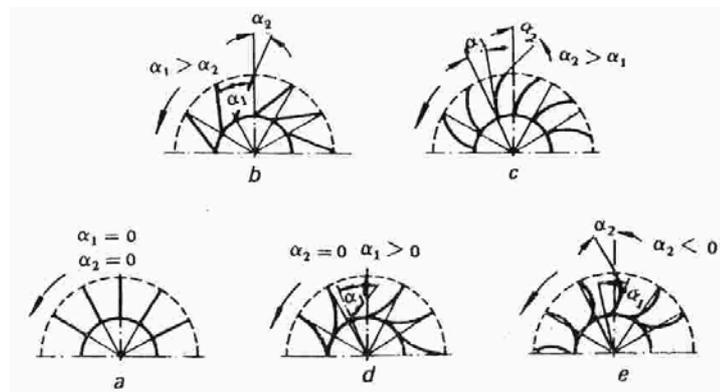


Figura 2.32: Formas del perfil de rotores de ventiladores. a. rectilíneos radiales. b. Rectilíneos inclinados hacia atrás. c. Curvilíneos inclinados hacia atrás. d. Curvilíneos que terminan en el radio. e. curvilíneos inclinados hacia delante.

Se utilizan ventiladores con paletas rectilíneas radiales y rectilíneas inclinadas hacia atrás. Las últimas se utilizan mucho en máquinas agrícolas y producen cargas de presión baja y media durante grandes gastos. Las aspas curvilíneas pueden ser inclinadas hacia atrás terminando en un radio o pueden ser inclinadas hacia delante (figuras 2.32d y 2.32e). Las aspas curvilíneas inclinadas hacia delante dan mayor presión que las otras. Las cubiertas de los ventiladores se construyen con secciones circulares o en espiral.

La ventilación industrial es toda un área de la mecánica, respecto a la selección de los ventiladores agrícolas Silveira dice lo siguiente: «Durante los cálculos se hacen grandes suposiciones, por eso para la selección del ventilador las resistencias señaladas se evalúan en analogía con las construcciones existentes de los sistemas neumáticos, que tienen instalados ventiladores semejantes...».

Por ello, en este trabajo únicamente se dan pautas generales para el diseño de un sistema de ventilación óptimo, quedando como una recomendación para futuros trabajos completar su diseño e implementarlo.

Para diseñar un sistema de ventilación se requiere saber el caudal, la caída de presión del sistema, y otros parámetros tales como: la densidad, el medio, etc. Además, en esta máquina se deben cumplir otros requisitos tales como:

- La potencia de accionamiento debe estar dentro de la capacidad fisiológica de una persona adulta, considerando que el ventilador es accionado manualmente.
- La fabricación debe poder ser hecha en talleres rurales, con mínimo mantenimiento.
- No se debe presentar ninguna turbulencia en la salida del ducto, ello podría producir que cualquier brizna de paja regrese y ensucie el trigo limpio.
- Dado que la mezcla estará expandida y caerá como una cortina delgada, el área de salida del flujo debe ser geoméricamente más ancha que larga.

Una vez construida un armazón metálico de soporte, se construyó un ventilador con fines experimentales, en base a cálculos someros y a la experiencia de un fabricante de ventiladores para máquinas de tecnología apropiada; el objetivo no era cumplir con un diseño óptimo, sino limpiar la mezcla y poder obtener datos más precisos.

2.7.3.1 Ventilador experimental

Se utilizará la metodología del curso de ventilación industrial [9]. El medio será aire sin partículas, considerando la región andina ubicada a 3000 m.s.n.m., donde la presión

atmosférica es 7,05 m.c.a., y, en verano que es la época de venteo, $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, la densidad γ es: $\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{7050}{29.3 * (20 + 273)} = 0.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

El caudal está relacionado con el área de salida (A_s) y la velocidad del flujo V_a .

$$Q_a = V_a A_s \quad (2.22)$$

Asumiendo un flujo de 7 m/s y un área de salida de 100 x 560 mm, el caudal es de:

$$Q_a = 7 * 0.560 * 0.100 = 0.392 \approx 0.4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La caída de presión se producirá por la fricción a lo largo de las paredes del ducto, por los codos o transiciones utilizados y por la mezcla que se encuentra en suspensión o que es arrastrada por el flujo. Debido a que es muy complicado determinar analíticamente la caída de presión, se la asume teniendo en cuenta la máxima potencia permitida.

En la sección 2.7.1 se dijo que el ser humano podía generar un máximo de 120 W; ahora, basándonos en el conocimiento de este tipo de máquinas por parte de personas del área, se asume que la potencia se distribuirá en un 60% en el ventilador y en un 40% en la bandeja con lo que se tiene que el primero puede demandar como máximo 70 W aproximadamente y la bandeja 50 W. De la siguiente expresión se calcula la caída total de presión (Δp_{total}):

$$P = \frac{\dot{V} \Delta p}{102 \eta} \quad \text{ó} \quad \Delta p = 102 \frac{P \eta}{\dot{V}} \quad (2.23)$$

donde:

P : Potencia en kW.

\dot{V} : Caudal en m^3/s .

Δp : Caída de presión.

Asumiendo una eficiencia de 65% para cubrir todo riesgo, de la ecuación 2.23:

$$\Delta p \leq \frac{0.070 * 102 * 0.65}{0.4} \approx 12 \text{ (mm de c.a.)}$$

y asumiendo (por seguridad) $\Delta p = 10$ mm de c.a., la potencia será:

$$P = \frac{\dot{V} \Delta p}{102 \eta} = \frac{0.4 * 10}{102 * 0.65} = 60 \text{ W}$$

La altura útil H (m de aire) viene dada por:

$$H = \frac{10}{0.8} = 12.2 \text{ m de aire.}$$

2.7.3.1.1 Dimensiones del rotor

Las leyes de los ventiladores se han determinado basándose en experimentos demostrables y en el principio de semejanza.

En primera instancia se intentó determinar el tipo de ventilador más adecuado mediante el diagrama de Cordier (Figura 2.33 y Anexo 9).

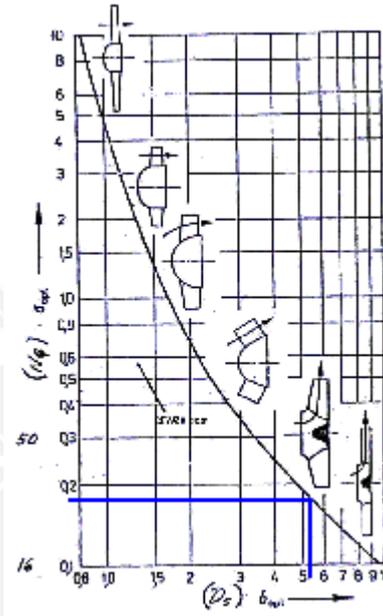


Figura 2.33. Diagrama de Cordier. Selección del rotor centrífugo.

Este diagrama es una correlación entre dos números adimensionales, δ y σ , los cuales están directamente relacionados a los números adimensionales de velocidad específica N_q y diámetro específico D_s :

Velocidad específica:
$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \tag{2.24}$$

Cifra de velocidad:
$$\sigma = \frac{N_q}{157.8} \tag{2.25}$$

Diámetro específico:
$$D_s = \frac{DH^{0.25}}{\sqrt{Q}} \tag{2.26}$$

Cifra de diámetro:
$$\delta = \frac{D_s}{0.536} \tag{2.27}$$

La velocidad de rotación asumida en el rotor es de 300 rpm. No se asumió una velocidad mayor debido a que dado que en el eje principal se tendrá una velocidad de 60 rpm aproximadamente, aumentar demasiado la relación de transmisión hubiera implicado aumentar los elementos mecánicos de transmisión y las pérdidas de energía.

Reemplazando las rpm, el caudal y la caída de presión en las ecuaciones 2.24 y 2.25.

$$N_q = \frac{300\sqrt{0.4}}{12.2^{0.75}} \approx 29 \quad \text{y} \quad \sigma = \frac{29}{157.8} = 0.18$$

Según esta cifra se nos recomienda un ventilador tipo centrífugo.

En el diagrama de Cordier se entra con la cifra de velocidad σ en el eje de las ordenadas, se intersecta con la curva y se obtiene el diámetro específico δ , a partir del cual se determina el diámetro externo (ecuación 2.27).

$$\delta = 5.2, \quad \delta = \frac{D_s}{0.536}, \quad \text{y} \quad D_s = 5.2 * 0.536 = 2.79$$

Reemplazando en la ecuación 2.26 y despejando: $D = \frac{D_s \sqrt{Q}}{H^{0.25}} = \frac{2.79\sqrt{0.4}}{12.2^{0.25}} = 0.94 \text{ m}$

A modo de verificación se calculará la cifra de presión ψ , parámetro adimensional que

se obtiene a partir de $\psi = \frac{2gH}{u_2^2}$, donde u_2 es la velocidad tangencial del rodete.

$$u_2 = \frac{\pi D n}{60} \text{ (m/s)} \quad \text{y} \quad \psi = \frac{2gH}{u_2^2} = \frac{2 * 9.8 * 12.2}{14.6^2} = 1.1$$

Estando dicho valor en el rango de los ventiladores centrífugos.

Sin embargo, por razones de fabricación (no se contaba con dinero ni tiempo para fabricar un rotor de acero de 900 mm de diámetro) se optó por fabricar en su lugar un rotor de un diámetro de 600 mm. También, se tuvo en cuenta que, dado que el diámetro externo está relacionado con el parámetro H, y, era muy probable que la altura útil H estuviera sobredimensionada, el diámetro también podía estarlo.

Para facilitar la construcción las palas del ventilador se hicieron rectas aunque las palas curvadas hacia atrás son más adecuadas para producir alto caudal y baja presión [30].

Además, se eligieron como diámetro interno y ancho: 0.15 m y 0.50 m, respectivamente en base a la experiencia del técnico mecánico en este tipo de ventiladores agrícolas..

Según el curso “Ventilación Industrial” [9], se recomienda que las dimensiones de las paletas guarden una proporción de 1 a 1.2. Sin embargo, dado que necesitamos un área de salida de proporciones mayores a 1:5 (100 a 560), seguir dicha recomendación exigiría agregar una transición tronco piramidal, la cual produce una mayor caída de

presión y complica la fabricación. En lugar de ello, y apoyados en la experiencia del técnico fabricante y en las máquinas agrícolas del arte previo, las cuales tienen rotores de palas anchas [23, 34], se usaron paletas con una longitud de 500 mm (figura 2.34).

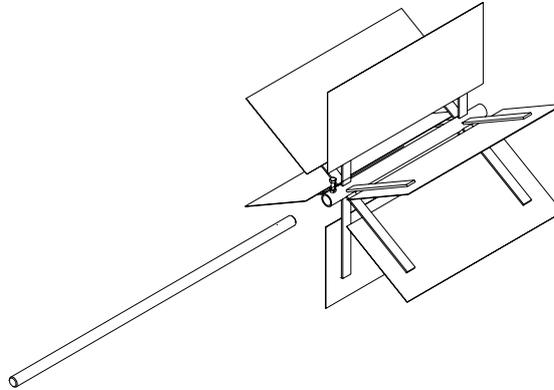


Figura 2.34 : rotor de palas anchas.

2.7.3.1.2 Voluta

Se hizo doble succión porque con una sola succión se hubiera presentado turbulencias debido a la longitud de 500 mm .

Según Osborne [18], la voluta debe tener un perfil logarítmico, el cual se puede simplificar usando el método de los cuatro centros que consiste en trazar un cuadrado y cuatro arcos a partir de sus vértices, según se muestra en la figura 2.35.

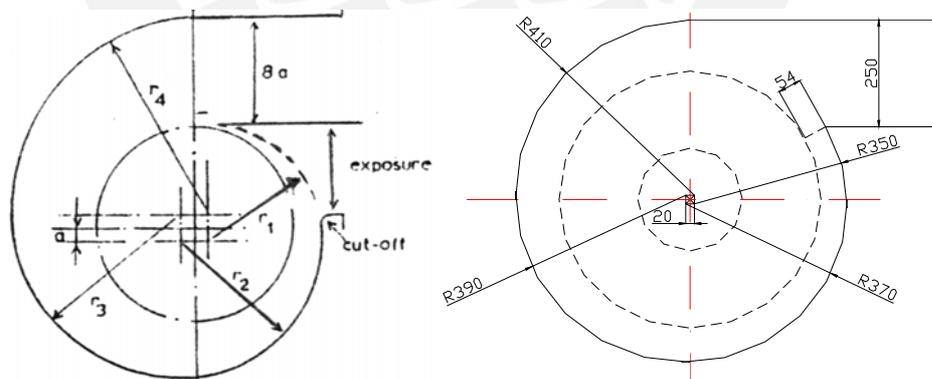


Figura 2.35: Envolvente de la carcasa. Método de los cuatro centros. Voluta dimensionada según el método de Osborne. [18]

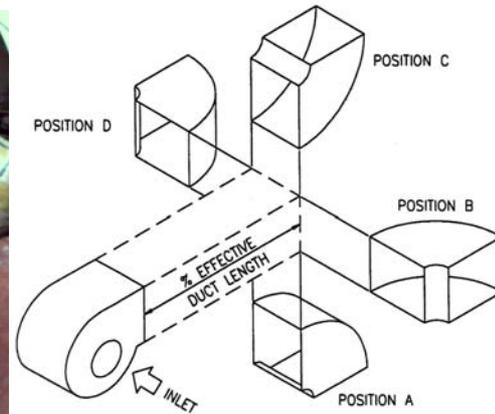
Según dicho método, con $a = 20$ mm, se obtiene lo mostrado en la figura 2.35:

Según [18], la luz radial debe ser aproximadamente 10% del diámetro del rotor. En nuestro caso, la luz es de 54 mm, aproximadamente el 10% de $D_2=600$ mm.

En la salida la sección es de 560x250 mm, y con una transición se conseguiría la abertura de 560x100 mm deseada.

2.7.3.1.3 Montaje del ventilador en el armazón

El ventilador se fijó en la armazón con una inclinación de 30° (2.7.2.3, página 48).



Figuras 2.36 y 2.37 : Montaje de la voluta y alternativas para posicionar los codos. [2].

Además, se siguieron dos criterios para colocarlo en esa posición:

- Se ahorra espacio, y nos permite ubicar otros equipos sobre el ventilador.
- En la figura 2.37, en caso se requiera un codo, las pérdidas son mínimas en la posición “A”, según el manual de la ACGIH “Industrial Ventilation” [2].

2.7.4. SISTEMA DE TRANSPORTE

Comprende una bandeja y un mecanismo de biela-manivela, donde la bandeja representa la biela [28] (Figura 2.38).

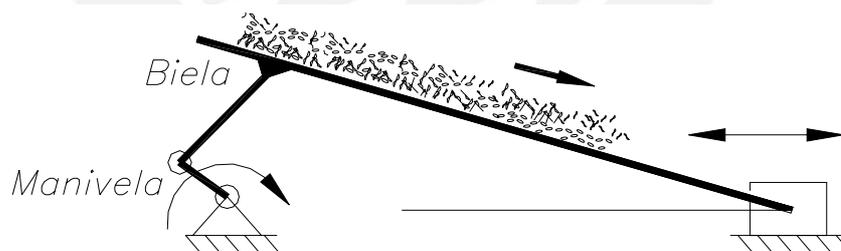


Figura 2.38: Sistema básico de biela-manivela

En este sistema los objetivos son:

- Transportar 430 kg/h de mezcla con 30% de broza menor a 15 cm de largo desde la tolva hacia la zona de venteo.
- Desenredar los bloques de broza larga entrelazada por acción de los movimientos elípticos. En la figura 2.39 se observa que el extremo inferior recorre una línea recta (punto 4), el punto en contacto con la manivela (punto 2) un círculo, y los otros puntos (1 y 3) elipses; en las elipses por encima del punto 2 el eje más grande es el

vertical, y en el punto 3, en la zona por debajo del contacto biela-manivela el eje mayor es el horizontal. Es de suponer que la broza se desenredará en la zona por encima del punto de contacto biela-manivela pues ahí los movimientos elípticos presentan “sacudidas” más energéticas mientras que en la zona inferior los puntos tienden a un movimiento rectilíneo.

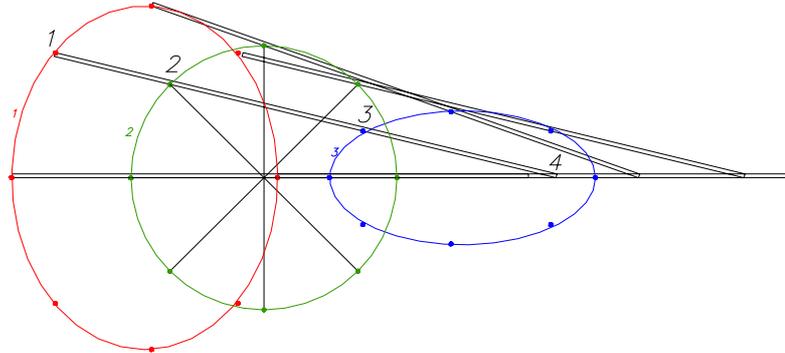


Figura 2.39: Trayectorias de diversos puntos de la bandeja.

- Estratificar el material de tal manera que haya una capa inferior de trigo y una capa superior de broza (figura 2.40). Dicha estratificación facilitará la tarea de venteo, tal como se describe en la patente norteamericana US2828011.
- Esparcir la mezcla y hacer que llegue a la zona de venteo como una cortina delgada de tal manera que la corriente de aire actúe sobre una mezcla dispersa.
- El sentido de alimentación tiene que ser tal que el flujo de aire ataque la capa de grano y luego la capa de broza, en otro caso, se producirá el arrastre del trigo por parte de la broza, lo cual conllevaría a aumentar la pérdida de trigo (figura 2.40).

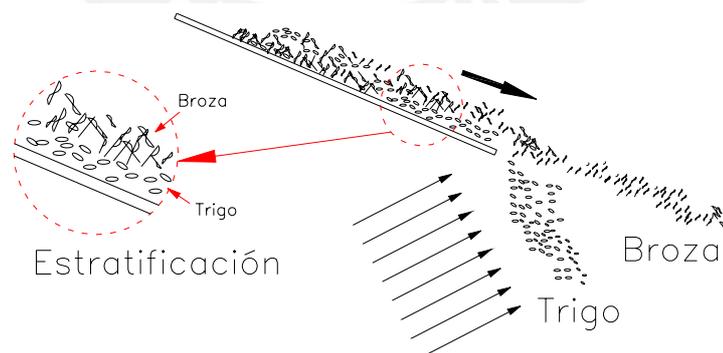


Figura 2.40: Estratificación y sentido del aire con respecto a la mezcla.

Debido a que el accionamiento es manual se hará un análisis dinámico y se estimará la potencia requerida comparándola con los 50 W de potencia que se asumió era el límite permisible para la bandeja (sección 2.7.3.1, página 50).

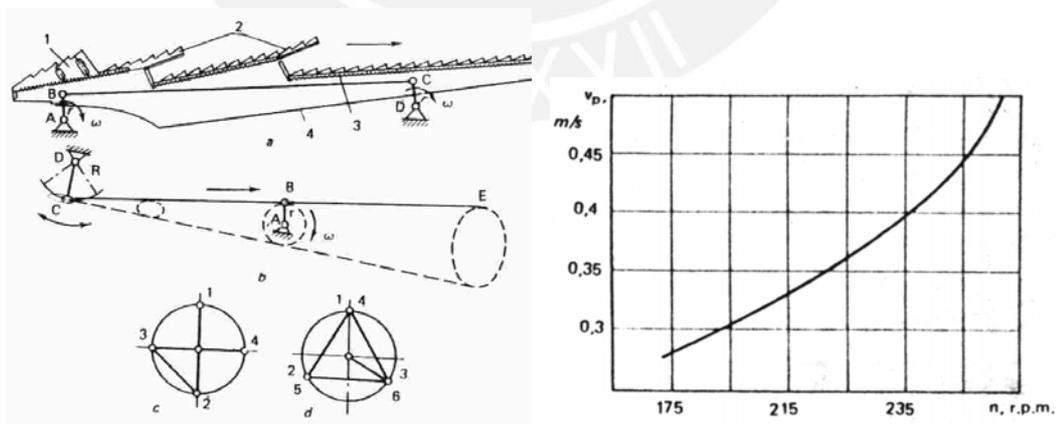
Para el análisis se eligieron algunos parámetros en base a recomendaciones o experiencias previas, pero otros se asumieron, por la complejidad de obtenerlas analíticamente al intervenir en este proceso un gran número de variables tales como la fricción entre la broza y la bandeja, la resistencia del aire, y las dimensiones de los eslabones en la cadena cinemática.

2.7.4.1 Consideraciones previas

Silveira [30] no trata el tema de los transportadores vibratorios (figura 2.41) pero sí el de los sacudidores de paja, los cuales son cribas vibratorias sobre los cuales se coloca una mezcla de paja y granos, para que los granos atraviesen la criba y la paja sea transportada sobre ella. Si bien un sacudidor de paja no es lo mismo que una bandeja de transporte, según E. C. Blanc [5] una criba actúa como un simple transportador para las partículas mayores a 1,5 veces el agujero de la malla, por ello se usarán las recomendaciones de Silveira para los sacudidores de paja.

El autor recomienda que los sacudidores de paja deben trabajar entre 190 a 220 rpm con una manivela de 50mm para conseguir «la mayor expansión de la paja durante la caída y la menor compresión de la capa durante la acción que sobre ella ejerce la zaranda».

Según el gráfico de la figura 2.42 al aumentar la frecuencia aumenta la velocidad media de la paja sobre el sacudidor, siendo la velocidad de transporte de 0.3 m/s cuando la criba está a 200 rpm. El autor menciona que además disminuye la capa de paja y, por otro lado, se acorta el tiempo de estancia de ella en el sacudidor de paja.



Figuras 2.41 y 2.42: Esquema cinemático de sacudidores de paja y frecuencia vs velocidad de avance en sacudidores de paja.[30]

Sin embargo, aunque las proporciones relativas de los eslabones del mecanismo de cuatro barras tiene gran influencia en la velocidad de transporte no hay información al respecto en dicho texto [30], por lo que no se cuenta con características tales como la

pendiente máxima y mínima de la bandeja, o la longitud necesaria para estratificar la mezcla. Por ello la velocidad de la mezcla sobre la bandeja y la dimensión de la manivela son asumidas y luego se las comprobará de forma experimental.

Así, para los cálculos previos se considerará una frecuencia de 200 rpm, y una manivela de 50 mm y una velocidad de transporte de 0.3m/s.

Por otro lado, el ancho de la bandeja de transporte influye directamente en el espaciamiento que habrá entre partícula y partícula; como se sabe, entre grano y grano debe haber una separación mínima para que no influyan entre sí; al aumentar el flujo de material sobre el transportador la calidad de separación tiende a disminuir, debido a que los granos de trigo aglomerados tienden a arrastrar la broza en su caída o la broza no dispersada puede arrastrar los granos. Silveira expone una teoría sobre este tema aplicada en cribas sacudidoras de paja; pero no habiéndose podido adecuar dicha teoría en nuestro caso, se vio la necesidad de asumir una dimensión para el ancho y comprobar su efectividad experimentalmente.

