Identificación experimental de estados de resonancia en la estructura portante de un atomizador.

J. Cabrera Gómez, A. Estévez Urra, E. Egusquiza Estévez.
Centro de Estudios Innovación y Mantenimiento.
Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría*.
Calle 114 esq. 127, Marianao 15, Ciudad de la Habana, Cuba
Telefono: (537) 271872 Fax: (537) 27 2046
E – mail: jcabrera@ceim.ispjae.edu.cu.

(Ponencia recibida para ser presentada en el 2º Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, ISPJAE, Ciudad de la Habana, Septiembre 2000)

Resumen

Los atomizadores fabricados por una empresa productora de maquinaria agrícola generan durante su funcionamiento niveles de ruido que resultan molestos tanto para el operario como para el resto de los habitantes de las zonas donde se emplean estos equipos, fundamentalmente en tareas vinculadas a la protección de árboles frutales. Para evaluar la situación, se procedió a realizar mediciones de vibraciones y ruido, las que permitieron cuantificar los niveles de estos parámetros, así como identificar las principales fuentes que los generan. También se detectó un posible problema de resonancia estructural que amplifica considerablemente la vibración producida por el giro del ventilador. Con la finalidad de precisar las características de tal resonancia, se efectuaron nuevas series de mediciones centrando la atención básicamente en el estudio del comportamiento modal del chasis. El análisis modal experimental realizado sobre la estructura objeto de estudio permitió comprobar la evidente presencia de estados resonantes. Una vez identificada la causa del problema, se procedió a simular modificaciones de parámetros físicos sobre el modelo modal obtenido, proponiéndose la variante más apropiada para su solución.

Palabras claves: Resonancia mecánica, análisis modal, comportamiento dinámico, medición de vibraciones, frecuencias propias.

1. INTRODUCCIÓN

Los atomizadores fabricados por una importante empresa productora de maquinaria agrícola están generando durante su funcionamiento niveles de ruido que resultan molestos tanto para el operario como para el resto de los habitantes de las zonas donde se emplean estos equipos, fundamentalmente en tareas vinculadas a la protección de árboles frutales. Para evaluar la situación, se procedió a realizar mediciones de vibraciones y ruido, las cuales han permitido cuantificar los niveles de estos parámetros, así como identificar las principales fuentes que los generan. Se ha podido determinar que la fuente generadora más importante es la asociada a la interacción entre el rodete y el difusor, aunque también juegan un papel destacado la excitación producida por el desequilibrio de los elementos rotatorios y la turbulencia. También se ha detectado un posible problema de resonancia estructural que amplifica considerablemente la vibración producida por el giro del ventilador. Con la finalidad de precisar las características de la resonancia antes mencionada, se efectuaron nuevas series de mediciones centrando la atención básicamente en el estudio del comportamiento modal del chasis [3, 4]. En la figura 1 se puede apreciar una representación de dicho atomizador, en la que se incluyen algunas características de sus elementos más importantes. La potencia consumida es suministrada por el tractor al cual el atomizador va acoplado como arrastre. La toma de potencia, que tiene una velocidad de rotación nominal de 540 r.p.m. (9 Hz), está diseñada de modo tal que de ella se sirven simultáneamente la bomba y el multiplicador.

© 2001 – Ediciones ISPJAE.

2. POSIBLES FUENTES EXCITADORAS DE RESONANCIAS EN LA ESTRUCTURA.

Los principales elementos que originan vibraciones en el atomizador y que por tanto pueden excitar frecuencias propias de la estructura portante son los componentes del accionamiento, los cuales aparecen representados esquemáticamente en la figura 1.

