

**UNIVERSIDAD PINAR DEL RÍO
FACULTAD DE GEOLOGÍA Y MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO:

**“PROPUESTA TECNOLÓGICA PARA EL AUMENTO EN UN 25 % DE LA
CAPACIDAD PRODUCTIVA DE LA ARENERA CAMILO CIENFUEGOS”**

AUTORES:

PABLO FERNANDO RUEDA PAREDES

GENDRY DANIEL SOLÍS PASTOR

TUTOR: Ing. RIGOBERTO HERNÁNDEZ RIVERÓN

PINAR DEL RÍO – CUBA

2011

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Declaramos que somos autores del presente Trabajo de Diploma y que autorizamos a la Universidad de Pinar del Río, a hacer uso del mismo, con la finalidad que estime conveniente

Los resultados que se exponen en el presente Trabajo de Diploma, se han alcanzado como consecuencia del trabajo realizado por los autores, asesorado y respaldado por la Universidad de Pinar del Río, por lo tanto los resultados en cuestión son propiedad de los autores y la Universidad respectivamente. Solo ellos podrán hacer uso de los mismos de forma conjunta, y recibir los beneficios que se deriven de su utilización.

Pablo Fernando Rueda Paredes y Gendry Daniel Solís Pastor autorizamos la divulgación del presente trabajo de diploma bajo licencia Creative Commons de tipo **Reconocimiento No Comercial Sin Obra Derivada**, se permite su copia y distribución por cualquier medio siempre que mantenga el reconocimiento de su autor, no haga uso comercial de la obra y no realice ninguna modificación de ella. La licencia completa puede consultarse en: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.5/ar/legalcode>

Autorizamos al Departamento de Mecánica adscrito a la Universidad de Pinar del Río a distribuir el presente trabajo de diploma en formato digital bajo la licencia Creative Commons descrita anteriormente y a conservarlo por tiempo indefinido, según los requerimientos de la institución, en el repositorio de materiales didácticos disponible en: "[<http://mecanica.upr.edu.cu/repositorio/>]" y en el repositorio de tesinas disponible en: <http://revistas.mes.edu.cu>

Pablo Fernando Rueda Paredes

Gendry Daniel Solís Pastor

DEDICATORIA

Este trabajo de diploma va dedicado a:

- A mi madre quien ha sido un pilar fundamental en el transcurso de mi carrera estudiantil que con su apoyo económico sus sabios consejos y valiosos valores morales inculcados en el transcurso de vida he llegado a escalar un sueño anhelado.

- A mis hermanas, sobrinos quienes me han dado un espacio de felicidad en el convivir diario para así seguir avanzando en cumplir una meta.

Fernando Rueda

Este trabajo de diploma va dedicado a:

- A mi madre que ha sabido brindarme su apoyo, constancia y entregarme su amor sin reservas.

- A mi padre por los principios y valores morales inculcados, que fueron punto clave en mi carrera estudiantil.

- A mis amigos que me han entregado todo su afecto incondicional.

Gendry Solis

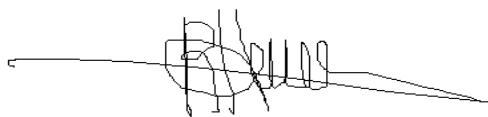
OPINIÓN DEL TUTOR.

El trabajo titulado “**Propuesta Tecnológica para el Aumento en un 25 % de la Capacidad Productiva de la Arenera Camilo Cienfuegos**”, desarrollado por los alumnos diplomantes Pablo Fernando Rueda Paredes y Gendry Daniel Solís Pastor, responde a las normas exigidas para la presentación de trabajos de diploma como ejercicio de culminación de estudios de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

Los aspirantes han realizado un trabajo meritorio, propio del campo de acción del ingeniero que se desempeña en el ámbito productivo, cuyo objetivo fundamental debe ser la evaluación del potencial tecnológico y la mejora constante de este, avanzando hacia los métodos y procesos más actualizados y eficientes. Todo esto está reflejado en el presente proyecto, complementado por el uso de una variada y actualizada bibliografía, así como la asimilación y aplicación de experiencias emitidas por personal técnico muy calificado y competente.

En virtud de la actuación de los alumnos para el logro de los objetivos trazados, así como por la calidad y alcance del trabajo desarrollado, se estima que ambos son merecedores del título correspondiente y se propone, por las razones antes expuestas, la calificación de 5 puntos.

Firma del Tutor: -----



Ing. Rigoberto Hernández Riverón.

PENSAMIENTO

“Ser estudiante es algo más que eso,
es llevar en su frente joven
las preocupaciones del presente
y del futuro de su país”

Sergio Saíz Montes de Oca

PÁGINA DE ACEPTACIÓN

Facultad de Geología-Mecánica

Departamento de Mecánica

Luego de estudiada la exposición de los diplomantes Rueda Paredes Pablo Fernando y Solís Pastor Gendry Daniel así como las opiniones del tutor y el oponente del presente trabajo de diploma, el tribunal emite la calificación de:

_____.

Presidente del Tribunal

Secretario

Vocal

Dado en la Universidad de Pinar del Río "Hermanos Saíz Montes de Oca", a los _____ días del mes de _____ de _____

AGRADECIMIENTOS

A Dios por tenerme con vida, a mi madre Mercedes Paredes por su apoyo incondicional, a mis hermanas.

Al Ingeniero Rigoberto Hernández Riverón quien ha demostrado su apoyo incondicional durante el desarrollo de la tesis.

Al Ingeniero. Juan Barreto Fuentes por la colaboración directa en el desarrollo de la tesis y a cada una de las personas que colaboraron de una u otra forma en el desarrollo investigativo.

Fernando Rueda

A Dios, a mis padres Carmen y Jorge, a mi tutor de tesis el Ing. Rigoberto Hernández Riverón.

Al Ing. Juan Barreto Fuentes por su colaboración directa en el desarrollo de nuestra tesis, y a las personas que colaboraron de una u otra forma en el desarrollo de esta tesis.

Gendry Solis

RESUMEN

Se realiza una propuesta de carácter tecnológico que considera la incorporación a la línea del lavado de arena de un tornillo sin fin que realizará esta operación con mayor calidad que la que se logra en el proceso actual, además, se aumenta la capacidad productiva en un 25 % respecto a la que se alcanza en la línea según las posibilidades tecnológicas determinadas por el proyecto original.

Se proyecta una tolva con una capacidad portante de arena que supera en un 43% la existente actualmente, con el objetivo de garantizar un servicio continuo en la alimentación de arena del tornillo sin fin que permita alcanzar los resultados previstos en este trabajo.

Se incluyen los datos de las características técnicas del tornillo sin fin con vista a la solicitud de ofertas que resulten satisfactorias, sirviendo de referencia el valor utilizado en este trabajo para la determinación de la factibilidad de la propuesta. También se presentan las dimensiones básicas de la tolva a fin de poder realizar su construcción, o su encargo.

ABSTRACT

It is carried out a proposal of technological character that considers the incorporation to the line of the laundry of sand of a screw conveyor which displays this operation with more quality than the one is achieved in the current process, and also, it increases the productive capacity in 25% regarding which is reached in the line according to the technological possibilities determined by the original project.

It is projected a chute with a carrying capacity of sand that overcomes at the moment in 43% the existent one, with the objective of guaranteeing a continuous service in the feeding of sand of the screw conveyor that allows to reach the results foreseen in this work.

The data of the technical characteristics of the screw conveyor are included aiming to the application of offers considered satisfactory, serving as a reference the value used in this work for the determination of the feasibility of the proposal. The basic dimensions of the chute are also presented in order to be able to carry out its construction, or its offering.

TABLA DE CONTENIDO

	Páginas
INTRODUCCIÓN.....	12
DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	15
1. CAPÍTULO I Revisión Bibliográfica.....	16
1.1 Lavadora de arena.....	16
1.1.1 Determinación del Proceso de lavado de Arena.....	16
1.1.2 Diagrama de proceso para una lavadora de arena.....	18
1.2 El consumo de agua en el lavado de áridos.....	19
1.2.1 Necesidades de agua en el lavado.....	20
1.3 Lavado de áridos gruesos.....	21
1.4 Tratamiento de arenas.....	22
1.5 Lavado de arenas.....	23
1.6 Clasificación de arenas.....	23
2 CAPÍTULO II Materiales y Métodos.....	25
2.1 Esquema y flujo tecnológico de la arenera Camilo Cienfuegos.....	25
2.1.1 Proceso Tecnológico. Diagrama de Ruta.....	25
2.1.2 Flujo de equipos. Secuencia.....	26
2.2 Metodología de cálculo de la tolva de descarga.....	27
2.3 Diseño de la tolva.....	27
2.4 Metodología de cálculo.....	29
2.4.1 Mecanismos de tornillo sin fin. Análisis de fuerzas.....	31
2.4.2 Potencia del mecanismo de tornillo sin fin.....	33
2.5 Método de cálculo del tornillo sin fin según se establece en las normas UNE 58-244-88.....	34
2.5.1 Cálculo de transportador sin fin.....	35
3 CAPITULO III Tratamiento de los Resultados.....	37
3.1 Selección del lavador de arena de tornillo sin fin.....	37
3.1.1 Diseño de la tolva.....	37
3.2 Cálculo de transportador sin fin.....	40
3.2.1 Objeto y descripción.....	40
3.2.2 Dimensiones y potencia del transportador.....	40
3.3 Mecanismo de reducción.....	43

3.4	Selección del transportador a utilizar.	43
3.5	Evaluación técnico- económica.	44
3.6	Medio ambiente.	46
	CONCLUSIONES	49
	RECOMENDACIONES	50
	BIBLIOGRAFÍA.....	51
	ANEXOS.....	54

INTRODUCCIÓN

La industria del lavado de arena se caracteriza por su evolución continua. En el transcurso de los años surgen o aparecen numerosas novedades, tanto en tecnologías como en equipos, aumenta la experiencia en explotación de canteras y lavado de arena con una mejor calidad para lo cual se establecen nuevas normativas en cuanto a la eficacia de la producción y calidad de arena dependiendo el método que se utilice.

Todos estos cambios por un lado, logran la optimización de varios de los procesos empleados en las plantas dedicadas al lavado de arena, lo cual al utilizar métodos tecnológicos se disminuyen costos, consumo de energía, se mejorara la operación y el mantenimiento y por otro, hacen que los usos del lavado de arena obtenidos en la producción sirvan con mayor eficiencia en las construcciones ya sea de pequeña o de gran magnitud, para lo cual este producto daría mayor compactación y mayor eficiencia en la mezcla de áridos [1].