Debido a que el ancho del ducto es de 560 mm, se le dio a la bandeja un ancho de 460 mm, para que ni la turbulencia que se produjera en el borde ni el perfil de velocidades a la salida del ducto perturbara los resultados; si la salida de la bandeja fuera la misma que la del flujo, se podrían perder granos y debido a la turbulencia en los bordes la broza podría volver a introducirse en la mezcla limpia o debido a que en los bordes la velocidad es menor que en el centro la broza no sería arrastrada (figura 2.43). Asimismo, se asume una longitud de la bandeja de 1.0 m. Posteriormente, al momento de fabricar y ensayar el prototipo, se verificaría la idoneidad de dichos valores y si era necesario se los modificaría.

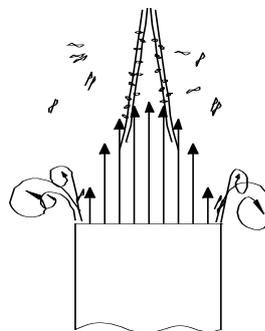


Figura 2.43: Perfil del flujo y turbulencias en los bordes.

Para estimar la potencia requerida por el transportador, se estima la masa y la inercia de la bandeja, asumiendo que es de plancha de acero galvanizado, despreciando la masa e

inercia de otros elementos tales como el marco, los ejes, etc., y asumiendo que el centro de gravedad se halla en la mitad de la plancha.

Considerando que la bandeja es de plancha galvanizada y tiene 460 mm de ancho y dos pliegues laterales de 170 mm cada uno, desplegada la bandeja tendrá 1.0 m de largo y 800 mm de ancho; además, eligiendo un espesor de 1.5 mm, (estas planchas vienen en espesores de 0.3 a 1.5 mm [3]), y asumiendo sobre ella 4 kg de mezcla tenemos:

$$m_{plancha} = 1000 * 800 * 1.5 * 10^{-9} * 7860 + 4 = 13.4kg$$

Siendo m la masa y b el largo, la inercia con respecto al centro de gravedad es:

$$I_{plancha} = \frac{1}{12}mb^2 = \frac{1}{12}13.4 * 1^2 = 1.12kg.m^2$$

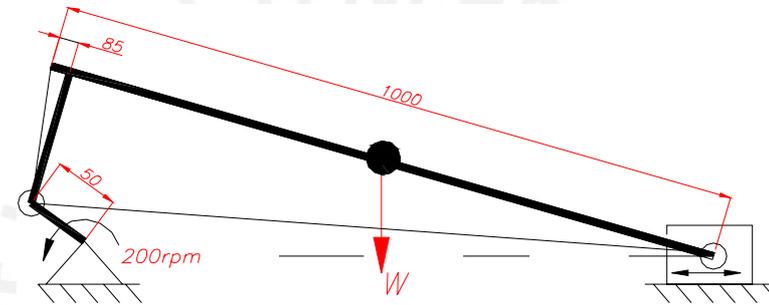


Figura 2.44: Esquema de la bandeja.

2.7.4.2 Análisis cinemático y dinámico de la bandeja

Se utiliza la teoría de dinámica de máquinas [25]. La bandeja, un mecanismo de cuatro eslabones, se analiza considerando a los rodamientos y la bandeja como un solo cuerpo. Teniendo como datos la velocidad angular y las características geométricas y físicas de la bandeja, primero se analizarán las velocidades y aceleraciones, luego se calcularán las fuerzas que actúan sobre cada eslabón, luego se encuentra el torque que es necesario aplicar para hacer girar la manivela a velocidad constante y, finalmente, la potencia necesaria, verificando que su valor sea menor a la que puede generar una sola persona.

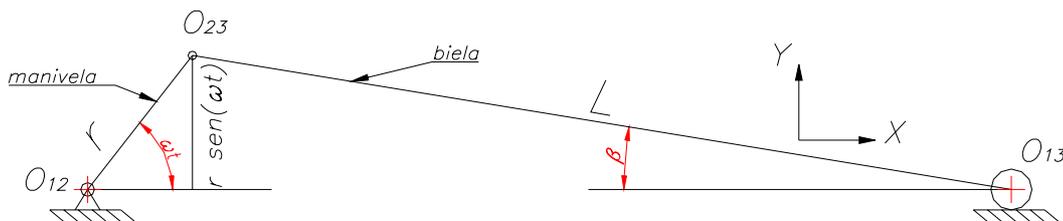


Figura 2.45: Esquema cinemático con parámetros.

La manivela será el eslabón 2 y la biela el eslabón 3.

Aplicando relaciones trigonométricas y el teorema de Pitágoras se puede expresar el ángulo β como:

$$L^2 = r^2 \operatorname{sen}^2 \omega t + L^2 \cos^2 \omega t$$

$$\cos \beta = \pm \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \operatorname{sen}^2 \omega t} \quad (2.28)$$

Asumiendo aceleración constante ($\alpha = 0 \text{ rad/s}^2$) se hallan las velocidades y aceleraciones de todos los eslabones.

Para simplificar la notación se denominará:

$$2 = O_{23} \quad \text{y} \quad 3 = O_{13}$$

Las velocidades en el punto 2 se hallan de:

$$\vec{V}_{O_{23}} = \vec{V}_2 = (V_{x2}, V_{y2}) = r\omega(-\operatorname{sen} \omega t, \cos \omega t) \quad (2.29)$$

Donde:

V_{x2}, V_{y2} componentes del vector velocidad en los ejes X e Y, respectivamente.

Para hallar la velocidad en el punto 3 ($V_3 = V_{3x}$) se utilizará la propiedad de equiproyectividad de los vectores velocidad sobre el cuerpo 2:

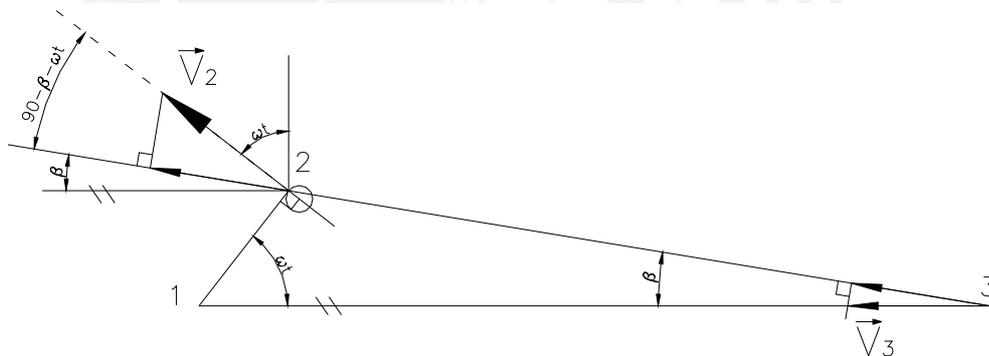


Figura 2.46: Equiproyectividad de las velocidades.

$$V_3 \cos \beta = V_2 \cos(90 - \omega t - \beta)$$

$$\cos(90 - \beta - \omega t) = -\operatorname{sen}(\beta + \omega t) = -(\operatorname{sen} \beta \cos \omega t + \cos \beta \operatorname{sen} \omega t)$$

$$V_3 = -V_2 \frac{\operatorname{sen} \beta \cos \omega t + \cos \beta \operatorname{sen} \omega t}{\cos \beta} = -V_2 (\operatorname{tg} \beta \cos \omega t + \operatorname{sen} \omega t) \quad (2.30)$$

Además, en el eslabón 3 se tiene:

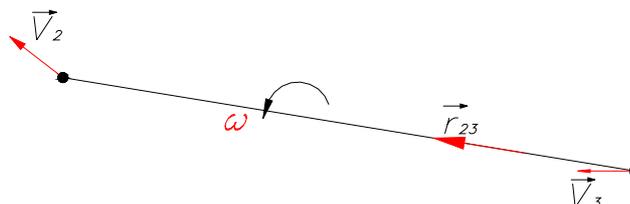


Figura 2.47: esquema cinemático del eslabón 3.

$$\overline{V}_2 = \overline{V}_3 + \overline{\omega}_3 \times \overline{r}_{23}$$

$$\overline{r}_{23} = \overline{r}_3 - \overline{r}_2 = L(-\cos \beta, \sin \beta)$$

$$(V_{2x}, V_{2y}, 0) = (V_{3x}, 0, 0) - \omega_3 L(\sin \beta, \cos \beta, 0)$$

$$V_{2x} = V_{3x} - \omega_3 L \sin \beta \quad \text{y} \quad V_{2y} = -\omega_3 L \cos \beta$$

$$\omega_3 = -\frac{V_{2y}}{L \cos \beta} \tag{2.31}$$

$$V_{2x} = V_{3x} - \left(-\frac{V_{2y}}{L \cos \beta}\right) L \sin \beta \tag{2.32}$$

Utilizando las ecuaciones 2.29 a 2.32 y con $\omega = 200rpm$, $L = 1.0m$ y $r = 0.05m$, cuando $t=0$, $\omega t = 0^\circ$ $\beta = 0^\circ$ y mediante una hoja de cálculo, se tiene:

$\omega t(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$	$V_{2x}(m/s)$	$V_{2y}(m/s)$	$w_3(rad/s)$	$V_{3x}(m/s)$
0	0.000	0.000	0.628	-0.628	0.000
45	2.837	-0.444	0.444	-0.444	-0.466
90	4.014	-0.628	0.000	0.000	-0.628
135	2.837	-0.444	-0.444	0.444	-0.422
180	0.000	0.000	-0.628	0.628	0.000
225	-2.837	0.444	-0.444	0.444	0.422
270	-4.014	0.628	0.000	0.000	0.628
315	-2.837	0.444	0.444	-0.444	0.466

Tabla 2.5: Velocidades para 8 posiciones.

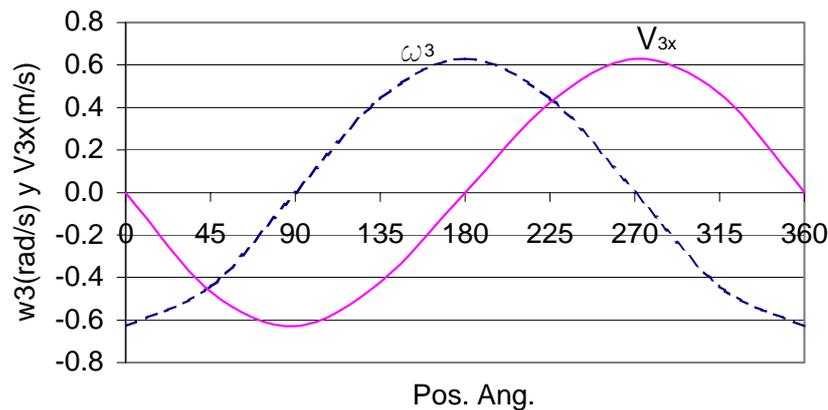


Figura 2.48: Velocidades angulares y velocidades absolutas vs la posición angular de la manivela.

Las aceleraciones se obtendrán del triángulo de aceleración mostrado en la figura 2.49:

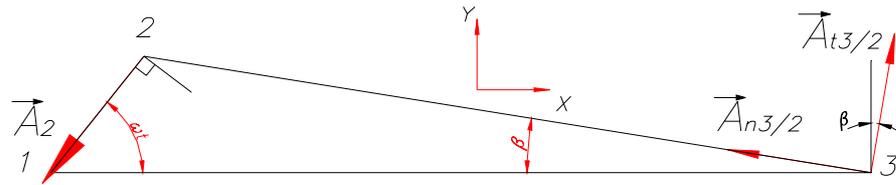


Figura 2.49: Triángulo de aceleraciones.

$$\bar{A}_3 = \bar{A}_2 + \bar{A}_{3/2}^n + \bar{A}_{3/2}^t \quad (2.33)$$

$$\bar{A}_2 = \omega_2^2 r (-\cos \omega t, -\text{sen } \omega t) \quad (2.34)$$

$$\bar{A}_{3/2}^n = \omega_3^2 L (-\cos \beta, \text{sen } \beta) \quad (2.35)$$

$$\bar{A}_{3/2}^t = \alpha L (\text{sen } \beta, \cos \beta) \quad (2.36)$$

Debido a las restricciones cinemáticas del punto 3:

$$A_{3y} = 0 \quad (2.37)$$

Reemplazando las ecuaciones 2.34 a 2.36 en 2.33 se tiene:

$$A_{3x} = -\omega_2^2 r \cos \omega t - \omega_3^2 L \cos \beta + \alpha L \text{sen } \beta \quad (2.38)$$

$$A_{3y} = 0 = -\omega_2^2 r \text{sen } \omega t + \omega_3^2 L \text{sen } \beta + \alpha L \cos \beta \quad (2.39)$$

reordenando la ecuación 2.39 se obtiene α :

$$\alpha = \frac{\omega_2^2 r \text{sen } \omega t - \omega_3^2 L \text{sen } \beta}{L \cos \beta} \quad (2.40)$$

y reemplazando 2.40 en 2.38 se tiene A_{3x} :

$$A_{3x} = -\omega_2^2 r \cos \omega t - \omega_3^2 L \cos \beta + \text{tg } \beta (\omega_2^2 r \text{sen } \omega t - \omega_3^2 L \text{sen } \beta) \quad (2.41)$$

Las aceleraciones del centro de gravedad de la biela (A_{G2}) y de la bandeja (A_{G3}) son:

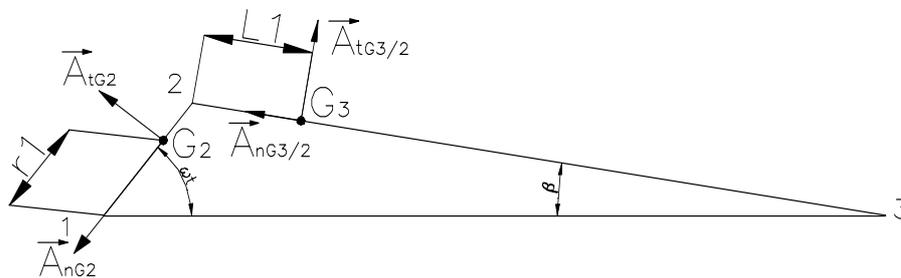


Figura 2.50: Aceleraciones para el centro de gravedad de la biela.

$$\bar{A}_{G2} = \frac{r_1}{r} \bar{A}_2$$

$$(A_{G2x}, A_{G2y}) = (-\omega^2 r_1 \cos \omega t, -\omega^2 r_1 \text{sen } \omega t) \quad (2.42)$$

$$\bar{A}_{G3} = \bar{A}_2 + \bar{A}_{G3/2}^n + \bar{A}_{G3/2}^t \tag{2.43}$$

$$\bar{A}_{G3/2}^n = \frac{L_1}{L} \bar{A}_{3/2}^n = \frac{L_1}{L} \omega_3^2 L (-\cos \beta, \text{sen } \beta) \tag{2.44}$$

$$\bar{A}_{G3/2}^t = \frac{L_1}{L} \bar{A}_{3/2}^t = \frac{L_1}{L} \alpha L (\text{sen } \beta, \cos \beta) \tag{2.45}$$

reemplazando las ecuaciones 2.34 a 2.36, 2.43 a 2.45:

$$A_{G3x} = -\omega_2^2 r \cos \omega t - L_1 \omega_3^2 \cos \beta + \alpha L_1 \text{sen } \beta \tag{2.46}$$

$$A_{G3y} = -\omega_2^2 r \text{sen } \omega t + L_1 \omega_3^2 \text{sen } \beta + \alpha L_1 \cos \beta \tag{2.47}$$

Asumiendo que la manivela está balanceada, se tendrá que su centro de gravedad coincide con el punto 1: $\bar{A}_{G2} = (0,0)$.

De (2.34), (2.35), (2.40), (2.41), (2.46) y (2.47), de $L = 1.0m$, $L_1 = 0.3m$ y $r = 0.05m$:

$\omega t(^{\circ})$	$A_{2x}(m/s^2)$	$A_{2y}(m/s^2)$	α_3	$A_{3x}(m/s^2)$	$A_{G3x}(m/s^2)$	$A_{G3y}(m/s^2)$
0	-21.932	0.000	0.000	-23.029	-22.152	0.000
45	-15.509	-15.509	15.555	-15.288	-15.464	-12.396
90	0.000	-21.932	21.986	1.539	0.308	-17.546
135	15.509	-15.509	15.555	15.730	15.553	-12.396
180	21.932	0.000	0.000	20.836	21.713	0.000
225	15.509	15.509	-15.555	15.730	15.553	12.396
270	0.000	21.932	-21.986	1.539	0.308	17.546
315	-15.509	15.509	-15.555	-15.288	-15.464	12.396
360	-21.932	0.000	0.000	-23.029	-22.152	0.000

Tabla 2.6: Aceleraciones de diversos puntos del sistema.

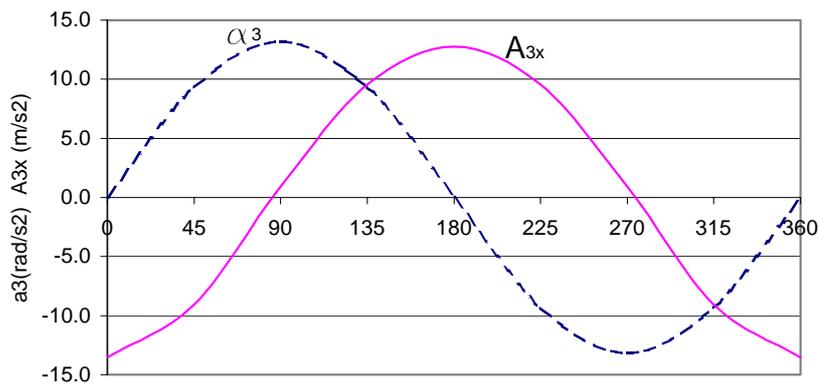


Figura 2.51: aceleración angular y aceleración absoluta vs. Posición angular de la manivela.

Para calcular las fuerzas y el torsor se equilibrarán las fuerzas con las aceleraciones:

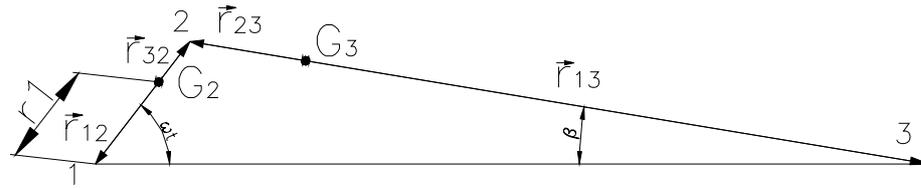


Figura 2.52: triángulo de vectores de posición.

$$\bar{r}_{12} = r_1 (-\cos \omega t, -\text{sen } \omega t) = (0,0) \tag{2.48}$$

$$\bar{r}_{32} = (r - r_1)(\cos \omega t, \text{sen } \omega t) \tag{2.49}$$

$$\bar{r}_{23} = L_1 (-\cos \beta, \text{sen } \beta) \tag{2.50}$$

$$\bar{r}_{13} = (L - L_1)(\cos \beta, -\text{sen } \beta) \tag{2.51}$$

Tabulando:

$\omega t(^{\circ})$	$r_{32x}(\text{m})$	$r_{32y}(\text{m})$	$r_{23x}(\text{m})$	$r_{23y}(\text{m})$	$r_{13x}(\text{m})$	$r_{13y}(\text{m})$
0	0.050	0.000	-0.200	0.000	0.800	0.000
45	0.035	0.035	-0.200	0.010	0.799	-0.040
90	0.000	0.050	-0.200	0.014	0.798	-0.056
135	-0.035	0.035	-0.200	0.010	0.799	-0.040
180	-0.050	0.000	-0.200	0.000	0.800	0.000
225	-0.035	-0.035	-0.200	-0.010	0.799	0.040
270	0.000	-0.050	-0.200	-0.014	0.798	0.056
315	0.035	-0.035	-0.200	-0.010	0.799	0.040
360	0.050	0.000	-0.200	0.000	0.800	0.000

Tabla 2.7: vectores posición para ocho posiciones.

También se tiene:

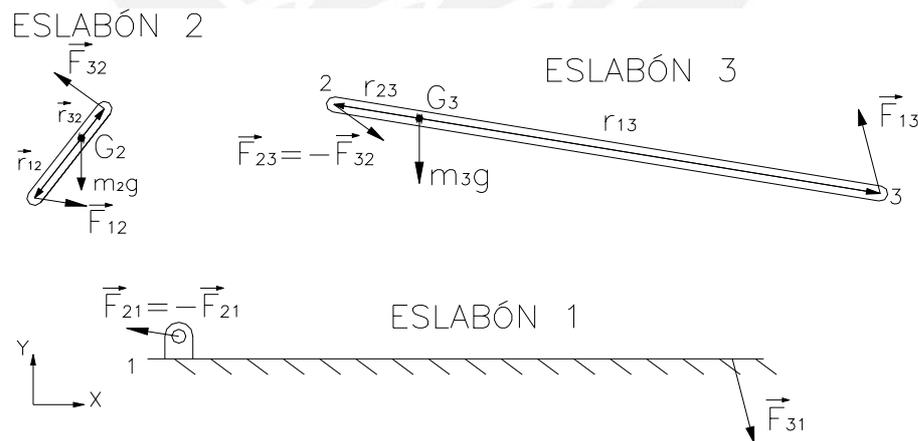


Figura 2.53: Diagramas de cuerpo libre de los eslabones.

Para el eslabón 2:

$$F_{12y} + F_{32y} - m_2 g = m_2 A_{G2y} \tag{2.52}$$

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 A_{G2x} \tag{2.53}$$

$$T_{12} + (r_{12x}F_{12y} - r_{12y}F_{12x}) + (r_{32x}F_{32y} - r_{32y}F_{32x}) = I_{G2}\alpha_2 \quad (2.54)$$

En el eslabón 3, se hará $\bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}$ y se tiene:

$$F_{13x} - F_{32x} = m_3 A_{G3x} \quad (2.55)$$

$$F_{13y} - F_{32y} - m_3 g = m_3 A_{G3y} \quad (2.56)$$

$$(r_{13x}F_{13y} - r_{13y}F_{13x}) - (r_{23x}F_{32y} - r_{23y}F_{32x}) = I_{G3}\alpha_3 \quad (2.57)$$

Condiciones de rozamiento:

$$F_{13x} = \pm \mu F_{13y} \quad (2.58)$$

reemplazando (2.58) en (2.57) se tiene:

$$(r_{13x} - \mu r_{13y})F_{13y} - r_{23x}F_{32y} + r_{23y}F_{32x} = I_{G3}\alpha_3 \quad (2.59)$$

La fricción en el rodamiento se obtiene del manual de SKF [31] y se asumirá que sobre cada rodamiento habrá una carga de 100 N con la cual se cubre todo riesgo.

Según SKF, el rozamiento depende de la carga aplicada sobre el rodamiento, de su velocidad de rotación y de las propiedades del lubricante. Sin embargo, para cargas menores a 0,1 C (C es la capacidad de carga dinámica del rodamiento) $\mu = 0,0015$.

Eligiendo un rodamiento de serie 6301, se tiene una capacidad de carga dinámica de $C = 7500$ N y dado que $C > 100$ N/0.1 se utilizará la fricción recomendada.

