

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

"Dimensionamiento, Selección y Montaje de dos ventiladores para
incremento de capacidad de producción de una planta de polvo
detergente"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN
Examen Complexivo

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Javier Miguel Rivera Flores

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme cada amanecer.

A mis padres por hacer posible mi educación y ser mi guía.

A mi familia por su apoyo.

A mis seres queridos por su confianza.

A ESPOL por darme la oportunidad de ser politécnico.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MI FAMILIA

A MIS AMIGOS

A QUIENES CREEN

QUE TODO ES

POSIBLE...SI EXISTEN

LAS SEGUNDAS

OPORTUNIDADES.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Ing. José Hidalgo C.

VOCAL

Ing. Ernesto Martínez L.

VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Examen Complexivo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Javier Miguel Rivera Flores

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es dimensionar e instalar equipos que permitan aumentar la capacidad de producción de una planta que manufactura polvo detergente. La planta tiene dos ventiladores centrífugos que son utilizados al 100% de su capacidad nominal: uno que aspira gases de salida, producto del secado de slurry detergente en una torre de secado y otro que transporta verticalmente el polvo “seco” para el proceso siguiente. El cambio implicó el dimensionamiento, selección y montaje de los equipos, correlacionando el caudal de aire con el volumen de producción y utilizando las leyes de semejanza para estimar las condiciones de trabajo de los nuevos equipos acorde al volumen de producción perseguido, considerando experiencias de mantenimiento (mantenibilidad, rotura de árboles de transmisión), reforzamientos estructurales requeridos en el edificio, dadas las nuevas cargas estáticas y dinámicas, tiempo de ejecución de las obras para montaje, balanceo dinámico, entre otras. De esta manera los equipos fueron adquiridos, los trabajos de preparación ejecutados para finalmente ser montados durante una parada de planta e integrados al sistema SCADA del área mostrando niveles de vibración aceptables. Se concluye que los modelos y las premisas adoptadas son aceptables y que los ventiladores al trabajar con 50 Hz y 45 Hz respectivamente, permitirían incrementar el volumen de producción a lo requerido.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	IX
ÍNDICE DE PLANOS	X
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	
1. BREVES SOBRE MANUFACTURA DE POLVO DETERGENTE.....	2
1.1 Descripción General del proceso en estudio	2
1.2 Equipos involucrados en el estudio	5

CAPÍTULO 2

2. DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE VENTILADORES

2.1 Correlación Capacidad de Ventiladores vs Producción.....	11
2.2 Dimensionamiento y Selección de Ventiladores.....	28
2.3 Montaje de Ventiladores.....	33

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS	37
---------------------	----

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	40
--	----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

IVD entrada)	Inlet Vane Damper (amortiguador direccionador de flujo de
VFD	Variable Frequency Drive (variador de Frecuencia)
HP	Horsepower (potencia en caballos de fuerzas)
CFM	pies cúbicos/minuto
RPM	revoluciones/minuto
mill	milésimas de pulgada/segundo
PB	polvo detergente base
AMCA	Air Movement and Control Association
AISC	American Institute of Steel Construction
LRFD	Load and Resistance Factor Design
ASME	American Society of Mechanical Engineers

SIMBOLOGÍA

ρ	densidad
μ	viscosidad dinámica
α	absortividad
ϵ	emisividad
η	eficiencia
T	temperatura
q	calor/tiempo
m	masa/tiempo
D	diámetro
V	velocidad lineal
H ₂ O	agua
CO ₂	dióxido de carbono
Hc	coeficiente de convección
Pr	número de Prandtl
Nu	número de Nusselt
Re	número de Reynolds
mm c.a.	milímetros de columna de agua
m	metro
Hz	frecuencia en Hertz
Pr sustancia	Presión relativa de la sustancia
s	Cantidad de humedad en el aire
W	watt
J	Joule
C _p	Calor específico

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Proceso de secado de polvo detergente.....	3
Figura 1.2	Esquema de sistema de aspiración de gases de salida	5
Figura 1.3	Esquema Torre de secado.....	6
Figura 1.4	Curvas originales de ventilador.....	7
Figura 1.5	Curvas del ventilador @ 1425 rpm (digitalizadas)	8
Figura 1.6	Curvas características - ventilador de transporte vertical	9
Figura 2.1	Esquema de modelo del proceso	12
Figura 2.2	Esquema – Pérdida por Convección	13
Figura 2.3	Esquema – Pérdida Neta Radiación.....	14
Figura 2.4	PB vs. Aire de Dilución	25
Figura 2.5	PB vs Gases de Salida	27
Figura 2.6	Mediciones Gases de Salida antes del cambio	29
Figura 2.7	Curvas nuevo equipo.....	30
Figura 2.8	Características operacionales-nuevo equipo	30
Figura 2.9	Mediciones aire de elevación antes del cambio.....	31
Figura 2.10	Curvas – nuevo equipo	32
Figura 2.11	Características operacionales-nuevo equipo	32
Figura 2.12	Estructura de soporte Ventilador de Gases de Salida	34
Figura 2.13	Estructura de soporte Ventilador de Transporte de Polvo	34
Figura 2.14	Izaje de Ventilador de Transporte de Polvo	35
Figura 2.15	Izaje de Ventilador de Gases de Salida	35
Figura 2.16	Balaceo Dinámico de Equipos	36
Figura 3.1	Medición de Caudal y Presión – Gases de Salida.....	38
Figura 3.2	Medición de Caudal y Presión – Transporte de Polvo	38

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Datos Torre de Secado	6
Tabla 1.2 Datos Ventilador Gases de Salida	7
Tabla 1.3 Datos Filtro de Mangas – Gases de Salida.....	8
Tabla 1.4 Datos Ventilador Transporte de Polvo	9
Tabla 1.5 Datos Filtro – Transporte de Polvo	10
Tabla 2.1 Propiedades del Aire.....	20
Tabla 2.2 Masa y Cargas de nuevos equipos.....	32
Tabla 3.1 Retorno de la Inversión.....	39

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es un resumen de la etapa de ingeniería e implementación de una de las fases de un proyecto para incrementar capacidad que se lleva a cabo en una planta de manufactura de detergentes.

Se encuentra organizado en cuatro capítulos: el primero busca describir en forma breve el proceso de manufactura de polvo detergente enfocándose en el área conocida como “proceso” de polvo base, y dar conocimiento general de los equipos que serán parte del estudio en el capítulo siguiente en el que se detalla la metodología a usar, el modelo teórico empleado con sus premisas y la estrategia de combinarlo con datos reales obtenidos de mediciones en campo para acercar el modelo más a la “realidad” del proceso, de esa manera se tiene como primer resultado la correlación entre dos parámetros de proceso para proceder a seleccionar los equipos con las capacidades adecuadas considerando una buena utilización de los activos adquiridos e instalados; ya en el tercer capítulo se mencionan los resultados logrados a través de datos de informes de trabajos y estudios contratados confirmando lo entregado; y en el capítulo final se comparten las conclusiones y recomendaciones derivadas del trabajo en mención.

CAPÍTULO 1

1. BREVES SOBRE MANUFACTURA DE POLVO DETERGENTE

1.1 Descripción general del proceso en estudio

La planta en la que se implementa el proyecto está conformada de las siguientes áreas: 1. Preparación de “slurry” detergente y secado, 2. Post dosificación de materiales, y 3. Envasado de polvo detergente terminado.

El presente trabajo se desarrolla en el área de Preparación de “slurry” detergente y secado.

El “slurry” detergente consiste en una solución viscosa resultado de la mezcla de materiales como carbonato de calcio, sulfato de sodio, ácido sulfónico, agua, entre otros. El contenido de agua es aproximadamente 30% (masa) que debe ser removida para obtener polvo detergente. A continuación, en la etapa de secado, el “slurry” ingresa por la parte superior a una torre de secado a través de un anillo de boquillas que lo atomizan a manera de spray (pequeñas “gotas”). Estas gotas entran en

contacto con una mezcla ascendente de aire y gases de combustión que ingresa desde una sección inferior y que proviene de un horno.

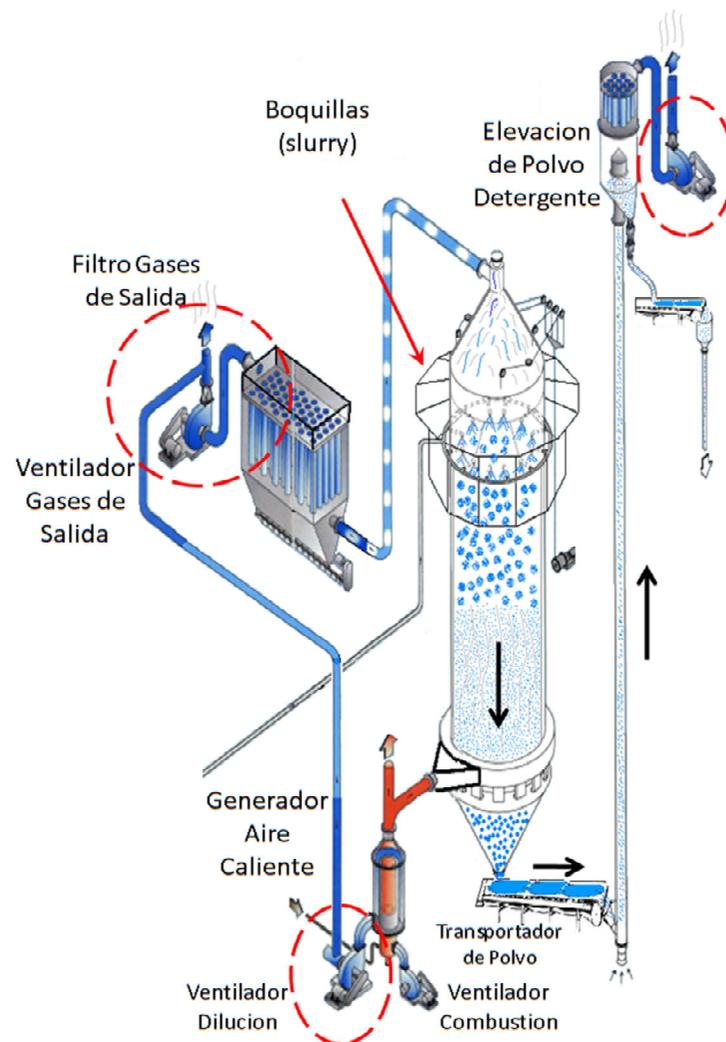


Figura 1.1 Proceso de secado polvo detergente [2].

De esta manera en el interior de la torre existe transferencia de calor hacia las “gotas” de slurry lo que provoca la evaporación del contenido de agua de acuerdo a la especificación final de polvo detergente “base”. Este es descargado por un transportador y elevado verticalmente por un ventilador en una corriente de aire atmosférico y lo retiene a través de un filtro de mangas que permite la descarga del PB en silos.

Concentrándonos en el flujo de aire-gases de combustión, el ascenso dentro de la torre se genera debido a que se mantiene una “depresión” que es el resultado de la interacción de un ventilador de gases de salida y un ventilador de aire de dilución. El ventilador de gases de salida realiza la aspiración dentro de la torre desde su parte superior, mientras el de dilución es el encargado de ingresar aire para diluir los gases de combustión del horno y así ingresar por un anillo de “aire caliente” en un nivel inferior de la torre. Durante el proceso el ventilador de salida aspira una mezcla de aire, gases de combustión, vapor de agua (producto del proceso de secado) y polvo “fino” en suspensión a través de un filtro de mangas para evitar descargar estos elementos a la atmósfera.