La vida media de una planta de lavado de arena se puede estimar de 15 a 20 años, durante este tiempo los cambios en la industria del lavado de arena son numerosos. Además, la experiencia dice que si se construye una industria de lavado de arena, en respuesta a una demanda del producto de arena lavada en un determinado lugar, con el paso del tiempo, la demanda de arena lavada en este mismo lugar aumenta, la mayoría de las veces hasta el punto de que la planta de lavado de arena existente no puede proporcionar el aumento de producción necesario. Cuando se produzca esta situación, la solución sería, en casi todos los casos, la introducción de mejoras tecnológicas que aumenten la capacidad instalada de la planta de producción de lavado de arena. Las plantas de lavado de arena permiten su actualización y rediseño para su ampliación, lo cual logra unos resultados óptimos con un coste mucho menor [2].

El presente trabajo realizado en la planta de procesamiento de arena está vinculado a la búsqueda de cambios tecnológicos que permitirán aumentar la capacidad de procesamiento de mineral en la **Arenera Camilo Cienfuegos**,

que recibe la materia prima del aledaño yacimiento La Tea. Es una planta de tecnología cubana y equipamiento ruso, puesto en marcha en la década del 80 del pasado siglo y rehabilitado sistemáticamente con medios propios de la Empresa.

La planta está ubicada al SW del poblado de San Luis, en el municipio del mismo nombre, de la Provincia Pinar del Río y es operada por la UEB Áridos de la Empresa de Materiales de Construcción de Pinar del Río, con un área de la planta de procesamiento de 2,80 hectáreas, cuyo objetivo es la explotación y el procesamiento de yacimientos de arena [3].

Características de las rocas estériles.

Están compuestas por material arcilloso y suelo en la superficie y aparecen, además, en intercalaciones con la roca útil.

Peso Volumétrico en el Macizo: 1.62 t/m³

Peso Volumétrico suelto: 1.39 t/m³

Coefficiente de esponjamiento: 1.14

Peso relativo de los sólidos: 2.64

Índice Plástico (Promedio): 9 %

Capacidad anual de procesamiento de la planta.

La planta procesadora es de tecnología cubana, con capacidad de 4 t/h, y un Plan de Producción de 6 000 toneladas de mineral anualmente para lo cual se le suministran 4 316.5 m³ de materia prima del yacimiento para obtener los siguientes productos:

Nº	Producto terminado	t/h	m³/h
1	Arena Sílice Blanca	3.64	5.06
2	Estéril	0.36	0.50
	Total	4.00	5.56

En virtud de todos los problemas que se generan motivados por la insuficiencia del nivel productivo de las instalaciones de lavado de arena para dar respuesta a la demanda del sector de la construcción y teniendo en cuenta las características reflejadas anteriormente, en este trabajo se desarrolla una **“Propuesta tecnológica para el aumento en un 25% de la capacidad productiva de la arenera Camilo Cienfuegos”**[4].

DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

Problema:

En la arenera Camilo Cienfuegos no se garantiza una capacidad de producción satisfactoria a los intereses de la empresa, acorde con las necesidades del sector de la construcción en el territorio y se hace necesaria la búsqueda de alternativas que lo propicien.

Hipótesis:

Si se realiza una transformación tecnológica en la línea de lavado de arena a partir de la introducción de un tornillo sin fin y del rediseño de la tolva entonces se alcanzará un aumento en un 25% de la capacidad de producción en la arenera Camilo Cienfuegos.

Objeto:

Línea de producción de la arenera “Camilo Cienfuegos” de la Empresa de Materiales de la Construcción N° 7 de Pinar del Rio.

Objetivo:

Proponer una transformación tecnológica en la línea de lavado de arena que permita un aumento en un 25% de la capacidad de producción a partir de la introducción de un tornillo sin fin y del rediseño de la tolva.

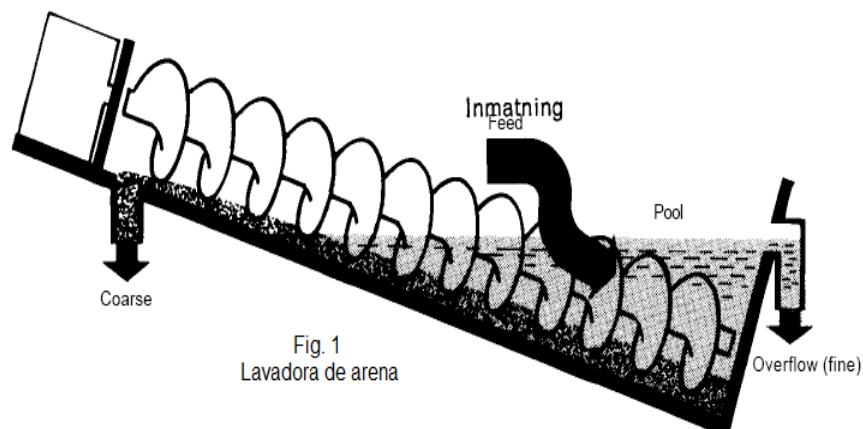
Objetivos Específicos:

1. Realizar el rediseño de las tolvas para garantizar el incremento en la línea de producción.
2. Analizar el tipo de tornillo sin fin necesario para garantizar el incremento planificado en el proceso de lavado de arena.

1. CAPÍTULO I Revisión Bibliográfica.

1.1 Lavadora de arena.

Es un equipo que es usado principalmente para la separación de áridos en el lavado de arena como se muestra en la figura.1, trabajo de construcción in-situ para consolidar diques y sistemas completos de lavado, mientras se clasifica y seca varios tamaños de arena. La arena es llevada desde una arena "cruda" hasta una arena de alta calidad y rendimiento, con una pérdida insignificante de producto. Capacidad de separar incluso a materiales pesados y con alta arcilla; bajo desgaste por abrasión y poco mantenimiento; se ajusta fácilmente para adecuarse a diferentes materiales y proporciones de alimentación. Cada modelo está especificado para una gama amplia de trabajos de acuerdo a las necesidades de los clientes [5].



1.1.1 Determinación del Proceso de lavado de Arena.

El proceso del lavado de arena comienza con la extracción de la arena en la cantera misma, existen varios puntos de extracción en las zonas, ubicándose los mismos a una distancia entre 1.500 a 3.000 metros del sector donde se ha definido la ubicación de la planta de lavado de arena. Se ha determinado el uso de un tractor para el movimiento de tierras, así como una retroexcavadora o una cargadora frontal para poder cargar las volquetas que efectúen el transporte del material.

La velocidad mínima a la que deben de ir las volquetas es de 40 km/h. Esta velocidad está en función de la calidad de los caminos, ya que cuando comienzan a erosionar debido a las lluvias, los choferes de los camiones tienen que disminuir considerablemente la velocidad de sus vehículos para no dañarlos.

Los vehículos que transportan el material llegan al terraplén y en este sitio lo descargan dentro de una tolva, dando inicio al proceso de lavado de arena en la planta.

En este sitio se efectúa una primera selección del tamaño del material a procesar al pasarlo a través de unas rejas estáticas dejando pasar material de tamaño máximo de 4". El producto grueso es descargado hasta el patio de almacenamiento para venderlo posteriormente.

Este producto previamente seleccionado es conducido hacia la zaranda en donde se va a clasificar el material en tamaño menor a 3/8". Con esta granulometría se va a trabajar en el resto del proceso, siendo el material grueso transportado al patio de descarga para su posterior venta.

La arena con la granulometría adecuada tiene que ser separada nuevamente debido a motivos de productividad de la lavadora, ésta tiene una productividad menor a la de la zaranda, y por ende tiene que entrar en el proceso de lavado solamente el volumen para la cual la lavadora tiene capacidad de trabajo. El resto de la arena se la transporta al patio de carga donde se va a proceder a la posterior venta como arena de menor calidad que la arena lavada.

El siguiente paso del proceso es el de lavado en sí, el material es conducido hacia la lavadora a través de un transportador de bandas, a la salida de la lavadora existe otro transportador de bandas que va a llevar el producto hasta el patio de carga para su posterior venta. La capacidad de producción de la lavadora es de 4 t/h. El principio de funcionamiento de la lavadora consiste en llenar una piscina que existe dentro de la lavadora con agua, y simultáneamente bombear continuamente agua desde la parte inferior de la piscina mientras se efectúa la descarga de la arena sin lavar en la parte

superior de la piscina, de tal manera que las partículas gruesas de la arena se vayan depositando en el fondo de la piscina mientras que las partículas más pequeñas van siendo arrastradas por el agua y desalojadas de la piscina por medio de rebose. Las partículas gruesas que se depositan en el fondo son arrastradas posteriormente por un tornillo sin fin y elevadas a un ángulo de 15° para que se produzca el desagüe de la arena como se muestra en la figura 2 [6].

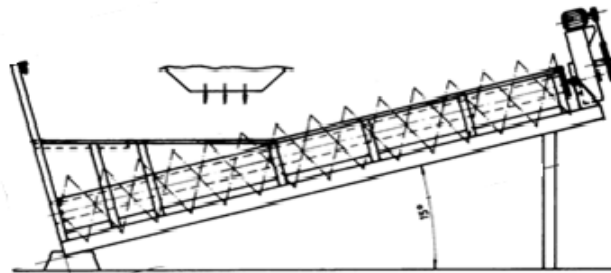


Fig. 2
Desagüe de la arena

1.1.2 Diagrama de proceso para una lavadora de arena.

El proceso descrito anteriormente queda expresado en el diagrama de la figura 3 [7].

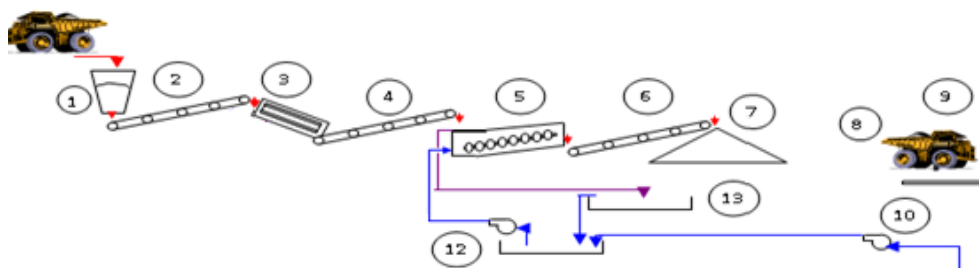


Fig. 3
Diagrama de proceso

Código	Sector
1	Tolva
2	Banda transportadora
3	Zaranda
4	Banda transportadora
5	Lavadora
6	Banda transportadora
7	Arena lavada
8	Despacho
9	Balanza
10	Bombeo agua de río
11	Piscina de Almacenamiento
12	Bombeo de Piscina
13	Piscina de decantación

1.2 El consumo de agua en el lavado de áridos.

La búsqueda de soluciones a cualquier problema pasa en primer lugar por el estudio previo de las causas que originaron el mismo, pues en innumerables ocasiones en lugar de "inventar" soluciones a problemas existentes, bastaría con eliminar o modificar las causas que los crearon, eliminando o minimizando el problema y simplificando la solución requerida. En las plantas de lavado de áridos el principal problema lo crean los efluentes generados en el propio proceso de lavado, y es ahí en el origen donde debería actuarse, estudiando la cantidad de agua mínima que hay que

emplear para conseguir el efecto de lavado buscado, sin olvidar que dadas las cada vez más estrictas normas medio-ambientales, resultará necesario controlar o preferiblemente eliminar los vertidos [8].