Organizando las (2.52) a (2.56) y (2.59) en una matriz:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -r_{12y} & r_{12x} & -r_{32y} & r_{32x} & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & r_{23y} & -r_{23x} & r_{13x} - \mu \cdot r_{13y} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{13x} \\ T_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot a_{g2x} \\ m_2 \cdot a_{g2y} + m_2 \cdot g \\ I_{g2} \cdot \alpha_2 \\ m_3 \cdot a_{g3x} \\ m_3 \cdot a_{g3y} + m_3 \cdot g \\ I_{g3} \cdot \alpha_3 \end{pmatrix}$$

Notas:

- Estas ecuaciones son válidas sólo para cada instante.
- El coeficiente de fricción es positivo o negativo según el sentido de movimiento del punto 3. En giro antihorario:
 - Cuando $180^\circ > \omega t > 0^\circ$, entonces $\mu > 0$.
 - Cuando $180^\circ < \omega t < 360^\circ$, entonces $\mu < 0$.

Para determinar T_{12} primero, de (2.55) y (2.58) se tiene:

$$F_{13y} = \frac{1}{\mu} (m_3 A_{G3x} + F_{32x}) \quad (2.60)$$

reemplazando (2.60) en (2.56) y reordenando:

$$F_{32x} - \mu F_{32y} = m_3 \mu (A_{G3y} + g) - m_3 A_{G3x} \quad (2.61)$$

reemplazando (2.58), (2.60) y (2.61) en (2.57), y despejando F_{32y} :

$$F_{32y} = \frac{I_{G3} \alpha_3 + r_{23y} m_3 A_{G3x} - (r_{13x} - \mu(r_{13y} - r_{23y})) m_3 (A_{G3y} + g)}{(r_{13x} - \mu(r_{13y} - r_{23y})) - r_{23x}} \quad (2.62)$$

reemplazando (2.62) en (2.52) y (2.56):

$$F_{12y} = m_2 (A_{G2y} + g) - F_{32y} \quad (2.63)$$

$$F_{32x} = m_3 \mu (A_{G3y} + g) - \mu F_{32y} - m_3 A_{G3x} \quad (2.64)$$

reemplazando (2.64) en (2.53):

$$F_{12x} = m_2 A_{G2x} - (m_3 \mu (A_{G3y} + g) - \mu F_{32y} - m_3 A_{G3x})$$

Finalmente reemplazando F_{12x} , F_{12y} , F_{32x} , F_{32y} en (2.54) y despejando el momento torsor buscado:

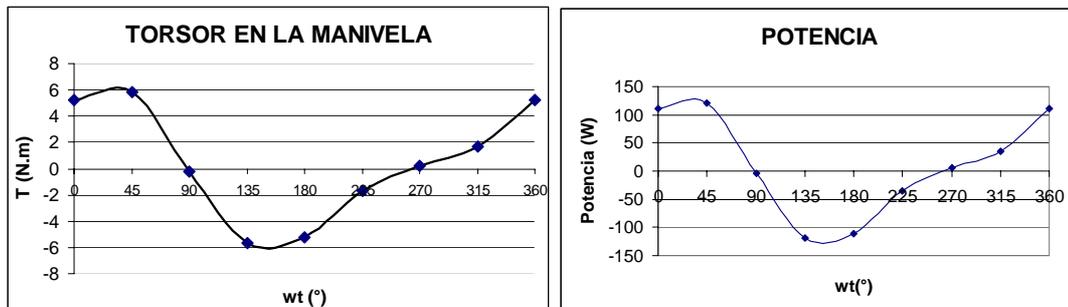
$$T_{12} = I_{G2} \alpha_2 - r_{12x} F_{12y} + r_{12y} F_{12x} + r_{32x} F_{32y} - r_{32y} F_{32x}$$

considerando las siguientes masas e inercias:

$$I_{G2} \approx 0 \quad y \quad m_2 \approx 0, \quad I_{G3} \approx 1.1 \text{kg.m}^2 \quad y \quad m_3 \approx 13.4 \text{kg}$$

$\omega t(^{\circ})$	$F_{32y}(\text{N})$	$F_{32x}(\text{N})$	$F_{12x}(\text{N})$	$F_{12y}(\text{N})$	$T_{12}(\text{N.m})$	$P(\text{W})$	$F_{13y}(\text{N})$	$F_{13x}(\text{N})$
0	-105.16	300.38	-300.38	105.16	5.26	110.13	236.62	3.55
45	43.37	206.05	-206.05	-43.37	5.81	121.43	-78.02	-1.17
90	108.04	-7.30	7.30	-108.04	-0.28	-4.65	-211.70	-3.18
135	47.49	-209.65	209.65	-47.49	-5.68	-119.44	-82.14	-1.23
180	-105.16	-287.41	287.41	105.16	-5.26	-110.13	236.62	3.55
225	-257.85	-216.75	216.75	257.85	-1.51	-35.77	555.41	8.33
270	-318.42	-14.40	14.40	318.42	0.64	5.39	684.99	10.27
315	-253.73	198.95	-198.95	253.73	1.88	34.84	551.30	8.27
360	-105.16	293.28	-293.28	105.16	5.26	110.13	236.62	3.55

Tabla 2.8: Fuerzas, torsor y potencia en ocho posiciones de la manivela.



Figuras 2.54 2.55: Torsor en la manivela y potencia consumida por la bandeja vs. posición de la manivela.

Asumiendo ω constante, la potencia instantánea es:

$$P_{(t)} = T_{12}\omega \quad (2.65)$$

Según la figura 2.55 en los puntos críticos hay 6 N.m aproximadamente, con lo cual:

$$P_{(\omega \approx 45)} = 6N.m * 200rpm * \frac{3.14}{30} \approx 126W$$

Se observa que con 126 W adicionales a los 60 W del ventilador estamos por encima de los 120 W permitidos para el ser humano. Sin embargo, esta potencia no es constante durante todo el ciclo de funcionamiento.

Como se observa en la figura 2.55, esta potencia varía con respecto a la posición de la manivela, es decir, la bandeja requiere energía sólo durante una fracción de su ciclo de movimiento. Así, se observa que en la zona entre los 90° y los aproximadamente 270° el torque es negativo.

Una forma de estabilizar esta potencia demandada es mediante el uso una masa adicional en forma de rueda denominada volante. Según el autor Shigley [28]: «una volante es un dispositivo que absorbe energía mecánica aumentando su velocidad angular y la suministra reduciendo dicha velocidad. Se utiliza el volante para suavizar el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga». Dicho autor desarrolla el marco teórico así como da ejemplos ilustrativos de su aplicación.

El diseño de una volante escapa a los objetivos del presente trabajo pero se exponen los conceptos generales de esta teoría porque permiten entender y asumir que los picos de potencia no serán tan altos y no sobrepasarán la potencia límite de una persona.

Así, en la figura 2.56 se ilustra la variación de la curva de la potencia al aumentar la inercia de la volante.

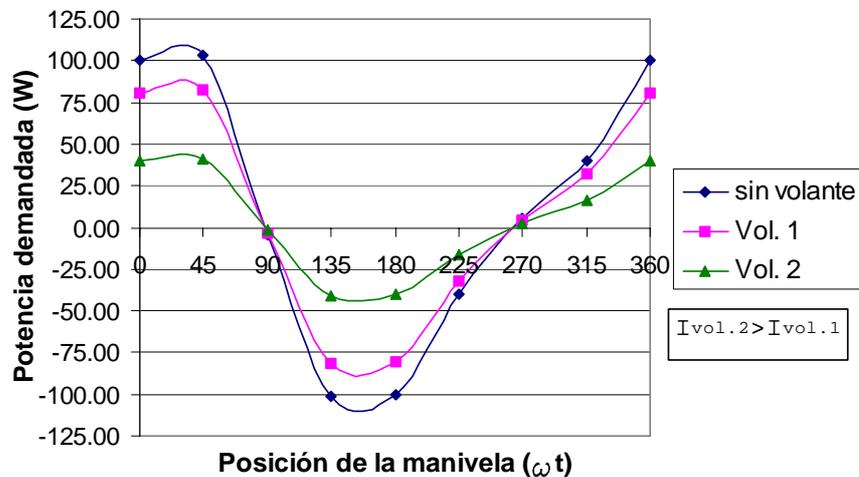


Figura 2.56: Variación de la curva de la potencia a medida que se aumenta la inercia de la volante.

Para tener un valor referencial de la potencia demandada se determinará la energía en un ciclo de trabajo mediante la integración de la curva Torsión vs Desplazamiento Angular (figura 2.54). Debido a que dicha curva es irregular se utiliza un método aproximado, la regla de Simpson, la cual proporciona la siguiente ecuación:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x)dx = \frac{h}{3}(f_0 + 4f_1 + 2f_2 + 4f_3 + 2f_4 + \dots + 2f_{n-2} + 4f_{n-1} + f_n) \quad (2.66)$$

donde:

f_i valor que toma la función (el torsor) en el punto i .
 h intervalo.

$$h = \frac{x_n - x_0}{n}, \quad x_n > x_0$$

En nuestro caso, $h = 0.785$ radianes (45°).

Reemplazando los valores de la tabla 2.8 en la ecuación 2.66:

$$\int_{x_0}^{x_n} f(x)dx = \frac{0.79}{3}(5.26 + 4(5.81) + 2(-0.22) + 4(-5.71) + 2(-5.26) + 4(-1.70) + 2(0.26) + 4(1.65) + 5.26) = 0.27 \text{ N.m}$$

la velocidad angular y la potencia varía a lo largo del ciclo, pero si la velocidad se mantuviera constante:

$$P_{media} = 0.27 \text{ N.m} * 200 \text{ rpm} * \frac{3.14}{30} \approx 2 \text{ W}$$

Esta potencia excesivamente pequeña no es real debido a que la curva de la potencia nunca se vuelve constante. Por ello, asumiremos una potencia consumida por el transportador de 20 W, con lo cual se considera que estamos cubriendo todo riesgo. Queda como una recomendación para futuros trabajos optimizar la volante mediante el estudio de la fluctuación de velocidades y la inercia del sistema.

2.7.5. CAJA DE SEPARACIÓN

Los objetivos de este elemento son:

- Dirigir la corriente de aire en la zona de separación.
- Conseguir la velocidad y el área de salida deseadas.
- Recoger los granos, e impedir el ingreso de granos a la zona del rotor.

En lugar de colocarlo en posición vertical lo cual tenía el inconveniente de que la mezcla ensuciaba todo el entorno, se encontró experimentalmente que a un ángulo de 70° el flujo separaba adecuadamente.

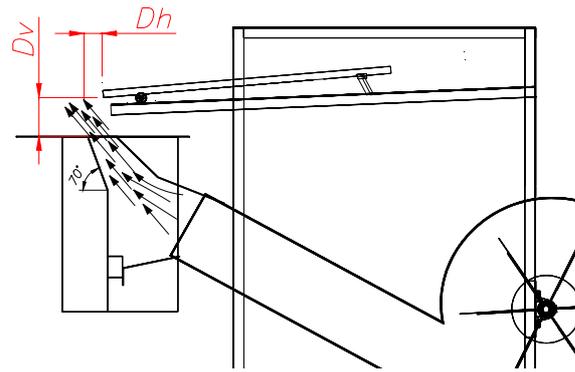


Figura 2.57: Esquema de la bandeja, el ventilador y la caja de separación.

Para fines de la construcción se asumirá entre la salida de la bandeja y la caja de separación una distancia vertical D_v (figura 2.57) de 100 mm aproximadamente. Este parámetro influye en la velocidad con la que los granos llegan al flujo. Cuando se deja caer la mezcla libremente la velocidad del trigo aumenta mucho más que la de la broza debido a la resistencia del aire, lo cual reduce las pérdidas de grano debido a que el grano no es arrastrado tan fácilmente.

La distancia horizontal D_h (figura 2.57) debe ser tal que la boca de la caja de separación debe estar en la trayectoria del trigo. Con el fin de graduar la distancia horizontal entre la salida de la bandeja y la de la caja de separación se utilizarán vigas ranuradas.

2.7.6. SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

Este sistema comprende tres ejes, seis pares de chumaceras y las poleas y sus respectivas fajas (figura 2.58).

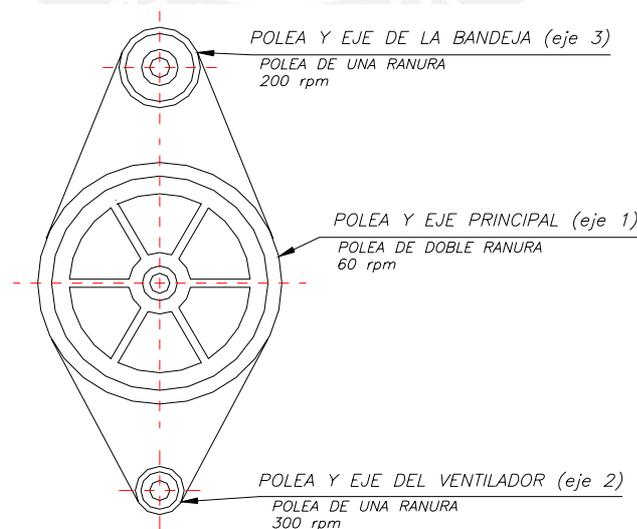


Figura 2.58: esquema de los ejes y las poleas.

Debido a que las velocidades angulares requeridas en el ventilador y en la bandeja son mayores que los 60 rpm proporcionados por el operador, se amplificará la velocidad.

Para la transmisión se eligen fajas debido a que las potencias son reducidas, su costo no es elevado y a que se puede fabricar en talleres rurales a diferencia de las cadenas o engranajes.

Cuando la distancia entre centros es relativamente grande, para que la faja conserve la suficiente tensión y así, se mantenga una adecuada fuerza de rozamiento se utilizan tensores de fajas, pero en nuestro caso, tomándose distancias entre centros de 600 mm y 400 mm para el ventilador y la bandeja, respectivamente, será suficiente el uso de ranuras en las vigas de apoyo para deslizar las chumaceras y así templar las fajas.

Además, para reducir el riesgo de resbalamiento de faja sobre la polea se elegirán fajas tipo “V” porque estas fajas trabajan bien con bajas tensiones [17]. Estas fajas tienen una ranura en forma de “V” de mayor ángulo que la “V” de la ranura de la polea lo cual produce un efecto de acañamiento.

2.7.6.1 Entre el eje principal y el eje del rotor

Considerando un diámetro de la polea del ventilador de 60 mm y que en el rotor se desea por lo menos 300 rpm el diámetro de la polea principal debe ser:

$$D_1 = \frac{300rpm}{60rpm} * 60mm = 300 \text{ mm}$$

Donde:

D_1 es el diámetro de la polea principal.

El desarrollo aproximado de la faja viene dado por la siguiente expresión [16]:

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (2.67)$$

donde:

D diámetro de la polea mayor (conducida).

d diámetro de la polea menor (motriz).

C distancia entre los centros de las poleas.

Si $C = 0.6m$ tenemos:

$$L_p = 2 * 0.6 + 1.57(0.3 + 0.06) + \frac{(0.3 - 0.06)^2}{4 * 0.6} = 1.8 \text{ m}$$

Para calcular la potencia transferible se usa un método aproximado del mismo autor [16]:

$$P = k.c.n \text{ en C.V.} \quad (2.68)$$

donde:

- k módulo de potencia (tabla 2.9).
- c coeficiente de reducción según el arco abrazado en la polea motriz (tabla 2.10).
- n número de correas.

Velocidad periférica (m/s)	2	3	4	6	8	10	10
Módulo k	0.40	0.61	0.83	1.23	1.62	2.00	2.34

Tabla 2.9: Módulo de potencia para fajas trapecoidales tipo B. (extracto) [16].

Arco abrazado polea motriz	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°
Coefficiente de reducción	1.00	0.98	0.95	0.92	0.89	0.85	0.81

Tabla 2.10: Coeficiente de reducción según el arco abrazado. [16].

Eligiendo una correa tipo B y con velocidad periférica de:

$$V_p = 60rpm \frac{\pi}{30} 0.3m = 1.8 \frac{m}{s} \approx 2.0 \frac{m}{s}$$

tenemos un módulo de potencia de $k = 0.40$ (tabla 2.9)

Si el arco es de 160° aprox. (figura 2.59), $c = 0.95$ (tabla 2.10).

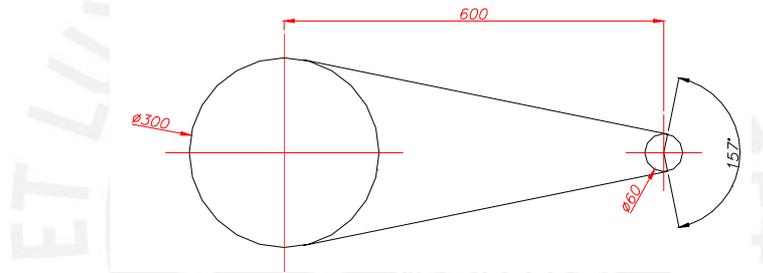


Figura 2.59: esquema de la transmisión entre las poleas 1 y 2.

Asumiendo $n = 1$ tenemos por la ecuación 2.68:

$$P = k.c.n = 0.4 * 0.95 * 1 = 0.4hp \times \frac{746W}{1hp} \approx 300W$$

Lo cual es mayor que los 70W que inicialmente nos fijamos como límite. Por ello se concluye que es suficiente una faja entre la polea principal y el ventilador.

2.7.6.2 Entre el eje principal y el eje del transportador

Asimismo, al ser la velocidad en el transportador de 200 rpm, en el accionamiento de 60 rpm, el diámetro de la polea menor deberá ser de 90 mm.

$$D_3 = \frac{60rpm}{200rpm} * 300mm = 90 \text{ mm}$$

Por la expresión 2.67 y con $C = 0.4m$:

$$L_p = 2 * 0.4 + 1.57(0.3 + 0.09) + \frac{(0.3 - 0.09)^2}{4 * 0.4} = 1.4 \text{ m}$$

La polea motriz es la misma por lo que $k = 0.40$.

Si el arco es de 150° (figura 2.60) $c = 0.92$ (tabla 2.10).

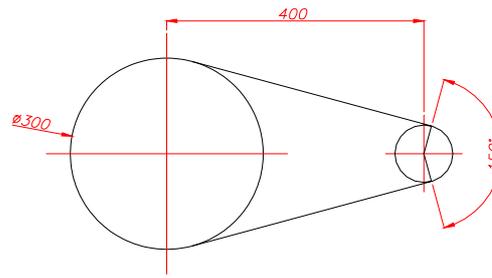


Figura 2.60: Esquema de la transmisión entre las poleas 1 y 3.

asumiendo $n = 1$ tenemos por 2.68:

$$P = k.c.n = 0.4 * 0.92 * 1 \approx 0.4hp \times \frac{1hp}{746W} \approx 300 \text{ W}$$

lo cual es mayor que los 50 W que inicialmente nos fijamos como límite. Por ello se concluye que es suficiente una faja entre la polea principal y la bandeja.

2.7.7. ARMAZÓN

El armazón utilizado sería el mismo que se usó en las pruebas para definir el concepto óptimo, dejando a un lado el deseo de que la máquina sea transportable y compacta.

A lo largo de las pruebas se le agregaron y retiraron diversos travesaños.

Dado que los requisitos más importantes eran el de rigidez, estabilidad, y simpleza de fabricación se evitaron los elementos oblicuos, prefiriéndose que todos sean verticales u horizontales. Se optó por uniones soldadas, en lugar de pernos, pues era lo más rápido de fabricar y de ensamblar.

2.7.8. TOLVA

La función de este elemento es almacenar durante un periodo de tiempo relativamente corto el grano y distribuirlo de forma constante a la bandeja. Este elemento sirve para estabilizar y reducir el riesgo de que la máquina se quede trabajando en vacío cuando el operador sufre algún imprevisto o algún contratiempo.

Referencialmente, para conseguir 300 kg/h de trigo limpio se necesita 1 saco de 36 kg cada 5 minutos aproximadamente.

Los requisitos principales son:

- La salida debe permitir el flujo de 430 kg/h de mezcla.

- La capacidad de la tolva debe permitir una capacidad de 20 kg. Esto dará la posibilidad de una demora de alrededor de 2 minutos en el acarreo de la mezcla.
- Distribuya de forma constante la mezcla a separarse sobre la bandeja.

2.7.9. POTENCIA DEMANDADA

La potencia suministrada por el operador es:

$$P_{SUMINISTRADA} = \frac{1}{\eta} (P_V + P_T) \quad (2.69)$$

Donde:

$P_{VENTILADOR}$	Potencia requerida por el ventilador (W).
$P_{TRANSPORTADOR}$	Potencia requerida por el transportador (W).
η	Eficiencia total por pérdidas mecánicas.

En las secciones 2.7.3.1 (pág. 50) y 2.7.4.2 (pág. 67) se asumió:

$$P_{VENTILADOR} = 60 \text{ W y } P_{TRANSPORTADOR} = 20 \text{ W, respectivamente}$$

Para calcular las pérdidas mecánicas, se considera que la eficiencia de las fajas es de 96% [17] y la de los rodamientos de 95%, con lo cual tendremos, para cuatro pares de rodamientos y dos fajas:

$$\eta = 0.95^4 * 0.96^2 = 0.75$$

Entonces se necesitará una potencia de:

$$P_{SUMINISTRADA} = \frac{1}{0.75} (60 + 20) \approx 107 \text{ W}$$

Lo cual está por debajo de los 120 W tomados como límite.

Nota: No se han considerado las pérdidas en los rodamientos del ventilador debido a que la eficiencia de 65% incluida en la ecuación 2.23 abarca las pérdidas mecánicas.



3 FABRICACIÓN

Los planos son los siguientes:

Código	Descripción
E-0.0	Máquina Limpiadora Ensamble General
D-1.1	Armazón Despiece
D-2.1	Ventilador Rotor y eje – Despiece
D-2.2	Caja de separación Despiece
D-3.1	Bandeja de Transporte Despieces
D-4.1	Accionamiento 1/4 Despieces
D-4.2	Accionamiento 2/4 Despieces
D-4.3	Accionamiento 3/4 Despieces
D-4.4	Accionamiento 4/4 Despieces

Tabla 3.1: Nomenclatura y descripción de planos.

Se han definido cuatro estructuras o sistemas principales:

- El armazón,
- el ventilador, el cual incluye la caja de separación,
- la bandeja de transporte, y
- el sistema de accionamiento.

La codificación sigue la siguiente nomenclatura:

X-X.X

El primer dígito puede ser E(ensamble), D(despiece) o S(subensamble). El segundo dígito alude a uno de los sistemas mencionados y el tercero al orden de los planos dentro de este sistema.

3.1 PROCESO DE FABRICACIÓN

Los componentes principales se fabricaron en un taller de mediana infraestructura con equipos tales como una soldadora de arco, una moladora, una taladradora vertical, un tornillo de banco y un arco de sierra, además de implementos básicos tales como mesas, caballetes e instrumentos de medición y trazado.

Las poleas, con excepción de la principal, se enviaron a fabricar en un torno y los elementos normalizados como las chumaceras y las fajas fueron comprados en tiendas especializadas.

Primero se construyó el armazón, luego la tolva, luego el ventilador y el sistema de alimentación con sus respectivos accionamientos, y finalmente la caja de separación.

Durante la fabricación fue de mucha utilidad el conocimiento de técnicas para fabricar poleas artesanales, lo cual redujo considerablemente los costos.

3.1.1. ARMAZÓN

El despiece de la estructura está en el plano D-1.1.