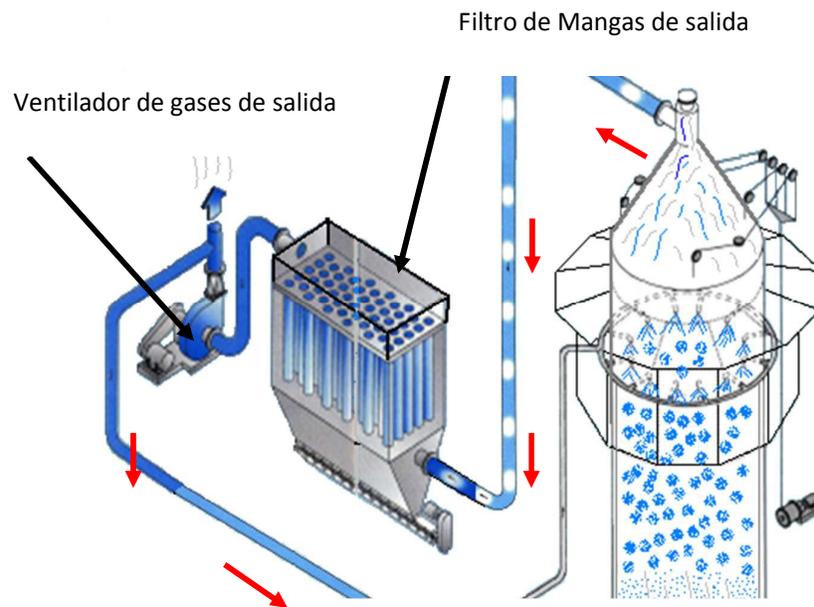


Figura 1.2. Esquema de sistema de aspiración de gases de salida [2].

1.2 Equipos involucrados en el estudio

Los equipos analizados en el estudio fueron:

- Torre de secado
- Ventilador gases de salida
- Filtro de mangas/gases de salida
- Ventilador transporte de polvo
- Filtro de mangas/transporte de polvo

Torre de Secado

Tabla 1.1 Datos Torre de Secado

	Diámetro	Altura	T ingreso	T salida	Depresión interna
Unidad	m	m	°C	°C	mm c.a.
Valor	6	24	350 – 400	90 – 120	-2 a -8

Tipo: contraflujo

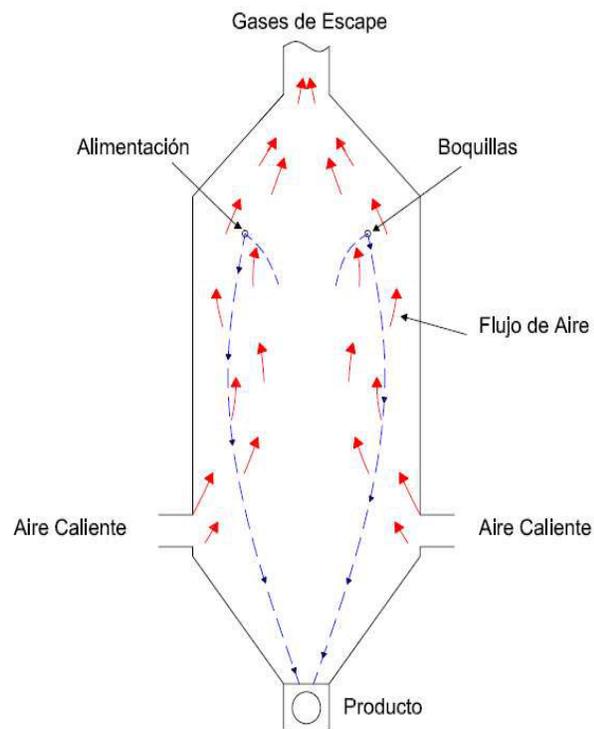


Figura 1.3. Esquema Torre de secado [4].

Ventilador de gases de salida

Este equipo originalmente tenía las siguientes características:

Fluido: aire con contenido de polvo detergente

Tabla 1.2 Datos Ventilador Gases de Salida

	Caudal	Presión estática	Potencia Consum.	Velocidad	Temperatura
Unidad	m ³ /h	mm c.a.	HP	rpm	°C
Valor	75000	320	123,5	1300	90

Tipo: orientado hacia atrás

Accesorios: IVD (inlet vane dämper)

Transmisión mecánica: Bandas

A este equipo le fue adaptado un variador de frecuencia y cambiada la relación de transmisión, incrementando su velocidad hasta 1425 rpm, lo que demandó que para el presente trabajo se actualicen las curvas para ésta nueva condición utilizando las leyes de similitud de los ventiladores.

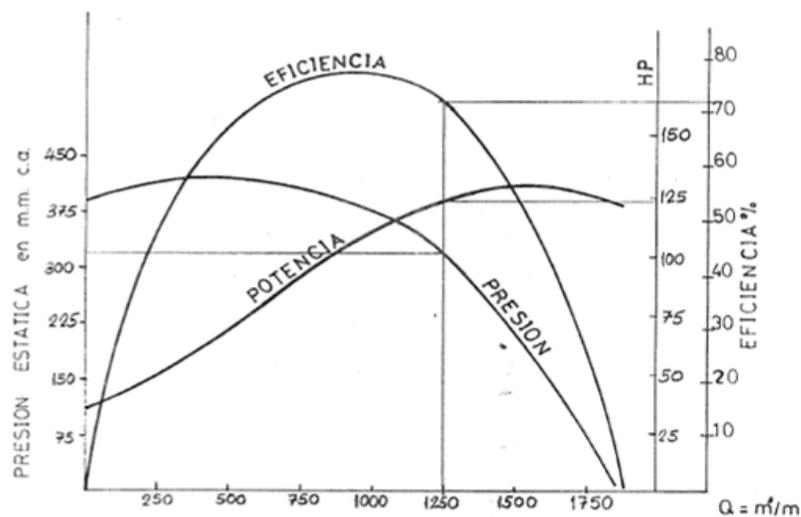


Figura 1.4. Curvas originales de ventilador

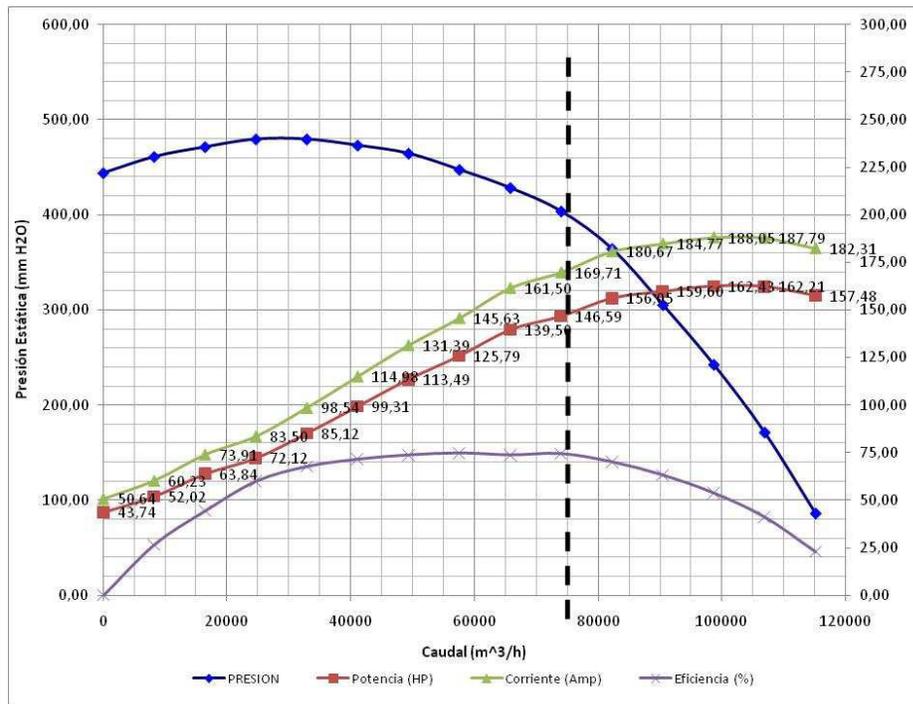


Figura 1.5. Curvas del ventilador @ 1425 rpm (digitalizadas)

Filtro de Mangas para gases de salida

Tabla 1.3 Datos Filtro de Mangas – Gases de Salida

	Mangas	Cuerpos	T de fluido	Tamaño partícula	Diferencia de Presión
Unidad	#	#	°C	Micras	mm c.a.
Valor	720	6	90 - 120	300	120 – 150

Tipo de limpieza: pulso - jet

El material descargado es reingresado a la torre de secado.

Ventilador de transporte de polvo

Fluido a manejar: aire con contenido de polvo detergente

Tabla 1.4 Datos Ventilador Transporte de Polvo

	Caudal	Presión estática	Potencia Consum	Velocidad	Temperatura
Unidad	m ³ /h	mm c.a.	HP	rpm	°C
Valor	25000	229	30	1504	45

Tipo: orientado hacia atrás

Transmisión mecánica: Bandas

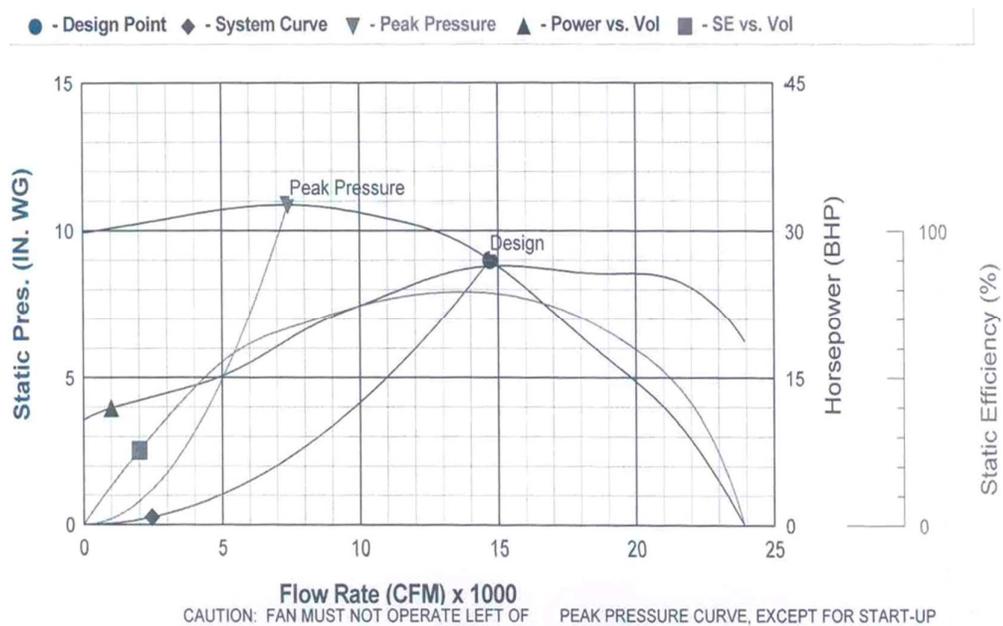


Figura 1.6. Curvas características - ventilador transporte vertical.

Filtro de Mangas para transporte de polvo**Tabla 1.5 Datos Filtro – Transporte de Polvo**

	Mangas	Cuerpos	T de fluido	Tamaño partícula	Diferencia de Presión
Unidad	#	#	°C	Micras	mm c.a.
Valor	190	1	45 - 60	500 - 1500	75 – 85

Tipo de limpieza: pulso - jet

El material descargado es entregado a una banda transportadora para almacenarlo en los silos.

CAPÍTULO 2

2. DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE VENTILADORES

2.1 Correlación capacidad de ventiladores vs producción

Esta correlación es resultado de usar modelos teóricos y mediciones en campo.

Ventilador de Gases de Salida

Para determinar una relación entre el caudal volumétrico del ventilador de gases de salida y el volumen de producción de polvo base se generó un modelo que relaciona el caudal volumétrico de aire que ingresa a la torre de secado (dado por un ventilador de aire de dilución y un ventilador de aire de combustión) vs el volumen de producción requerido y luego a través de mediciones de campo, se relaciona el caudal de ingreso de la torre con el caudal de salida, lo que generó la relación buscada.

El modelo lo generamos teniendo en cuenta las siguientes premisas:

- Gradiente lineal de temperatura respecto de la altura de la torre, tanto de la pared como de la mezcla de gases. Límites entre 350°C y 100°C.
- Existe una pérdida de calor por convección forzada entre la mezcla de gases calientes y la pared de la torre.
- Existe una pérdida de calor neta por radiación entre la mezcla de gases calientes y la pared de la torre.