1.2.1 Necesidades de agua en el lavado.

Es importante mencionar que lejos de los condicionantes de los diferentes equipos, la demanda total de agua en el lavado debe venir impuesta únicamente por la propia operación de lavado, es decir por la cantidad de materia sólida a eliminar (finos, arcillas, materia orgánica, etc.); esta variable y no otra es la que debe fijar la demanda de agua. Podría ponerse el símil de disolver azúcar o sal en agua, donde si el volumen de agua es insuficiente se satura la solución, y no se puede disolver toda la masa de azúcar o sal.

De igual modo el agua aportada en todo el proceso de lavado debe ser suficiente para “disolver” los sólidos sin que se produzca la saturación, de este modo al eliminar posteriormente el agua se eliminan los sólidos en suspensión [9].

Este principio tan simple es por desgracia poco considerado por los diseñadores de plantas, que buscando reducir el tamaño de los equipos (proporcional a los caudales de agua en circulación) escatiman el líquido elemento, dando lugar a procesos de lavados ineficaces. Hoy en día en que la mayoría de las plantas están dotadas de una etapa de clarificación de efluentes, esto carece de todo sentido reduciéndose el lavado [10].

El gasto de agua va a venir fijado únicamente por la humedad de los productos acabados, que es en definitiva el agua que se pierde. En general en una planta de producción de áridos el mayor volumen de producto suele ser la arena, de ahí la importancia en disponer de etapas de escurrido. Lo mismo podría decirse del lodo evacuado finalmente bien como lodo espesado a la salida del clarificador, o bien como producto filtrado fácilmente manejable con una mínima humedad.

El consumo de agua depende igualmente del tipo de equipo empleado, por lo cual vamos a tratar separadamente los diferentes procesos de lavado.

Existen dos etapas de lavado bien diferenciadas: la del árido grueso, y la más compleja de lavado de arenas, que denominaremos globalmente “tratamiento de arenas”, en la cual podría incluirse la clasificación hidráulica, la recuperación de arenas finas y el escurrido [11].

1.3 Lavado de áridos gruesos.

Dos son los equipos empleados para lavar el árido grueso: los cilindros lavadores y los lavadores de paletas.

Podrían considerarse a los cilindros como lavadores primarios pues en general se emplean para tratar el todo y en raras ocasiones tratan fracciones específicas de árido grueso, los lavadores de paletas que principalmente son empleados para lavado de fracciones, o bien para todo-uno del que previamente han sido eliminadas la fracción gruesa >80 mm y la fracción fina <4 mm, por lo que se considera a este equipo como un lavador secundario.

Si bien puede haber diferencias entre estos dos equipos en cuanto a su aplicación concreta, no existen tantas en lo referente a la demanda de agua necesaria para su correcto funcionamiento. El agua requerida por tonelada de sólidos a tratar, viene fijada por las características operativas y de diseño de los propios equipos y oscila entre 1,0 m³ y 1,5 m³ para los cilindros lavadores tratando todo uno con arenas, y 0,5 m³ y 1,0 m³ para los lavadores de paletas, a fin de operar en el interior de los equipos a una concentración de sólidos del orden de 40-55 % en peso .

En caso de materiales con bajo nivel de suciedad, el lavado puede consistir simplemente en un riego de agua sobre las cribas de clasificación. El volumen de agua a aportar dependerá de la naturaleza y calidad del producto, oscilando entre 0,7 m³ y 2,4 m³ por tonelada a tratar. Eventualmente y previa a la etapa de cribado puede instalarse una rampa de lavado para pre-humectar el material, de modo que el riego resulte más efectivo. Debe resaltarse el elevado consumo de agua en esta operación debida a la baja eficacia de este sistema de lavado [12].

Una condicionante adicional sería el porcentaje de arena existente en el material a lavar pues debe pensarse que la etapa de lavado de arenas posterior tendrá una demanda específica de agua proporcional a la masa a tratar, por lo que el aporte en esta etapa debe establecerse considerando también el porcentaje de arena existente.

Teniendo esto en cuenta, sería conveniente introducir la mayor cantidad de agua posible en esta primera etapa de lavado de gruesos, llegando hasta el límite admitido por los equipos de lavado de gruesos, pues tampoco es beneficioso operar a bajas concentraciones de sólidos, pues disminuyen los efectos de fricción necesarios para un lavado enérgico [13].

A efectos del gasto de agua deberá considerarse que la humedad residual en el árido grueso, independientemente del equipo empleado en el lavado, puede estimarse el orden del 5% al 10%, es decir una concentración de sólidos de 2.300 g/l a 2.000 g/l. Para estimaciones una buena pauta es considerar humedades del 10%, recogiendo así pérdidas en canaletas, salpicaduras en los riegos, etc. [14].

1.4 Tratamiento de arenas.

Dentro de los áridos es quizás el árido fino o arena el más importante por ser el que mayor volumen ocupa tanto en hormigones hidráulicos, como en mezclas asfálticas y prefabricados de todo tipo, siendo además su rango granulométrico el más amplio.

Por este motivo las arenas requieren ser procesadas con cuidado, precisándose en ocasiones, especialmente cuando van a ser empleadas en la fabricación de hormigones de alta resistencia o responsabilidad, una clasificación interna en al menos dos fracciones para ajustar su uso granulométrico a las necesidades de la aplicación. Esta clasificación fina, demanda una gran cantidad de agua y por tanto ello debe ser motivo de estudio detallado al momento del diseño de la lavadora [15].

1.5 Lavado de arenas.

Varios son los equipos empleados en el lavado de arenas como: Tornillos, Norias, (híbridos noria-tornillo). Pero en nuestro diseño es el lavado por el método de un tornillo sin fin, ver Fig. 2, por lo que sólo vamos a hacer referencia al de tipo tornillo. La demanda específica de agua en este equipo varía en función de la granulometría de la arena, contenido de finos, y del grado de lavado deseado, oscilando entre $1,5 \text{ m}^3$ y $3,5 \text{ m}^3$ por tonelada de arena a tratar [16].

Conviene resaltar que eventualmente la lavadora de tornillo sin fin puede trabajar con altas concentraciones de sólidos, es decir con bajas relaciones agua / sólido, si bien la operación de separación propiamente dicha se lleva a cabo con concentraciones de sólidos menores, debido a la recirculación interna de aguas de rebose, lo que por otro lado mejora el lavado [17].

1.6 Clasificación de arenas.

Si además del lavado se requiere una clasificación de las arenas, deberá contarse con una importante aportación extra de agua, lo que condicionará las etapas posteriores de lavado y escurrido de las fracciones finas generadas en la separación. El estudio de posibles recirculaciones internas se hace imprescindible si se pretende un empleo económico y eficaz del agua.

La clasificación de arenas en vía húmeda vamos a realizar con el equipo: Criba especial. El principio de clasificación de las cribas es por tamaño.

Las cribas más empleadas son de tipo estático bien con perfil lineal o curvo, cribas vibrantes horizontales con vibración lineal de alta frecuencia, y cribas centrífugas [18] ver fig. 4.



Fig. 4
Tipos de cribas

Queda fuera de esta exposición entrar en mayores profundidades y basta decir, en lo que afecta al agua necesaria, las Cribas deben operar a concentraciones de sólidos entre 10 % y 25 % de sólidos en peso (100-300g/l), dependiendo del tamaño de separación 0,5 mm - 2,0 mm, lo que representa un gasto de agua que oscila entre 1 m³ y 3 m³ por tonelada de arena a clasificar [19].

2 CAPÍTULO II Materiales y Métodos.

2.1 Esquema y flujo tecnológico de la arenera Camilo Cienfuegos.

2.1.1 Proceso Tecnológico. Diagrama de Ruta.

Etapa No 1. Recepción y Dosificación de la Materia Prima.

- Almacenamiento temporal. Para el abasto de materia prima, en tolva alimentadora.
- Dosificación. En alimentador recíprocante, donde la materia prima suministrada es dosificada.
- Transporte. En transportador de banda, que traslada la materia prima dosificada a otros puntos del flujo.

Operaciones.

- a-.Recepción de la materia prima en la tolva alimentadora 1.
- b- Dosificación. En alimentador recíprocante 2.
- c- Transporte. En transportador de banda 3.

Etapa No 2. Secado de la arena sílice.

- Secado de la materia prima. En tambor secador.4. que realiza un movimiento de rotación y alcanza una temperatura en su interior entre 150 y 750 °C, activada por un quemador, bomba de petróleo y extractor. El tambor giratorio tiene un ángulo de inclinación de 10 °, lo que facilita el secado y transporte de la materia prima hasta el tornillo sinfín.
- Homogenización de la materia prima mediante tornillos sinfín 5, los cuales, mediante un movimiento giratorio, elevan la materia prima hasta el transportador No 2.
- Transporte. En transportador de banda No 2.

Operaciones.

- a-. Secado. En tambor secador giratorio.
- b- Homogenización de la materia prima. Transporte. Tornillos Sin fin.
- c- Transporte. En transportador de banda. No 2.

Etapa No 3. Clasificación y almacenamiento temporal.

- Clasificación final. En criba o zaranda CMD 104.7.
- Almacenamiento temporal. En tolva receptora de 16 m³ de capacidad.

Etapa No 4. Clasificación de conformidad.

