



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

PROPUESTA PARA LA VALIDACION DE LA ACELERACION NECESARIA DEL MECANISMO VIBRATORIO EN UNA COSECHADORA MECANICA DE VID

Aguilar Horacio ^{*1}, Penisi Osvaldo ², Bocca José ³, Galdeano Hugo ⁴, Rojos Esteban ⁵

Batistella M. ⁶, Fidalgo Ramón ⁷, Guevara Carlos ⁸, Rodriguez Carlos ⁹

Instituto de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de San Juan,
Av. Libertador Gral. San Martín 1109 oeste San Juan, Argentina,
email: {^{*1}haguilar, openisi ², jbosca ³}@unsj.edu.ar

RESUMEN

A través de un proyecto de investigación y desarrollo del Instituto de Mecánica Aplicada de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de San Juan, se ha construido un prototipo de cosechadora mecánica de vid en estructura de parral tipo cuyano. Si bien en el mercado, existen cosechadoras de cultivos dispuestos en espalderas y para parrales. Para el caso de parrales con estructura tipo cuyano, no existen en el mercado cosechadoras para esta aplicación, siendo este caso la primera en su tipo.

El primer prototipo de esta cosechadora, se encuentra terminado y funcionando en el Laboratorio del mencionado Instituto y en la base de su desarrollo teórico, se determinó que para producir el arranque de los granos de uva de los racimos, es necesario someter a estos a una vibración alternativa, que produzca como mínimo en los mismos, una aceleración de 150 m/s^2 . El presente artículo, tiene por objeto proponer un método de validación de esa aceleración, mediante la adquisición de datos en tiempo real. En principio en laboratorio para luego poder trasladar el sistema a las pruebas de campo que se realizarán en la próxima cosecha en el año 2015. Se desarrollan instrumentos virtuales en LabView para varios sensores que serán colocados estratégicamente en el mecanismo de manera que permitan tener una relación de la aceleración producida en los distintos puntos posibles de contacto del mecanismo con el parral, obteniendo de este modo el valor óptimo de la presión de alimentación del motor hidráulico utilizado para el accionamiento del mecanismo de cosecha.

Palabras Claves: Validación, Medición de Vibraciones, Cosechadora de Vid,



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN

En general la vitivinicultura regional no posee en la actualidad herramientas que permitan reemplazar la cosecha manual, cuando la estructura de conducción utilizada es el parral tipo cuyano cultivado en Argentina. Por varias razones la cosecha mecanizada en el mundo es cada día más utilizada e independientemente de las razones, el hecho en sí, representa una modernización. Argentina, importante país elaborador de vinos y mostos y en vías de posicionarse a nivel mundial como país exportador de productos vitivinícolas, transita por un camino de modernización de su vitivinicultura [1], [2], desde el manejo del viñedo hasta la sofisticada tecnificación de sus bodegas.

La viticultura mundial y también la Argentina, da mucha importancia al momento oportuno de la cosecha, atendiendo a la madurez enológica del fruto. La falta de disponibilidad de mano de obra de cosecha en el periodo considerado oportuno, hace más lenta esta tarea [3], con un fuerte impacto en la calidad y cantidad de uva cosechada. Es por esto que actualmente, las nuevas implantaciones se realizan en sistemas de conducción vertical, como la espaldera alta, ya que permite la mecanización de tareas como poda, despampanado y cosecha. Si bien estos sistemas de conducción son mecanizables con equipos cabalgantes, el potencial productivo es inferior al de sistemas de conducción en parral. En general, para la cosecha, no siempre se cuenta con la mano de obra necesaria en el momento oportuno, situación que se agrava cuando la vid es conducida usando como estructura el parral tipo cuyano por la falta de herramientas que permitan una cosecha mecanizada de este tipo de estructura.

En nuestro país la superficie implantada de vid con estructura de conducción de parral tipo cuyano, asciende a aproximadamente 100.000 hectáreas, según datos dados a conocer por el Instituto Nacional de Vitivinicultura. La cosecha manual obliga a que esta actividad se realice en horario diurno con elevada temperatura ambiente, lo que constituye una situación desfavorable, ya que se incrementan los procesos de deterioro del producto. Además y a pesar de que en muchas situaciones se pagan valores superiores a los acordados, no se cuenta con la mano de obra necesaria en el momento óptimo dado por la madurez enológica. El aumento de la superficie implantada y el incremento de los rindes por hectárea, profundizan la crisis. Lo anterior indica la necesidad de mecanizar la vendimia, lo que permitiría cosechar en el momento oportuno, acelerar los tiempos de cosecha, reducir el costo de la misma y compensar la notoria reducción de la disponibilidad de mano de obra.