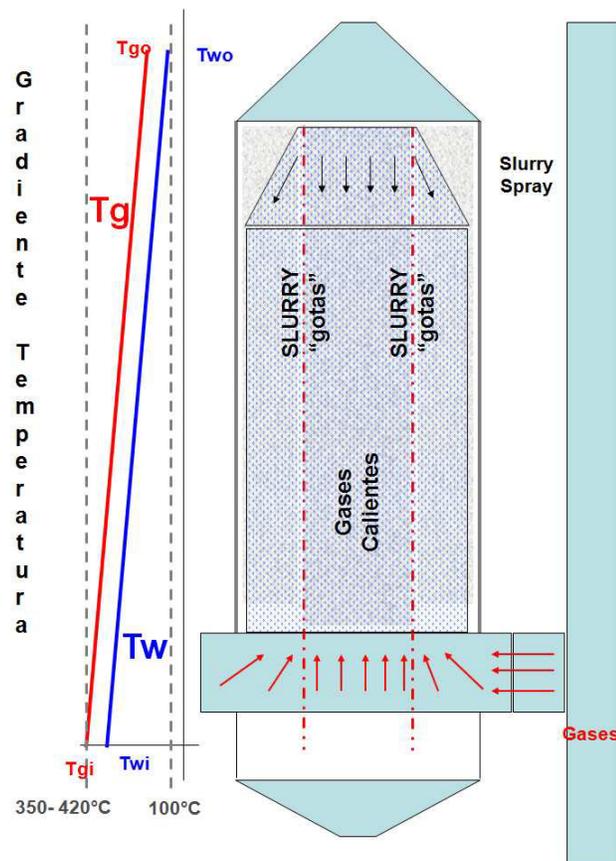


Figura 2.1. Esquema de modelo del proceso.

Siendo:

T_{gi} : temperatura gas al ingreso

T_{go} : temperatura gas a la salida

T_{wi} : temperatura pared al ingreso

T_{wo} : temperatura pared a la salida

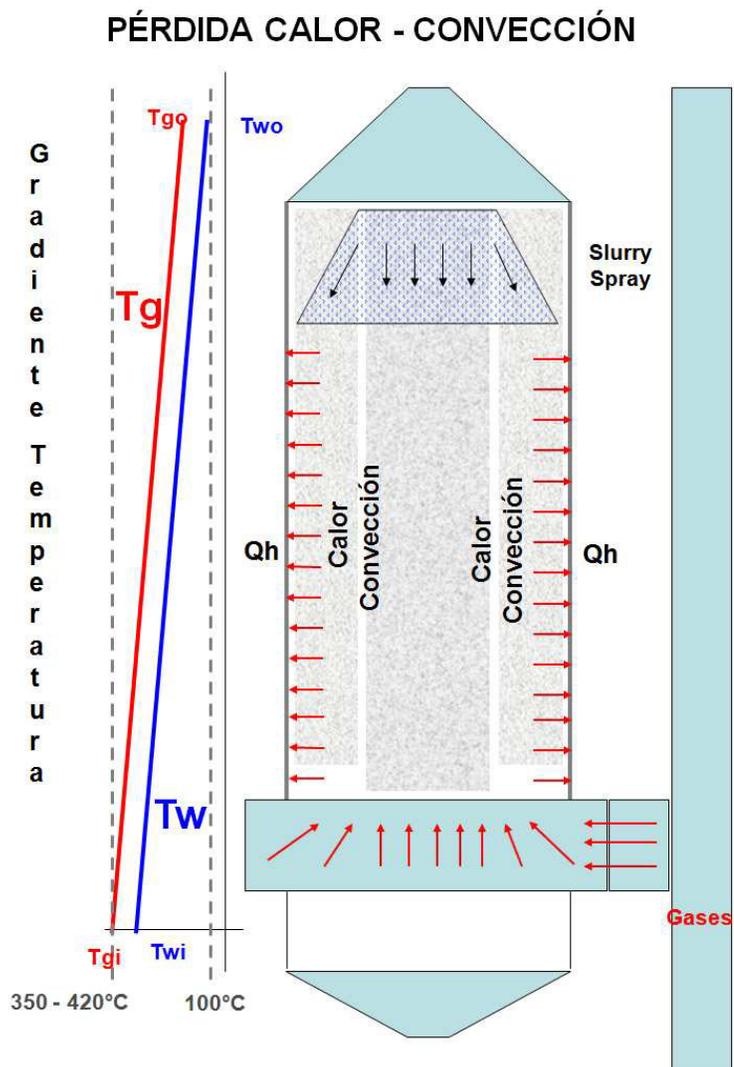


Figura 2.2. Esquema – Pérdida Convección.

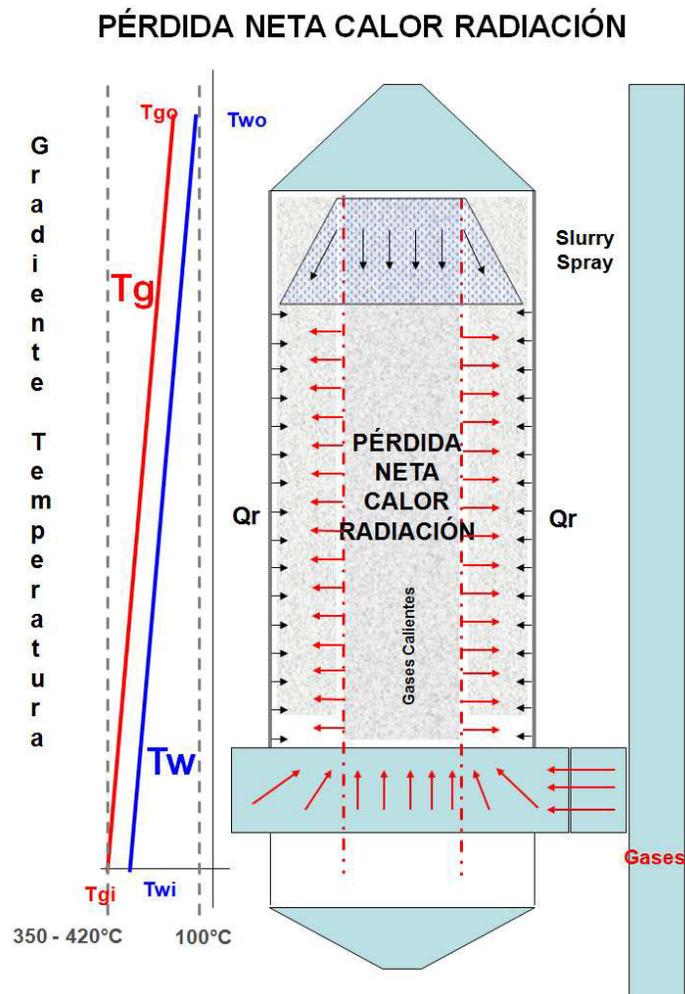


Figura 2.3. Esquema – Pérdida Neta Radiación.

Se definen las siguientes ecuaciones:

Se conoce que el gradiente de temperatura es función de la altura de la torre y de la cantidad de slurry detergente que desee secar y se asume una función lineal respecto a la altura,

$$\Delta T = f(\text{altura}_{\text{torre}}, m_{\text{slurry}})$$

$$T_g(y) = Tg_i - y * \frac{(Tg_i - Tg_o)}{z}$$

$$T_w(y) = Tw_i - y * \frac{(Tw_i - Tw_o)}{z}$$

, z la altura de la torre igual a 24 m.

El área circunferencial, es decir de la pared de la torre es función de la altura de la torre.

$$A = g(\text{altura}_{\text{torre}})$$

El calor total requerido para secar es:

$$q_{\text{totalsecado}} = q_{\text{combustion}} + q_{\text{dilucion}}$$

$$q_{\text{dilucion}} = q_{\text{totalsecado}} - q_{\text{combustion}}$$

El calor total requerido para secar también es la suma del calor necesario para calentar y evaporar el agua dentro de las “gotas” de slurry.

$$q_{\text{secado}} = \dot{m}_{H_2O} * Cp_{H_2O} * \Delta T_{85^\circ c \rightarrow 100^\circ c} + \dot{m}_{H_2O} * h_{fg100^\circ C}$$

El calor total requerido para secar es igual al total para secar más las pérdidas de calor que consisten en la pérdida durante la combustión, por convección y radiación.

$$q_{total \text{ sec ado}} = q_{\text{sec ado}} + q_{\text{perdidascalor}}$$

$$q_{\text{perdidascalor}} = q_{\text{combustionperdidas}} + q_{\text{conveccion}} + q_{\text{radiacion}}$$

$$q_{\text{combustionperdidas}} = (1 - \eta_{\text{combustion}}) * \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

, siendo el calor cedido por el combustible:

$$q_{\text{combustion}} = \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

La pérdida de calor debido a la convección se define de acuerdo a la siguiente expresión, dónde se necesita integrar en toda la altura de la torre el área de la pared circunferencial,

$$q_{\text{conveccion}} = Hc * \int A * (T_g - T_w)$$

La pérdida de calor por radiación es “neta” debido a que tanto la pared irradia calor hacia los gases y los gases hacia la pared circunferencial siendo el área una función de la altura, se requiere integrar,

$$q_{\text{radiacion}} = \sigma * \int A * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4)$$

El caudal de aire de dilución se puede encontrar con:

$$q_{\text{dilucion}} = q_{\text{sec ado}} + q_{\text{perdidascalor}} - q_{\text{combustion}}$$

Estando el aire de dilución compuesto por una masa de aire con contenido de humedad:

$$m_{\text{aire seco}} * h_{\text{seco}} + m_{\text{humedad}} * h_{\text{humedo}} = q_{\text{seco}} + q_{\text{perdidas calor}} - q_{\text{combustion}}$$

$$\dot{m}_{\text{dilucion}} = \dot{m}_{\text{aire seco}} + \dot{m}_{\text{humedad}} = \frac{q_{\text{seco}} + q_{\text{perdidas calor}} - q_{\text{combustion}}}{h_{\text{seco}} + s * h_{\text{humedad}}}$$

siendo s,

$$s = \frac{m_{\text{humedad}}}{m_{\text{aire seco}}} = 0.037 \text{ (contenido de kg de agua/kg de aire seco a } 50^{\circ}\text{C)}$$

Ejecutando el modelo planteado, se mostrará a continuación un ejemplo:

Se requiere calcular el flujo másico y caudal volumétrico del aire de dilución necesario para “secar” 13520 kg/h de slurry reduciendo humedad de 29% a 4%.

Para esto procedemos:

La cantidad de polvo detergente con el 4% de humedad es:

$$kg / h_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{slurry}} * \frac{\text{humedadslurry} - \text{humedadPB}}{1 - \text{humedadPB}}$$

$$kg / h_{\text{agua}} = 13520 * \frac{0,29 - 0,04}{1 - 0,04} = 3520,8$$

$$kg / h_{\text{polvobase}} = 13520 - 3520,8 = 10000$$

Para calcular el calor mínimo requerido para “secar” el agua dentro del slurry:

$$q_{\text{secado}} = \dot{m}_{H_2O} * C_{p_{H_2O}} * \Delta T_{85^\circ C \rightarrow 100^\circ C} + \dot{m}_{H_2O} * h_{fg_{100^\circ C}}$$

$$q_{\text{secado}} = 3520,8 * 4,2 * (100 - 85) + 3520 * (2676 - 419)$$

$$q_{\text{secado}} = 221760 + 7944640 = 8166400 \text{ kJ/h} = 1950000 \text{ kcal/h}$$

Ahora se calcula las pérdidas de calor identificadas:

$$q_{\text{perdidas calor}} = q_{\text{combustion perdidas}} + q_{\text{conveccion}} + q_{\text{radiacion}}$$

La pérdida de calor estimada de acuerdo a una eficiencia de combustión $\eta=90\%$, del quemador disponible en el sistema, además de un consumo de diesel medido de 261 kg/h para este régimen de producción, tenemos:

$$q_{\text{combustion perdidas}} = (1 - \eta_{\text{combustion}}) * \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

$$q_{\text{combustion perdidas}} = (1 - 0,9) * 261 * 10200 = 266220 \text{ kcal/h}$$

Para estimar la pérdida de calor por convección forzada y radiación neta debemos tener en cuenta el gradiente de la temperatura y asumir un valor promedio de las propiedades del fluido.