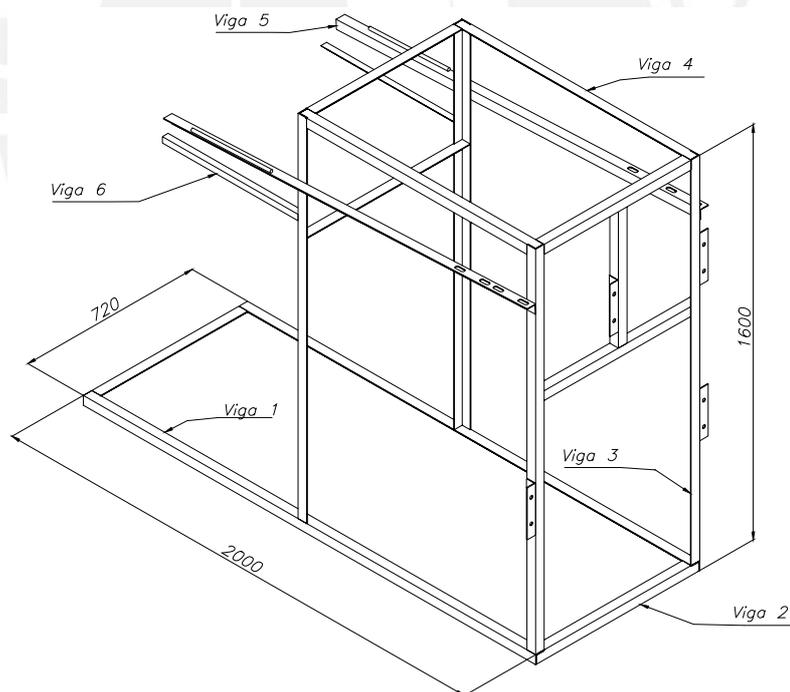


Figura 3.1: vista general del armazón.

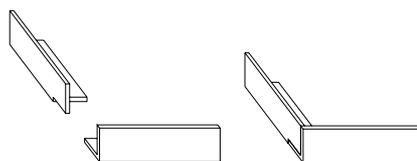


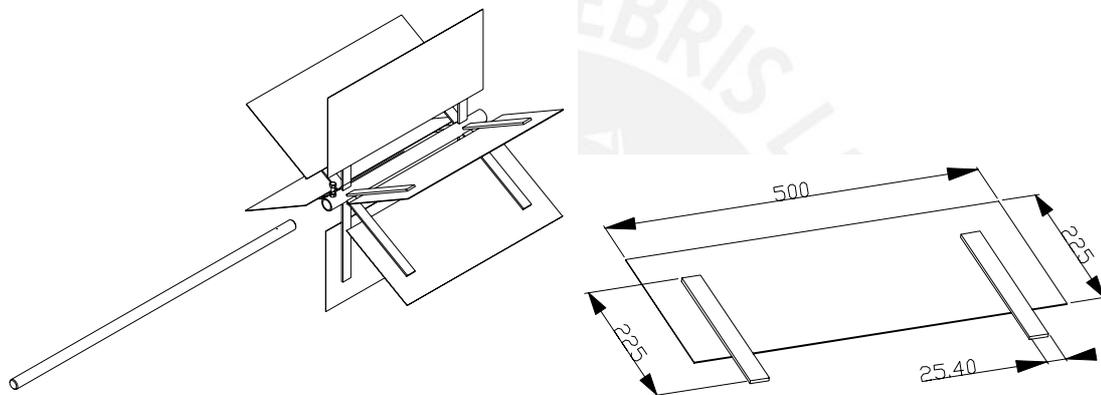
Figura 3.2: unión en los perfiles.

3.1.2. SISTEMA DE VENTEO

En este sistema contamos con un rotor y una voluta. Primero se fabricó el rotor cuyo plano es el D-2.1 y luego la voluta que está junto con el armazón en el plano D-1.1. Primero se fijó la voluta a la armazón mediante soldadura y luego se ensambló el rotor con las chumaceras. En la voluta hubo un tramo curvo abierto por donde entró el rotor.

3.1.2.1 Rotor

El diámetro exterior del rotor es de 600 mm y está compuesto de seis paletas, un tubo y un eje. Las paletas están soldadas al tubo y constan de una placa y dos listones, fijándose dicho tubo al eje mediante un tornillo.



Figuras 3.3 y 3.4: Rotor y montaje en el eje y paleta del ventilador.

Para conseguir una adecuada simetría se utilizó una matriz perteneciente al técnico utilizada para rotores similares.



Figuras 3.5 y 3.6: Matriz utilizada en la fabricación del rotor.

Para que el tornillo de fijación no se deslice axialmente se realizó en el eje un pequeño agujero ciego. Otra opción (no utilizada) hubiera sido rebajar dos tramos del eje mediante la amoladora, hasta conseguir superficies planas donde se asienten los pernos.

Para los soportes del eje se utilizaron unidades tipo SY25FM. Estas unidades comprenden: un rodamiento Y (rodamiento de inserción), que es un rodamiento rígido de una hilera de bolas con un diámetro exterior esférico convexo y un soporte con un agujero esférico pero cóncavo para dicho rodamiento Y [31].

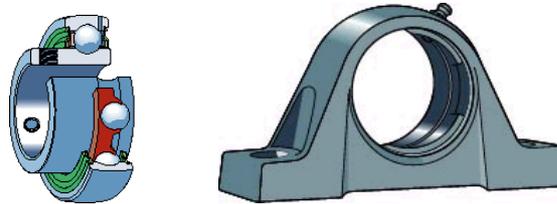
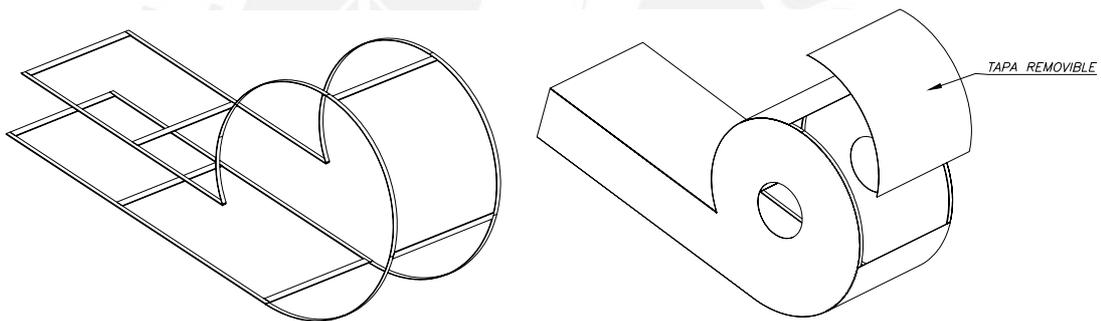


Figura 3.7: unidad tipo Y [31].

Estas son unidades listas para montar, engrasadas y obturadas que permiten la compensación de la desalineación inicial y están recomendadas para maquinaria agrícola. Cada una tiene aproximadamente 0.8 kg de masa.

3.1.2.2 Voluta



Figuras 3.8 y 3.9: Voluta. Armazón interna y tapa removible.

En su construcción se utilizaron planchas soldadas sobre una estructura de platinas (figura 3.8). Se la fijó al armazón con una inclinación de 30° . En la figura 3.9 se aprecia una zona removible por donde introducir el rotor, sin embargo, se cometió un error y se abrió la zona opuesta. Se fijaron las chumaceras a la armazón y se montó el rotor de tal modo que su eje y el agujero lateral de la voluta sean concéntricos (figura 2.37).

3.1.3. BANDEJA DE TRANSPORTE

Los despieces están en el plano D-3.1.

Comprende una plancha galvanizada montada en un marco de madera. Dicho marco en su extremo inferior lleva una barra trefilada como eje en cuyos extremos hay dos

rodamientos tipo 6301-2Z, con placas de protección. En su extremo superior, dicho marco lleva un brazo que irá conectado a la manivela.

El eje se esmeriló de forma artesanal en sus extremos para que entraran los rodamientos. Si bien este procedimiento no es preciso, se optó por él debido a que era muy económico y no se buscaba colinealidad.

Para apoyar la bandeja se agregaron a la armazón dos vigas tipo “L”.

El brazo para la manivela se muestra en la figura 3.10.

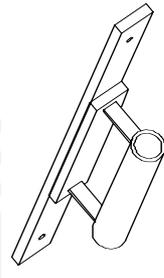
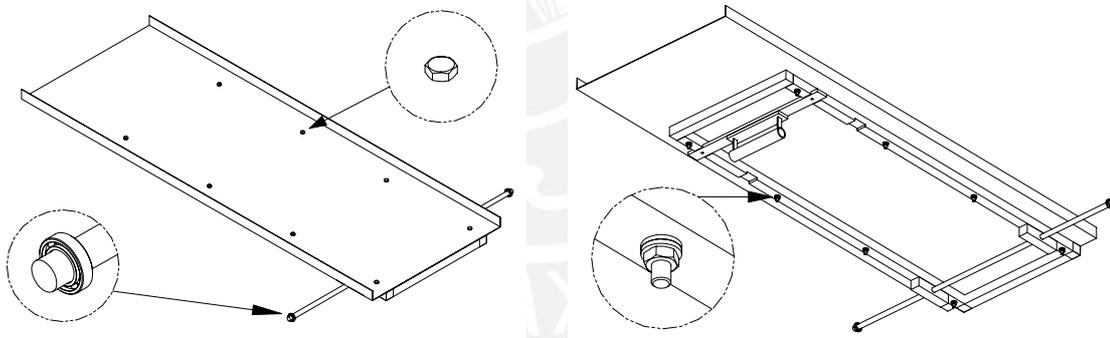


Figura 3.10: Brazo atornillado a la bandeja.

La articulación entre la biela y la manivela se hace colocando dos rodamientos y el tubo del brazo en el eje de la manivela antes de soldarse. Los rodamientos eran del tipo 6301, sin placas protectoras, debido a que trabajarían dentro del tubo.



Figuras 3.11 y 3.12: Vistas y detalles de la bandeja de transporte.



Figuras 3.13 y 3.14: Vista general de la bandeja y detalle del eje inferior. Obsérvese la inclinación dada a las dos vigas de apoyo.

3.1.4. SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

En este sistema los únicos componentes que se fabricaron fueron la manivela y la polea principal, los otros eran ejes y poleas normalizadas. Para fijar las poleas en los ejes se realizaron pequeños agujeros ciegos.

3.1.4.1 Manivela

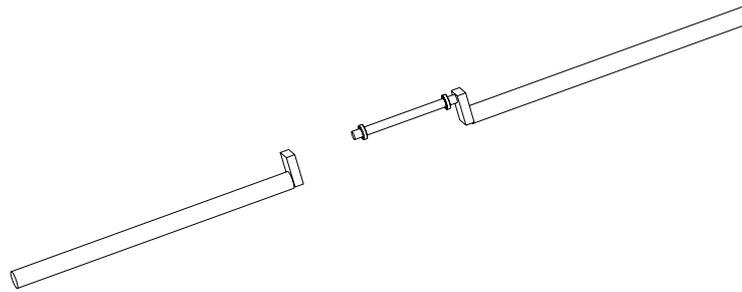
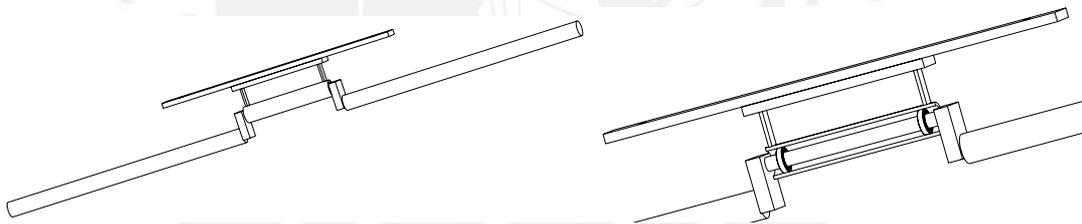


Figura 3.15: Manivela antes de ser unida a la biela.

La manivela está compuesta por dos barras de 1", dos brazos cortos de 5/16" de espesor, y un eje de 1/2" en el cual se colocaron dos rodamientos de serie 6301.

Antes de unir la manivela soldadura, se ensambló el tubo de la biela.



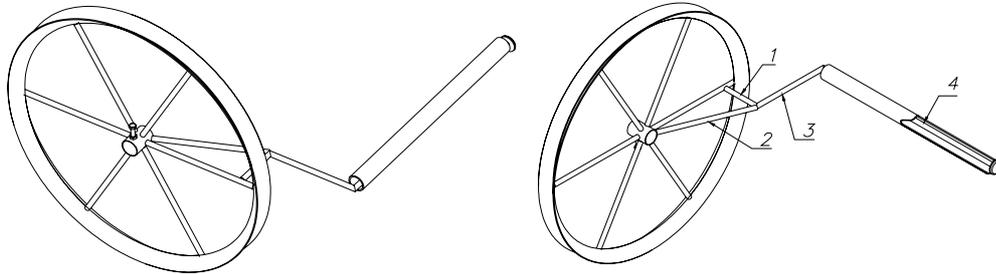
Figuras 3.16 y 3.17: Vista general del ensamble biela-manivela y detalle interno de la unión biela-manivela.



Figuras 3.18 y 3.19: detalle de la biela-manivela

3.1.4.2 Polea principal

Fabricarlo en un torno hubiera sido costoso por ello se fabricó en el taller con un método económico.



Figuras 3.20 y 3.21: Polea mayor Vista general. Manubrio. Varillas de acero corrugado 1 a 4.

Consta de un tubo que cumple la función de cubo, varillas de acero corrugado en los rayos, un perfil “L” doblado en frío como rueda, y un manubrio (figuras 3.20 y 3.21).

El manubrio comprende cuatro varillas de acero corrugado de 8 mm de diámetro; se colocó un tubo en la varilla 4 que cumple la función de manija y en el extremo libre de dicha varilla se soldó un tope.

En su fabricación se utilizó una matriz del técnico utilizada en poleas similares (figura 3.22). Se le dio 420 mm el cual era el mayor diámetro posible con la matriz.



Figura 3.22: matriz para fabricar la rueda de la polea.



Figuras 3.23 y 3.24: Vistas lateral de la polea principal incluyendo la bandeja.



Figuras 3.25 y 3.26: Accionando el ventilador y vista lateral.

3.1.5. TOLVA

Se construyó una tolva al inicio de las pruebas pero resultó excesivamente grande y se la dejó de utilizar en las pruebas finales. En las figuras 3.27 y 3.28 se observa la tolva construida así como la bandeja mencionada en la sección 2.5.2.1 (página 30) y que también fue descartada.



Figuras 3.27 y 3.28: Vista general con la tolva y vista del agujero de salida.

3.2 MODIFICACIONES Y PRUEBAS

En esta sección se describirán las modificaciones hechas durante la fabricación a lo planteado en la sección 2.7, se expondrán los resultados de las pruebas realizadas y se calcularán las masas, las inercias y la potencia requerida del prototipo final.

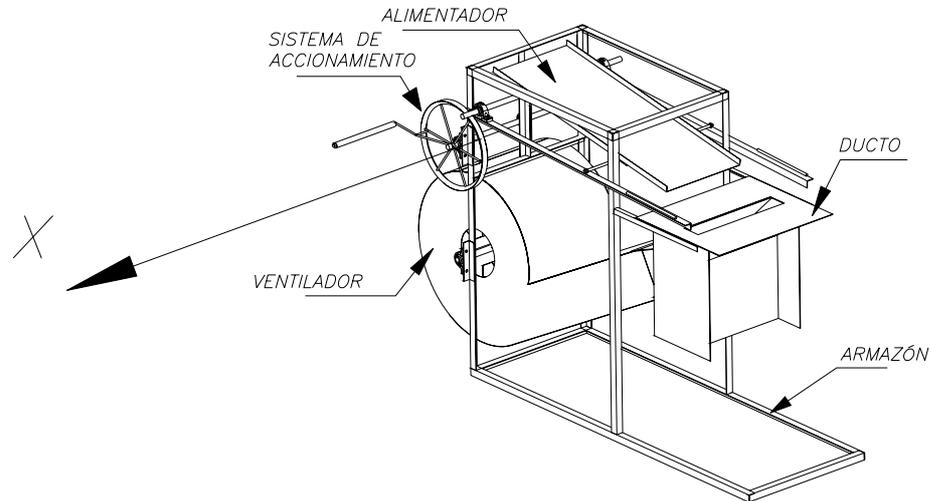


Figura 3.29: Vista general del prototipo.

3.2.1. MODIFICACIONES

Las principales modificaciones realizadas fueron las siguientes:

- Se extendió la bandeja en la zona superior en 260 mm, con el fin de mejorar el desenredo y la expansión de la broza; no se aumentó en la zona inferior debido a que en el eje inferior la bandeja tiene movimiento rectilíneo y no contribuye a expandir la broza, como se dijera en la sección 2.7.4. (página 54),
- se redujo el radio de la manivela de 50 mm a 30 mm debido a que había mucha vibración y la bandeja no era lo suficientemente robusta,
- en la bandeja se cambió de posición el brazo que se conecta con la manivela, eligiéndose una distancia de 360 mm desde el extremo superior de la bandeja, y
- se colocó un embudo en la caja de separación para evitar que se pierdan los granos (Figura 3.14).

3.2.2. PRUEBAS

Las pruebas se realizaron con muestras del orden de los 3 o 4 kg, la limpieza fue completa y no se introdujo nada de broza en el depósito de granos, observándose que

los únicos granos arrastrados por el flujo eran los malogrados o picados, por ello se concluyó que el prototipo experimental cumplía con las exigencias planteadas.

Cabe observar que no se pudo obtener con precisión la capacidad de limpieza de la máquina debido a que las muestras eran pequeñas y la máquina no funcionó con un régimen regular. Sin embargo, se realizaron mediciones de tiempo y se pudo estimar que la producción puede llegar por encima de los 300 kg/h con broza de hasta 15 cm de largo. Cabe explicar que no se probó en el campo debido a que no era época de cosecha y no se contaba con el tiempo ni los recursos suficientes para esperar la época y realizarla.

Por considerarse que estaba fuera de los alcances de este trabajo no se llegó a determinar el nivel de ruido mediante algún método normalizado [36], pero se apreciaba que el nivel de ruido era menor al que se presentaba en las máquinas con motores de combustión interna.

3.2.2.1 Ventilador

Mediante un tacómetro se obtuvo una velocidad angular en el rotor de 290 rpm.

Mediante un anemómetro se determinó que la velocidad del flujo de aire era de 8 m/s.

Al ser la boca de salida del ducto de 560x100 mm, el caudal promedio es:

$$Q_a = V_a A_s = 8 * 0.560 * 0.100 = 0.45 \frac{m^3}{s}$$

La caída de presión entre la boca del ventilador y el orificio de salida era de 0.6 mm de columna de agua la cual se midió con un tubo de Pitot especial de construcción casera, el cual consistía en una manguera de 8 mm de diámetro interno, con agua en su interior, uno de cuyos extremos libres se fijó entre la caja de separación y el ventilador y el otro extremo se dejó libre en la atmósfera. Para amplificar la sensibilidad del instrumento el tramo de medición de la manguera se inclinó 5° con respecto a la horizontal .

Cabe resaltar que el rotor del ventilador cumplió una función de volante estabilizando la potencia demandada por el transportador.

3.2.2.2 Transportador

El transportador estratificó adecuadamente la mezcla y logró transportar 430 kg/h, a 150 rpm aproximadamente.

Se observó que la estratificación tenía lugar en los primeros 800 mm de la bandeja.

3.2.2.3 Caja de separación

La inclinación de 70° dio resultados satisfactorios.

En la puerta inferior por donde se retiraba el grano había una pérdida de flujo.

La distancia vertical entre la salida del transportador y el orificio del ducto (ver figura 2.57, página 67) era de 200 mm aproximadamente.

3.2.3. MASAS E INERCIAS

Sin considerar la tolva y despreciando las fajas, las uniones atornilladas, y la soldadura, la masa total del prototipo experimental es de aproximadamente 125 kg:

	m (kg)
Armazón	36
Rotor - Ventilador	16
Voluta - Ventilador	46.7
Bandeja	12.24
Manivela	3.74
Polea 420	2.22
Polea 320	3.2
Polea 100	0.4
Polea 60	0.04
Caja de separación	4

Tabla 3.2: Detalle de la masa total de la máquina.

Para calcular en detalle las masas y las inercias tenemos las siguientes densidades:

	Acero	aluminio	madera
densidad	7860kg/m ³	2643 kg/m ³	760 kg/m ³

Tabla 3.3: Densidades de los materiales utilizados.

Se define como eje XX (figura 3.29) aquél donde están los vectores velocidad, aceleración angular y el momento tursor, calculándose las inercias en dicho eje XX.

En un sistema de n cuerpos, donde todo el sistema cuenta con un marco referencial XX, YY, ZZ, y donde cada cuerpo cuenta con su propio sistema de referencia xx'_i - yy'_i - zz'_i, las coordenadas \bar{X} e \bar{Y} del centro de gravedad general se determinan mediante:

$$\bar{X} = \frac{\bar{x}_1 * m_1 + \bar{x}_2 * m_2 + \dots + \bar{x}_n * m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (3.1)$$

$$\bar{Y} = \frac{\bar{y}_1 * m_1 + \bar{y}_2 * m_2 + \dots + \bar{y}_n * m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (3.2)$$

Donde m_i y x_i (o y_i) son las posiciones de los centros de gravedad y las masas de cada cuerpo, respectivamente.

Además, la inercia con respecto al eje XX es dado por:

$$I_{XX} = \sum_{i=1}^n I_i^{\bar{x}\bar{x}} + \sum_{i=1}^n m_i (\bar{Y} - \bar{y}_i)^2 \tag{3.3}$$

Donde el primer término es la suma de las inercias de cada uno de los cuerpos con respecto a sus respectivos ejes xx'_i que atraviesan cada uno de sus centros de gravedad individuales y el segundo término representa el traslado de la inercia desde un eje individual a un eje general, según el teorema del eje paralelo [28].

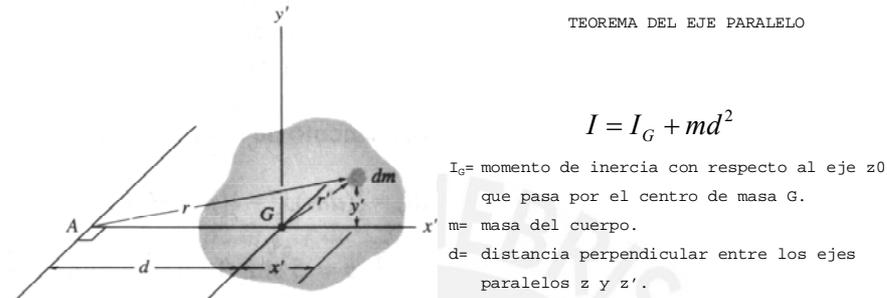
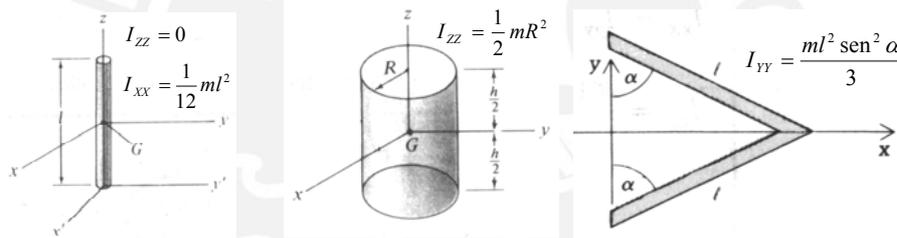


Figura 3.30: Teorema del eje paralelo.