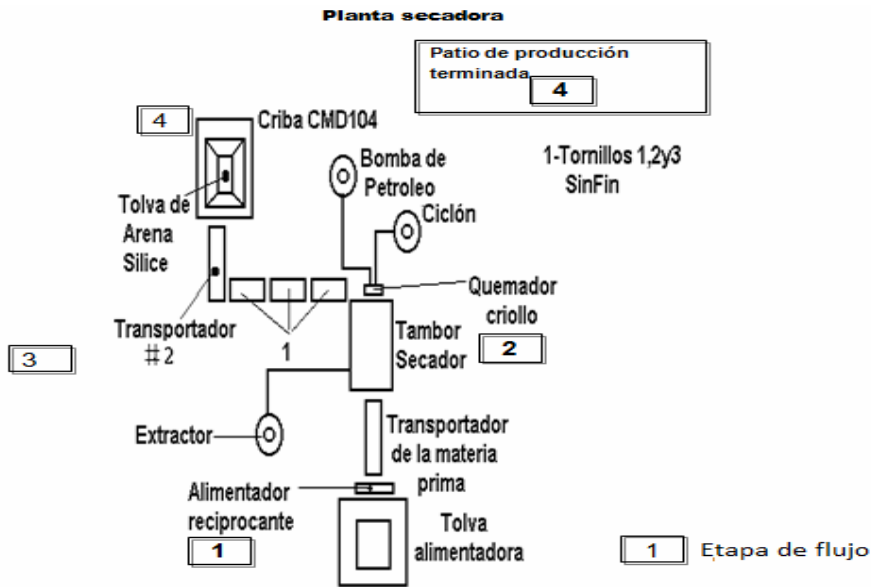
- Muestreo.
- Ensayos de laboratorio.
- Declaración de conformidad.
- **Parámetros que inciden en el proceso.**

Parámetro	Entrada	Salida
Granulometría	5-0 mm	1.2-0.15 mm
Humedad	3 %	0 %
Temperatura media	550 °C	en el Tambor secador.
Conc. Polvo en Gases	1 %	en el sistema de captación.

2.1.2 Flujo de equipos. Secuencia.

- 1- Tolva alimentadora.
- 2- Alimentador reciprocante.
- 3- Transportador No 1.
- 4- Tambor secador.
 - a-Extractor.
 - b-Bomba de petróleo.
 - c-Ciclón.
 - d-Quemador criollo.
- 5- Tornillos sinfín. 1,2 y 3.
- 6- Transportador No 2.
- 7- Criba o Zaranda CMD 104.
- 8- Tolva de recepción.

El esquema tecnológico se muestra en la fig. 5.



2.2 Metodología de cálculo de la tolva de descarga

La tolva de descarga es el punto donde se inicia en sí el proceso del lavado de arena, ya que es el elemento mecánico que recibe la materia prima, es decir la arena proveniente de la cantera, y desde donde se va a comenzar a dosificar la alimentación de la arena al transportador que carga a la zaranda. El volumen de la tolva debe ser de por lo menos el doble de la capacidad de los camiones que la alimentan, ya que si se diseña con el volumen exacto que cada camión descarga por viaje puede presentarse algún inconveniente con el camión y de esta manera se tendría de un volumen extra que permitiría que no se pare el proceso mientras se resuelve el problema del camión.

Se escoge la tolva para un volumen que represente alrededor del 100% más del volumen de carga de los camiones a utilizarse. Esto implica que el volumen extra que se dispone permite que el proceso continúe por lo menos durante un tiempo razonable hasta que se le añada otra descarga.

2.3 Diseño de la tolva

La estructura deberá hacerse robusta, permitiendo soportar severas condiciones de trabajo durante largos períodos, con necesidad de mantenimiento mínima.

Según la función del ángulo interno y el ángulo de fricción, obtenemos el ancho del silo.

Con estos datos obtenemos el valor de la Constante de Janssen K para los silos

$$K = ((1 - \text{sen } \phi) / (1 + \text{sen } \phi)) \text{tg } \phi_0$$

Con la constante de Janssen se determina el esfuerzo máximo vertical σ_y max del silo, donde m es 2 para silo cuadrado ver fig. 6

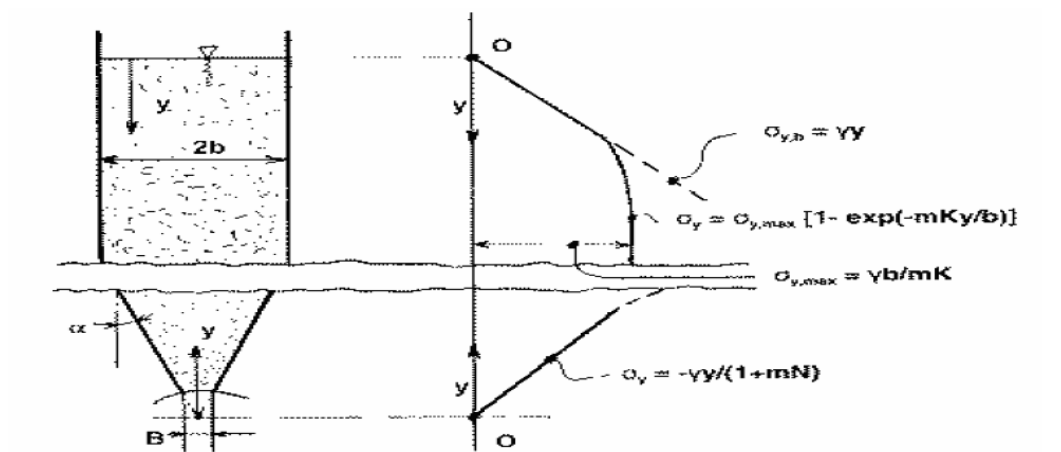


Fig. 6
Esfuerzo máximo vertical en silo

$$\sigma_{y,max} = ((\rho_B) (g) (b)) / (m) (k)$$

El esfuerzo normal del silo está determinada por:

$$\sigma_n = (\sigma_{y,max} \times K \times \text{cotg } \phi_w)$$

El esfuerzo de la presión hidrostática $\sigma_{y,h}$ está determinada por:

$$\sigma_{y,h} = (\rho_B \times g \times y)$$

Para la construcción del silo y la tolva suele utilizarse acero estructural A-36 que cumple con las condiciones necesarias para soportar la carga del material dentro de la tolva [20].

2.4 Metodología de cálculo.

Mecanismos de tornillo sin fin. Consideraciones cinemáticas.

La figura 7 muestra un tornillo sin fin y sus elementos. El tornillo sin fin, a veces llamado simplemente sinfín, se distingue por la figura que tiene. Un gusano de un diente se asemejaría mucho a un hilo de rosca tipo acmé.

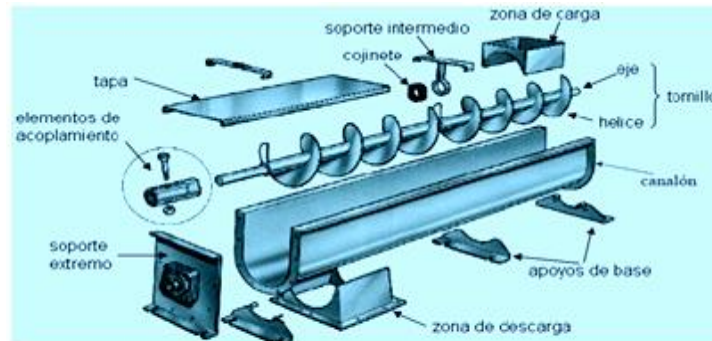


Fig. 7

Tornillo sin fin y sus elementos

En la figura 7 se ilustran los nombres que se dan a las partes de mecanismos de 'tornillo sin fin. Los elementos tienen el mismo sesgo de hélice que los engranes helicoidales cruzados, pero los ángulos de hélice suelen ser completamente diferentes. Generalmente, el ángulo de hélice del tornillo es bastante grande y el de la rueda muy pequeño. Debido a esto, es usual especificar el ángulo de avance λ para el gusano y el ángulo de hélice ψ_G para el engrane; los dos ángulos son iguales cuando se tiene un ángulo de 90° entre los ejes. El ángulo de avance del tornillo es el complemento de su ángulo de hélice.

Al especificar el paso en mecanismos de tornillo sin fin se acostumbra a enunciar el paso axial P_x del tornillo y el paso circular transversal P_t (a veces llamado simplemente paso circular) del engrane conectado. Estos pasos son iguales cuando el ángulo entre ejes es de 90° . El diámetro de paso del engrane es el diámetro medido sobre un plano que contiene al eje del gusano, es el mismo que para los engranes rectos y se determina como:

$$d_G = \frac{N_G P_t}{\pi}$$

Puesto que no hay relación con el número de dientes, el tornillo sin fin puede tener cualquier diámetro de paso; sin embargo, éste debe ser igual al del paso del cortador utilizado para formar los dientes del engrane del gusano.

Por lo general hay que seleccionar el diámetro de paso del sin fin de modo que quede dentro del intervalo:

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7}$$

Donde **C** es la distancia entre centros. Estas proporciones dan como resultado la capacidad óptima de potencia del mecanismo.

El avance **L** y el ángulo de avance λ del sin fin tienen las siguientes relaciones:

$$L = P_x N_w$$

$$\text{Tan}\lambda = \frac{L}{\pi d_w}$$

Las formas de dientes para los mecanismos de gusano no han sido ampliamente estandarizadas, quizás porque se empleen cada vez menos y no ha sido muy necesario. Los ángulos de presión empleados dependen de los ángulos de avance, y deben ser lo suficientemente grandes para evitar el rebaje por corte de los dientes del engrane en el lado que se termina el contacto. Una altura de dientes satisfactoria, que guarde la proporción correcta con el ángulo de avance, puede obtenerse dando a la altura un valor en proporción al del paso circular axial, resume lo que se consideraría buena práctica para valores de ángulos de presión y de altura de dientes.

El ancho de cara de la rueda del sinfín debe ser igual a la longitud de una tangente a la circunferencia de paso del sinfín entre sus puntos de intersección con la circunferencia de addendum.

2.4.1 Mecanismos de tornillo sin fin. Análisis de fuerzas.

Si se desprecia la fricción, entonces la única fuerza ejercida por el engrane sería **W** que tiene tres componentes ortogonales: **W_x**, **W_y** y **W_z**. Por la configuración geométrica de la figura se aprecia que:

$$W_x = w \cos \phi_n \operatorname{sen} \lambda$$

$$W_y = w \operatorname{sen} \phi_n$$

$$W_z = w \cos \phi_n \operatorname{cos} \lambda$$

Ahora se utilizarán los subíndices **W** y **G** para indicar las fuerzas que actúan contra el gusano y el engrane, respectivamente. Que **W_y** es la fuerza radial o de separación para el gusano y la rueda. La fuerza tangencial que actúa sobre el tornillo sin fin **W_x** y sobre el engrane es **W_x**, suponiendo que el ángulo entre ejes es de 90°, la fuerza axial sobre el sinfín es **W_z**. Puesto que las fuerzas en el engrane son opuestas a las que actúan en el tornillo, estas relaciones se resumen como sigue:

$$W_{wt} = -W_{Ga} = W_x$$

$$W_{wr} = -W_{Gr} = W_y$$

$$W_{wa} = -W_{Gt} = W_z$$

Al utilizar las ecuaciones anteriores es útil observar que el eje del engrane es paralelo a la dirección **x**, que el eje del sinfín es paralelo a la dirección **z** y se ha empleado un sistema derecho de coordenadas.