$$T_g(y) = T_{gi} - y * \frac{(T_{gi} - T_{go})}{z}$$

$$T_w(y) = Tw_i - y * \frac{(Tw_i - Tw_o)}{z}$$

Tenemos a continuación las funciones de temperatura en °C y K,

$$Tg_i = 380^\circ\text{C}; Tg_o = 100^\circ\text{C}; z = 24$$

$$T_g(y)|_{^\circ\text{C}} = 380 - 11,67 y$$

$$T_g(y)|_{^\circ\text{K}} = 653,15 - 11,67 y$$

$$Tw_i = 334^\circ\text{C}; Tw_o = 85^\circ\text{C}; z = 24$$

$$T_w(y)|_{^\circ\text{C}} = 334 - 10,38 y$$

$$T_w(y)|_{^\circ\text{K}} = 607,15 - 10,38 y$$

Recordando que,

$$q_{conveccion} = Hc * \int A * (T_g - T_w)$$

Definimos la diferencia Tg-Tw, como:

$$T_g - T_w(y) = 46 - 1,3 y$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} y * (T_g - T_w) dy$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} (46 y - 1,3 y^2) dy$$

Para el coeficiente convectivo debemos calcular los números de Re, Nu y Pr, tomando en cuenta que la temperatura de intercambio de calor sea 300°C en promedio para utilizar las propiedades, viscosidad dinámica $\mu = 0,000025 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; densidad de aire caliente $\rho = 0,6 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Tabla 2.1 Propiedades del aire

°C	Cp (J/kg°K)	K (W/m°K)
100	1022	0,0307
200	1035	0,037
300	1047	0,0429
400	1059	0,0485

Es necesario realizar una iteración, dado que para estimar la velocidad del fluido necesitamos asumir un primer valor de caudal, empezaremos con 23000 m³/h, lo que resulta en una velocidad de 0,25 m/s.

$$Re = \frac{V\rho D}{\mu} = \frac{0,25 * 0,6 * 6}{0,000025} = 36000 \text{ (turbulento)}$$

$$Pr = \frac{Cp * \mu}{k} = \frac{1041 * 0,000025}{0,04} = 0,65$$

Al ser flujo turbulento, se utiliza la siguiente expresión para el número Nu, asumiendo que la pared a pesar de ser un arco circunferencial con diámetro 6 m, se comportaría como una placa plana (1),

$$Nu = 0,036 * Re^{0,8} * Pr^{1/3} = 0,036 * 36000^{0,8} * 0,65^{1/3} = 136,08$$

Con el Nu se calcula el coeficiente convectivo,

$$Nu = \frac{h_c * D}{k} \therefore$$

$$h_c = \frac{Nu * k}{D} = \frac{136,08 * 0,04}{6} = 0,91$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} (46y - 1,3y^2) dy$$

$$q_{conveccion} = 0,91 * \pi * 6 \left[46 \frac{y^2}{2} \Big|_0^{24} - 1,3 \frac{y^3}{3} \Big|_0^{24} \right]$$

$$q_{conveccion} = 148000 \text{ W} = 128000 \text{ kCal / h}$$

Para la pérdida neta de calor por radiación se emplea el método desarrollado por Hottel y Egbert para estimar la radiación de gases y vapores (3).

$$q_{radiacion} = \sigma * \int A * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4)$$

Se empieza por estimar:

$$L = \text{diametro_estimado_columna_gases_calientes}$$

$$Pr = \text{Presión_parcial}$$

Se asume que la “cobertura” del área transversal de la torre es óptima y que prácticamente el diámetro de la columna de gases es el mismo que el de la torre, es decir $L = 6 \text{ m}$.

Las presiones parciales son del vapor de agua y del CO₂, estimadas de acuerdo su cantidad en volumen dentro de la torre, siendo: Pr_{H₂O}=0,017 atm y Pr_{CO₂}=0,15 atm, para el resto que es aire la Pr=0,83 atm. Multiplicando estas presiones por la dimensión “L” se ingresa en las gráficas de Hottel y se estima las emisividades: $\epsilon_{H_2O} = 0,4$ y $\epsilon_{CO_2} = 0,18$, sumando $\epsilon_{gas} = 0,58$. La absorptividad del gas a la temperatura de la pared se estima similar a la emisividad del acero oxidado de la pared, $\alpha = 0,62$, debido a efectos de corrosión y suciedad.

Se procede a evaluar la integral en toda la altura de la torre,

$$q_{radiacion} = \sigma * \pi * D \int_0^{24} y * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4) dy$$

, obteniendo como resultado

$$q_{radiacion} = 741000 W = 637000 kCal / h$$

, sumando las pérdidas de calor estimadas,

$$q_{perdidascalor} = 266220 + 128000 + 637000 = 1031220 kCal / h$$

, por lo tanto el calor total requerido para “secar” es:

$$q_{total\ sec\ ado} = q_{sec\ ado} + q_{perdidascalor}$$

$$q_{total\ sec\ ado} = 1950000 + 1031220 = 2981220 kCal / h$$

, estimamos el calor aportado por el combustible durante la combustión:

$$q_{combustion} = \dot{m}_{diesel} * C_p_{diesel}$$

$$q_{combustion} = 261 * 10200 = 2657200 \text{ kCal / h}$$

, de esta manera el calor que debe aportar el flujo de aire de dilución es:

$$q_{dilucion} = q_{total \text{ secado}} - q_{combustion}$$

$$q_{dilucion} = 2981220 - 2657200 = 324020 \text{ kCal / h}$$

, así el flujo de aire de dilución buscado es:

$$\dot{m}_{dilucion} = \dot{m}_{aireseco} + \dot{m}_{humedad} = \frac{q_{secado} + q_{perdidascalor} - q_{combustion}}{h_{seco} + s * h_{humedad}}$$

$$\dot{m}_{dilucion} = \frac{q_{dilucion}}{h_{seco} + s * h_{humedad}}$$

$$\dot{m}_{dilucion} = \frac{324020}{16,1 + 0,037 * 46,5} = 18300 \text{ kg / h}$$

$$Caudal \text{ _ dilución} = 19500 \text{ m}^3 / \text{h} @ \rho = 0,95 \text{ kg/m}^3$$

Considerando que fue asumido un flujo de 23000 m³/h, es visible que el error es del 15%, lo que se estima aceptable. Debemos considerar que esto depende de la humedad del producto final, en condiciones reales esta humedad varía por lo tanto los caudales de aire también varían.

Además si se compara las pérdidas con el calor total mínimo requerido para “secar”, éstas constituyen un 35%, lo que coincide con la literatura disponible, que establece una eficiencia del 60% del proceso de secado. Este proceso de cálculo se lleva en mayor detalle y se genera una tabla con los diferentes volúmenes de producción obteniendo la siguiente relación:

$$m^3 / h_{\text{aire}}_{\text{dilucion}} = 1,74 * PB + 1138$$

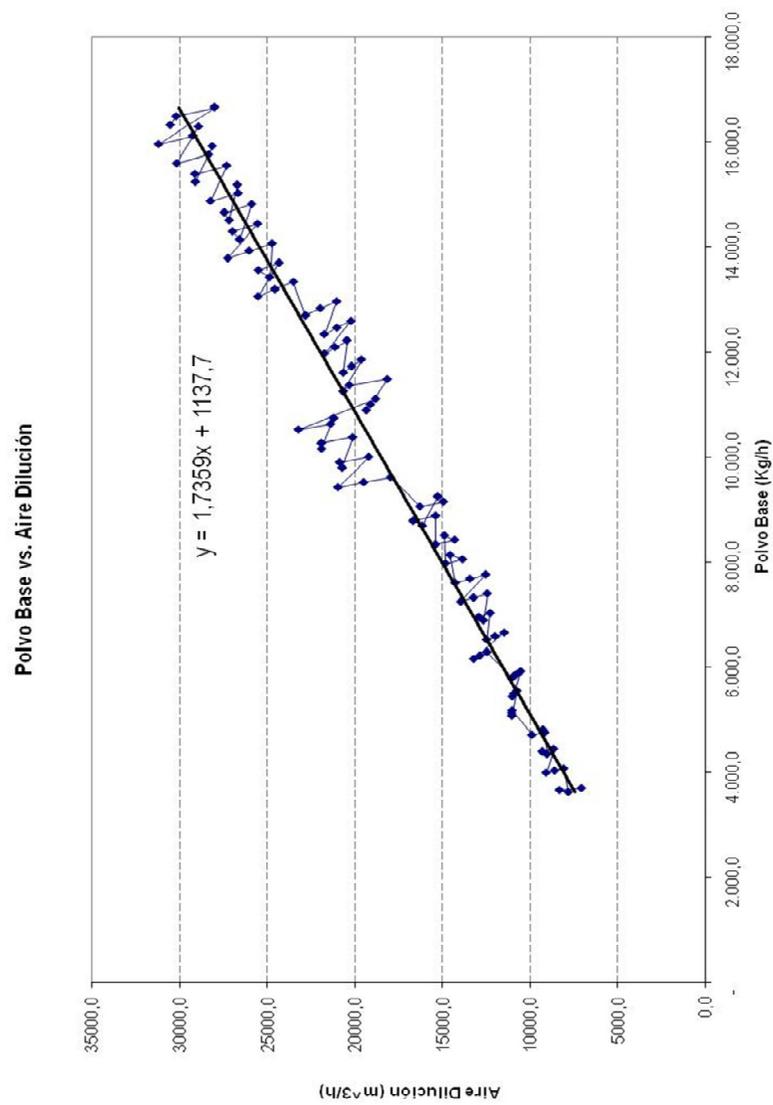


Figura 2.4. PB vs. Aire de Dilución

Sumando este caudal de aire de dilución al caudal de aire de combustión que son aproximadamente 5000 m³/h, tenemos un ingreso de aproximadamente 24500 m³/h. Relacionando este caudal con mediciones reales del caudal de gases de salida, 58000 m³/h tenemos una relación de 2,4, por lo que es posible generar la siguiente relación al graficar los valor obtenidos:

$$m^3 / h _ gases _ salida = 5,2 * PB + 2871$$

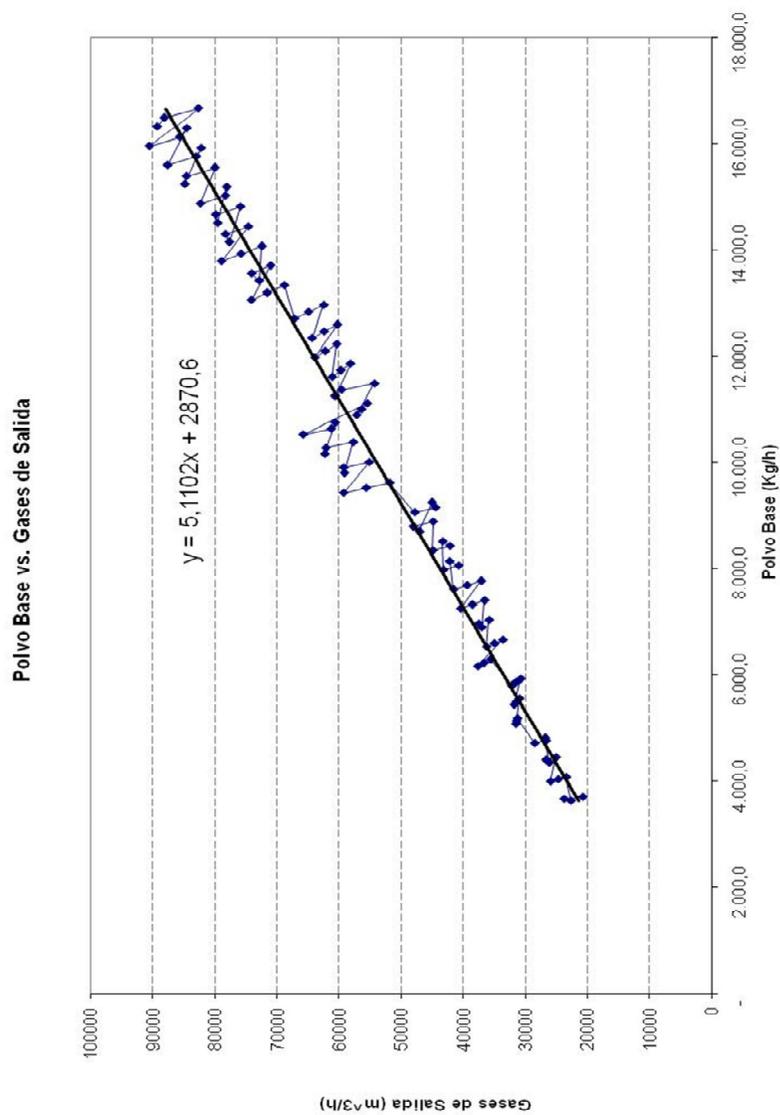


Figura 2.5. PB vs Gases de Salida

Ventilador de transporte de polvo

Este equipo transporta verticalmente el polvo detergente en un flujo de aire una altura de 35 m y este flujo es filtrado en un filtro de mangas para descargar el polvo.