Las inercias de algunos cuerpos básicos son los siguientes:



Figuras 3.31, 3.32 y 3.33: Inercias de una varilla delgada, un cilindro y un ángulo, respectivamente.



Figuras 3.34 y 3.35: Inercias de una placa delgada y un disco circular plano, respectivamente.

3.2.3.1 Armazón (figura 3.1)

La masa es aproximadamente 36 kg. En la siguiente tabla tenemos las longitudes aproximadas de las vigas utilizadas y las masas de cada una. Las vigas son perfiles en “L” de 1.5x1.5”x1/8”, con una densidad lineal de 1.83kg/m [3].

Viga	Cantidad	Longitud c/u(m)	Masa (kg)
1	2	2.0	2*2*1.83=7.32
2	6	0.65	6*0.65*1.83=7.14
3	4	1.56	4*1.56*1.83=11.4

4	2	1.05	$2*1.05*1.83=3.8$
5	2	1.61	$2*1.61*1.83=5.9$

Tabla 3.4: Detalle de masa del armazón.

3.2.3.2 Rotor (figuras 3.3 y 3.4)

El diámetro exterior del tubo era de 28.6 mm y su espesor 1.5 mm, con una masa lineal, según el catálogo en línea de SiderPerú, de aproximadamente 1.0 kg/m [29].

En las paletas, el espesor de los listones es 3/16” y el de las 6 placas de 1/20”. La masa de cada paleta es de 1.55kg:

	Masa c/u (kg)	Masa total (kg)
Listones	$m = 0.225 \times 0.0254 \times 0.00476 \times 7860 \approx 0.21$	0.43
Placa	$m = 0.5 \times 0.225 \times 0.00127 \times 7860 = 1.12$	1.12

Tabla 3.5: Detalle de masa de una paleta.

Con lo cual la masa del rotor es de 15.4 kg \approx 16 kg:

	Cantidad	Masa	Masa (kg)
Paleta	6 unid	1.55 c/u	9.3
Tubo	0.5m	1.0 kg/m	0.5
Eje	1.0m	3.98 kg/m	3.98
Chumacera	2	0.8 kg	1.6

Tabla 3.6: Detalle de la masa del rotor.

La inercia total es igual a la suma de las inercias de cada elemento con respecto al centro de gravedad general.

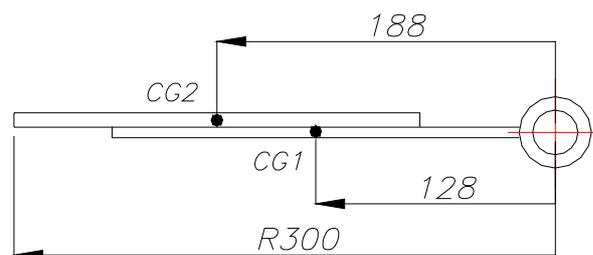


Figura 3.36: Esquema de la paleta.

La inercia de cada listón con respecto a su propio centro de gravedad (figura 2.34) es:

$$I_i^{\bar{x}\bar{x}} = \frac{1}{12} * m * l^2 = \frac{1}{12} * 0.214 * 0.225^2 = 9.10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

y trasladando la inercia al eje paralelo (figura 3.30):

$$m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2 = 0.21(0.128)^2 = 3.5 * 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

y en 12 varillas hay una inercia total de:

$$I = 12(9 * 10^{-4} + 3.5 * 10^{-3}) = 0.053 \text{ kg.m}^2$$

En la siguiente tabla se tabulan los resultados, con las masas en kg, las distancias en m y las inercias en kg.m²:

	n	m	\bar{y}_i	I_i^{xx}	$m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2$	$I_{XX}^i = n(I_i^{xx} + m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2)$
Platinas	12	0.21	128	$9 * 10^{-4}$	$3.5 * 10^{-3}$	0.053
Placas	6	1.12	188	$4.73 * 10^{-3}$	$3.96 * 10^{-2}$	0.266
Tubo	1	0.5	0	≈ 0	0	≈ 0
Eje	1	3.98	0	$1.3 * 10^{-3}$	0	≈ 0

Tabla 3.7: Detalle de la inercia del rotor.

La inercia total es aproximadamente 0.320 kg.m², proveniente el 83% de las palas.

3.2.3.3 Voluta (figuras 3.8 y 3.9)

Mediante el software Solidworks 2000, se estima que la masa de la voluta es de: 46.7 kg.

	Masa c/u (kg)
Lateral (2)	7.5
Curva 1	4.66
Curva 2	5.13
Curva 3	4.76
Tramo superior	6.2
Tramo inferior	8.14
Templadores	≈ 2.8

Tabla 3.8: Detalle de la masa de la voluta.

3.2.3.4 Bandeja (figuras 3.10 a 3.14)

La plancha galvanizada usada era de 0.52 x 1.26 m y 0.9 mm de espesor, asumiendo que la mezcla representan 4 kg:

$$m_{\text{plancha+mezcla}} = 7860 * 0.52 * 1.26 * 9.10^{-4} + 4 \approx 8.63 \text{ kg}$$

El marco de madera usa cuatro listones: dos laterales, uno superior y uno inferior, con una sección cuadrada de 25x25 mm y una densidad de 760kg/m³, tenemos (no tomando en cuenta el travesaño intermedio para rigidizar el marco):

$$m_{\text{marco_laterales}} = 2 * 1.0 * 0.025 * 0.025 * 760 \approx 0.95 \text{ kg}$$

$$m_{\text{marco_l_superior}} = m_{\text{marco_l_inferior}} = 760 * 0.025 * 0.025 * 0.31 \approx 0.15 \text{ kg}$$

El eje inferior es una barra redonda de acero de ½" con una longitud de 0.8 m y una densidad de 1 kg/m [3] aproximadamente en cuyos extremos hay dos rodamientos 6301 insertados, cada uno de los cuales tiene 60 g de masa [31].

$$m_{eje} = 0.8 * 1 + 0.060 * 2 \approx 0.92 \text{ kg}$$

El brazo está compuesto por dos platinas con una sección de 5/16" x 1¼" y suman una longitud de 0.56 m, dos brazos con una sección de ¼" x 12mm y una longitud de 31mm, y un tubo de 0.154 m de longitud, con una masa lineal de 1.9 kg/m [29]. La masa total del brazo es 1.44 kg aprox.

$$m_{platinas} = 0.56 * 0.00794 * 0.03175 * 7860 \approx 1.1 \text{ kg}$$

$$m_{listones} = 2 * 0.012 * 0.00635 * 0.031 * 7860 \approx 0.04 \text{ kg}$$

$$m_{tubo} = 0.15 * 1.9 \approx 0.3 \text{ kg}$$

Despreciando los tornillos, tuercas y arandelas la masa total de la bandeja es de 12.24 kg. Para calcular la inercia de la bandeja primero se calcula su centro de gravedad general. Para ello la plancha se ha calculado como si estuviera desarrollada, y el marco se ha dividido en tres partes, los laterales, el listón superior y el listón inferior.

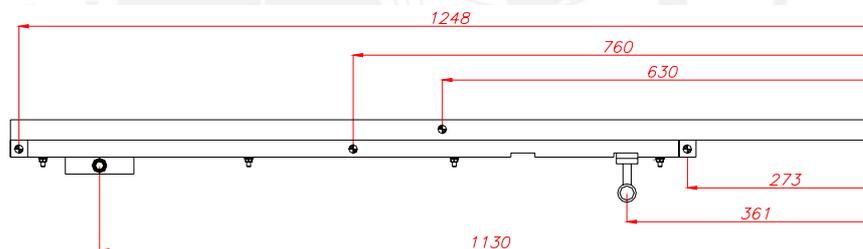


Figura 3.37: Bandeja. Centros de gravedad individuales.

Luego de calcular el centro de gravedad de todo el sistema (CG), se calcula la inercia total de la bandeja en el eje XX con respecto al CG, la cual se compone de las inercias de cada componente con respecto a dicho CG.

Utilizando la ecuación 3.1 y con las masas obtenidas y de la figura 3.37 se tiene:

$$\bar{Y} = Y_G = \frac{8.63 * 0.63 + 0.95 * 0.76 + 0.15(0.273 + 1.25) + 0.92 * 1.13 + 1.44 * 0.361}{12.24} = 0.65m$$

Ahora se calculará la inercia de uno de los componentes y se la tabulará junto con los resultados restantes.

$$I_{plancha+mezcla}^{\bar{xx}} = \frac{1}{12} * 8.63 * 1.26^2 = 1.14 \text{ kg.m}^2$$

al trasladar la inercia tenemos:

$$m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2 = 8.63(0.65 - 0.630)^2 \approx 0$$

La inercia de la bandeja con respecto al CG general es de 1.7 kg.m².

	m(kg)	I_i^{xx}	\bar{y}_i	$m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2$	$I_{xx}^i = n(I_i^{xx} + m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2)$
Plancha + mezcla	8.63	1.14	0.63	≈ 0	1.14
Lateral (2)	0.95	0.08	0.76	0.01	0.17
Listón sup.	0.15	≈ 0	0.273	0.05	0.05
Listón inf.	0.15	≈ 0	1.248	0.02	0.02
Eje	0.92	≈ 0	1.13	0.21	0.21
Brazo	1.44	≈ 0	0.361	0.12	0.12
	12.24				1.71

Tabla 3.9: Detalle de las masas y las inercias de la bandeja.

3.2.3.5 Accionamiento

3.2.3.5.1 Manivela

La masa de la manivela (figuras 3.15 a 3.19) es de 3.74 kg.

Las barras de 1" tienen de longitud total 830 mm y una densidad lineal de 4 kg/m aproximadamente [3].

Los brazos son de 90 mm con un área transversal de 5/16" x 30 mm.

El eje tiene una longitud de 0.15 m y una densidad lineal de 1 kg/m aproximadamente y los rodamientos 6301 tienen de masa 60 g cada uno [31].

	m(kg)
2 Barras	0.83*4 = 3.3
2 Brazos	0.09*0.03*0.00794*7860 = 0.17
1 Eje	0.15*1 = 0.15
2 rodam	0.12

Tabla 3.10: Detalle de la masa de la manivela.

Debido a que el radio de la manivela es pequeño su inercia es como la de una barra delgada. Aunque el centro de gravedad no coincide con el eje se puede hacer que coincida usando contrapesos.

3.2.3.5.2 Polea Principal

El manubrio (figuras 3.20 y 3.21) tiene 0.32 kg y consta de cuatro varillas de acero corrugado de 8 mm de diámetro, con una densidad lineal de 0.395 kg/m.

	m (kg)
Varilla 1	0.074*0.395=0.03
Varilla 2	0.195*0.395=0.08

Varilla 3	0.15*0.395=0.06
Varilla 4	0.390*0.395=0.15

Tabla 3.11: Manubrio de la polea principal. Detalle de la masa.

El perfil en la rueda era de 1”x1” x 1/8” con una longitud de 1.28 m y una densidad lineal de aproximadamente 1.1 kg/m [3].

Los rayos eran de barra corrugada de un diámetro nominal de 8 mm, con densidad de 0.4 kg/m [29] y de 0.19 m cada uno.

El tubo era de 40 mm de largo con una densidad lineal de 1.0 kg/m [29].

La masa total de la polea es aproximadamente 2.22 kg:

	m (kg)
Rueda	1.28*1.1 = 1.4
6 radios	6*0.19*0.4 = 0.46
1 cubo	0.040*1 = 0.04
1 manubrio	0.32

Tabla 3.12: Polea principal. Detalle de la masa.

En la siguiente tabla se registran las inercias de los elementos de la polea, la inercia de la rueda se calcula como si la rueda fuera un disco de la misma masa y mismos diámetros exterior e interior, observándose que la inercia de la polea es despreciable.

	n	m (kg)	I_i^{xx}	$m_i(\bar{X} - \bar{x}_i)^2$	$I_{XX}^i = n(I_i^{xx} + m_i(\bar{Y} - \bar{y}_i)^2)$
Rueda	1	0.42		≈ 0	$\approx 0.006 \approx 0$
Radios	6	0.08	$0.2 \cdot 10^{-3}$	$1.0 \cdot 10^{-3}$	≈ 0
Cubo	1	0.03	≈ 0	≈ 0	≈ 0
Varilla 1	1	0.03	≈ 0	≈ 0	≈ 0
Varilla 2	1	0.08	≈ 0	≈ 0	≈ 0
Varilla 3	1	0.06	≈ 0	≈ 0	≈ 0
Varilla 4	1	0.15	≈ 0	0.05	0.05

Tabla 3.13: Polea principal. Detalle de la inercia.

3.2.3.5.3 Poleas restantes

Utilizando el software Solidworks 2000 y considerando que son hechas de aluminio, se tienen las siguientes masas e inercias:

	m (kg)	I (kg.m ²)
Polea De=320	3.2	0.05
Polea De=100	0.4	≈ 0
Polea De=60	0.04	≈ 0

Tabla 3.14: Masas de las poleas.

3.2.3.6 Caja de separación

El ducto es de madera y con una masa de 4 kg aproximadamente.

3.2.4. POTENCIA DEMANDADA POR EL PROTOTIPO PROBADO

Por la expresión 2.69:

$$P_{TOTAL} = \frac{1}{0.75} (P_V + P_T)$$

Una vez puesto el rotor en marcha el consumo energético es:

$$P = \frac{Q\Delta p}{102x\eta}$$

con $Q = 0.45\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p = 4\text{mm}$, $\eta = 0.65$:

$$P_{VENTILADOR} = \frac{0.45 * 4}{102 * 0.65} \approx 27 \text{ W}$$

Despreciando los tornillos, tuercas y arandelas la inercia y la masa de la bandeja son:

$$I_{bandeja} = 1.7 \text{ kg.m}^2$$

$$m_{bandeja} = 12.24 \text{ kg}$$

Con lo cual, utilizando la metodología de la sección 2.7.4.2, obtenemos las siguientes potencias para cada ángulo de la manivela.

$\omega t(^{\circ})$	$T_{12}(\text{N.m})$	P(W)
0	4.80	100.59
45	4.92	103.10
90	-0.20	-4.27
135	-4.84	-101.31
180	-4.80	-100.59
225	-1.93	-40.47
270	0.24	4.95
315	1.89	39.64

Tabla 3.15: Potencia demandada vs. posición de la manivela.

POTENCIA

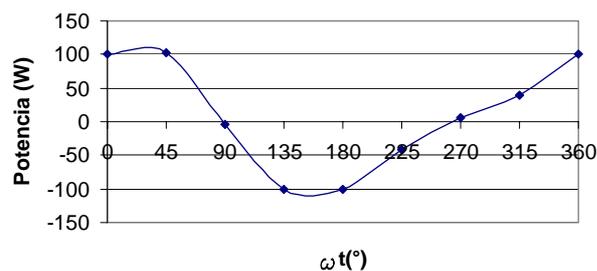


Figura 3.38: Potencia consumida vs. posición de la manivela.

Se observa que es muy similar y con valores inferiores que la curva de la bandeja que se asumió en la sección 2.7.4.2.

Asumiendo 20 W como se hizo en la sección 2.7.4.2, tenemos:

$$P_{TOTAL} = \frac{1}{0.75} (27 + 20) \approx 60 \text{ W}$$

Esta potencia es la que puede suministrar un hombre en un trabajo normal sin dar muestras de agotamiento.

Incluso si aumentaran las pérdidas en los elementos mecánicos a un 40% tendríamos una potencia demandada de 80 W lo cual está por debajo del límite de 120 W asumido.

Se concluye que se satisface la condición de que esta máquina es operable por un hombre, verificándose esta conclusión en las pruebas realizadas (figuras 3.39 a 3.42).



Figuras 3.39 y 3.40: pruebas finales con mezclas de trigo y broza. Se observa el embudo colocado sobre el ducto.



Figuras 3.41 y 3.42: Pruebas finales con mezclas de trigo y broza.

3.3 PAUTAS Y RECOMENDACIONES PARA UN DISEÑO ÓPTIMO

3.3.1. VENTILADOR

3.3.1.1 Dimensionamiento de un ventilador mediante el diagrama de Cordier

Se empleará el método del curso “Ventilación Industrial” [9] para determinar el tipo de ventilador más adecuado y el diámetro exterior del rotor.

De las mediciones, el caudal del flujo es $0.45 \text{ m}^3/\text{s}$ y la velocidad del rotor de 290 rpm.

La caída de presión se produce a lo largo del ducto (P_L), en la caja de separación (P_S) y en la salida (P_T).

$$P_{\text{total}} = P_L + P_S + P_T \quad (3.4)$$

Para determinar la caída de presión en tuberías rectangulares se utilizan dos diagramas (Anexos 10 y 11), con el primero se determina un diámetro circular equivalente y con el segundo, se determina una pérdida por longitud en mm/m.

La sección del ducto es de $0.56 \times 0.1 \text{ m}$, con un largo de 0.5 m. Entrando con los datos de la sección del primer gráfico se obtiene un $D_{\text{equi}} = 250 \text{ mm}$ y, entrando con la velocidad de 8 m/s y el $D_{\text{equi}} = 250 \text{ mm}$, del segundo gráfico se obtiene una caída de presión de 0.35 mm/m. Entonces la caída de presión (P_L) es $0.35 \text{ mm/m} \times 0.8 \text{ m} \approx 0.3 \text{ mm}$.

Asumiendo en la transición $P_T = 0.9 \text{ mm}$ [7], y en la salida debido al cambio brusco y a la mezcla una caída de presión de $P_S = 1 \text{ mm}$, tenemos una caída de presión total de:

$$P_{\text{total}} = 0.3 + 0.9 + 1 = 2.3 \text{ mm}$$

Tomaremos una caída total de presión de 4 mm para prevenir todo riesgo. En la figura 3.43 se ilustra la variación de la caída de presión a lo largo del sistema

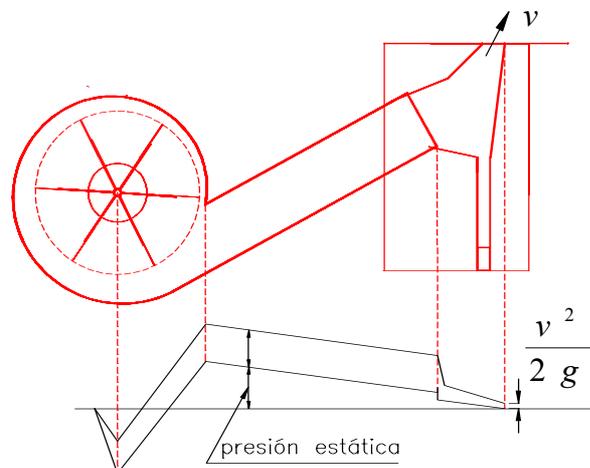


Figura 3.43: Caída de presión a lo largo del sistema

Utilizando las expresiones 2.24 y 2.25 se calcula la cifra de velocidad y la velocidad específica:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{0.75}} = \frac{290\sqrt{0.45}}{5^{0.75}} = 60.3$$

$$\sigma = \frac{N_q}{157.8} = \frac{71.15}{157.8} = 0.38$$

En el diagrama de Cordier se ingresa con la velocidad específica y al llegar a la zona de los ventiladores tipo Sirocco (figura 3.44) se obtiene: $\delta_{opt} = 1.6$

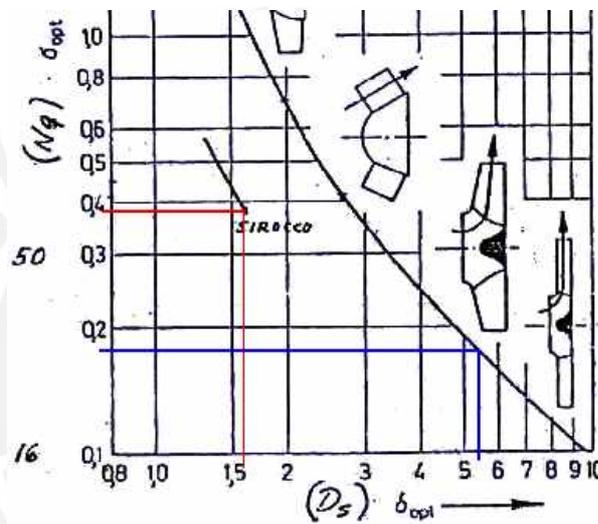


Figura 3.44: Diagrama de Cordier. Selección del rotor tipo Sirocco (rojo).

Con lo cual mediante la ecuación 2.27 se obtiene el diámetro específico D_s :

$$D_s = 0.536\delta = 0.536 * 1.6 = 0.858$$

Finalmente por la ecuación 2.26 el diámetro exterior es:

$$D = \frac{\sqrt{Q}D_s}{H^{0.25}} = \frac{\sqrt{0.45} * 0.858}{5^{0.25}} = 0.38 \text{ m}$$

3.3.1.2 Selección de un ventilador comercial

Utilizando el catálogo de un fabricante, se obtendría un diámetro similar como se muestra a continuación. En las tablas mostradas en el Anexo 12 se entra con los datos de la caída de presión (4 mm) y del caudal de 1440 m³/h (0.4 m³/s).

El ventilador más cercano a nuestros requerimientos es el de doble aspiración modelo DF1”, cuyas características nominales son las siguientes:

Diámetro externo del rotor: 338 mm

$$Q = 1529\text{m}^3/\text{h} = 0.42\text{m}^3/\text{s} = 889.6 \text{ cfm}$$

$$n = 317 \text{ rpm}$$

$$H = 3.17\text{mm C.A.} = 1/8 \text{ “ de agua}$$

$$\text{Potencia consumida} = 0.04\text{BHP} \approx 30 \text{ W (*)}$$

* sin considerar pérdidas mecánicas

Sin embargo, cabe observar que en el ventilador del catálogo, según se ilustra en la hoja con las características geométricas del ventilador (Anexo 13) el área de descarga es de 0.126 m^2 , con las siguientes dimensiones $0.36 \text{ m} \times 0.35 \text{ m}$, por lo que debido a que se necesita una descarga de $0.56 \text{ m} \times 0.1 \text{ m}$ se debe colocar una transición y comprobar si la caída de presión inicial asumida es suficiente.

Además, debido a que los rotores Sirocco se fabrican con métodos especiales no es factible de hacerse en talleres rurales y se lo debe comprar a un proveedor del mercado local, siendo el costo de un rodete de US\$140.00 (anexo 14).

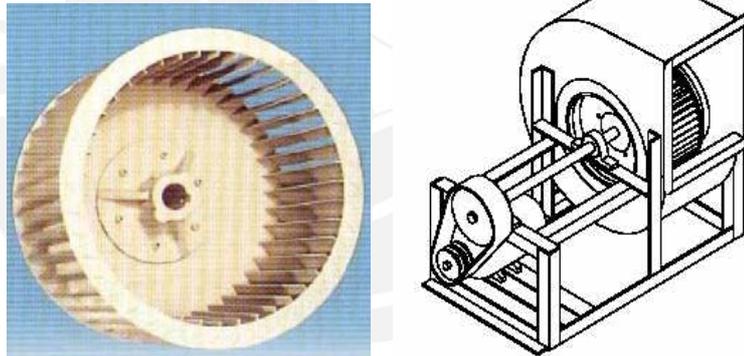


Figura 3.45: Rotor y Ventilador tipo “Sirocco”.



4 COSTOS

El desarrollo de este trabajo, como investigación, ha tomado 6 meses en realizarse, considerando un tesista a tiempo completo y la intervención de tres asesores universitarios y un asesor técnico.