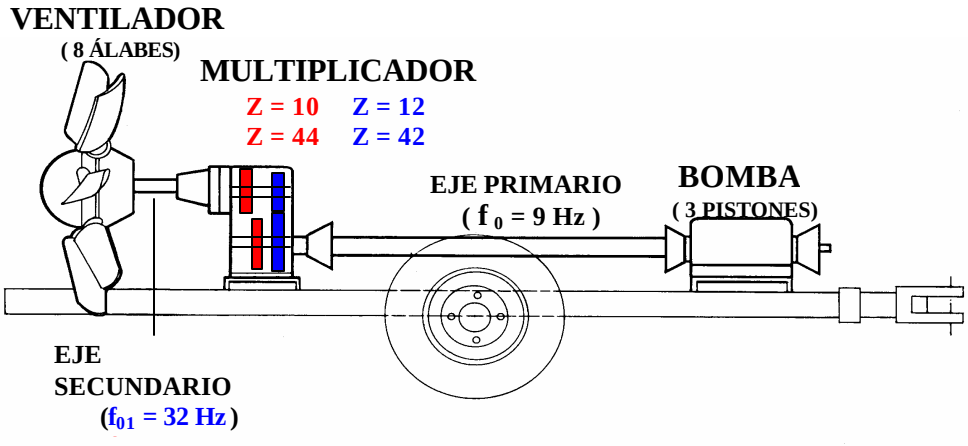
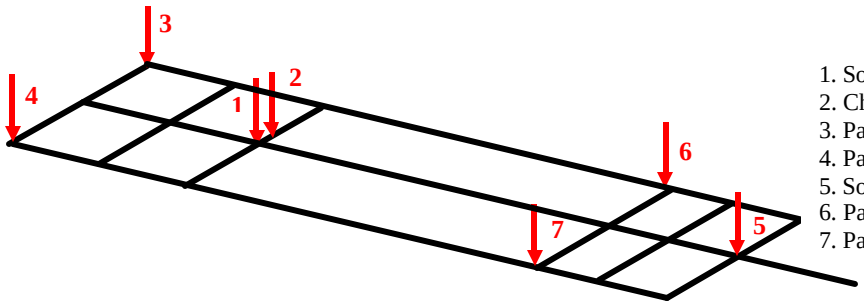


Figura 1. Esquema del atomizador y elementos característicos de su accionamiento.

Las frecuencias a las cuales se manifiestan dichas vibraciones son las que se resumen en la tabla 1. Adicionalmente, tienen posibilidades de aparecer las frecuencias relacionadas con desequilibrio, desalineamiento o excentricidad [5] que pudieran presentar los árboles primario y secundario, pero que pueden ser identificadas con las mediciones realizadas sobre los elementos básicos del accionamiento. Por otra parte, es posible que aparezcan armónicos de todas estas componentes [2], lo cual dependerá del estado mecánico del accionamiento. En la figura 3 se presenta uno de los espectros registrados, el cual fue obtenido para el punto de medición 4 ilustrado en la figura 2. Se pueden apreciar claramente componentes a las frecuencias de 9, 27 y 40 Hz.

Tabla 1. Principales frecuencias a las que se originan las vibraciones en el atomizador**.**

Elemento	Fuente excitadora	Frecuencia de manifestación [Hz]
Bomba	Frecuencia de rotación	$f_o = 9$
	Pulsaciones de presión	$3xf_o = 27$
Multiplicador	Frecuencia árbol de entrada	$f_o = 9$
	Frecuencias árbol de salida	$f_{o1} = 32$ ó $f_{o2} = 40$
	Frecuencias de engrane	$f_{e1} = 384$ ó $f_{e2} = 400$
Ventilador	Frecuencias de rotación	$f_{o1} = 32$ ó $f_{o2} = 40$
	Pulsaciones de presión de álabes	$8xf_{o1} = 256$ u $8xf_{o2} = 320$



1. Sobre el multiplicador
2. Chasis junto al multiplicador
3. Parte trasera izquierda chasis
4. Parte trasera derecha chasis
5. Sobre la bomba
6. Parte delantera izquierda chasis
7. Parte delantera derecha chasis

Figura 2. Puntos de medición de vibraciones durante el funcionamiento del atomizador.

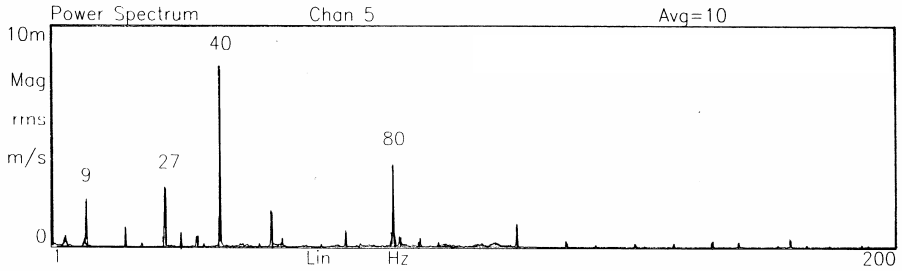


Figura 3. Espectro de las vibraciones medidas durante el funcionamiento del atomizador.