Esta mezcla de polvo detergente y aire tiene una temperatura aproximada de 50°C.

El sistema tiene una “relación de transporte” de $\frac{masa_aire}{masa_PB} \geq 2$.

Dado el nuevo volumen de producción se requieren 30000 kg/h de aire, equivalentes a 28500 m³/h.

2.2 Dimensionamiento y Selección de Ventiladores

Ventilador de Gases de Salida

Una vez obtenida la relación anterior, determinados que requerimos aproximadamente un caudal de 76000 m³/h para el nuevo volumen de producción requerido, considerando un 15% adicional (en caudal), el caudal dimensionado del equipo será de 90000 m³/h.

Tomando en cuenta un último informe se define la presión estática de la carga del sistema como 300 mm c.a.

Parámetros	Unidad	VENT. EXHAUSTO
<i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i>		
Válvula		<i>100% abierta</i>
Diámetro Chimenea	mm	1050,00
Temperatura del aire	°C	98,4
Velocidad promedio, m/s	m/s	18,97
Presión estática	mm H2O	299,59
Presión dinámica promedio	mm H2O	17,76
Caudal de gases a 98°C	m ³ /h	59137,52
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	Nm ³ /h	44627,5
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /h	47896,9
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /min	743,8
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	CFM	26264,4
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	CFM	28188,6
Corriente del motor	A	140
Frecuencia	Hz	61
Aspiracion en la Torre	mmCA	5,28
Velocidad del gas en la Torre	m/s	0,58

Figura 2.6. Mediciones Gases de Salida antes del cambio.

Es decir el nuevo cabezal requerido sería:

$$H2 = 300 * \left(\frac{76}{59} \right)^2 = 495mm _ c.a.$$

Por ajuste de presupuesto y considerando que el futuro régimen de producción no será sostenido por más de 8 horas de trabajo, se selecciona un ventilador que trabajando a 60 Hz de frecuencia cumplirá con esta demanda. Se solicita un ventilador con punto de operación 90000 m³/h @ 485 mm c.a. consumiendo 205 HP, sin embargo se solicita con un motor de 250 HP y transmisión por banda para permitir incrementar su velocidad en 3% y por ende su capacidad considerando que las condiciones del futuro producto también puedan cambiar. Esto se verifica utilizando las leyes de afinidad.

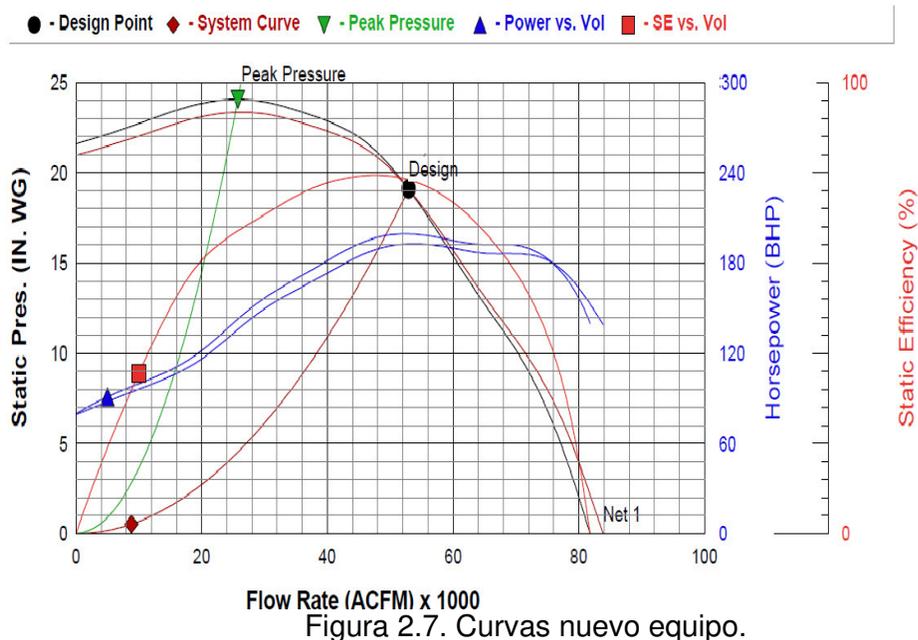


Figura 2.7. Curvas nuevo equipo.

Performance		Values are in accordance with AMCA Standard 210	
	Design	Net #1	
Volume Flow Rate (ACFM)	52932	52932	
Static Pressure (IN. WG)	19.1	19.1	
Density (LB/FT ³)	0.061	0.056	
Temperature (°F)	194	248	
Altitude (FT)	20	20	
Speed (RPM)	1571	1610	
Power Required (BHP)	204.8	192.8	
Static Efficiency (%)	76.4	78.9	
Outlet Velocity (FT/MIN)	4150	4150	
Damper Opening (%)	N/A	N/A	
Control Type	RPM Change		
Outlet Area (FT ²)	12.8		

* Includes Estimated Belt Drive Losses

Sound		Values are in accordance with AMCA Standard 300						
External Sound Power Levels (db)								
Center Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lwi Design	111	105	108	105	105	103	101	96
ERC	4	2						
Sound Pressure 5.0 FT from Fan (dBA)	99							

Lwi (Lwo) is sound power at the fan inlet (outlet)/airstream, less ERC.

Figura 2.8. Características operacionales-nuevo equipo

Ventilador de transporte de polvo

Una vez obtenida la relación anterior, determinados que requerimos aproximadamente un caudal de 28500 m³/h para el nuevo volumen de producción requerido, considerando un 15% adicional (en caudal), el caudal dimensionado del equipo será de 33000 m³/h.

Tomando en cuenta un último informe se define la presión estática de la carga del sistema como 133 mm c.a.

Parámetros	Unidad	VENT. AIRLIFT TERRAZA
<i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i>		
Diámetro Chimenea	mm	710,0
Temperatura del aire	°C	49,2
Velocidad promedio, m/s	m/s	13,34
Presión estática	mm H2O	132,7
Presión dinámica promedio	mm H2O	8,12
Caudal de gases a 49,2°C	m ³ /h	19021,3
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	Nm ³ /h	18306,7
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /h	17501,3
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /min	271,8
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	CFM	9558,4
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	CFM	2,9

Figura 2.9. Mediciones aire de elevación antes del cambio.

Es decir el nuevo cabezal requerido sería:

$$H2 = 132,7 * \left(\frac{28,5}{19} \right)^2 = 300mm \text{ _ c.a.}$$

Se solicita un ventilador con punto de operación 33000 m³/h @ 300 mm c.a.

Potencia consumida 45 HP.

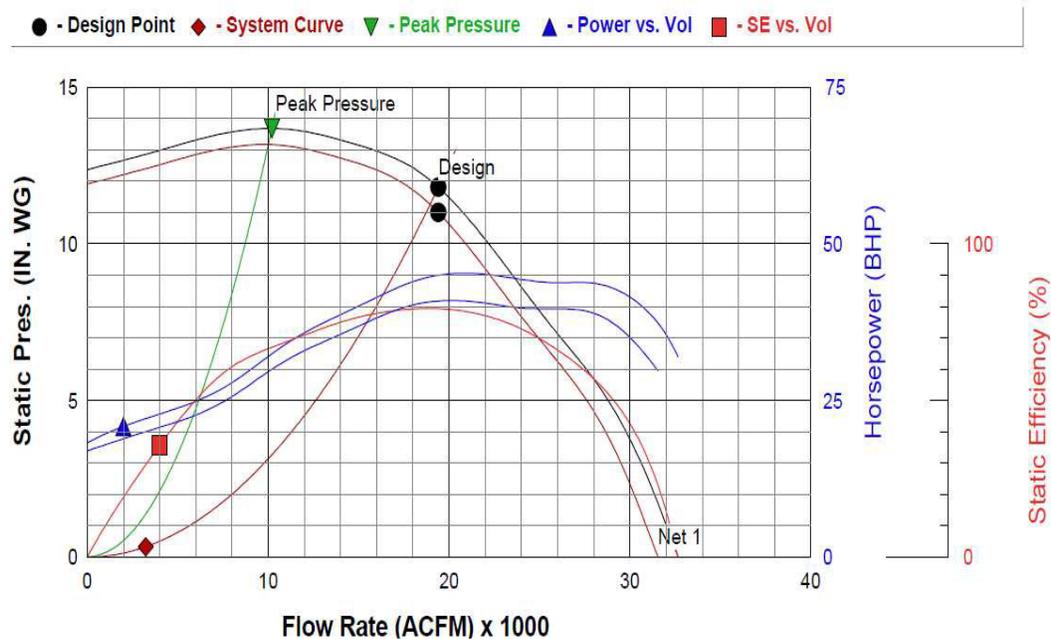


Figura 2.10. Curvas – nuevo equipo

Performance			Values are in accordance with AMCA Standard 210							
	Design	Net #1								
Volume Flow Rate (ACFM)	19408	19408								
Static Pressure (IN. WG)	11.8	11								
Density (LB/FT ³)	0.067	0.069								
Temperature (°F)	131	113								
Altitude (FT)	20	20								
Speed (RPM)	1517	1466								
Power Required (BHP)	46.3	40.9								
Static Efficiency (%)	77	79								
Outlet Velocity (FT/MIN)	2742	2742								
Damper Opening (%)	N/A	N/A								
Control Type	RPM Change									
Outlet Area (FT ²)	7.08									
* Includes Estimated Belt Drive Losses										
Sound			Values are in accordance with AMCA Standard 300							
External Sound Power Levels (db)										
Center Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
L _{wi} Design	102	96	99	96	95	94	92	87		
ERC	6	3	1							
Sound Pressure 5.0 FT from Fan (dBA)	89									

L_{wi} (L_{wo}) is sound power at the fan inlet (outlet)/airstream, less ERC.

Figura 2.11. Características operacionales-nuevo equipo

Para ambos ventiladores se solicitó transmisión por banda y que el eje de transmisión sea construido en material AISI 4340, y con un factor de seguridad de 2 utilizando el modelo para vida infinita de ASME.

El motor del ventilador de gases de salida fue solicitado con grado IP 56, mientras el motor del ventilador de transporte de polvo con grado IP 65 por estar a la intemperie.

2.3 Montaje de Ventiladores

Para el montaje de los equipos se consideró su peso, como “carga muerta” y la “carga dinámica”, componentes que se transmiten hacia la estructura de soporte existente, demandando la ejecución de análisis para determinar el reforzamiento estructural requerido.

Tabla 2.2 Masa y Cargas de nuevos equipos

Ventilador	Masa	Carga Muerta Total	Carga Dinámica
Ventilador Gases de Salida	3650 kg	4731 kg	400 kg/m ²
Ventilador Transporte de Polvo	1205 kg	1687 kg	400 kg/m ²

Fue contratado el análisis utilizando el método de elementos finitos y enfoque AISC-LRFD. Se adjuntan en los apéndice A, B y C el respectivo informe final para cada caso.

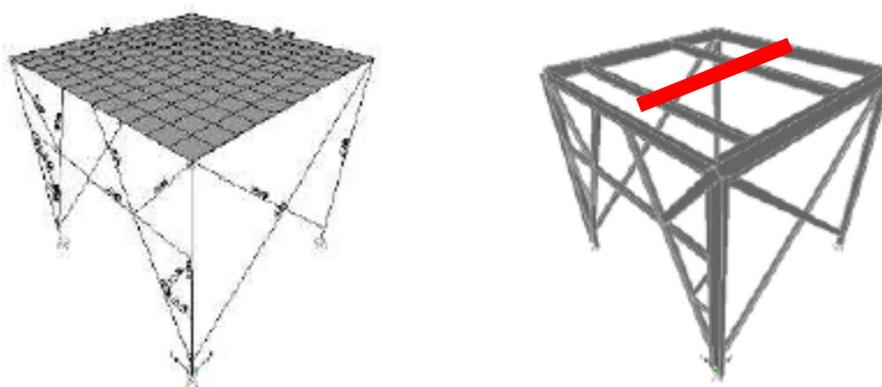


Figura 2.12. Estructura de soporte Ventilador de Gases de Salida.