En el estudio de engranes de dientes rectos se vio que el movimiento de un diente relativo al del diente conjugado es principalmente un rodamiento; de hecho, cuando el contacto ocurre en el punto de paso, el movimiento es una rodadura simple. En contraste, el movimiento relativo entre los dientes de gusano y rueda es un deslizamiento puro y, así, es de esperar que la fricción tenga un papel importante en el funcionamiento de un mecanismo de sinfín. Introduciendo el factor de fricción μ se obtiene otro conjunto de relaciones similares a las de las ecuaciones anteriores. La fuerza **W**, normal al perfil del diente del sinfín, produce una fuerza de fricción **W_f = μ W**, que tiene una componente $\mu W \operatorname{cos} \lambda$ en la dirección negativa de **x**, y otra componente $\mu W \operatorname{sen} \lambda$ en la dirección positiva de **z**. Por lo tanto las ecuaciones anteriormente mencionadas se convierten en:

$$W_x = W(\cos\phi_n \operatorname{sen}\lambda + \mu\cos\lambda)$$

$$W_y = \operatorname{sen}\phi_n$$

$$W_x = W(\cos\phi_n \cos\lambda - \mu\operatorname{sen}\lambda)$$

Desde luego las primeras ecuaciones siguen siendo válidas.

De sustituir las ecuaciones y multiplicar por μ , se halla que la fuerza de rozamiento o fricción es:

$$W_f = \mu W = \frac{\mu W_{Gt}}{\mu\operatorname{sen}\lambda - \cos\phi_n \cos\lambda}$$

Hay otra relación útil que puede emplearse y relaciona las fuerzas tangenciales:

$$W_{wt} = W_{Gt} = \frac{\cos\phi_n \operatorname{sen}\lambda + \mu \cos\lambda}{\mu\operatorname{sen}\lambda - \cos\phi_n \cos\lambda}$$

La eficiencia η puede definirse por la ecuación:

$$\eta = \frac{w_{wt} \text{ (sin fricción)}}{w_{wt} \text{ (con fricción)}} = \frac{\cos\phi_n - \mu \tan\lambda}{\cos\phi_n + \mu\cos\lambda}$$

Si se selecciona un valor típico del coeficiente de fricción, por ejemplo, $\mu=0.5$, y los ángulos de presión, se usará la ecuación de la eficiencia para obtener información útil del diseño.

Muchos experimentos han demostrado que el coeficiente de fricción depende de la velocidad relativa o deslizante \mathbf{VG} es la velocidad en la línea de paso del engrane y \mathbf{VW} , la velocidad en la línea de paso del sinfín. En consecuencia vectorialmente se tiene $\mathbf{VW} = \mathbf{VG} + \mathbf{VS}$; y, por lo tanto:

$$V_s = \frac{w_x}{\cos\lambda}$$

Los valores publicados del coeficiente de fricción varían hasta un 20 %, debido sin duda a las diferencias del acabado de superficie, materiales y lubricación. Sin embargo, estos son representativos e indican la tendencia general [21].

2.4.2 Potencia del mecanismo de tornillo sin fin.

Cuando se utilizan estos dispositivos intermitentemente o a velocidades bajas del engrane la resistencia a la flexión de los dientes del engrane puede llegar a ser el factor de diseño principal. Puesto que los dientes del sinfín son intrínsecamente más resistentes que los de su engrane, por lo general no se los calcula aunque pueden utilizarse los métodos para calcular los esfuerzos en los dientes de un tornillo. Los dientes de los engranes de sinfín son gruesos y cortos en los bordes de la cara y delgados en el plano central; esto hace difícil determinar el esfuerzo por flexión. Earle Buckingham adapta la ecuación de Lewis como sigue:

$$\sigma = \frac{W_{Gt}}{P_n F_G \gamma} \quad P_n = P_x \cos \lambda$$

Donde:

σ = esfuerzo por flexión, psi

W_{Gt} = carga transmitida, lb

P_n = paso circular normal, in

F_G = ancho de la cara de la rueda, in

γ = factor de la forma de Lewis relacionado con el peso circular

λ = ángulo de avance

Puesto que la ecuación sólo es una aproximación poco precisa, no se considerará la concentración de esfuerzos. También por esta razón, los factores de forma no están relacionados con el número de dientes, sino solamente con el ángulo de presión normal. La ecuación de la AGMA para la potencia nominal de entrada (en HP) de un mecanismo de tornillo sin fin es:

$$H = \frac{W_{Gt} d_G n_W}{12600_{mG}} + \frac{V_s W_f}{33000}$$

El primer término del segundo miembro es la potencia de salida, y el segundo es la pérdida de potencia. La carga transmitida permisible W_{Gt} se calcula con la ecuación:

$$W_{Gt} = K_3 d_G^{0.8} F_e K_m K_v$$

La notación de las ecuaciones anteriores es como sigue:

W_{Gt} = carga a transmitir, lb

d_G = diametro de paso del engrane, in

n_w = velocidad del tornillo, rpm

m_G = relación de transmisión = N_G / N_w

V_s = velocidad de deslizamiento en el diametro medio del tornillo, pie/min

W_f = fuerza de fricción, lb

K_s = factor de corrección por tamaño y materiales

F_e = ancho de cara efectivo.

K_m = factor de corrección de la relación de velocidades

K_v = factor de velocidad

En el caso de los valores del factor del material para gusanos de acero templado que embonan con engranes de bronce, debe observarse el efecto del factor de corrección por tamaño mientras aumenta el ancho de cara [22].

2.5 Método de cálculo del tornillo sin fin según se establece en las normas UNE 58-244-88.

La teoría que desarrolla el método de cálculo para transportadores de tornillo sin fin, según hemos visto anteriormente, suele ser bastante complicada y larga y tiene justificación para aquellos que deben proyectar y construir el mecanismo.

Sin embargo, para los cálculos necesarios a fin de obtener los datos que se precisan para hacer una selección y una solicitud de oferta, es más práctica la norma UNE 58-244-88 “Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de tornillo sinfín. Reglas para el diseño de los accionamientos”.

A continuación se muestran las fórmulas que sustentan esta norma:

2.5.1 Cálculo de transportador sin fin.

El caudal de transporte se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_v = 60 \cdot \phi \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot n$$

Donde:

Q_v = caudal o volumen transportado.

ϕ = coeficiente de llenado.

D = diámetro del tornillo.

S = Paso de la hélice.

n = rpm del tornillo.

Por otro lado, la potencia necesaria por el transportador a plena carga se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P = P_H + P_N + P_{St}$$

Donde:

P = potencia del transportador a plena carga.

P_H = potencia necesaria para el desplazamiento del material.

P_N = potencia para el accionamiento del tornillo en vacío.

P_{St} = potencia requerida por la inclinación.

En la práctica, la capacidad de un transportador de tornillo sin-fin está expresada por la fórmula:

$$Q_M = \rho \cdot Q_v$$

La potencia necesaria para desplazar el material es:

$$P_H = \frac{Q_M \cdot L}{3600} \lambda g$$

Donde:

PH= potencia necesaria para desplazar el material.

L= longitud del transportador.

λ = coeficiente de resistencia al desplazamiento.

g= aceleración de la gravedad.

La potencia P_N es proporcional al diámetro y la longitud del tornillo. En la práctica viene dado por la fórmula siguiente:

$$P_N = \frac{DL}{20}$$

Donde:

D= diámetro del tornillo.

La potencia requerida por la inclinación, es el producto de la capacidad por la altura a salvar y por la aceleración de la gravedad.

$$P_{St} = \frac{Q_M \cdot H \cdot g}{3600}$$

Donde:

H= altura del transportador.

La potencia total requerida por el sistema es:

$$P = P_H + P_N + P_{St}$$

La potencia, según la fórmula anterior, no tiene en cuenta rozamientos en el mecanismo de reducción de tornillo sinfín empleado ni en el sistema de articulación con transmisión de giro. Tampoco considera un margen para los casos en que se producen sobrecargas en el sistema.

3 CAPITULO III Tratamiento de los Resultados.

3.1 Selección del lavador de arena de tornillo sin fin.

La propuesta tecnológica estará basada en la eliminación del tambor secador y la introducción del lavador de arena de un tornillo sin fin que debe aumentar la capacidad de la línea en un 25%. Por tal razón se hace necesario re calcular y construir una nueva tolva que pueda asumir esta variación, ya que será la que abastezca al transportador sin fin.

3.1.1 Diseño de la tolva.

La tolva va obtener una forma de pirámide trunca invertida de 3,3 x 3,5 metros de lado en la superficie de carga de la tolva y de 0,45 x 0,45 metros de lado en la superficie de descarga. Con una altura de 2 metros.

Ver anexo 2

- Densidad de la arena= 1,406 kg/m³.
- Volumen de la tolva =20 m³.

En este caso escogimos para la tolva un volumen de 20 m³ lo que representa alrededor de un 43 % de capacidad superior a la actualmente en servicio, a fin de asimilar el aumento de capacidad de la línea, así como disponer de un exceso de ésta a fin de que no haya interrupciones en el flujo productivo en los casos que se produzcan pequeñas demoras en la secuencia de entrada de los camiones con materia prima.

Según la tabla 1. En anexo 1.

- Φ = ángulo interno 24,3°
- $\Phi\omega$ = ángulo de fricción 20,2°
- D= ancho del silo 3,5 m

Donde:

D= 2 x b

Entonces:

$$b = 3,5/2 = 1,75 \text{ m}$$

g= gravedad específica: 10 m/s²

Con los datos que tenemos obtenemos el valor de la constante de Janssen K para los silos.

$$K = ((1 - \text{sen}\phi) / (1 + \text{sen}\phi)) \text{tg } \phi\omega$$

$$K = ((1 - \text{sen}24,3^\circ) / (1 + \text{sen} 24,3^\circ)) \text{tg } 20,2^\circ$$

$$K = ((1 - 0,41) / (1 + 0,41)) 0,37$$

$$K = (0,42) \cdot (0,37)$$

$$K = 0,155$$

σ_y = esfuerzo máximo vertical del silo. Ver fig.5.