3. PLATAFORMA EXPERIMENTAL

En la figura 4 se muestra un esquema de la instalación experimental empleada tanto para la realización de los ensayos impulsivos como para el análisis de las señales registradas. Se ejecutaron varias series de mediciones colocando los captadores en diversos puntos del chasis del atomizador y suministrándose la excitación impulsiva en diferentes puntos que coincidieron con alguno de los puntos en los que se captó la respuesta [6]. En la figura 5 se ejemplifican las particularidades de una estas variantes en la que se ha representado un esquema básico del chasis en línea de puntos, sobre el cual se ha superpuesto en línea continua la geometría adoptada para el modelo modal correspondiente

4. ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

Para efectuar el análisis modal experimental, fue necesario realizar previamente el procesamiento de los registros mediante el empleo del analizador [7, 8] con la finalidad de obtener las FRFs experimentales. Posteriormente, las FRFs fueron transferidas a un programa para el ajuste de parámetros modales [9], con el que se generaron modelos modales. Se pudo ratificar que algunos de los picos de amplitud significativa apreciados en los espectros obtenidos del análisis de los registros captados corresponden a frecuencias propias, para lo cual fue necesaria la identificación de los polos estables vinculados a las frecuencias y amortiguamientos modales. Más tarde se pasó al cálculo de los residuos asociados a los polos, lo que permitió configurar los modos de vibración [10]. En la figura 6 se muestran ejemplos del análisis modal experimental.

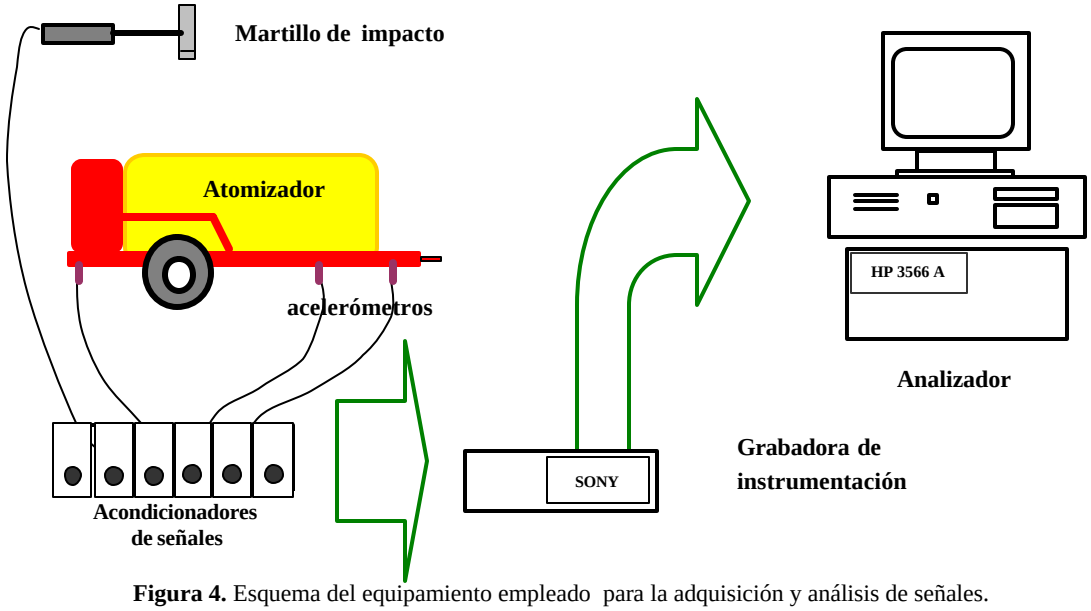


Figura 4. Esquema del equipamiento empleado para la adquisición y análisis de señales.

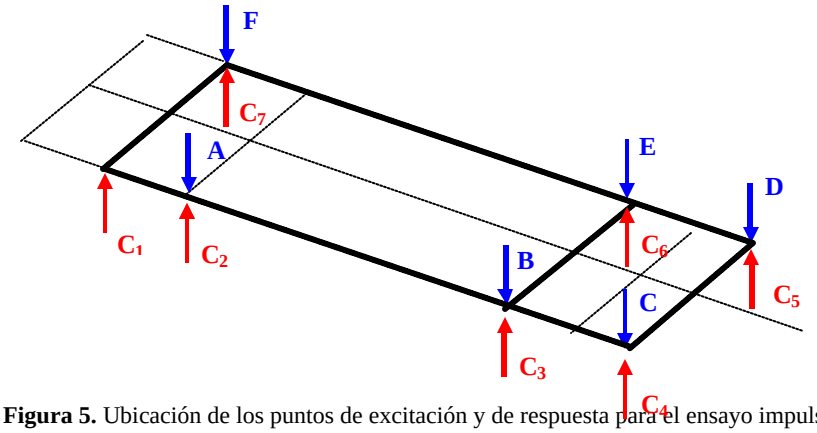


Figura 5. Ubicación de los puntos de excitación y de respuesta para el ensayo impulsivo.