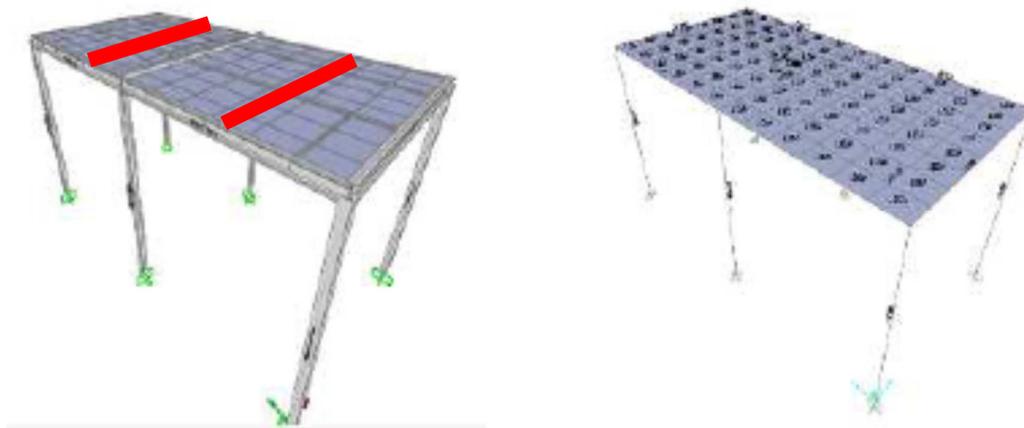


Figura 2.13. Estructura de soporte Ventilador de Transporte de Polvo.
Específicamente para el ventilador de gases de salida se instaló una viga “carrilera” para reducir el tiempo y maniobras de desmontaje y

montaje del equipo. La viga montada fue un IPE 220 con una longitud de 15 m. Apéndice C.

Para las tareas de desmontaje de equipos anteriores y el montaje de los nuevos se contó con 7 días, ejecutando montaje mecánico, cambio de acometidas eléctricas y parametrización en sistema SCADA del área.



Figura 2.14. Izaje de Ventilador de Transporte de Polvo



Figura 2.15. Izaje de Ventilador de Gases de Salida

Una vez ya en sitio y energizados ambos equipos se procedió al balanceo dinámico en frecuencias entre 45 y 60 Hz. El ventilador de gases de salida fue entregado con un nivel “muy bueno”, 0.37 mill @ 1602 rpm de desbalance, siendo alineado y mejorando su estado. El ventilador de transporte de polvo fue entregado con un nivel “bueno”, 1 mill @ 1522 rpm de desbalance.



Figura 2.16. Balaceo Dinámico de Equipos

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Los equipos una vez entregados fueron monitoreados en su nivel de vibraciones y se efectuó una medición de caudales y presiones en su aspiración, a la frecuencia de trabajo nominal, 50 Hz ventilador de gases de salida y 45 Hz ventilador de transporte de polvo; encontrándose en estado satisfactorio.

Se aprecia que la carga en ambos sistemas permanece similar a lo manejado por los equipos anteriores.

Parámetros	Unidad	VENT. EXHAUSTO M1 07 06 2014
<i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i>		
Válvula		100% abierta
Diámetro Chimenea	mm	1050,00
Temperatura del aire	°C	94,5
Velocidad promedio, m/s	m/s	19,94
Presión estática	mm H2O	324,41
Presión dinámica promedio	mm H2O	19,85
Caudal de gases	m ³ /s	17,27
Caudal de gases, a 94,5°C	m ³ /s	62158,9
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	Nm ³ /h	47418,9
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /h	50892,8
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /min	790,3
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	CFM	27907,3
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	CFM	29951,7
Corriente del motor	A	156
Frecuencia	Hz	50
Aspiración en la Torre	mmCA	
Velocidad del gas en la Torre	m/s	0,61

Figura 3.1. Medición de Caudal y Presión – Gases de Salida

Parámetros	Unidad	VENT. AIRLIFT TERRAZA 05 06 2014
<i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i>		
Diámetro Chimenea	mm	710,0
Temperatura del aire	°C	57,1
Velocidad promedio, m/s	m/s	12,37
Presión estática	mm H2O	173,50
Presión dinámica promedio	mm H2O	8,35
Caudal de gases a 57,1°C	m ³ /h	17629,7
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	Nm ³ /h	14761,0
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /h	15842,4
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	Nm ³ /min	246,0
Caudal de gases, a 0°C y 1 atm	CFM	8687,3
Caudal de gases, a 20°C y 1 atm	CFM	2,6

Figura 3.2. Medición de Caudal y Presión – Transporte de Polvo

Referente al retorno de la inversión, fueron considerados el monto de la inversión realizada y la ganancia que tendrá la compañía en un periodo de tiempo de 1 año, incluyendo el impacto del costo de la depreciación de los nuevos activos instalados en la planta. Esto se resume en la siguiente tabla:

Tabla 3.1 Retorno de la Inversión

Rubro	Cantidad	Unidad
Inversión Equipos	\$145,000.00	Usd
Inversión Montaje	\$83,000.00	Usd
Total Inversión	\$228,000.00	Usd
Ganancia Promedio de la empresa / ton de producto (incluyendo impacto en depreciación)	240	Usd / Ton
Horas de producción/año	5000	
Incremento de capacidad de producción	1,5	Ton/h
Ganancia total en 1 año debido a incremento de capacidad	\$1,800,000.00	Usd
Inversión Total / Ganancia total	0,13	
Tiempo de retorno de Inversión	1,6	meses

Siendo el tiempo de retorno de la inversión de 1,6 meses.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Se concluye que los modelos y las premisas adoptadas son aceptables y que los ventiladores al trabajar con 50 Hz y 45 Hz respectivamente, permitirían incrementar el volumen de producción a lo requerido.

Sin embargo, existen varias variables con su respectivo impacto sobre el proceso, lo que incide en el comportamiento de los equipos a futuro, si estas variables cambian, la capacidad de los equipos debe ser revisada.

El tiempo de retorno de inversión calculado es aceptado por la compañía, sin embargo debe ser considerada también la planificación de la producción de acuerdo a la demanda para de esta manera aprovechar los nuevos activos instalados.

Recomendaciones

Se recomienda lo siguiente:

- Continuo monitoreo de la condición de ambos ventiladores: vibración, caudal, presión y amperaje del motor.
- Cuando se requiera incrementar la capacidad en forma nominal se debe hacer el análisis de pérdidas en los ductos, dado que posiblemente se requiera cambio en el diámetro.
- Se debe evaluar la capacidad de los demás equipos para determinar los nuevos cuellos de botella para el sistema.

BIBLIOGRAFIA

1. CENGEL Y. / GHAJAR A. Transferencia de Calor y Masa. 4ta Edición. Mc Graw Hill. 2011. Capítulo 7 Convección externa forzada. Página 424. Ec. 7.22
2. DBI BALLESTRA. Brochure Proceso de Fabricación de Polvo detergente en sistema de torre de secado.
3. KREIT F. / MANGLIK R. / BOHN M. Principles of Heat Transfer. 7th edition. Cengage Learning. 2011. Chapter 9 Heat Transfer by Radiation. Página 602-610.
4. PERRY R. / D. GREEN. Chemical Engineer Manual. 7th edition. Mc Graw Hill. 1999. 12-86 Psycrometry, Evaporative Cooling and Solid Drying.

APÉNDICE A

INFORME DIMENSIONAMIENTO DE VIGA CARRILERA VENTILADOR DE GASES DE SALIDA

Señores
Atte. Javier Rivera
Ciudad.

INFORME CALCULO DE VIGA CARRILERA PARA MONTAJE DE VENTILADOR CENTRIFUGO DE GASES EXHAUSTOS

CONTENIDO

1. **OBJETIVO:** Seleccionar la o las vigas que servirán como carril para la ubicación del ventilador centrífugo Exhausto desde la pared de la planta hasta su nueva ubicación.

2. **DESARROLLO.**

A continuación se resumen el cálculo estructural de los perfiles que servirán como vigas carrileras, esta estructura ayudará a la ubicación del ventilador centrífugo.

La longitud total de la viga es de aproximadamente 15 metros, se asumirá que esta viga será simplemente soportada cada X metros.

Carga de diseño

Ítem	Descripción	unid	Cant
1	Carga muerta	kg	3480
1.1	peso del ventilador	kg	3379
1.2	Incertidumbre (3%)	kg	101

La viga será seleccionada, restringiendo su deflexión $L/800$ [AASHATO]. Con una separación de 300 centímetros se compara la sección de la viga asumiendo la carga como puntual y como distribuida.

Carga distribuida		Carga puntual L/2	
L (cm)	MFlector (Kg.cm)	L(cm)	MFlector (kg.cm)
0	0	0	0
50	72508	50	87009
100	116012	100	174019
150	130514	150	261028
200	116012	200	-174019
250	72508	250	-87009
300	0	300	0

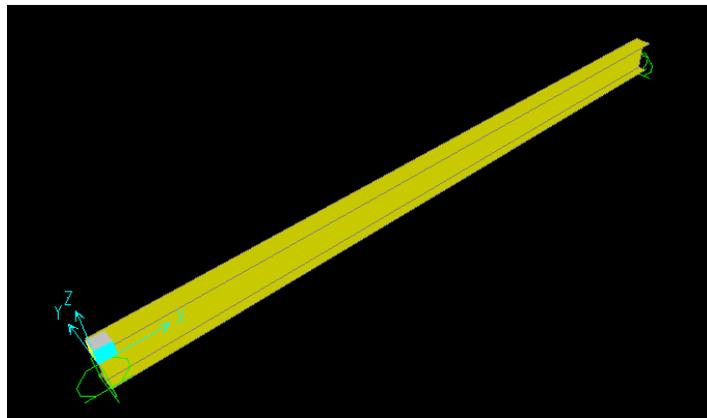
Resumen de cálculos

Carga distribuida		
Módulo seccional	103,58	cm ³
Momento flector	130514	kg.cm
Esfuerzo de diseño	1260	kg/cm ²

Carga puntual L/2		
Módulo seccional	207,16	cm ³
Momento flector	261028	kg.cm
Esfuerzo de diseño	1260	kg/cm ²

De los resultados obtenidos la viga seleccionada debe tener un módulo seccional mínimo de $S = 207,16 \text{ cm}^3$.

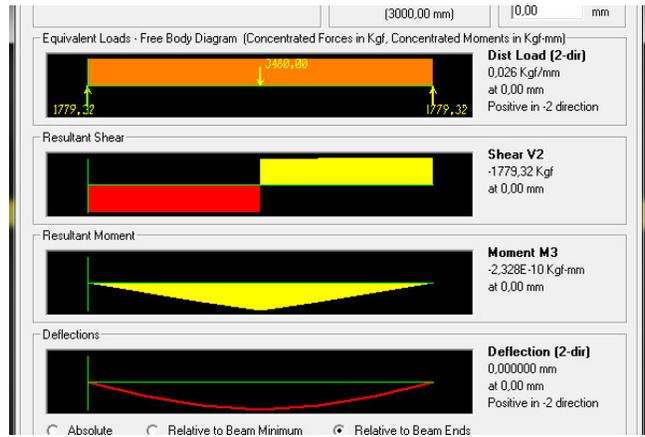
Se comparó los valores obtenidos con formulación de teoría de vigas vs. Un análisis de elementos finitos, utilizando viga IPN 220 ($S = 252 \text{ cm}^3$).



Viga modelada en programa de elementos finitos



Asignación de propiedades y cargas



Grafica de Fuerza cortante, Momento flector, Deflexión

La deflexión utilizando programa de elementos finitos es de 3,5 mm lo cual cumple con la restricción $L/800=3000/800=3,8\text{mm}$.