Así, los costos pueden dividirse en dos grandes grupos, el costo de la investigación y el de la fabricación.

El total es de US\$ 3900.00 por el primero y aprox US\$ 580.00 por el segundo. A continuación se los expone en detalle.

4.1 COSTO DE INVESTIGACIÓN

Comprende los gastos en contratar a asesores tanto técnicos como universitarios por horas y también en mantener a un tesista a tiempo completo.

			Total US\$
Asesor principal	25 US\$/hora	40 horas	1000
Asesor auxiliar	20 US\$/hora	40 horas	800
Asesor técnico	10 US\$/hora	20 horas	200
Otros	5 US\$/hora	20 horas	100
Tesista	300 US\$/mes	6 meses	1800

Tabla 4.1: Costo de la investigación en detalle.

Lo cual nos da un subtotal de US\$ 3900.

4.2 COSTO DE FABRICACIÓN

En este rubro tenemos el de los materiales utilizados y la mano de obra empleada en el taller de servicios. Los costos son aproximados y no representan lo que costaría fabricarlo comercialmente debido a que se desperdiciaron retazos de material porque vienen en medidas determinadas o algunos fueron comprados al mismo técnico.

	Materiales (S/.)	Mano de obra (S/.)
Armazón	100	180
Ventilador	474	160
Transportador	109	190
Sistema Accionamiento	426	120
Caja de separación	54	32
Tolva	80	20
Insumos: pintura soldadura.	20	10

Tabla 4.2: Costo de la máquina en detalle.

Lo que nos da un total de $S/.1263 + S/.712 = S/.1975.00$ (US\$580.00).

Los costos en detalle son los siguientes:

ARMAZÓN

		Costo (S/.)	Cantidad	Total (S/.)
Materiales	Perfiles 1½" x 1½" x 1/8"	29,70/m	20.0m	100
Mano de Obra	3p, 3d, 4h/d	5/hora	36horas	180

Tabla 4.3: Armazón. Detalle del costo. p: personas, d: días, h/d: horas por día.

VENTILADOR

			Costo (S/.)	Cantidad	Total (S/.)
Materiales	ROTOR	Plancha LAF 1/20"	95.0 c/u	1.35x0.5m	≈30
		Barra 1"	67.80/6m	1.0m	≈11
		Platina 1"x3/16	16/6m	1.5m	4
		Tubo			5
	Voluta	Plancha LAF 1/20"	95 c/u	4 unid	380
		Templadores 3/4x1/8"	8/6m	2.5 unid	≈4
Mano de Obra	Rotor	1p, 2d, 4h/d	5/hora	8horas	40
	Voluta	3p, 3d, 4h/d	5/hora	24horas	120

Tabla 4.4: Ventilador. Detalle del costo.

TRANSPORTADOR

		Costo (S./)	Cantidad	Total (S./)
Materiales	Plancha galvanizada 1/32"	74.5 c/u	1.3x0.6m	≈20
	ángulo 1" x 1" x 1/8"	20/6m	3.0m	10
	Rodamientos 6301(-2Z)	15 c/u	4 unid	60
	Listones madera 25x25	5/3m	3 m	5
	eje trefilado 1"	67.80/6m	1.0 m	≈11.0
	Eje ½"	16.5/6m	0.8 m	≈3.0
Mano de obra	2p, 4dias, 4h/dia	5/hora	32 h	190

Tabla 4.5: Transportador. Detalle del costo.

SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

		Costo (S./)	Cantidad	Total (S./)
Materiales	Polea D=420	40	1	40
	Polea D=320	60	1	60
	Polea D=60	20	1	20
	Polea D=100	40	1	40
	Faja	20	2	40
	Uniones atornilladas 12 de chumaceras y 12 de otros.	20		20
	Eje trefilado 1"	67.80/6m	1.0m	11.3
	Chumaceras	S/.65/par	3 pares	195
Mano de Obra	3p, 2d, 4h/d	5/hora	24horas	120

Tabla 4.6: Sistema de accionamiento. Detalle del costo.

CAJA DE SEPARACIÓN

		Costo (S./)	Cantidad	Total (S./)
Materiales	Triplay 3mm	17/plancha	2 p	34
	Otros			20
Mano de Obra	2p, 1d, 4h/d	4/hora	8horas	32

Tabla 4.7: Caja de separación. Detalle del costo.

TOLVA

Por la experiencia de un técnico que fabrica este tipo de tolvas el costo de una tolva adecuada para esta máquina costaría 100 soles.

CONCLUSIONES

1. Mediante este trabajo se ha obtenido una máquina que cumple con los requerimientos de una tecnología apropiada, al ser fabricada a partir de materiales y técnicas que pueden encontrarse en talleres rurales; al dar respuesta a una necesidad básica de las poblaciones usuarias la cual es limpiar cereales de forma rápida y efectiva; al usar como recurso energético la fuerza muscular humana, recurso fácilmente obtenible entre los pequeños productores andinos, acostumbrados al trabajo pesado y continuo; y al generar y afianzar la participación organizada de la comunidad usuaria debido a que para hacer rentable esta máquina los pequeños productores deberán juntar sus producciones individuales.

Acerca del método de trabajo empleado

2. El diseño de esta venteadora ha requerido el uso de una metodología de diseño, de conocimientos de áreas diversas, como de turbomáquinas y mecanismos de transporte, y de experimentos y ensayos diversos; todo ello ha servido para encontrar un diseño que presenta ventajas notables con respecto a las venteadoras artesanales encontradas en el arte previo.
3. En la etapa de la matriz morfológica, al hacer experimentos se observó que para probar algunos conceptos de solución se podían utilizar materiales tales como madera y cartón, los cuales son baratos y no necesitan a un técnico soldador; sin embargo, una gran desventaja en este tipo de materiales es que cuando se requieren prototipos relativamente complejos y robustos el ensamblaje de madera y cartón es más lento que el proceso de soldadura, dado que su rigidez es mucho menor, por lo cual la estructura necesita varillas de refuerzo y se complica notablemente. Por ello, en trabajos experimentales de este tipo si bien en un inicio puede ser conveniente empezar con materiales económicos y flexibles, hay que percatarse del momento en que ya se debe construir un prototipo de metal.

Acerca de la máquina limpiadora diseñada

4. Mediante esta máquina el ser humano puede generar suficiente potencia para producir por lo menos 300 kg/h de trigo limpio, considerando 20 a 30% de broza no mayor a 15 cm en la mezcla. Sin embargo, no se ha podido precisar la potencia demandada.

5. Se comprueba que con materiales en los que hay gran diferencia de densidad, es preferible utilizar un flujo inclinado en lugar de uno horizontal.
6. Mediante la bandeja de transporte se logra desenredar la broza y estratificar la mezcla, observándose que la forma de las trayectorias elípticas influyen en el desenredo y la expansión de la broza.
7. Si bien, según la teoría convencional, el ventilador centrífugo no es el ventilador óptimo, producto de lo cual su rotor, tiene más inercia que el rotor de un ventilador tipo Sirocco, dicho rotor centrífugo cumplió adecuadamente con la función principal, presentando tres ventajas:
 - a) Es más económico que un ventilador tipo Sirocco, pues el rotor de este ventilador no es factible de ser construido artesanalmente, siendo solamente el costo del rotor tipo Sirocco muy cercano al costo de fabricación del ventilador centrífugo (considerando el rotor, la carcasa y la mano de obra).
 - b) El rotor centrífugo funcionó como una volante que compensó el torsor desigual requerido por la bandeja.
 - c) La transición entre la caja de separación y la salida de la bandeja se hace más simple, con lo cual también se reducen las pérdidas de energía y el tiempo en fabricarlo; esto es debido a que la salida del ventilador tipo Sirocco es aproximadamente un cuadrado y ninguna de sus dos dimensiones coincide con nuestro ancho deseado, mientras que en el ventilador usado, aunque contrahecho, el ancho se puede elegir.

Acercas de la aplicación práctica de la tesis

8. Para que un producto sea considerado innovador, no basta que sea nuevo y funcione bien, sino que también es necesario que llegue a los usuarios finales. Naturalmente nuestro objetivo es que esta tecnología sea utilizada por los pequeños productores en sus procesos productivos, sin embargo, la máquina se ha quedado en la fase de un prototipo experimental, es decir, un prototipo que cumple con las funciones más importantes y complicadas, el cual ofrece muchas posibilidades de ajuste y configuración pero que aun no es la mejor. Como se dijo, además de que faltan realizar pruebas concluyentes es necesario corregir y optimizar diversos elementos en esta máquina (ver recomendaciones). Aun fuera del marco de las tecnologías apropiadas, es corriente que durante una larga fase que abarca desde el diseño hasta

la introducción del producto, los gastos realizados no sean compensados por ningún retorno económico. Algunos autores aluden a dicha fase como “el valle de la muerte” [26]. Se ha dicho que actualmente en la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú el 50% de las tesis para optar el título de ingeniero se quedan en dicha fase. Incluso, dentro del marco de las tecnologías apropiadas, cuyos costos en desarrollo e investigación son en apariencia menores que en las convencionales, es necesario contar con un financiamiento para lograr un producto innovador. Esto necesariamente trae la reflexión de que falta uno o más eslabones entre la universidad y la sociedad, en los cuales intervengan herramientas y conceptos tales como la propiedad intelectual, el marketing, entre otros.

Acerca de la fabricación

9. En el proceso de fabricación fue de vital ayuda la experiencia de un técnico versado en las máquinas agrícolas de tecnología apropiada y un taller con máquinas y herramientas básicas lo cual ahorró costos y tiempo en la fabricación del prototipo. Al haber trabajado con un técnico en un taller externo la fabricación fue rápida y económica. Pero al no haberse fabricado el prototipo dentro del ámbito de la universidad esto puede hacernos reflexionar en que si bien en la universidad, por ejemplo, en la sección ingeniería mecánica, el conocimiento de los docentes está disponible, brindado a los alumnos tanto en asesorías como en libros, y si bien hay un centro con máquinas, herramientas y los instrumentos de medición adecuados donde ingenieros y técnicos muy bien versados en los procesos de fabricación brindan apoyo a los tesisistas, estos son por lo general aspectos técnicos muy puntuales, no se fabrican prototipos de forma integral como el del presente trabajo de forma rápida y económica debido a las condiciones administrativas u organizativas.

Acerca de los costos

10. Los costos son de dos tipos: de fabricación y de diseño e investigación. El primero es de US\$ 580 y el segundo de US\$ 3900. El costo de fabricación es menor que los costos de las máquinas del arte previo existentes en el mercado, considerando que se tiene una capacidad de limpieza de por lo menos 300 kg/h.

RECOMENDACIONES

1. Esta tecnología es conveniente y rentable si los pobladores la usan en forma comunitaria y no en forma individual debido a que, por un lado, la época de venteo sólo se da en ciertos meses del año, y por otro que la capacidad de limpieza de la máquina excede la capacidad de producción de gramíneas de los pequeños productores. Esto quiere decir que un comunero mediante el venteo de su cosecha individual no logrará compensar la inversión hecha en comprarla o fabricarla hasta sino dentro de mucho tiempo e incluso se podría afirmar que ya no se justificaría invertir en una máquina sino que sería suficiente que ventee su cosecha individual en la forma tradicional; en cambio, si se tratara de varios productores, esta máquina les dará la posibilidad de limpiar sus producciones de una forma más rápida, sin depender de condiciones climáticas y con menos gasto en energía y personas, abriendo además la posibilidad de que su producción no sea solamente para el autoconsumo sino para mercados externos.
2. Si bien el prototipo cumple con la función principal, algunos deseos tales como que sea fácilmente transportable o el nivel de ruido no han sido satisfechos o necesitan ser evaluados. Además, debido a que no hay certeza en cuál es la potencia demandada, se recomienda que el operador sea relevado cada hora. A continuación damos algunas recomendaciones para optimizar este diseño.
 - a) **Armazón**

En general, debe ser lo suficientemente rígido y transportable. Éste debe adaptarse al diseño final de los sistemas por lo que la estructura final debe ser diseñada luego de configurados y fabricados los diversos sistemas de la máquina.
 - b) **Ventilador**
 - Utilizar un ventilador de paletas inclinadas hacia atrás, las cuales se utilizan bastante en máquinas agrícolas pues son más adecuadas que las radiales
 - Estudiar mediante la teoría de volantes una inercia óptima para reducir los picos de potencia y así, reducir el riesgo de fatiga del operario.
 - Usar perfiles tipo “L”, al unir las paletas al tubo del rotor para conseguir mayor rigidez.
 - Colocar un regulador de caudal en el ventilador.
 - Reducir la longitud del ducto.

- En la voluta colocar la pared removible en la zona superior para facilitar el montaje y desmontaje.
 - Dimensionar el eje del rotor mediante la teoría de resistencia de materiales para optimizar su diámetro.
- c) **Bandeja de transporte**
- Optimizar el ancho de la bandeja de transporte.
 - Dimensionar los ejes mediante la teoría de resistencia de materiales para optimizar su diámetro.
- d) **Caja de separación**
- Colocar una trampa de granos que tenga un contrapeso que sólo se abra cuando la masa de trigo llega a cierto nivel para evitar las pérdidas de flujo,
 - Hacer más ancha el conducto de recojo de granos que en el prototipo es de 50 mm.
- e) **Accionamiento**
- Proveer de mayor comodidad al operador. Una posibilidad a estudiarse es el uso de un asiento para que las piernas no carguen el peso del cuerpo, utilizando además un dispositivo que permita aprovechar la potencia de piernas y brazos. Se tendría que estudiar si el costo del accesorio justificará el beneficio.
 - Colocar guarniciones o protectores a las poleas.
 - Fabricar todas las poleas artesanalmente.
 - Estudiar la posibilidad de aprovechar energías no convencionales como la del viento, caídas de agua o la energía animal.
- f) **Tolva**
- Reducir las dimensiones de la tolva. Poner una tolva de boca ancha.
3. Luego de construida la tolva y reducidas las dimensiones probar o medir en el campo:
- a) Durante varias horas seguidas, el venteo de otros tipos de cereales para precisar con mayor exactitud la producción y encontrar posibles deficiencias en la estructura.
 - b) Estudiar el comportamiento de otros cereales con respecto a la frecuencia de la bandeja.

- c) Con un torquímetro, medir el torque necesario en la manivela principal y, contabilizar las rpm con el fin de estimar la potencia demandada.
 - d) Verificar y corregir medidas ergonómicas adecuadas para el hombre de los Andes o dotar al accionador principal de correderas para las chumaceras y un templador.
 - e) Estudiar durante cuánto tiempo como máximo se debe operar la máquina para no provocar fatiga.
 - f) En la bandeja estudiar la unión biela manivela mediante la teoría de fallas por fatiga, porque es un elemento que estará sometido a esfuerzos alternantes.
 - g) Estudiar el nivel de ruido generado durante el funcionamiento.
4. Dado el gran número de factores que intervienen en el proceso, optimizar la máquina mediante el diseño experimental, con el fin de estudiar factores tales como la longitud y la frecuencia de la bandeja de transporte, la inclinación del flujo de aire, la distancia entre grano y grano de 80 mm, etc. Para ello no se necesitaría ir al campo mismo sino bastaría con implementar un banco de ensayos en un taller.
 5. Estudiar conceptualmente un diseño en el que se utilice el flujo ascendente vertical. Se observó en los experimentos realizados que la gran diferencia en las velocidades de sedimentación del trigo y la broza es mejor aprovechada con un flujo vertical que con un flujo oblicuo, para lo cual se requerirá una cámara de sedimentación para evitar que la broza se esparza en todo el entorno.
 6. Estudiar la posibilidad de utilizar un ventilador tipo Sirocco o axial en lugar de un ventilador tipo centrífugo teniendo en cuenta que es necesaria una masa con gran inercia para contrarrestar el efecto del torque desigual en el operador. Debido a que el accionamiento será manual y no con un motor esto es importante para que la persona trabaje con comodidad.
 7. En caso se produjera fatiga a las dos horas, alternar el trabajo del operador en la polea principal con otras tareas como el acarreo de la mezcla.
 8. Encontrar un diseño para limpiar directamente la trilla sin la necesidad de usar horquetas. Teniendo en cuenta que en tal caso habrá mayor cantidad de broza y más larga que 15 cm se puede recurrir a los siguientes fenómenos:
 - a) La trilladora imprimía gran energía a los granos y estos llegaban a una distancia de 10 m por lo menos. Esta energía cinética podría ser aprovechada para elevar el grano.

- b) Al entrar en la corriente de separación, cuando la diferencia de velocidades entre la broza y el trigo aumenta, se reduce la tendencia a que el grano sea arrastrado por la broza, esto puede servir para aumentar la velocidad en la corriente de aire y limpiar broza más larga. Esto podría controlarse y regularse con un mecanismo que permita graduar la distancia vertical entre la salida de la bandeja y la salida del ducto de aire.
 - c) La bandeja de transporte también funciona como un sacudidor de broza expandiéndola y desenredándola, sería conveniente estudiar las trayectorias óptimas de la bandeja para expandir y desenredar la broza.
9. En este tipo de proyecto se recomienda a grandes rasgos:
- a) Establecer los recursos disponibles inicialmente tanto en tiempo, dinero como en personas capacitadas.
 - b) Establecer los actores que intervendrán, los cuales en nuestro caso fueron los asesores universitarios, una asociación dedicada a la fabricación de máquinas y herramientas agrícolas, y el tesista.
 - c) Establecer los deberes y derechos que tendrá cada una de los actores durante la investigación. Aquí se deberá abordar las alianzas que tendrían que hacerse para explotar eventualmente el producto así como el tema de las patentes en caso surgiera algo patentable y de interés comercial.
 - d) En la etapa de la investigación en sí:
 - Definición del problema, etapa en la cual es decisiva la intervención de actores que sepan enfocarse en los procesos y que tengan experiencia en el área.
 - La conceptualización debe ser fruto de la investigación en el estado del arte, esto también puede abarcar pruebas experimentales.
 - Construcción del prototipo experimental, el cual debe estar orientado a satisfacer el requisito principal pudiendo dejarse de lado otras características deseables pero que son alcanzables sin necesidad de pruebas, por ejemplo en nuestro caso fueron las dimensiones ergonómicas y la optimización del ventilador, entre otras.

Al cabo de esta etapa, se debe evaluar si existe la posibilidad de explotación comercial y de patentabilidad, pues no necesariamente pueden ser lo mismo, debido a que si bien la patente está ligada a una innovación un producto

comercialmente viable puede haber sido producto de solamente un desarrollo y no ser necesariamente patentable.

Obviamente, se debe siempre documentar toda investigación ya sea bibliográfica o experimental, así como llevar un registro del tiempo y los recursos invertidos.

- Luego de concluida las pruebas con el prototipo experimental, en caso se decida continuar con la investigación para desarrollar un aparato comercialmente viable, se recomienda revisar los acuerdos tomados entre los actores diversos y reevaluar los deberes y derechos de cada uno.



BIBLIOGRAFIA

1. ACADEMIA HÜTTE DE BERLÍN, «Manual del ingeniero», Tomo 2, Barcelona, Editorial Gustavo Gili, 1988.
2. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS (ACGIH), «Industrial Ventilation: a manual of recommended practice», Cincinnati, 2001.
3. ACEROS AREQUIPA. Catálogos en línea. www.acerosarequipa.com, visitado en setiembre del 2004
4. BARRIGA, BENJAMÍN, «Curso de Diseño Mecánico 1», PUCP, Lima, 1985.
5. BLANC, E. C. pag 35, «Tecnología de los aparatos de fragmentación», tomo 3, Editorial Rocas y Minerales, Madrid, 1975.
6. BRYANT, JAMES, United States Patent, US3669264, «Elevador de cangilones con limpiador de granos», publicada el 13 de junio de 1972.
7. CARNICER ARROYO, ENRIQUE, «Ventilación industrial», Editorial Paraninfo, Madrid, 1991.
8. COMISION NACIONAL DE PROPIEDAD SOCIAL & UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA DE LA MOLINA, patente peruana PE53098-82, «Trilladora estacionaria para quinua y leguminosas», publicada el 29 de abril de 1982.
9. COZ PANCORBO, FEDERICO, «Curso de Ventilación Industrial», PUCP, Lima, 2002.
10. DUTSCHKE, REGINALD, European Patent Application, número de publicación EP0329865, «Mejoras en los separadores de partículas», publicada el 10 de agosto de 1989.
11. EDISON, THOMAS, patente estadounidense US775965, «Separador», publicada el 29 de noviembre de 1904.
12. GILES Y CLARKE, UK Patent Application, número de publicación GB2078552, «Separadores de material granular», publicada el 13 de enero de 1982.
13. HIBBELER, «Mecánica para Ingenieros», Editorial Continental, México, 2002.
14. INEI, información estadística en línea, www.inei.gob.pe, visitado en setiembre del 2004.
15. ITACAB, «Manual de Transferencia de Tecnologías apropiadas», Lima, 1993.
16. LARBURÚ, N., «Máquinas prontuario», Editorial Paraninfo, Madrid, 1989.