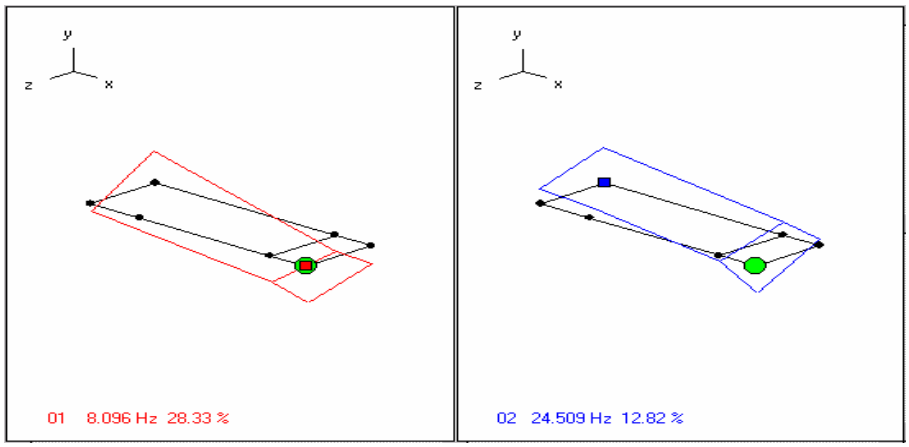


Figura 6. Representación de resultados del análisis modal exp erimental efectuado.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez procesada y analizada toda la información disponible, se puede plantear que:

- La inspección de las señales analizadas asegurar que las resonancias identificadas son producto de la excitación aplicada.
- A partir del análisis modal experimental efectuado, han quedado perfectamente establecidas las frecuencias para las cuales aparecen resonancias en la estructura del atomizador. Los modos de vibración identificados tienen lugar a las frecuencias que se pres entan en la tabla 2.

Tabla 2. Frecuencias modales identificadas**.**

Modo	Frecuencia modal [Hz]
1	Entre 7.5 y 10
2	Entre 23.5 y 26
3	Entre 38 y 41
4	Entre 53 y 58
5	Entre 121 y 125
6	Entre 170 y 175

- No se aprecian variaciones significativas en los parámetros modales identificados al comparar las

variantes para las que se efectuaron ensayos con y sin el tractor acoplado.

- El modo de vibración más importante y también el más amortiguado es el que se manifiesta a una frecuencia que está entre 7.5 y 10 Hz.
- Al comparar las FRFs experimentales con las calculadas a partir del modelo modal, los mejores resultados se aprecian cuando la excitación se aplica a la parte delantera del chasis.
- Según el criterio de la complejidad modal [3], el modo que se identifica con mayor calidad es el tercero, seguido por el primero y el segundo.

6. POSIBLES SOLUCIONES PARA ELIMINAR LAS RESONANCIAS

Aprovechando las posibilidades que brinda el programa de ajuste utilizado de efectuar modificaciones en los modelos modales y de predecir el comportamiento del sistema que representan si se efectuaran dichas modificaciones, se estudiaron distintas posibilidades [1], atendiendo también al hecho de que dichas modificaciones puedan ser llevadas de alguna manera a la práctica. Básicamente, se simularon las variantes que se comentarán a continuación:

Disminución de la masa.

En la figura 7 se puede apreciar el comportamiento de las tres primeras frecuencias modales cuando se simula una disminución de la masa en la parte delantera del chasis.

Se puede ver que la primera frecuencia modal es poco sensible a esta modificación, pero el amortiguamiento modal asociado a ella aumenta de manera notable, con lo cual la amplitud de las vibraciones a esta frecuencia en cualquier caso disminuiría. Por su parte, la segunda y tercera frecuencias modales aumentan, siendo más significativo tal incremento para la tercera. Aunque no se han representado gráficamente por resultar de menor interés, la cuarta y la quinta frecuencias modales también sufren incrementos sustanciales.

Aumento de la rigidez.