3. Conclusión

- Para la viga carrilera se puede utilizar una viga IPE220

DENOMINACION	DIMENSIONES					SECCION cm ²	PESOS kg/mt	TIPOS			
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm			Ix cm ⁴	Iy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³
IPE 80	80	46	3.80	5.20	5	7.64	6.00	80	8.49	20.00	3.69
IPE 100	100	55	4.10	5.70	5	10.30	8.10	171	15.90	34.20	5.79
IPE 120	120	64	4.40	6.30	5	13.20	10.40	318	27.70	53.00	8.65
IPE 140	140	73	4.70	6.90	7	16.40	12.90	541	44.90	77.30	12.30
IPE 160	160	82	5.00	7.40	7	20.10	15.80	869	68.30	109.00	16.70
IPE 180	180	91	5.30	8.00	7	23.90	18.80	1320	101.00	140.00	22.20
IPE 200	200	100	5.60	8.50	9	28.50	22.40	1940	142.00	194.00	28.50
IPE 220	220	110	5.90	9.20	9	33.40	26.20	2770	205.00	252.00	37.30
IPE 240	240	120	6.20	9.80	12	39.10	30.70	3890	284.00	324.00	47.30
IPE 270	270	135	6.60	10.20	12	45.90	36.10	5790	420.00	429.00	62.20
IPE 300	300	150	7.10	10.70	15	53.80	42.20	8360	604.00	557.00	80.50
IPE 330	330	160	7.50	11.50	15	62.60	49.10	11770	788.00	713.00	98.50
IPE 360	360	170	8.00	12.70	118	72.70	57.10	16270	1040.00	904.00	123.00
IPE 400	400	180	8.60	13.50	118	84.50	63.30	23130	1320.00	1160.00	146.00
IPE 450	450	190	9.40	14.60	21	98.80	77.70	33740	1680.00	1500.00	176.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	48200	2140.00	1930.00	214.00
IPE 550	550	210	11.10	17.20	24	134.00	106.00	67120	2670.00	2440.00	254.00

- Otra opción e utilizar dos vigas IPE160 con módulo seccional $S=109\text{ cm}^3$ cada una

APÉNDICE B

INFORME REFORZAMIENTO ESTRUCTURAL PARA VENTILADOR DE GASES DE SALIDA

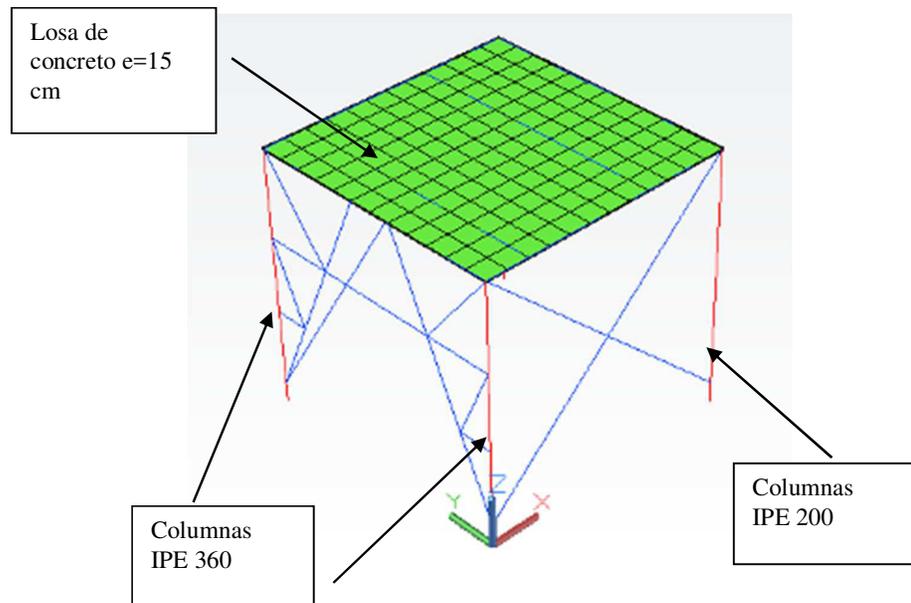
Señores
Atte. Javier Rivera
Ciudad.

INFORME TECNICO ANALISIS DE RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA BASE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO DE GASES EXHAUSTO

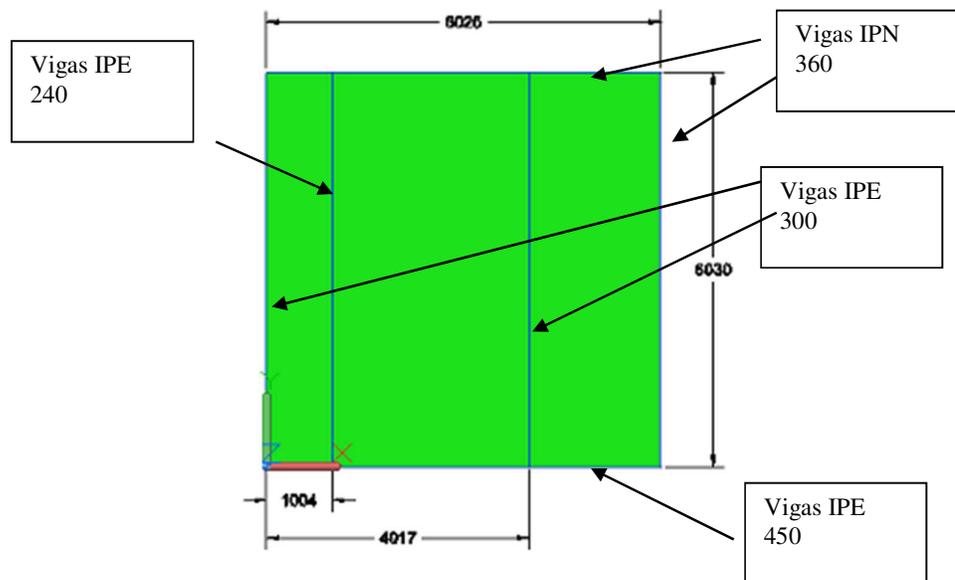
CONTENIDO

1. **OBJETIVO:** Analizar la resistencia de la estructura mixta (losa de concreto-y estructura metálica), en la cual será ubicado el ventilador centrífugo Exhausto.
2. **ALCANCE:** Verificar mediante elementos finitos y fórmulas AISC-LRFD (construcción de estructuras metálicas) la distribución de esfuerzos en que se originan en losa de concreto debido a la carga del ventilador centrífugo.
3. **DESARROLLO.**
 - 3.1 Ventilador exhausto, descripción de la estructura

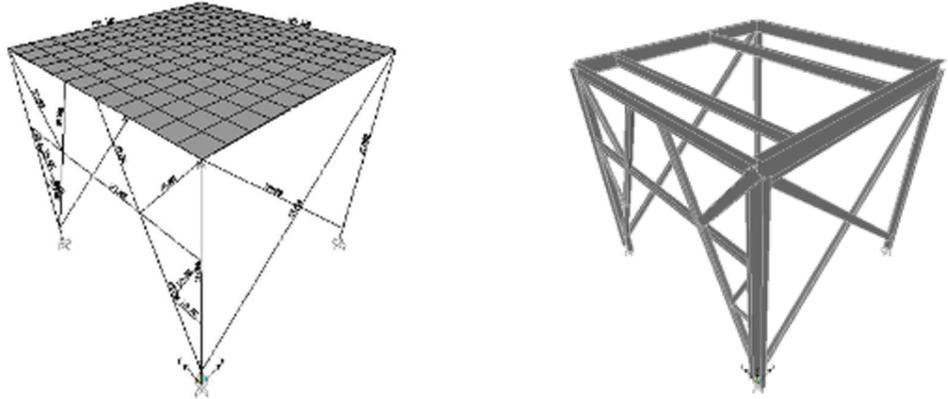
Se procedió a la toma de medidas en obra, para el modelo de elementos finitos de la estructura, se tomó una proporción de la estructura a la cual se la considera un subsistema del edificio.



Vista se arreglo estructural



Mediante programa de elementos finitos se originó la estructura, asignado características de material y sección de perfiles.



3.2 Cargas aplicadas

A continuación se describen las cargas a la que está sometida la estructura, el peso del ventilador de acuerdo al catalogo proporcionado por el fabricante un 25% del peso debido a carga por funcionamiento del sistema y un 15% debido a efectos de vibración, la carga viva se escogió de la tablas del código AISC-LRFD [1], también de acuerdo a las normas se estableció una combinación de carga, $1,4(\text{carga muerta})+1,6(\text{carga viva})$.

El programa de elementos finitos asume el peso de la estructura por eso no se tabula su valor, la carga muerta se la aplicó de forma distribuida en el área de acción del peso del ventilador centrifugo.

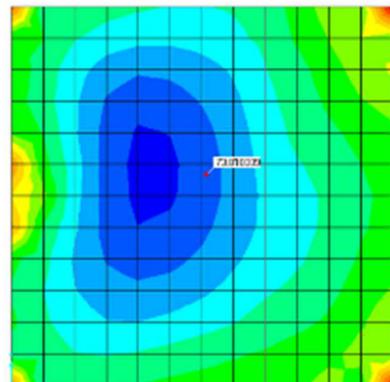
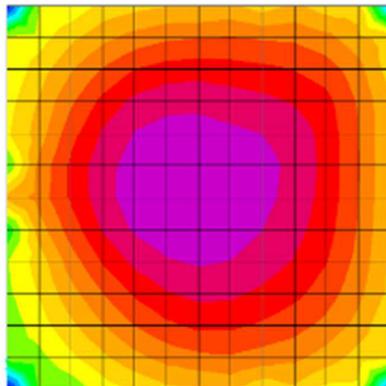
Ítem	Descripción	unid	Cant
1	Cargas muertas	kg	4731
1.1	Peso de ventilador, motor, damper	Kg	3379
1.2	Peso debido a funcionamiento	kg	845
1.3	Peso por efectos vibratorios	kg	507
2	Carga viva	Kg/m2	400
2.1	Peso distribuido en pisos	Kg/m2	400

Cargas aplicadas

3.3 Análisis de resultados

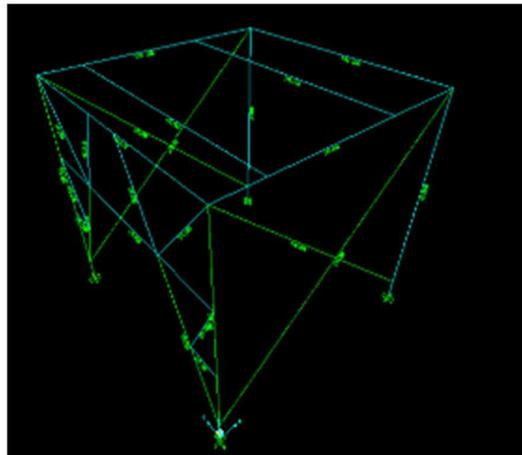
El análisis de la estructura se rige a 4 criterios.

- Esfuerzo del concreto ($f_c'=250$ kg/cm²)
- Esfuerzo del acero A-36. (σ fluencia=1260 kg/cm², se considera un $F_c=2$ con respecto al esfuerzo de fluencia)
- Deflexión de vigas.($L/360$ [1]), Esbeltez de vigas $KL/r<200$



Esfuerzo de Máximos Top face/ Bottom face en Losa de concreto

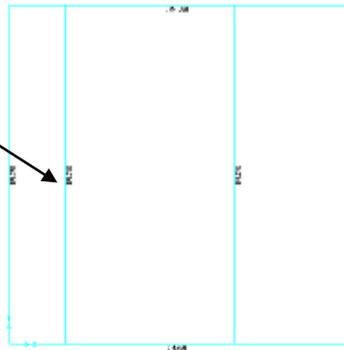
Los esfuerzos en top face son esfuerzos de compresión y los bottom face son de tracción, el máximo valor del esfuerzo (Von Mises) es de 83 kg/cm².



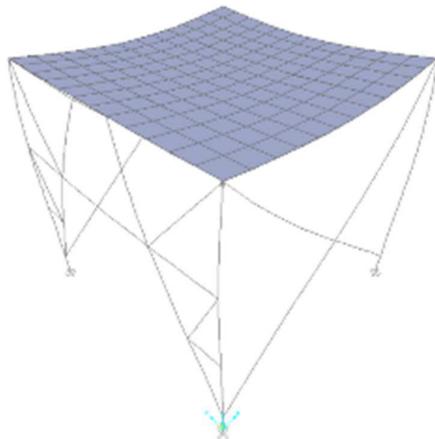
Capacidad de perfiles estructurales

De acuerdo a la norma AISI-LRFD el coeficiente de carga vs resistencia estructuras se mantiene en un rango menor a 1, la constante KL/r para el perfil IPE240 es mayor a 200 lo cual implica posibles fallas de pandeo local del alma.

$KL/R > 200$



Perfil que no cumple $KL/r < 200$



Perfil deformado de la estructura

La máxima deflexión es de $16 \text{ mm} < 6030/240 = 26 \text{ mm}$, con lo cual es aceptado en el modelo estructural.