Donde:

m= 2 para silo cuadrado.

$$\sigma_{y,max} = ((\rho_B)(g)(b)) / (m)(k)$$

$$\sigma_{y,max} = (1,406 \times 10 \times 1,75) / (2 \times 0,155)$$

$$\sigma_{y,max} = 24,605 / 0,31$$

$$\sigma_{y,max} = 79,40 \text{ KPa}$$

El esfuerzo normal del silo está determinada por:

$$\sigma_n = (\sigma_{y,max} \times k \times \text{ctg } \phi\omega)$$

$$\sigma_n = (79,40 \text{ KPa} \times 0,155 \times \text{ctg } 20,2^\circ)$$

$$\sigma_n = 33,45 \text{ kPa}$$

El esfuerzo de la presión hidrostática $\sigma_{y,h}$ está determinada por:

$$\sigma_{y,h} = (\rho_B \times g \times y)$$

$$\sigma_{y,h} = (1406 \times 10 \times 2)$$

$$\sigma_{y,h} = 28,120 \text{ Pa} = 28,12 \text{ kPa}$$

Se va a construir la tolva con acero A36 que tiene un límite de rotura σ_r de 36 ksi. Tomamos un factor de seguridad de 0,6.

$$[\sigma] = (0,6)(36\,000 \text{ lb/pul}^2) = 21\,600 \text{ lb/pul}^2$$

$$[\sigma] = 21\,600 \text{ lb/pul}^2 \cdot 0,07031 = 1518,7 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma] = 1518,7 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 0,1 = 151,9 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal que se aplica a las planchas de acero de la tolva es de 33,45 kPa que es mucho menor que el esfuerzo máximo que soporta el Acero A36 que es 151,9 MPa.

El espesor de la plancha para construir la tolva será:

$$\sigma_n \leq [\sigma]$$

$$\frac{P_n}{A} \leq [\sigma]$$

$$\frac{P_n}{0,45 \cdot e} \leq 151\,900\,000$$

$$P_n \leq 151\,900\,000 \cdot (0,45 \cdot e)$$

$$33\,450 \frac{N}{m^2} \times m^2 \leq 151\,900\,000 \frac{N}{m^2} \times 0,45 \times e$$

$$e \geq \frac{33\,450}{151\,900\,000 \times 0,45}$$

$$e \geq 4,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

El espesor obtenido por cálculo es extremadamente pequeño, lo cual es debido a que el esfuerzo resultante por la carga de arena es significativamente menor que el esfuerzo admisible. Con este espesor se garantiza que la tolva no falle al esfuerzo normal, pero evidentemente será

muy sensible a la pérdida de rigidez, así como al rápido deterioro por efecto del desgaste que provoca la arena que es un medio abrasivo.

Por tanto, por razones constructivas, de rigidez y de durabilidad se selecciona un espesor de plancha que es aproximadamente 10 veces mayor que el obtenido por cálculo, esto es:

e = 5 mm.

3.2 Cálculo de transportador sin fin.

3.2.1 Objeto y descripción.

En este trabajo se recogen todas las características del tornillo sin fin transportador de arena y el cálculo de todos los componentes que requiere para su funcionamiento, a fin de seleccionar el que se ajusta a nuestras necesidades.

El transportador sin fin se encarga del lavado y transporte de la arena desde la parte inferior de las tolvas de alimentación hasta la banda transportadora que la deposita en la tolva de almacenamiento final. Los datos necesarios para realizar el cálculo son los que aparecen a continuación:

- Longitud del transportador: $L = 5,60$ m
- Elevación: $H = 0,50$
- Ángulo de elevación: 15°
- Motor eléctrico de 1725 r.p.m. y variador de frecuencia para reducción de la velocidad.
- Caudal transportado: $3,56 - 0$ m³/h (variable mediante variador de frecuencia).

3.2.2 Dimensiones y potencia del transportador.

Para realizar el dimensionado y estimar la potencia necesaria de accionamiento para el transportador se va a seguir la norma UNE 58-244-88 "Aparatos de manutención continua para gráneles. Transportadores de tornillo sin fin. Reglas para el diseño de los accionamientos".

La dimensión principal a elegir y la más determinante a efectos de cálculos posteriores es el diámetro del canal de transporte, que supone conocer la sección de trabajo del transportador.

Haciendo una primera estimación y tras observaciones en diversas instalaciones se considera que dicho diámetro oscilará entre 150 y 350 mm. Según la norma UNE 58-207-89 "Transportadores de tornillo sin fin" dicha dimensión corresponderá a alguno de los siguientes valores normalizados de la serie R-10: 200 mm, 250 mm ó 315 mm.

En nuestro caso seleccionaremos el transportador de tornillo sin fin de diámetro 200 mm, ya que es el que más se adecua a la línea de producción, según la capacidad estimada.

El caudal necesario por el transportador para el funcionamiento óptimo según la capacidad prevista de la línea es de 5.000 kg/h, lo que supone, según una densidad aproximada de 1.406 kg/m³, un flujo de 3,56 m³/h.

El caudal de transporte se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_v = 60 \cdot \phi \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot n$$

Donde:

Qv= caudal o volumen transportado.

φ = coeficiente de llenado. Se considera un valor del coeficiente de llenado de 0,45 propio de materiales que fluyen fácilmente.

D= diámetro del tornillo. Se toma igual a 200 mm.

S= Paso de la hélice. Se estima para S un valor igual a 0,75D.

n= rpm del tornillo.

Suponiendo y fijando como dato de partida el diámetro del canal en 200 mm se obtiene la velocidad necesaria del tornillo:

$$n = \frac{4 \cdot 3,56}{60 \cdot 0,45 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,75 \cdot 0,2} = 28 \text{ rpm}$$

Se necesitan **28 r.p.m** en el árbol que porta el tornillo sin fin transportador.

Por otro lado, la potencia necesaria por el transportador a plena carga se calcula mediante la siguiente expresión:

Donde:
$$P = P_H + P_N + P_{St}$$

P = potencia del transportador a plena carga.

P_H = potencia necesaria para el desplazamiento del material.

P_N = potencia para el accionamiento del tornillo en vacío.

P_{St} = potencia requerida por la inclinación.

En la práctica, la capacidad de un transportador de tornillo sin-fin está expresada por la fórmula:

$$Q_M = \rho \cdot Q_v = 1,406 \text{ t/m}^3 \times 3,56 \text{ m}^3/\text{h} = 5 \text{ t/h}$$

A partir del anexo de la norma UNE 58-24-88 se elige para la resistencia al desplazamiento de la arena un valor de $\lambda=1,9$ asimilándola en la tabla a gránulos como arcilla. Así pues, la potencia necesaria para desplazar el material es:

$$P_H = \frac{Q_M \cdot L}{3600} \lambda g = \frac{5 \cdot 5,60}{3600} 1,9 \cdot 10 = 0,15 \text{ kW}$$

La potencia P_N es muy pequeña comparada con la requerida para el desplazamiento del material. El valor es proporcional al diámetro y la longitud del tornillo. En la práctica viene dado en kilovatios por la fórmula siguiente y su valor en nuestro caso es:

$$P_N = \frac{DL}{20} = \frac{0,20 \cdot 5,60}{20} = 0,06 \text{ kW}$$

La potencia requerida por la inclinación, en kilovatios, es el producto de la capacidad por la altura a salvar y por la aceleración de la gravedad.

$$P_{St} = \frac{Q_m \cdot H \cdot g}{3600} = \frac{5 \cdot 0,50 \cdot 10}{3600} = 0,01 \text{ kW}$$

La potencia total requerida por el sistema es:

$$P = P_H + P_N + P_{St} = 0,15 + 0,06 + 0,01 = 0,22 \text{ kW}$$

Dicha potencia no tiene en cuenta rozamientos en el mecanismo de reducción de tornillo sinfín empleado ni en el sistema de articulación con transmisión de giro, por lo que supondremos una potencia necesaria que considere un margen para los casos antes mencionados, además de las sobrecargas que se producen durante la operación del equipo por diversas causas.

En la tabla del anexo 4 podemos observar los diversos tipos de clasificadores de espiras de paso simple de la marca Metso. De acuerdo con las características del equipo que se propone instalar, las observaciones referidas anteriormente y la información mencionada, se recomienda seleccionar un motor asincrónico de 3 kW de potencia en el eje.

3.3 Mecanismo de reducción.

Como mecanismo de reducción de la velocidad del motor desde 1725 rpm hasta las 28 rpm del tornillo sin fin se utilizara un Variador de Frecuencia Ajustable entre 0 - 400Hz.

Este método se está utilizando en la actualidad por las ventajas que reporta en la operación del mecanismo y el mejor aprovechamiento de la potencia necesaria desarrollada por el motor. Su única desventaja es que produce armónicos que deforman la característica de la onda de corriente y de voltaje, afectando la calidad del fluido eléctrico, pero como su efecto es significativamente reducido en comparación con la maquinaria eléctrica de la instalación, las desviaciones que podía producir son despreciables.

3.4 Selección del transportador a utilizar.

En función de los cálculos realizados anteriormente, procederemos a solicitar en el mercado un transportador de tornillo sin fin que tenga las siguientes características:

- Longitud: 5,60 m.
- Altura: 0,50 m.
- Diámetro del sin fin: 0,2 m.
- Paso de la hélice: 0,15 m.

- Motor trifásico: 3 kW con conexión Y/Δ – 440/220 V, de n=1725 rpm, IP= 55
- Capacidad del transportador: 5 t/h.
- Variador de frecuencia ajustable: 0 - 400HZ.

3.5 Evaluación técnico- económica.

Dado que el objetivo perseguido en este trabajo es introducir una mejora tecnológica en el equipo limitante que permita aumentar los niveles de producción de la planta de lavado de arena en un 25% de su capacidad actual, el efecto económico estará dado por la diferencia en que existan entre el costo de la inversión y el resultado en valores que se obtiene como efecto de los cambios introducidos en la planta.

No se tendrá en cuenta el efecto económico que se obtendrá como resultado de la eliminación del tambor secador, que implica un ahorro energético al no consumirse el combustible utilizado por los quemadores que producen el calor para la eliminación de la humedad del producto. En el tornillo lavador sólo se emplea un motor de 3 kW, mientras que el equipo a eliminar cuenta con un motor de 22 kW lo que arroja una diferencia altamente significativa en cuanto al consumo de energía eléctrica. Esto generalmente suele ser el resultado de una evaluación errónea de las necesidades energéticas de los equipos, lo que resulta en un sobredimensionamiento de los motores a utilizar, a diferencia del tornillo sin fin, cuyo motor ha sido cuidadosamente calculado y su consumo eléctrico es mínimo.

Régimen de trabajo.

El régimen de trabajo que se propone en este proyecto es el mismo que existe en la actualidad en la cantera, en el cual se trabaja de lunes a viernes, un turno de 8 horas diario.