Al incrementar la rigidez en la parte delantera de la estructura, se pudo apreciar que las frecuencias modales siguen una tendencia similar a la observada al disminuir la masa en esa misma región, siendo la tercera frecuencia modal la más sensible a esta variación. Por su parte, un incremento de la rigidez en la parte trasera del chasis solamente modificará de manera relativamente sensible a la primera frecuencia modal, observándose que el aumento de dicha frecuencia está acompañado por un significativo decremento del amortiguamiento modal. Cuando se incrementa la rigidez en los laterales de la estructura, las tres primeras frecuencias modales aumentan sus magnitudes, siendo más marcado este efecto para la primera frecuencia. Nuevamente destaca el hecho de que el primer modo sería bastante menos amortiguado que su homólogo sin modificar, apreciándose también esta situación para el segundo modo.

Aumento del amortiguamiento.

Cuando se incrementa el amortiguamiento en la parte delantera, se puede notar que la primera frecuencia modal prácticamente no varía, la segunda aumenta ligeramente y la tercera disminuye de forma significativa. Por su parte, el incremento del amortiguamiento en la parte posterior del chasis no produce ningún efecto en la tercera frecuencia modal, en tanto que las dos primeras sufren ligeros decrementos.

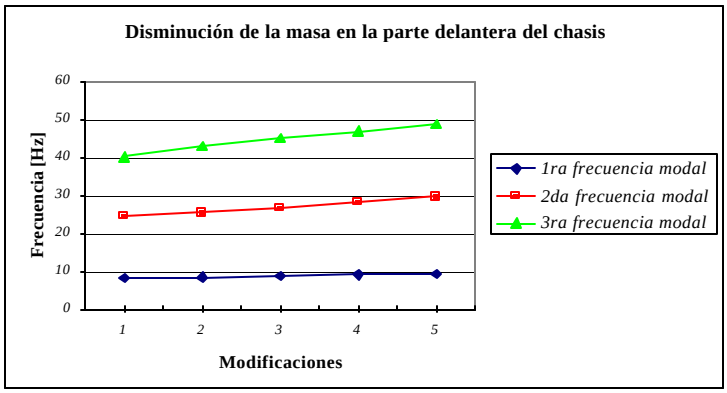


Figura 7. Variación de las frecuencias modales al simular una disminución de la masa.

7. CONCLUSIONES

En relación con el comportamiento dinámico de la estructura portante objeto de estudio, se pueden plantear que:

- Durante el funcionamiento del atomizador se generan fuerzas capaces de excitar al menos los tres primeros modos de vibración verticales de la estructura portante, quedando demostrada la presencia de un estado de resonancia estructural que amplifica los niveles de vibraciones y ruido que normalmente bebieran producirse.
- El hecho de que no se aprecien variaciones significativas en los parámetros modales identificados cuando el atomizador está o no conectado al tractor que lo conduce y le suministra potencia, revela que la presencia de éste no influye en la conducta resonante del chasis, la cual se asociará únicamente a sus distribuciones de masa y rigidez.

La simulación de modificaciones en las propiedades físicas permiten afirmar que:

- Al reducir la masa de la estructura en su parte delantera, la resonancia que tiene lugar en torno a los 40 Hz debe desaparecer, debido al incremento de la frecuencia modal que la ocasiona en la actualidad. La resonancia que se aprecia alrededor de los 9 Hz no desaparecerá completamente, pero disminuirá sus amplitudes debido a un incremento asociado del amortiguamiento modal.
- El aumento de la rigidez en la parte delantera tendría efectos similares a los planteados para la reducción de la masa, con la diferencia de que el amortiguamiento asociado a la frecuencia de 9 Hz no varía. El incremento de la rigidez de la parte trasera pudiera mejorar la condición vibratoria del primer modo, pero el aumento de la frecuencia modal estaría acompañado de una notable reducción del amortiguamiento. El incremento de la rigidez en los laterales puede ser una buena solución, pero los dos primeros modos serían menos amortiguados que los de la estructura actual.
- El incremento de amortiguamiento sólo provocará, en sentido general, una disminución de las amplitudes de las vibraciones asociadas al estado de resonancia pero no modificará cualitativamente dicho estado, ya que la única frecuencia modal que es sensible a esta modificación es la tercera y sólo cuando dicha variación tiene lugar en la parte delantera.
- De todas las modificaciones simuladas, la más conveniente desde el punto de vista de la eliminación del comportamiento resonante resulta ser la variación de la masa, la cual puede tener lugar acompañándola de reformas en la geometría de la parte delantera de la estructura.