4. Conclusiones y Recomendaciones

La estructura analizada cumple 3 de los 4 criterios de aceptación, un miembro estructural no cumple con la esbeltez requerida, para los cual se mencionan dos recomendaciones para evitar el pandeo local del alma de la viga I.

- KL/r , L (longitud no arriostrada), si se disminuye L (colocando un refuerzo longitudinal en el centro de la losa el cual dividirá la longitud a $L/2$), el factor KL/r será menor a 200 y se cumple los 4 criterios. (IPE200)

- KL/r , r (radio de giro del perfil IPE240, al aumentar r (cambiando el perfil IPE240 por IPE270), el factor KL/r será menor a 200 y se cumple los 4 criterios.

5. Bibliografía

[1] C. McCormac Jack, Diseño de estructuras de acero Método LRFD, Alfaomega, México 2002.

ING. DAVID CARRANZA

APÉNDICE C

INFORME REFORZAMIENTO ESTRUCTURAL PARA VENTILADOR DE TRANSPORTE DE POLVO

Señores
Atte. Javier Rivera
Ciudad.

INFORME TECNICO ANALISIS DE RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA BASE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO AIRLIFT

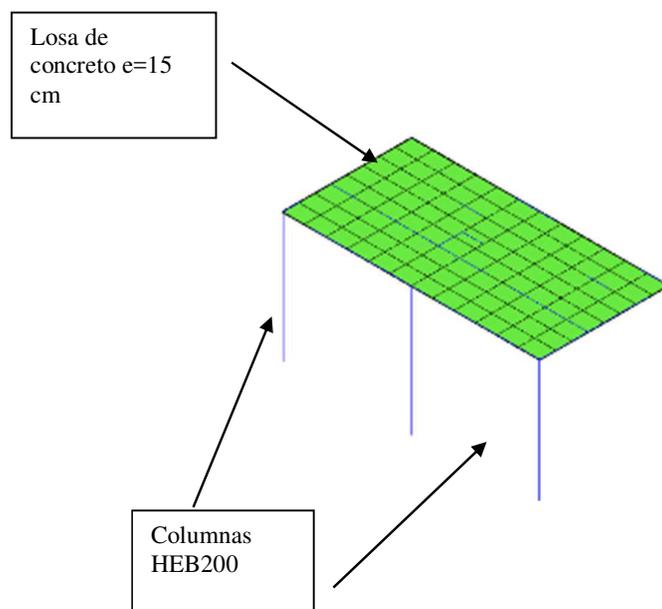
CONTENIDO

- 1. OBJETIVO:** Analizar la resistencia de la estructura mixta (losa de concreto-y estructura metálica), en la cual será ubicado el ventilador centrífugo airlift.
- 2. ALCANCE:** Verificar mediante elementos finitos y fórmulas AISC-LRFD (construcción de estructuras metálicas) la distribución de esfuerzos en que se originan en losa de concreto debido a la carga del ventilador centrífugo.

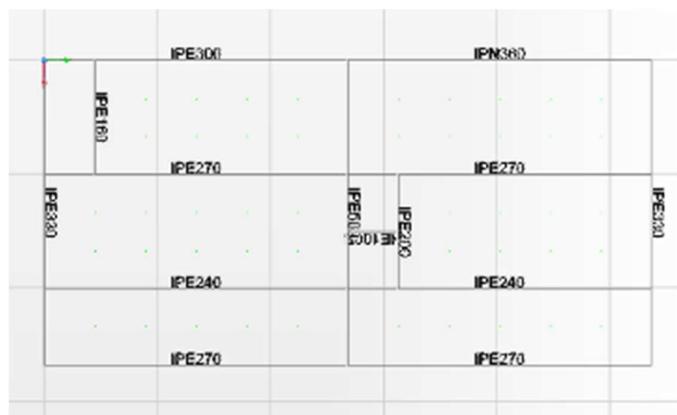
3. DESARROLLO.

3.1 Ventilador airlift, descripción de la estructura

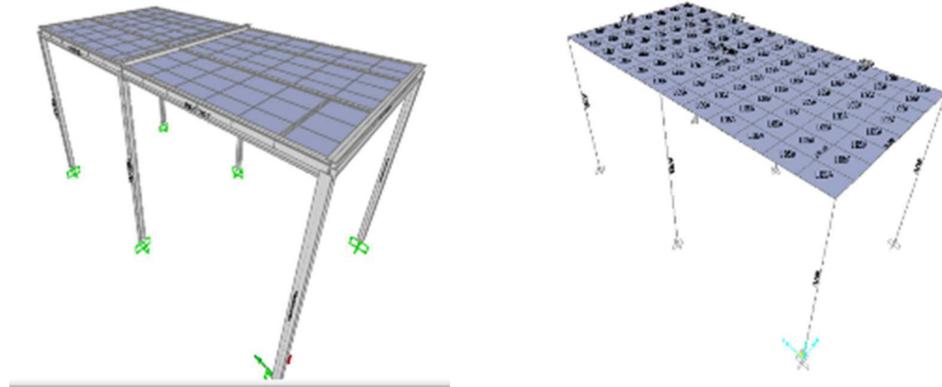
Se procedió a la toma de medidas en obra, para el modelo de elementos finitos de la estructura, se tomó una proporción de la estructura a la cual se la considera un subsistema del edificio.



Vista de arreglo estructural



Mediante programa de elementos finitos se originó la estructura, asignado características de material y sección de perfiles.



3.2 Cargas aplicadas

A continuación se describen las cargas a la que está sometida la estructura, el peso del ventilador de acuerdo al catálogo proporcionado por el fabricante un 25% del peso debido a carga por funcionamiento del sistema y un 15% debido a efectos de vibración, la carga viva se escogió de la tablas del código AISC-LRFD [1], también de acuerdo a las normas se estableció una combinación de carga, $1,4(\text{carga muerta})+1,6(\text{carga viva})$.

El programa de elementos finitos asume el peso de la estructura por eso no se tabula su valor, la carga muerta se la aplicó de forma distribuida en el área de acción del peso del ventilador centrifugo.

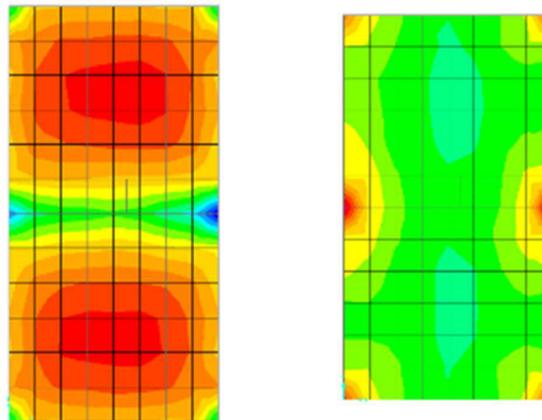
Ítem	Descripción	unid	Cant
1	Cargas muertas	kg	1687
1.1	Peso de ventilador	kg	1205
1.2	Peso debido a funcionamiento	kg	301
1.3	Peso por efectos vibratorios	kg	181
2	Carga viva	kg/m2	400
2.1	Peso distribuido en pisos	kg/m2	400

Cargas aplicadas

3.3 Análisis de resultados

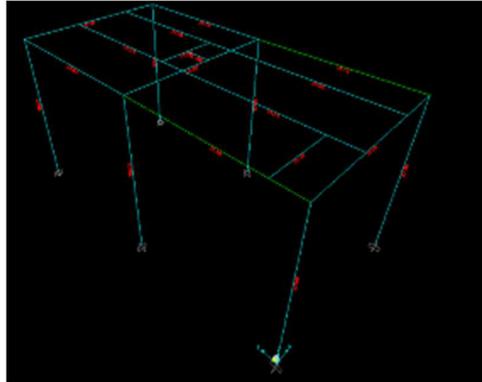
El análisis de la estructura se rige a 4 criterios.

- Esfuerzo del concreto ($f_c'=250$ kg/cm²)
- Esfuerzo del acero A-36. ($\sigma_{fluencia}=1260$ kg/cm², se considera un $F_c=2$ con respecto al esfuerzo de fluencia)
- Deflexión de vigas.($L/360$ [1]), Esbeltez de vigas $KL/r<200$



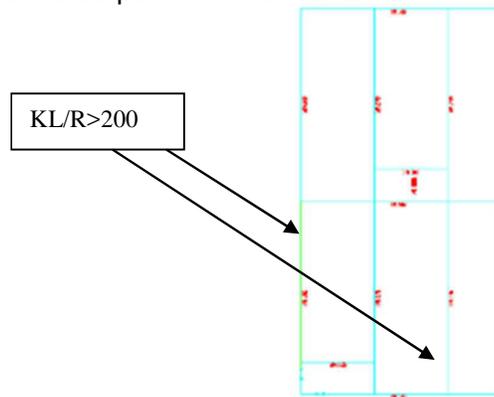
Esfuerzo de Máximos Top face/ Bottom face en Losa de concreto

Los esfuerzos en top face son esfuerzos de compresión y los bottom face son de tracción, el máximo valor del esfuerzo (Von Mises) es de 96 kg/cm².

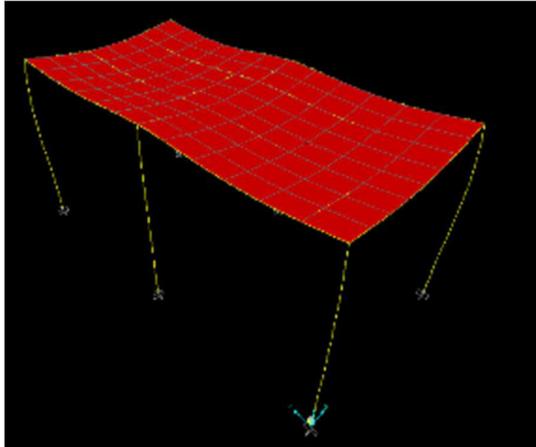


Capacidad de perfiles estructurales

De acuerdo a la norma AISC-LRFD el coeficiente de carga vs resistencia estructuras se mantiene en un rango menor a 1, la constante KL/r para el perfil IPN360, IPE240 es mayor a 200 lo cual implica posibles fallas de pandeo local del alma.



Perfil que no cumple $KL/r < 200$



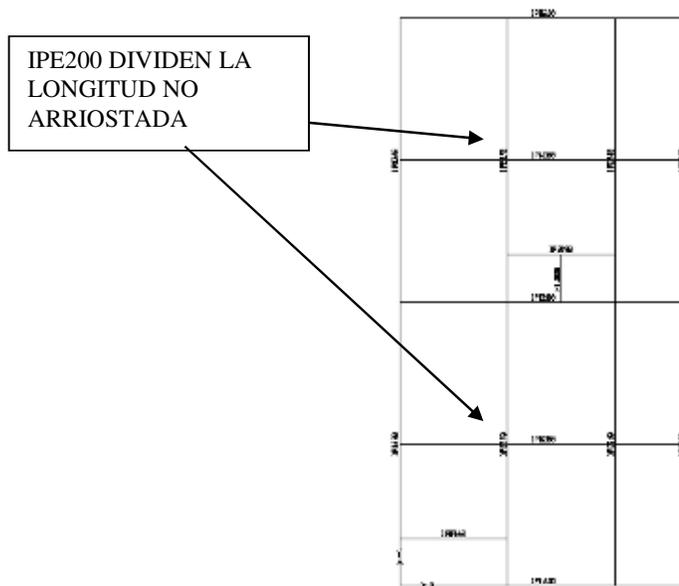
Perfil deformado de la estructura

La máxima deflexión es de 13 mm ($5920/360=16,4$ mm), con lo cual es aceptado en el modelo estructural.

4. Conclusiones y Recomendaciones

La estructura analizada cumple 3 de los 4 criterios de aceptación, dos miembro estructural no cumple con la esbeltez requerida, para los cual se menciona la recomendación para evitar el pandeo local del alma de las vigas I.

- KL/r , L (longitud no arriostrada), si se disminuye L colocando refuerzos secundarios IPE 200 los cuales dividirán la longitud no arriostrada, a continuación se describe la alternativa para evitar el pandeo en las vigas.



Alternativa para mejorar la resistencia estructural $KL/r < 200$

5. Bibliografía

- [1] C. McCormac Jack, Diseño de estructuras de acero Método LRFD, Alfaomega, México 2002.