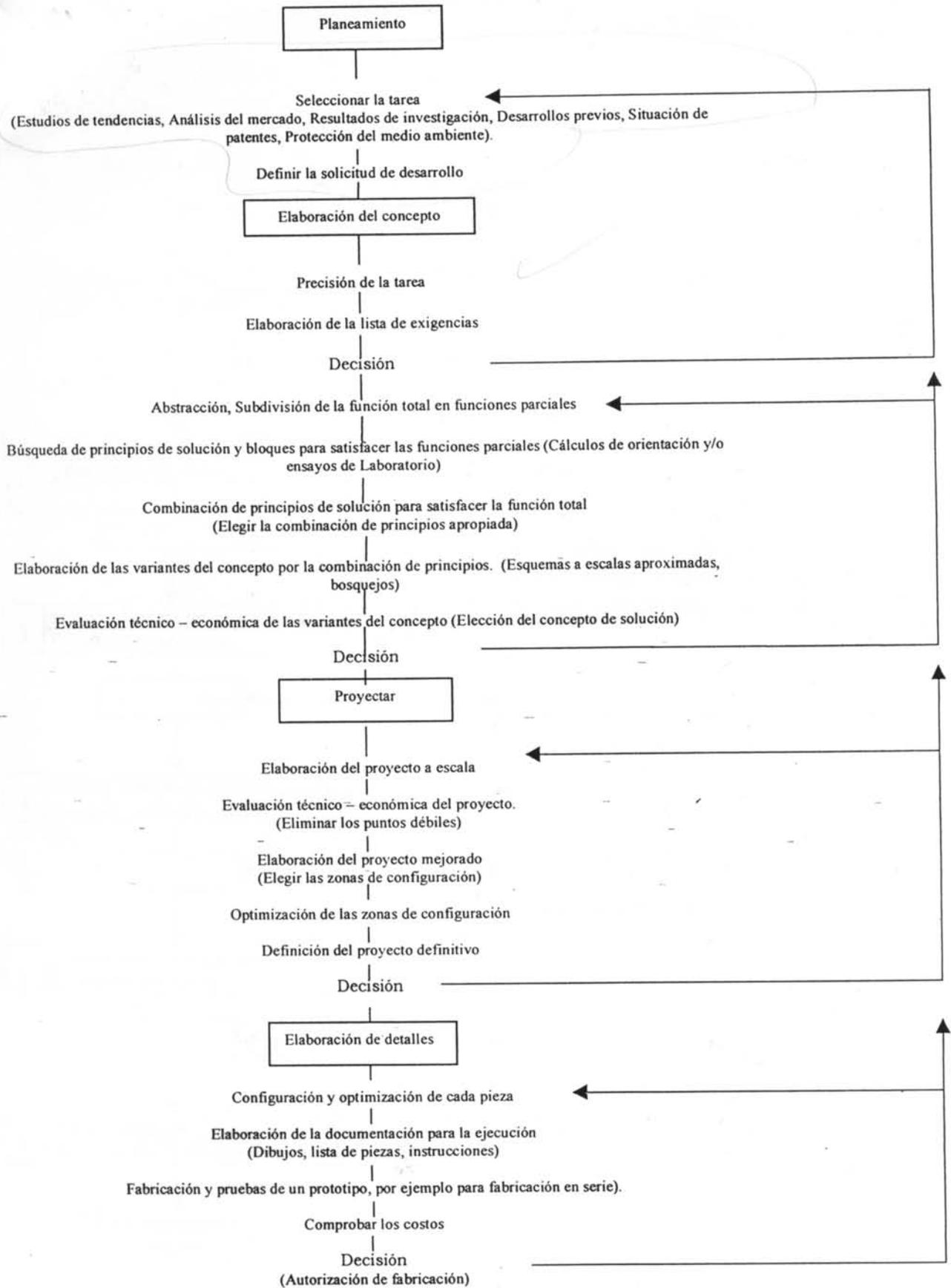
17. MARKS' STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS, Editorial McGraw-Hill, 1999.
18. OSBORNE, William, «Fans», Editorial Pergamon Press Ltd., Oxford, 1966.
19. PAHL & BEITZ, «Engineering Design, A Systematic Approach», Editorial Springer-Verlag, Londres, 1996.
20. PARSONS, D. y otros, «Trigo, Cebada y Avena», Editorial Trillas, México, 1999.
21. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, «DIBUJO MECÁNICO 1», Lima, 2003.
22. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, «DIBUJO MECÁNICO 2», Lima, 2003.
23. www.portalagrario.gob.pe/agricola1.shtml, visitado en setiembre del 2004.
24. PROYECTO HERRANDINA, «Mecanización Agrícola», Lima, 1993.
25. RODRÍGUEZ, JORGE, Curso «Dinámica de Máquinas», PUCP, Lima, 2002.
26. RORKE, MARCIA & LUX, DAVID www.eere.energy.gov/inventions/docs/fromi2i.pdf, visitado en setiembre del 2004.
27. RYAN, GREG, UK Patent Application, número de publicación GB2310582, titulada «Limpiador neumático de granos», publicada el 3 de setiembre de 1997.
28. SHIGLEY JOSEPH & UICKER JOHN, «Teoría de máquinas y mecanismos», Editorial McGraw-Hill, México, 1997.
29. SIDERPERÚ, catálogo en línea, www.sider.com.pe/siderperu/Productos/Tubulares/Tub_Mec_LAF.html, visitada en setiembre del 2004.
30. SILVEIRA, JUAN A., «Teoría y Cálculo de Máquinas Agrícolas», Editorial Pueblo y Educación, Cuba, 1982.
31. SKF, <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=first&lang=en>, catálogo en línea, visitado en setiembre del 2004.
32. STEIER, KLAUS, solicitud de patente española, número de publicación ES8104008, «Procedimiento y dispositivo para separar y clasificar neumáticamente material de grano grueso», solicitada el 7 de julio de 1980.
33. TEIXEIRA MAURI MARTIN, «Limpieza de los granos», publicado en «Manual de manejo poscosecha de granos a nivel rural», Edita Oficina Regional de la FAO para América Latina y el Caribe, Santiago, 1993.

34. WHITBY, KENNETH, patente estadounidense US2828011, «Estratificador y separador neumático», publicada el 25 de marzo de 1958.
35. YEPEZ MUÑIZ, EDGAR, «Diseño y construcción de una máquina limpiadora de granos de accionamiento manual», Universidad Agraria de la Molina, Lima, 1992.
36. <http://www.iso.ch/iso/en/CatalogueListPage.CatalogueList>.

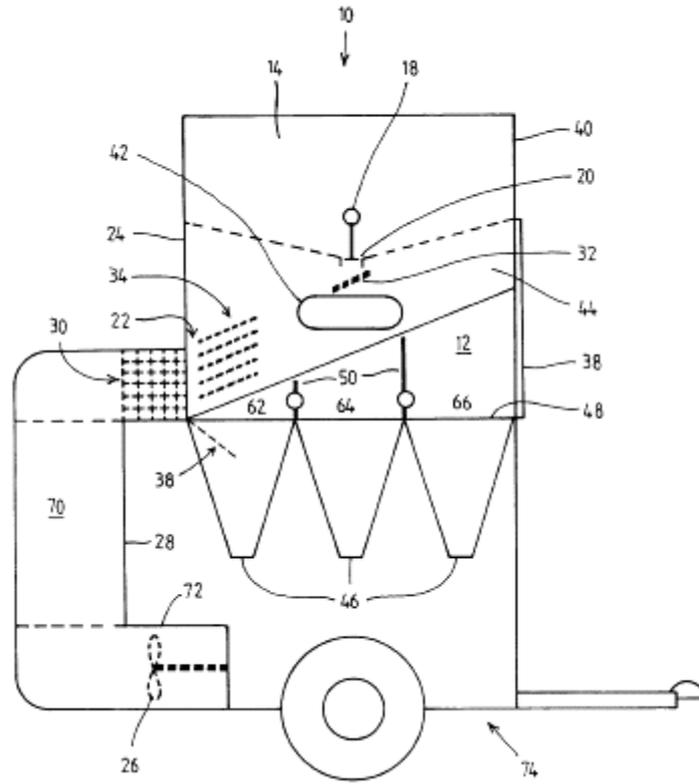


ANEXOS

- ANEXO 1: Hoja 1 de la norma alemana VDI 2222.
- ANEXO 2: Patente «Limpiador neumático de granos» invento de G. Ryan [27].
- ANEXO 3: «Estratificador y separador neumático» invento de K. Whitby [34].
- ANEXO 4: «Separadores de material granular», invento de Giles & Clarke [12].
- ANEXO 5: «Procedimiento y dispositivo para separar y clasificar neumáticamente material de grano grueso», invento de K. Steier [32].
- ANEXO 6: «Elevador de cangilones con limpiador de granos», invento de J. Bryant [6].
- ANEXO 7: «Mejoras en los separadores de partículas» invento de R. Dutschke [10].
- ANEXO 8: «Separador» invento de T. A. Edison [11].
- ANEXO 9: Diagrama de Cordier [9].
- ANEXO 10: Diámetro equivalente para ductos rectangulares. [7]
- ANEXO 11: Pérdidas en tuberías en mm/m. [7]
- ANEXO 12: Tablas de selección de ventiladores centrífugos tipo “Sirocco”. Catálogo comercial.
- ANEXO 13: Dimensiones del ventilador centrífugo tipo “Sirocco”. Catálogo comercial.
- ANEXO 14: Cotización de un ventilador tipo Sirocco.



VDI 2222 HOJA 1 (KONSTRUKTIONSMETHODIK, KONZIPHEREN TECHNISCHER PRODUKTE, 1973)
 Fig. 1.01. Plan de Trabajo para obtener nuevos productos



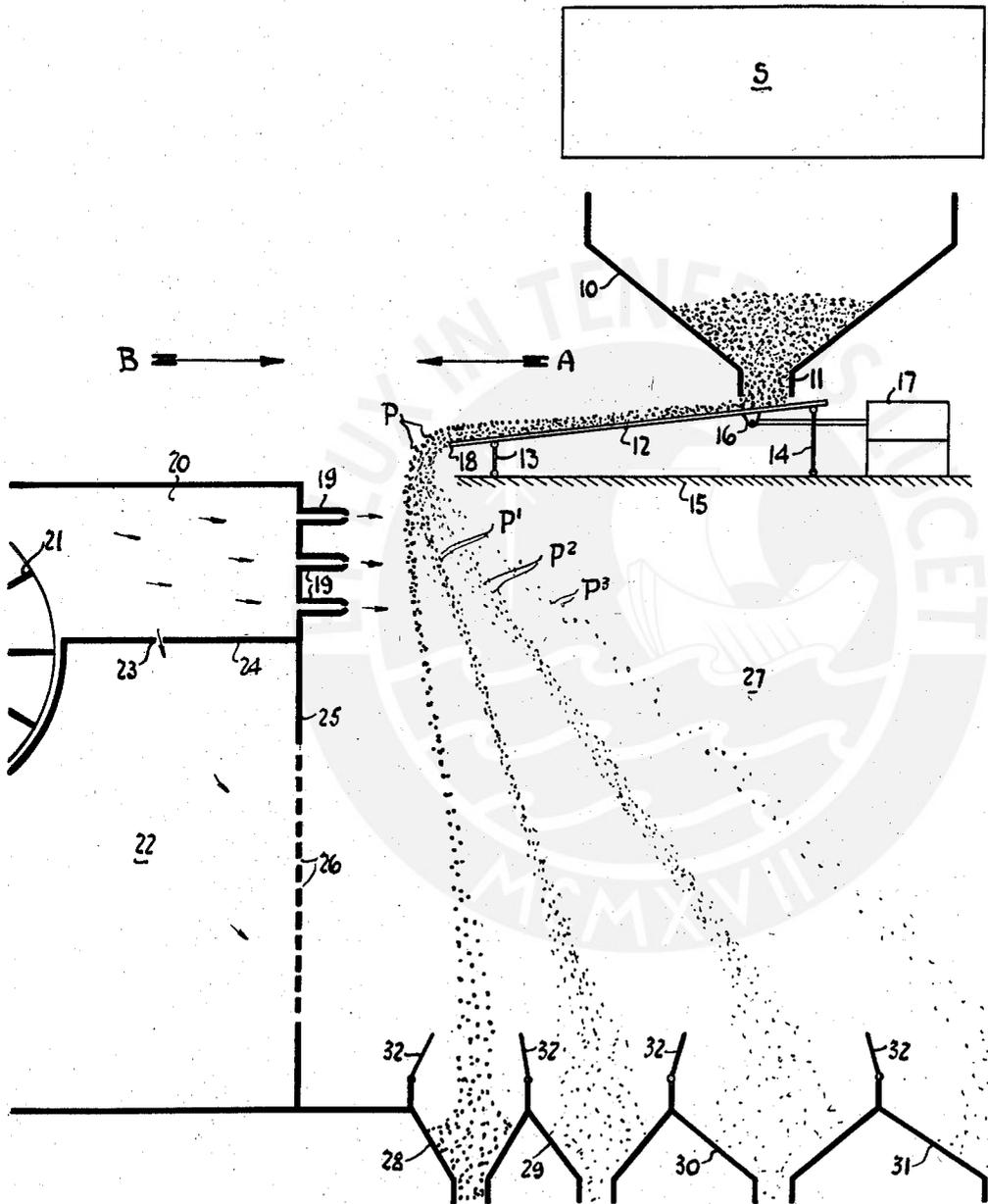
March 25, 1958

K. T. WHITBY

2,828,011

STRATIFIER AND AIR SEPARATOR

Filed March 4, 1953



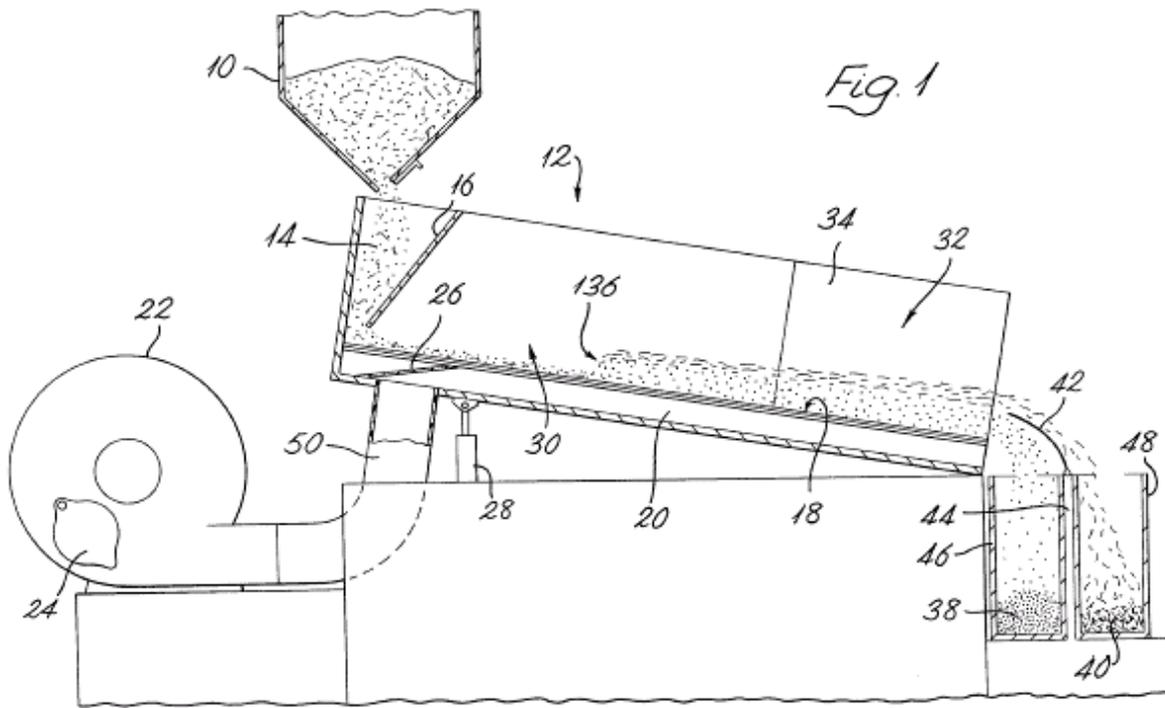
INVENTOR

KENNETH T. WHITBY

BY

ATTORNEYS

ANEXO 4: SEPARADOR DE MATERIAL GRANULAR DE
GILES & CLARKE



MATERIAL DE GRANO GRUESO DE

K. STEIER

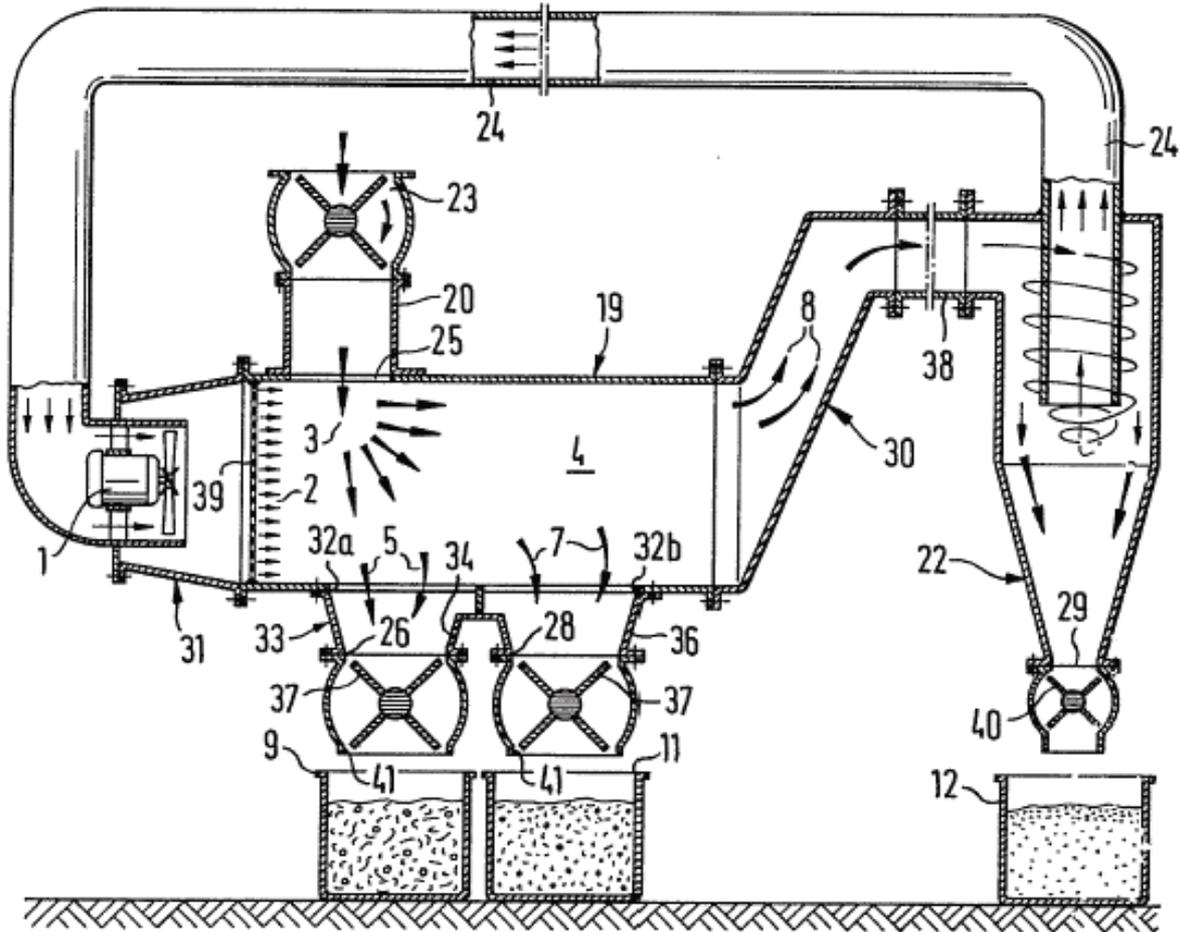


FIG. 2

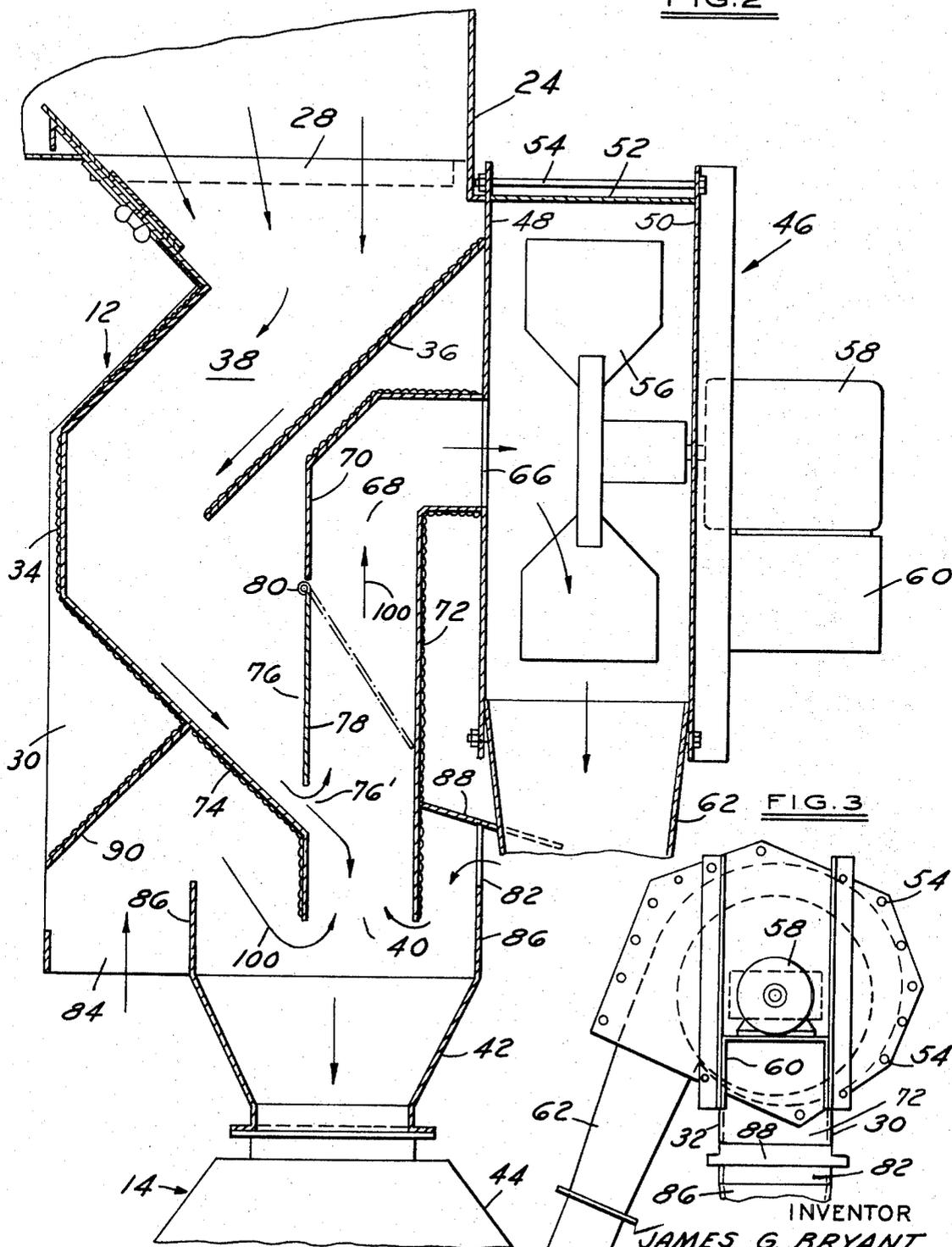
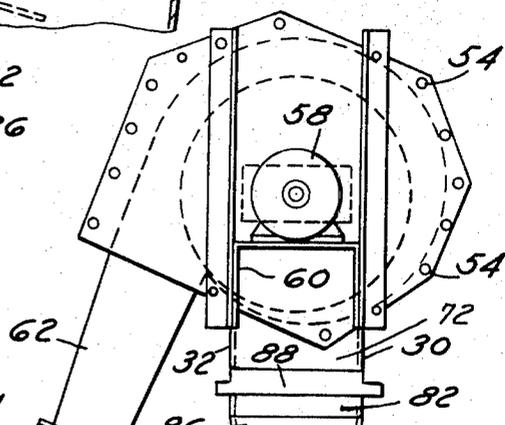
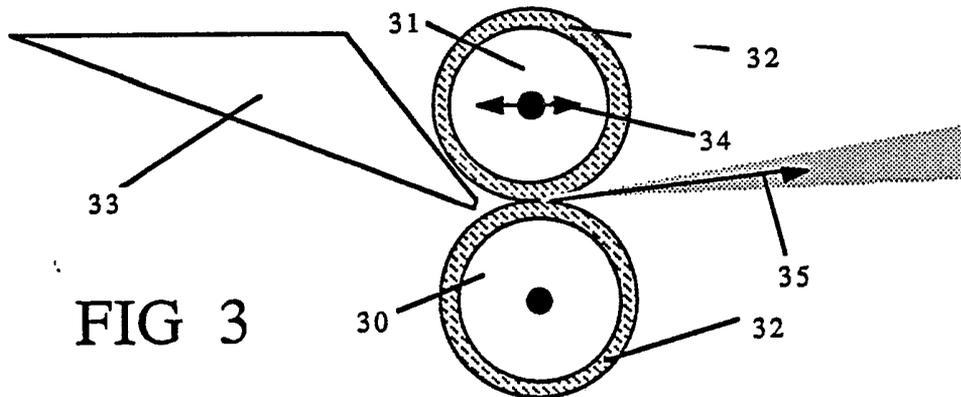
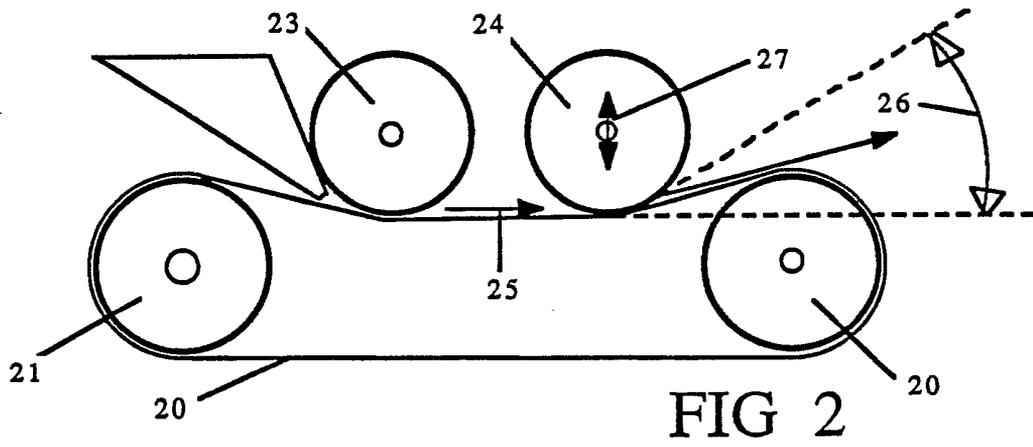
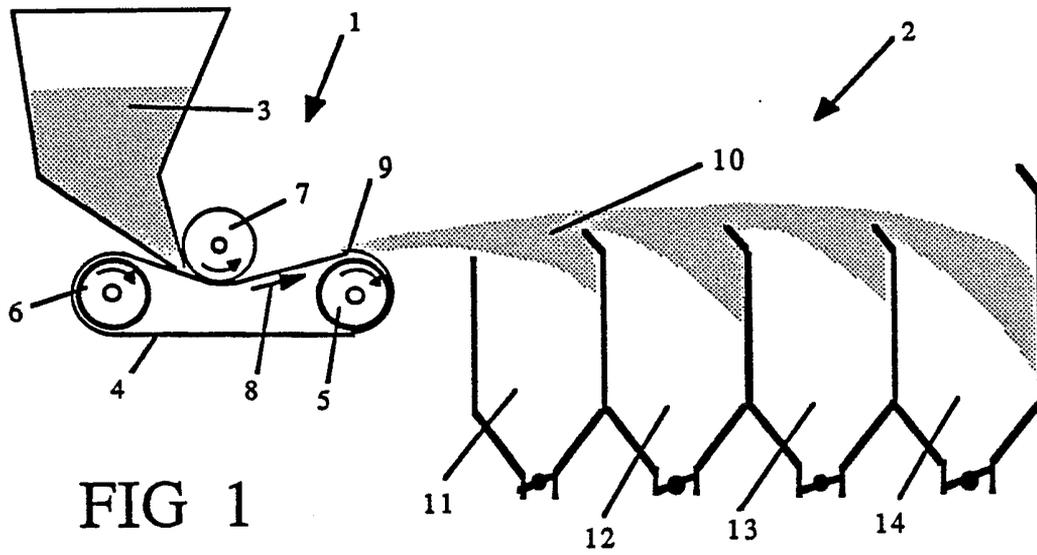