8. REFERENCIAS

1. **Braccesi C., Carfagni M., "Using Experimental Modal Analysis To Simulate Structural Dynamic Modifications",** *Brüel & Kjær Technical Review*, 1999 N^{o} 1.
2. **Broch J.T.,** ***"Mechanical Vibration And Shock Measurements",*** Brüel & Kjær, Denmark, 1989.
3. **Cabrera J., "Estimación del comportamiento modal de sistemas mecánicos",** *Tesis doctoral*, Departament de Mecànica de Fluids, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 1999.
4. **Cabrera J., Estévez A., Egusquiza E., "Estudio del comportamiento modal de la estructura portante de un atomizador",** *Informe técnico,* Departament de Mecànica de Fluids, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 1999.
5. **Crawford A.R.,** ***"The Simplified Handbook Of Vibration Analysis",*** Computational Systems Incorporated, USA, 1992.
6. **Doebelin E.O.,** ***"Measurement Systems",*** Mc. Graw Hill, USA, 1985.
7. **Ewins D.J.,** ***"Modal Testing: Theory And Practice",*** John Wiley & Sons, England, 1991.
8. **Gatzwiller K., Herlufsen H., "How to Determine The Modal Parameters Of simple Structures",** *Brüel & Kjær Application Note BO 0428-11*.
9. **LMS INTERNATIONAL,** ***LMS CADA-PC,*** User Manual, Belgium, 1994.
10. **Mayes R.L., Came T.G., "Extraction Of Modal Parameters With The Aid Of Predicted Analytical Mode Shapes",** *Proceedings 14th International Modal Analysis Conference*, Dearborn, USA, 1996.

© 2001 – Ediciones ISPJAE.

Experimental identification of resonance states in portable structure of an atomizer.

Summary

The atomizers manufactured by an agricultural machinery company generate during their operation levels of noise that are annoying as much for the operative as for the rest of the inhabitants of the areas where these equipments are used, fundamentally in tasks linked to the protection of fruit-bearing trees. To evaluate the situation, mensurations of vibrations and noise were to carried out, wich allowed to quantify the levels of these parameters, as well as to identify the main sources that generate them. A possible problem of structural resonance was also detected that amplifies the vibration taken place by the turn of the fan. With the purpose of specifying the characteristics of such resonance, new series of mensurations were made centering the attention basically in the study of the modal behavior of the chassis. The experimental modal analysis carried out on the structure allowed to check the evident presence of resonant states. Once identified the cause of the problem, physical parameters of modifications were simulated on the obtained modal pattern, intending the most appropriate variant for their solution.

Key words: Mechanical resonance, modal analysis, dynamic behavior, mensuration of vibrations, own frequencies.

COMBUSTIBLES Y REFRACTARIOS

Curso de posgrado.

Conferencista: Dr. Rogelio Zaragoza Valdés. Director de la Unidad Docente de Metalurgia. Facultad de Ingeniería Mecánica. ISPJAE

E-mail: udm@aacero.colombus.cu

Temáticas:

MATERIALES REFRACTARIOS Y SUS PROPIEDADES. DESGASTE DEL MATERIAL REFRACTARIO. ATAQUE DE LAS ESCORIAS. SELECCIÓN Y UTILIZACIÓN DE LOS MATERIALES REFRACTARIOS. COMBUSTIBLE Y SUS PROPIEDADES. TEORÍA DE LA COMBUSTIÓN. COMBUSTIÓN DE COMBUSTIBLES SÓLIDOS, LÍQUIDOS Y GASEOSOS. QUEMADORES. CONTROL DE LA COMBUSTIÓN. EFECTO CONTAMINANTE DE LA COMBUSTIÓN Y SU PREVENCIÓN.

Fecha: 24 al 28 de Septiembre del 2001

Duración: 30 horas

Resumen Curricular del Coordinador:

Dr. Ciencias Técnicas. Investigador Auxiliar, Profesor Titular Adjunto, Especialista en hornos metalúrgicos, combustión, refractarios y fenómenos de transporte, campos en los que ha desarrollado sus trabajos. Ha impartido varios cursos de post-grado sobre estos temas. Es autor de cuatro folletos de texto. Posee una experiencia de 25 años en la industria, en la esfera tecnológica, donde se ha desempeñado desde tecnólogo hasta director de empresa, lo que le da un perfil tecnológico-industrial en la metalurgia muy amplio. Es miembro de la Comisión Nacional de Carrera de Metalurgia y jefe de la misma en la UDM del ISPJAE. Es miembro de la Comisión de Especialidades del SIME.

Correo Electrónico: udm@aacero.colombus.cu