Turnos diarios	1
Duración del turno (horas)	8
Días de trabajo al año	254

Se prevén 30 días perdidos por lluvias y un coeficiente de utilización productiva de la planta de 0.74, lo que obedece a dificultades con el equipamiento tecnológico.

Valor de la inversión.

A continuación se hace un cálculo del costo que resulta de los gastos de inversión para llevar a cabo la propuesta tecnológica de introducción del lavador de arena de tornillo sin fin. Las tarifas y precios utilizados como base para el cálculo son los vigentes actualmente.

Fichas de costo y precios de venta vigentes al 01.01.2009.

Precio de venta 1 Ton.....37,08 CUC.

Precio del kWh.....0,044 CUC.

Nº	Denominación	Volumen	Tipo	Valor CUC
1	Tornillo sin fin lavador	1	5 t/h	22 500,00
2	Tolvas y Estructuras	1	20 m ³	412,00
3	Consumo de electricidad	6 096 kWh	Motor 3 kW	268,22
Total				23 180, 22

Efecto económico de la propuesta.

Nº	Indicadores Económicos	U/M	Anual
1	Incremento Anual de Producción	t	2 032
2	Valor del incremento de la producción anual	CUC	75 346,56
3	Ahorro de energía eléctrica (anual)	CUC	1 698,75

Como vemos en la tabla anterior, el efecto económico que resulta de la operación de la planta durante un año, aplicando la propuesta desarrollada en este trabajo, es de **77 045,31 CUC**. En la ficha de costo mostrada, podemos verificar que el costo de la inversión es de **23 180, 22 CUC**, de donde resulta que la inversión se recupera en poco menos de cuatro meses a partir de los cuales la ganancia sería neta.

Los datos que aquí se ofrecen están en consonancia con precios de mercado que en la práctica varían continuamente, por lo que en un momento puntual podrían encontrarse algunas diferencias respecto a los valores aquí presentados. No obstante como la ventaja de la solución tecnológica es tan evidente, cualquier fluctuación en las ofertas no implicaría alteraciones significativas en los resultados de la propuesta.

3.6 Medio ambiente.

Evaluación de riesgos.

a) Sismicidad

La provincia de Pinar del Río se caracteriza por una baja ocurrencia de estos fenómenos, que se asocian, en su mayoría, a estructuras geológicas que han manifestado actividad en las etapas más recientes de la evolución geólogo-tectónica del territorio. En la clasificación general de zonas sísmicas corresponde a la zona 1, caracterizada por una sismicidad baja, donde los efectos son estadísticamente nulos.

a) Inundación

En este caso la vulnerabilidad es alta ya que el área está próxima a la línea costera en una zona de cotas bajas.

b) Tecnológicos (Derivados de la operación de la planta de procesamiento industrial).

Dentro de la planta los principales riesgos tecnológicos están estrechamente relacionados con la emisión de polvos y gases a la atmósfera.

Identificación de los impactos, su clasificación. Medidas mitigadoras.

➤ **Impactos producidos por el funcionamiento de la planta de procesamiento y su clasificación.**

- 1- Contaminación del aire por emisiones de gases y polvo. Severo, Mitigable.
- 2- Incremento de los niveles sonoros. Severo, Mitigable.
- 3- Alteración de la calidad edáfica en zonas aledañas por arrastre de aguas superficiales. Moderado. Mitigable.
- 4- Contaminación de aguas superficiales y subterráneas. Moderado. Mitigable.
- 5- Aumento del peligro de accidentes. Moderado. Mitigable.
- 6- Deterioro y empedramiento de viales. Compatible. Mitigable.

➤ **Medidas preventivas y de mitigación de impactos ambientales.**

- 1- Nivelación y limpieza de los pisos de la planta industrial.
- 2- Garantizar las fuentes de abasto de agua, su calidad y protección.
- 3- Control del ruido en las fuentes emisoras.
- 4- El polvo y material derramado sobre las instalaciones debe ser humedecido y recogido al terminar cada turno de trabajo y trasladado a la escombrera.
- 5- Mantenimiento sistemático de las vías de acceso para conservar sus parámetros técnicos y regarlos periódicamente en la estación poco lluviosa.
- 6- Disminuir al mínimo las emanaciones de polvo al medio circundante mediante las siguientes acciones:
 - a) Lograr la menor altura posible de caída y velocidad de los productos de un medio de transporte a otro y entre equipos durante la carga y descarga.

- b) Los canales y otros conductos para los materiales deberán tener las dimensiones y el grado de inclinación necesarios que garanticen un flujo constante.
- c) Todos los puntos de emanación de polvo deben ser hermetizados. Deberán cubrirse los canales de caída de los productos desde las bandas a los equipos, entre equipos y a las tolvas.
- d) Alargar los embudos de salida de las tolvas a los camiones para disminuir las alturas de caída de los productos finales.
- e) Evitar el funcionamiento de la planta en seco.
- f) Dotar a los trabajadores de los medios de protección individuales contra polvo y ruidos (Exigencia y control de uso).
- g) Evitar los vertimientos de combustible y lubricantes.
- h) Cumplir las normas de seguridad e higiene del trabajo y de seguridad industrial.

Medidas correctoras.

Debe considerarse la necesidad del cribado previo a la etapa de suministro de materia prima para la separación de tierra y otros desechos que acompañan la roca extraída.

La creación de una cortina forestal alrededor del área de la planta como reguladora de emisiones de polvo, gases y ruidos.

CONCLUSIONES

- 1.- La planta lavadora de arena “Camilo Cienfuegos” cuenta con instalaciones que en los momentos actuales son obsoletas. Sin embargo aún están en condiciones de ser explotadas y obtenerse de ellas un resultado productivo con beneficios para la empresa.
- 2.- El tambor secador ubicado en el proceso cuenta con un motor altamente consumidor de energía eléctrica, además requiere combustible para los quemadores, a fin de realizar el secado de la arena, lo cual afecta la rentabilidad de la producción.
- 3.- En los procesos tecnológicos de secado de la arena de las instalaciones actuales no se utiliza la operación de secado en el tambor ya que ésta es innecesaria e implica un gasto adicional que no se revierte en el precio del producto.
- 4.- La operación limitante de la capacidad productiva de la línea es la de lavado de la arena, que a su vez es la más importante, puesto que determina la calidad del producto y en consecuencia justifica el precio que a éste le corresponde.
- 5.- La introducción en la línea de un tornillo sin fin lavador de arena no sólo mejora la calidad del producto, sino que también permite aumentar la capacidad productiva de la línea al ser éste el equipo limitante.
- 6.- Para asegurar la alimentación continua y en función de la capacidad de la línea que implica la introducción del tornillo sin fin se hace necesario construir una nueva tolva que dé respuesta a esta problemática.
- 7.- La introducción de un tornillo lavador que aumente la capacidad de la línea en un 25% permitirá obtener un efecto económico que oscilará alrededor de los **77 045,31 CUC**, y si tenemos en cuenta el costo de la inversión de **23 180, 22 CUC**, la inversión se recupera en poco menos de cuatro meses, a partir de los cuales la ganancia sería neta.

RECOMENDACIONES

- 1.-** Trabajar en un futuro con miras a desarrollar las instalaciones de la arenera a fin de ponerlas en consonancia con las tecnologías más avanzadas, en la medida de lo posible.
- 2.-** En caso de que no sea posible la compra e instalación del tornillo lavador de arena en un tiempo prudencial, debe investigarse si el motor con que cuenta el tambor no está sobredimensionado, y en caso de que así sea, debe ser sustituido por otro de menos potencia a fin de reducir el consumo energético y además, mejorar el factor de potencia.
- 3.-** Analizar la conveniencia de que el tambor secador aún permanezca en la línea, dado las líneas de trabajo actuales.
- 4.-** En caso de que no sea posible de forma inmediata la introducción del tornillo lavador, estudiar la operación del lavado de la arena en la línea de producción a fin de evaluar cualquier posibilidad de aumentar la capacidad del proceso.
- 5.-** Se propone adquirir el tornillo lavador con las características especificadas en este trabajo e instalarlo en la línea de producción, a fin de lograr un beneficio económico, así como mejorar la calidad de la arena y poder hacer una oferta mayor.
- 6.-** Una vez que se haya determinado adquirir el tornillo lavador, debe acometerse la fabricación de la tolva con capacidad de 20 m³, o en su defecto encargarla a alguna empresa que contrate este servicio.
- 7.-** En caso de aprobarse esta solución tecnológica, deben tomarse las medidas necesarias para que el abastecimiento de la materia prima a la planta se corresponda con la nueva capacidad de la instalación.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía citada.

1. www.lavarena.com/articulosPublicados/Congreso_Nacional_AEDyR_6.pdf
2. F. Zherdmant “Análisis de los Procesos para implementar sistemas complementarios en una planta para lavado de arena” (Tesis Facultad de Ingeniería Mecánica y ciencias de la Producción 2006).
3. Informe Geológico del Yacimiento de Arenas La Tea “Cuba”.
4. Proyecto Minero de Explotación EMC P. del Río. 2005.
5. www.trituradora.co.ve/Lavadora-de-arena.html pag.223 a 267.
6. www.colombia.nexolocal.com/p3735828-sanme-lavadora-de-arena-serie-xs-bogota-equipamiento-profesional.
7. Diseño por los autores.
8. CEPIS–Programa de Protección de la Salud Ambiental-HPE Evaluación de plantas de tratamiento de agua. Tomo I, Manual DTIAPA C-5, 1981.
9. Tratamiento de Aguas, Canteras y Explotaciones, Marzo 1997. Bouso Aragonés J.L. Madrid, España.
10. Yao, K. M. Theoretical study of high-rate sedimentation. Journal of the Water Pollution Control Federation, 42 (2, parte I), febrero, 1970. pp. 218-228.
11. Conocimientos Básicos en el Procesamiento de Minerales (Sao Paulo – Brasil – 2005).
12. I Jornada Técnica de Áridos: Tratamiento de aguas residuales, Ponencia Número 8, Asociación Nacional Española de fabricantes de Áridos, Febrero 1994 Bouso Aragonés J.L. Madrid, España.
13. www.eralgroup.com plantas compactas de hidrociclado.