FIG. 3



INVENTOR
JAMES G. BRYANT
BY
Barnes, Kisselle,
Raisch & Choate
ATTORNEYS

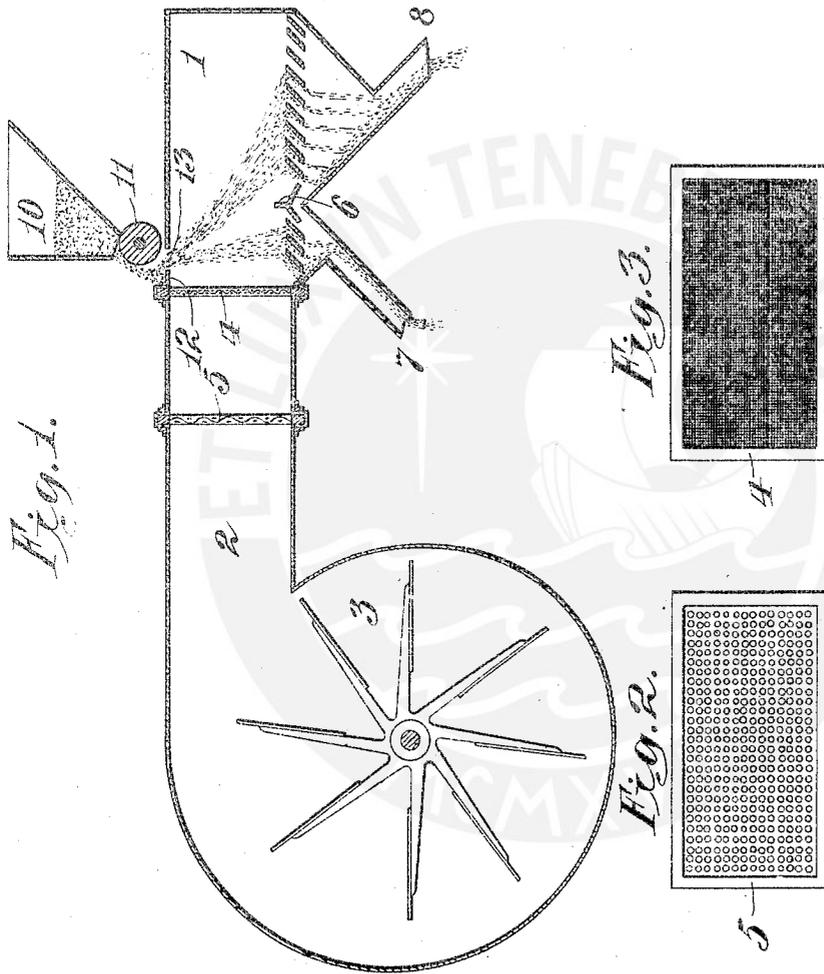


No. 775.985.

PATENTED NOV. 29, 1904.

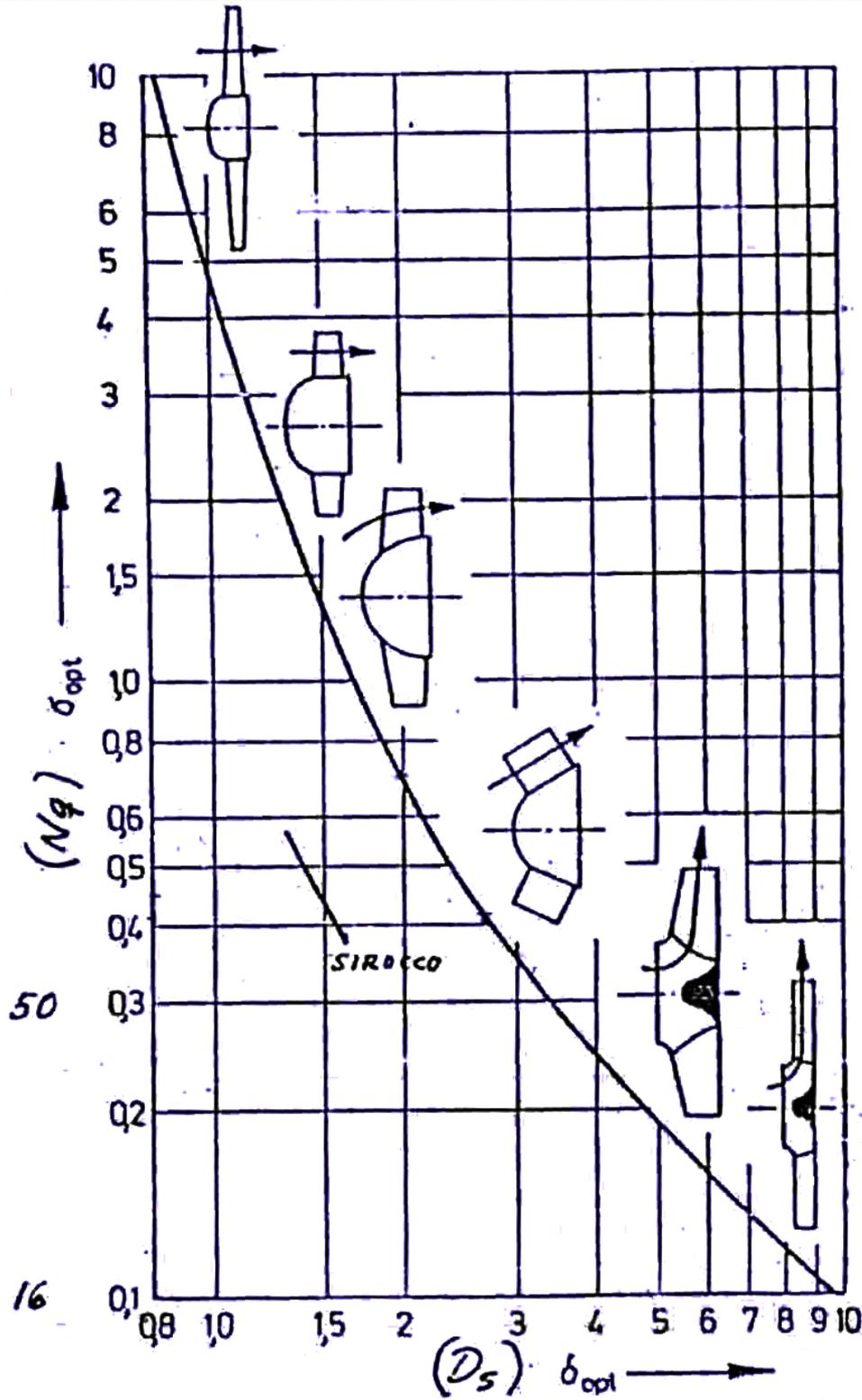
T. A. EDISON.
DRY SEPARATOR.
APPLICATION FILED MAY 4, 1903.

NO MODEL.

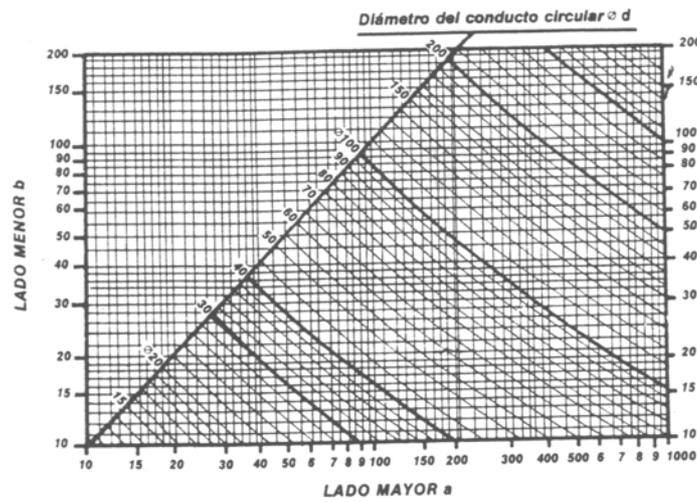


Witnesses
Edgeworth
Belos Holden

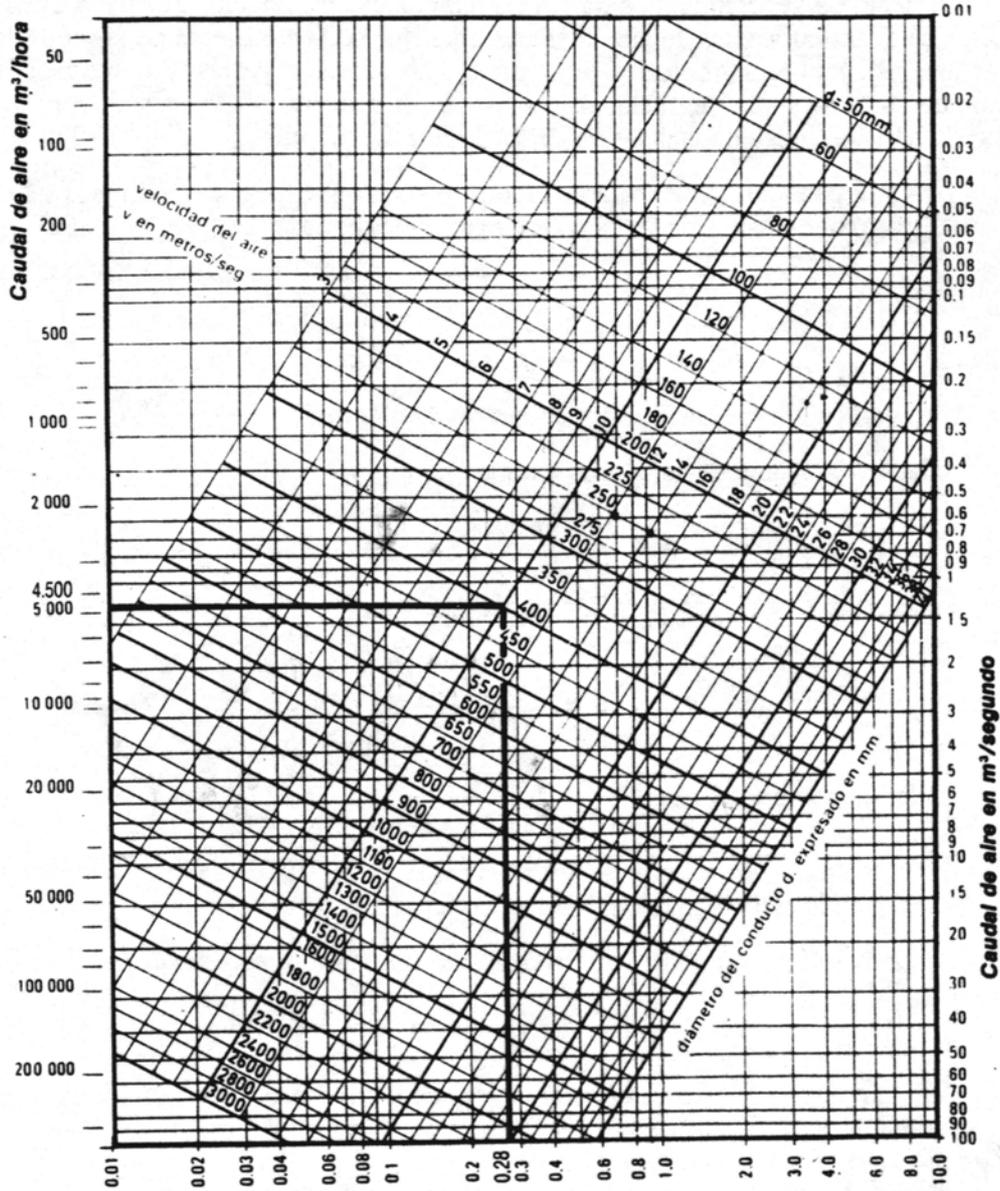
Inventor
Thomas A. Edison
By his Attorney
Frank L. Ryan



ANEXO 10: DIÁMETRO EQUIVALENTE PARA DUCTOS RECTANGULARES. [7]



ANEXO 11: PÉRDIDAS EN TUBERÍAS EN mm/m. [7]



VENTILADOR CENTRÍFUGO - TIPO SIROCCO - DUPLA ASPIRAÇÃO

MODELO DF 1''

Rotor Ø 338 mm - Rotação Máxima 1070 rpm - Área de Descarga: 0,126 m²

m ³ /h	m/s	PRESSÃO ESTATICA (mm.CA)																			
		0		3.17		6.35		9.52		12.70		15.87		19.05		25.40		31.75		38.10	
		rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP	rpm	BHP
1529	3.56	200	0.02	317	0.04	415	0.06	515	0.10	604	0.13	681	0.17	748	0.21	862	0.28	959	0.38	1049	0.47
1748	4.06	229	0.02	334	0.05	422	0.08	506	0.11	595	0.15	674	0.19	745	0.23	863	0.32	964	0.41	1054	0.51
1966	4.57	257	0.03	354	0.06	434	0.09	511	0.13	585	0.16	660	0.21	735	0.25	862	0.34	963	0.45	1056	0.55
2185	5.08	285	0.04	378	0.07	449	0.10	518	0.14	588	0.18	655	0.23	722	0.28	855	0.37	964	0.48	1057	0.59
2404	5.59	313	0.06	400	0.09	466	0.13	530	0.16	594	0.21	656	0.26	720	0.30	839	0.40	970	0.51	1056	0.64
2623	6.10	342	0.07	425	0.11	485	0.15	546	0.19	603	0.23	660	0.28	718	0.33	831	0.44	941	0.56	1050	0.68
2841	6.60	371	0.09	450	0.13	507	0.17	562	0.22	617	0.26	670	0.31	729	0.37	830	0.48	930	0.60	1036	0.72
3058	7.11	400	0.12	475	0.16	530	0.20	578	0.25	632	0.30	682	0.34	730	0.39	831	0.51	927	0.64	1023	0.77
3277	7.62	429	0.14	500	0.19	553	0.24	600	0.28	648	0.33	696	0.38	743	0.43	836	0.56	928	0.68	1020	0.82
3497	8.13	458	0.17	526	0.22	576	0.27	622	0.31	666	0.37	713	0.43	756	0.48	845	0.60	930	0.73	1018	0.88
3691	8.64	574	0.25	573	0.30	627	0.36	669	0.41	709	0.47	746	0.53	786	0.59	865	0.71	941	0.84	1030	0.98
4370	10.16	618	0.30	628	0.30	671	0.45	701	0.51	752	0.58	783	0.64	824	0.71	895	0.84	967	0.98	1037	1.12

MODELO DF 1 1/8'' - Rotor Ø 381 mm - Rotação Máxima 950 rpm - Área de Descarga: 0,177 m²

2193	3.56	168	0.03	269	0.06	352	0.09	437	0.13	517	0.18	584	0.23	640	0.28	740	0.39	827	0.51	903	0.64
2504	4.06	192	0.04	286	0.07	361	0.11	430	0.15	505	0.20	578	0.25	636	0.30	739	0.42	828	0.55	904	0.69
2819	4.57	216	0.05	304	0.09	372	0.13	434	0.17	497	0.22	565	0.28	630	0.34	735	0.46	827	0.59	905	0.72
3131	5.08	240	0.07	322	0.11	386	0.15	444	0.20	498	0.25	556	0.31	615	0.37	730	0.50	822	0.64	904	0.80
3446	5.59	264	0.09	340	0.14	401	0.18	455	0.23	507	0.29	558	0.34	605	0.41	718	0.54	820	0.69	900	0.85
3758	6.10	288	0.12	359	0.17	417	0.21	469	0.27	517	0.33	565	0.39	606	0.46	706	0.59	810	0.74	894	0.91
4071	6.60	312	0.15	379	0.21	435	0.25	483	0.31	528	0.37	575	0.44	616	0.50	702	0.65	787	0.80	888	0.96
4385	7.11	336	0.18	400	0.25	453	0.30	500	0.36	543	0.42	592	0.49	627	0.56	704	0.70	786	0.86	872	1.00
4698	7.62	360	0.24	420	0.30	471	0.35	518	0.41	559	0.47	598	0.54	638	0.62	711	0.77	784	0.93	863	1.11
5010	8.13	383	0.28	440	0.35	490	0.45	535	0.47	575	0.54	614	0.61	650	0.68	723	0.84	788	1.01	860	1.19
5637	9.14	431	0.40	487	0.48	530	0.56	570	0.61	608	0.68	645	0.76	674	0.84	745	1.01	821	1.19	870	1.38
6263	10.16	479	0.55	529	0.63	570	0.72	606	0.79	644	0.86	680	0.94	711	1.03	771	1.20	831	1.40	890	1.60

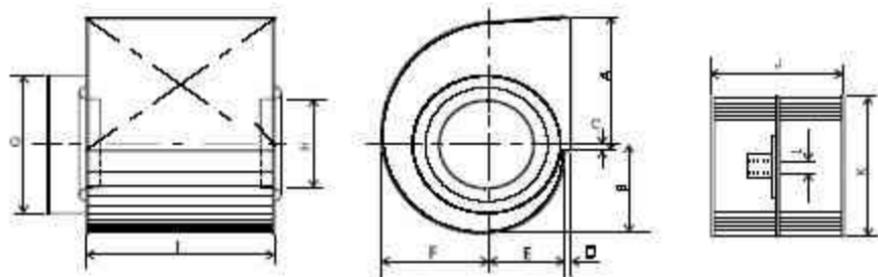
Notas :

01 - As tabelas de seleção dos ventiladores centrifugos são baseadas no ar nas condições normais de operação (21° C ; nível do mar), cuja densidade é 1,2 Kg / m³ (ar padrão).

02 - A potência consumida (CV) não inclui perdas por transmissão.

DIMENSÕES

Modelo DF – Dupla Aspiração



• VISTA FRONTAL E LATERAL DA CARÇAÇA

ROTOR SROCCO

medidas em mm

TIPO	CARÇAÇA									ROTOR			PESO S/ MOTOR (Kg)
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	
DF 3/4	265	186	20	32	160	212	280	210	280	235	264	1"	15
DF 7/8	305	212	20	32	182	242	325	235	360	311	298	1"	20
DF 1	350	248	20	32	210	282	370	290	360	311	338	1"	25
DF 1 1/8	390	273	20	32	233	313	405	315	455	385	381	1 1/2"	30
DF 1 1/4	435	304	25	35	260	348	445	355	455	387	422	1 1/2"	40
DF 1 3/8	475	315	27	40	287	363	495	385	500	429	462	1 1/2"	50
DF 1 1/2	515	344	30	40	290	398	520	420	540	469	505	1 1/2"	65
DF 1 3/4	605	400	38	45	338	462	603	503	620	539	594	1 1/2"	85
DF 2	690	485	45	50	417	553	720	570	710	619	673	2"	100

NOTAS: Os peças indicados não incluem os motores elétricos.
Dimensões sujeitas a alterações sem aviso prévio.

PRESUPUESTO No 6449-04

Lima, 13 de Mayo de 2004

Atención : Sr. Augusto Vidal
E-mail : vidal.ha@pucp.edu.pe
Referencia : Suministro de Ventilador Centrífugo
Forma de pago : 50% de adelanto y saldo contra entrega
Tiempo de Entrega : 05 días

Item	Cant	Und	Descripción	P. U.	Total
1.0	01	U	<p>VENTILADOR CENTRIFUGO</p> <p>Modelo : VSF-13 Caudal : 1,500 m³/h Presión : 5 mm c.a. Rodete : Siroco – Simple entrada Diámetro : Ø 13 ½” Transmisión : Fajas y poleas RPM Eje : 390 RPM Potencia : 0.10 HP Incluye : - Carcaza - Turbina (siroco) - Bastidor - Eje de transmisión - Chumaceras</p> <p>Características : - Carcaza fabricada en plancha fierro LAF de 2.0 mm de espesor, con uniones electrosoldadas. - Turbina fabricada en plancha de fierro LAF, disco y anillo de 2.0 mm y paletas de 0.9 mm. - Bastidor fabricado en perfil angular de Ø 1 ¼” x 1/8”. - Pintado con base anticorrosiva y acabado esmalte.</p>		\$ 315.00
2.0	01	U	<p>TURBINA</p> <p>Tipo : Siroco – Simple entrada Diámetro : Ø 13 ½” Ancho : 6 ¾”</p>		\$ 140.00

Precio en Dólares Americanos y No Incluye el I.G.V. – Garantía 01 Año

Atentamente,

Ing. Manuel Uezu C.