14. II Jornadas Técnicas de Áridos: Nuevos desarrollos en el tratamiento de arenas por vía húmeda Asociación Nacional Española de fabricantes de Áridos, Abril 1996 Bouso Aragonés J.L. Madrid, España.
15. Water and wastewater engineering. Nueva York, John Wiley, 2 vols, 1968.
16. http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/hammeken_a_am/capitulo5.pdf lavado de áridos definiciones.
17. <http://colombia.nexolocal.com/p3735828-sanme-lavadora-de-arena-serie-xs-bogota-equipamiento-profesional>.
18. Journal of the Water Pollution Control Federation, 42 (2, parte I), febrero, 1970. Yao, K. M. Theoretical study of high-rate sedimentation.
19. [www.huber.es_COANDA_RoSF4_Planta de lavado de arenas](http://www.huber.es_COANDA_RoSF4_Planta_de_lavado_de_arenas).
20. Lavado y clasificación hidráulica, cribas y Explotaciones, Bouso Aragonés J.L. Madrid, España.
21. F. Zherdmant "Análisis de los Procesos para implementar sistemas complementarios en una planta para lavado de arena" (Tesis Facultad de Ingeniería Mecánica y ciencias de la Producción 2006).
22. T. Baumister, E. Avallone, T Baumister III, Manual del Ingeniero Mecánico (8ª Edición Mc Graw Hill 1984) Capítulo 12.

Bibliografía referenciada.

1. THEODORE BAUMEISTER, EUGENE AVALLONE, THEODORE BAUMASTER III, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Octava Edición. Volumen I.
2. Fuentes: El método de Janssen, ecuación Walker (1966), ecuaciones Drescher [1991], El método de Jenike, ecuación de Warren-Spring.
3. <http://www.zaranda.co.ve/Lavadora-de-arena.html>.

4. THEODORE BAUMEISTER, EUGENE AVALLONE, THEODORE BAUMASTER III, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Octava Edición. Volumen I.
5. Ley N^o 76 de Minas. Reglamentos. 1994.
6. Manual de Procedimiento Minero.
7. Normas Cubanas para la producción de Áridos.
8. Estudio de impacto Ambiental de la Planta Secadora. (ENIA.2003).

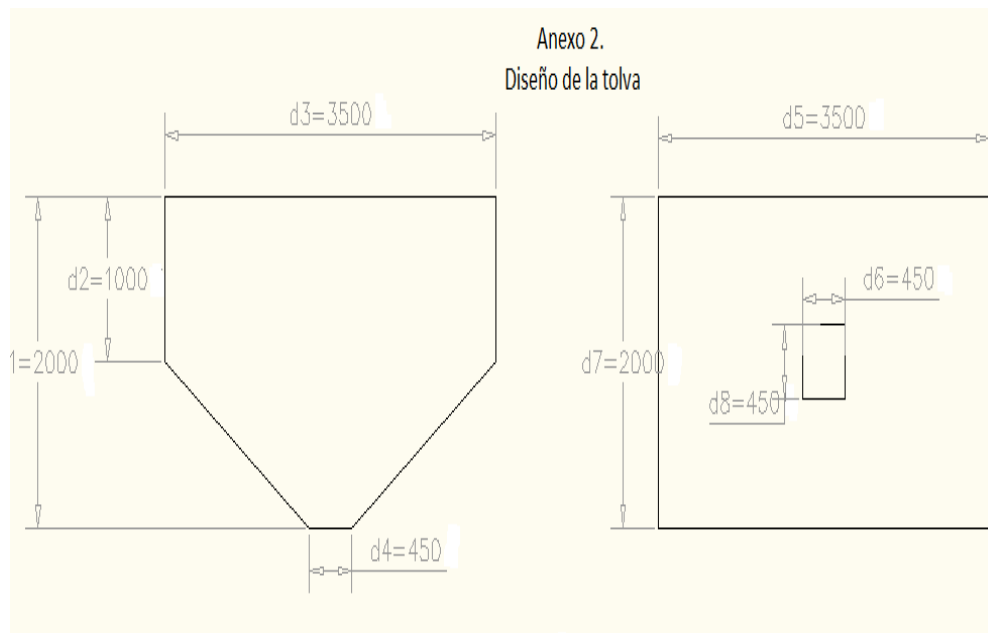
ANEXOS

Anexo 1

Tabla 1.
Propiedades de la interacción de varios materiales polvorientos

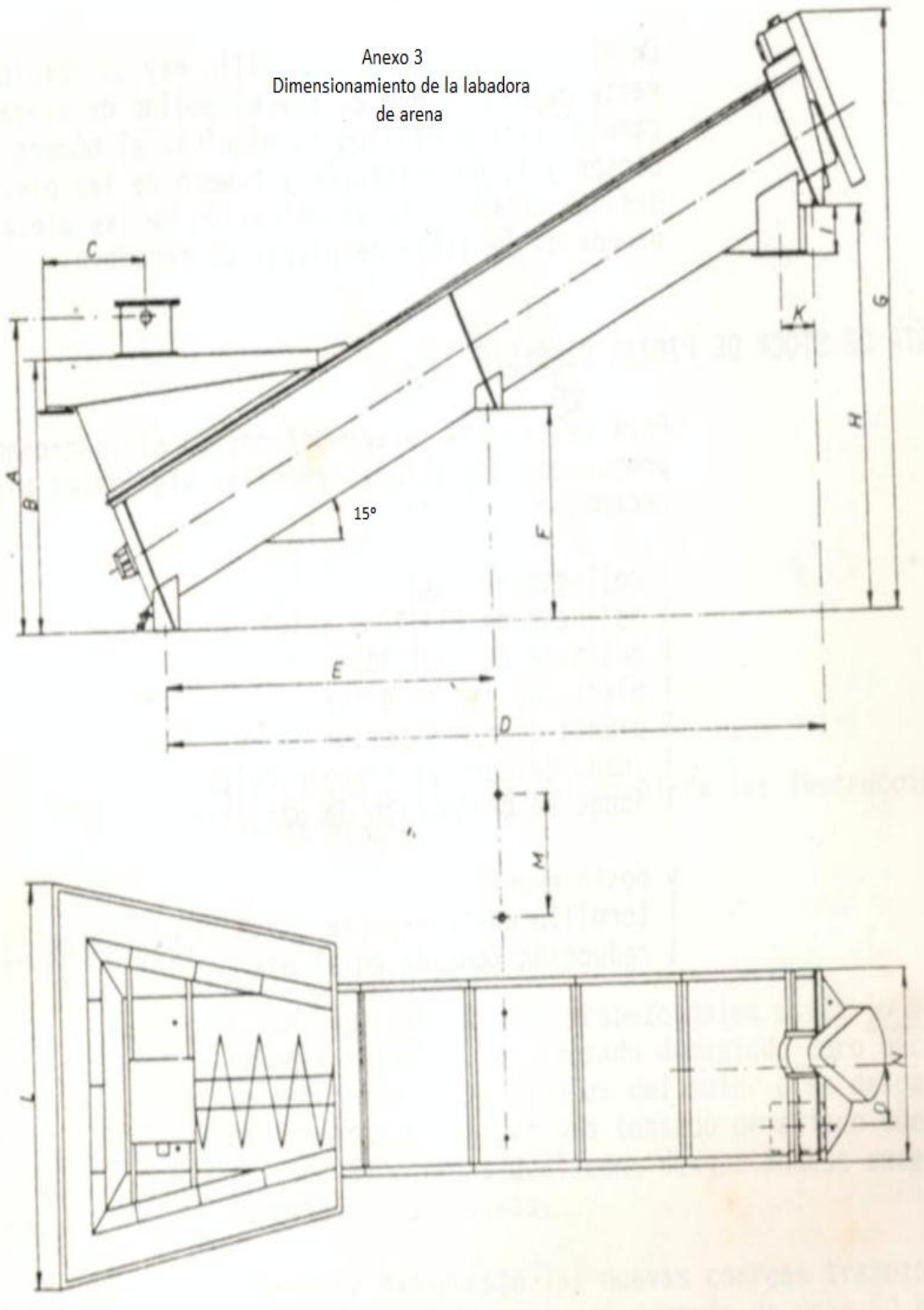
MATERIAL	Internal Friction Angle ϕ	Surface Friction Angle ϕ_w with lucite	Surface Friction Angle ϕ_w with Aluminum
Glassbeads:			
P-0140	18.2	15.7	
P-0170	24.6	15.3	17.7
P-0280	24.3	14.4	15.1
V-070	26.8	14.2	15.1
V-160	31.7	12.9	
Mustard Seed	38.2	12.0	
Fine Grain Quartz Sand	24.1	20.2	
Medium Grain Quartz Sand	30.7	17.9	
Coarse Grain Quartz Sand	30.6	14.4	24.3

Anexo 2

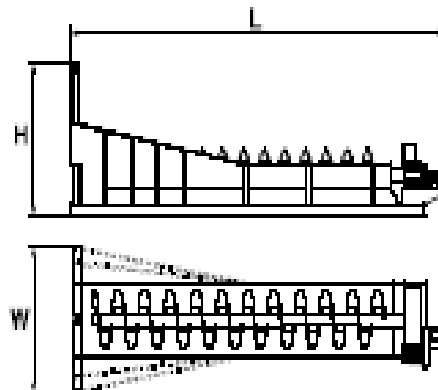


Anexo 3

Anexo 3
Dimensionamiento de la labadora
de arena



Anexo 4.



Model	Inside tank length (mm)	L (mm)	W ST (mm)	W MF (mm)	W FF (mm)	H (mm)	Weight excl. pulp (kg)	Motor size (kW)	Motor size (hp)
60	4496	5578	711	1092	1534	1557	1991	1.1 - 2.2	1.5 - 3
60	5029	6111	711	1092	1534	1557	2191	1.1 - 2.2	1.5 - 3
75	5334	6416	864	1340	1890	1862	2563	1.1 - 2.2	1.5 - 3
75	6121	7203	864	1340	1890	1862	2892	1.1 - 2.2	1.5 - 3
90	6807	8037	1042	1613	2273	2172	3924	1.5 - 4	2 - 5
90	7569	8799	1042	1613	2273	2172	4121	1.5 - 4	2 - 5
120	8230	9837	1347	2093	3004	2431	6008	2.2 - 7.5	3 - 10
120	9296	10904	1347	2093	3004	2431	7757	2.2 - 7.5	3 - 10
150	9728	11438	1677	2540	3744	2988	13263	5.5 - 15	7.5 - 20
150	11040	12758	1677	2540	3744	2988	14060	5.5 - 15	7.5 - 20
200	12192	14209	2135	3470	5052	4082	22607	7.5 - 22	10 - 30
200	13208	14699	2135	3470	5052	4082	24410	7.5 - 22	10 - 30
220	13293	15484	2287	3533	5159	4643	30690	7.5 - 2.2	10 - 30
220	14208	16398	2287	3535	5159	4643	32392	7.5 - 2.2	10 - 30

ST = Straight ; MF = Modified Flare ; FF = Full Flare