Si bien cualquier sistema de cosecha distinto del manual provocará una mayor rotura de granos, la reducción del tiempo de cosecha y la posibilidad de hacer una cosecha nocturna, compensará con



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

creces esa situación adversa en la cosecha de uva para vinificar. Este trabajo, está dirigido a mecanizar la cosecha de viñedos, cuya estructura responda al parral tipo cuyano, exigiendo una modificación en el ordenamiento de la canopia, que consiste en pasar de un sistema de conducción de poda mixta a un sistema de conducción en H, en cordón de pitones. Esta modificación, exigiría una inversión mínima en estructura de conducción, requiriendo un periodo de transformación de dos años y sacrificando en dicho período el 30% de la producción, pérdida que a posteriori será ampliamente compensada. Se hace notar que el costo operativo de poda cuando el sistema de conducción es el de cordón de pitones, se reduce en el orden del 40%, lográndose una mejor distribución de racimos y un ahorro importante en productos fitosanitarios. Entre las razones que motiva esta iniciativa podemos mencionar entre las más importantes, una reducción de los tiempos y costos de cosecha, contrarrestar el déficit creciente de mano de obra y el poder realizar la cosecha en función de la madurez enológica y en los horarios más convenientes.

La máquina diseñada provoca vibraciones por medio de un mecanismo de arranque de los granos de uva de las vides, mediante la vibración de los mismos [4], procurando un funcionamiento estable y seguro del conjunto mecánico a lo largo de su vida útil.

2. ANALISIS DEL METODO DE FUNCIONAMIENTO

Una iniciativa de los técnicos de la Estación Experimental San Juan del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA)[5], sostiene la posibilidad de producir el desprendimiento de los granos de uva mediante el vibrado de los racimos, en particular en los viñedos cultivados con estructura de parral tipo cuyano, en H y cordón de pitones, ver Figura 1. Se comienza con el estudio básico de las características dinámicas que se impondrán al mecanismo vibratorio, según los fines perseguidos.



Figura: 1 vista de parral y estructura



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

El mecanismo de vibración transmitido a los racimos se concibe mediante la transmisión de movimiento vibratorio de los brotes que contienen a estos impulsados por bastones que oscilan. Los bastones estarán dispuestos en forma radial en una rueda que oscilará, los cuales además de vibrar, permiten el giro solidario de toda la rueda de bastones para permitir que el conjunto pueda girar sobre su eje al encontrarse con algún obstáculo en su movimiento de avance, liberándose de éste [1].

De acuerdo con la bibliografía consultada, (Curso de Perfeccionamiento y Actualización Profesional de la Vitivinicultura, Cosecha mecánica) [6], la masa de los granos y la fuerza de arrancado, para dos variedades distintas, se dan en la Tabla 1:

Tabla 1: Masas de los granos y fuerza de arrancado para dos variedades distintas

	Variedad 1	Variedad 2
Peso de los Granos	2,2 gramos	3,2 gramos
Fuerza de Arranque	0,25 Newton	0,44 Newton

Si se pretende arrancar los granos mediante la vibración de los racimos, estos deberán estar sometidos a una aceleración tal que provoque una fuerza igual o mayor que la fuerza de arrancado, la que para los casos tabulados valdrá:

$$a = \frac{F}{m} = \frac{0,25N}{0,0022Kg} = 113,64 \frac{m}{s^2} \quad (1)$$

$$a = \frac{F}{m} = \frac{0,44N}{0,0032Kg} = 137,5 \frac{m}{s^2} \quad (2)$$

Por lo tanto para producir el arrancado de los granos, se debe someter a estos, a una aceleración de aproximadamente $150m/s^2$. Partiendo de esta condición se debe lograr que el bastón transmita dicha aceleración al racimo.

Para producir la vibración, se emplea un oscilador armónico simple, cuyo mecanismo básico se muestra en la Figura 2:



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

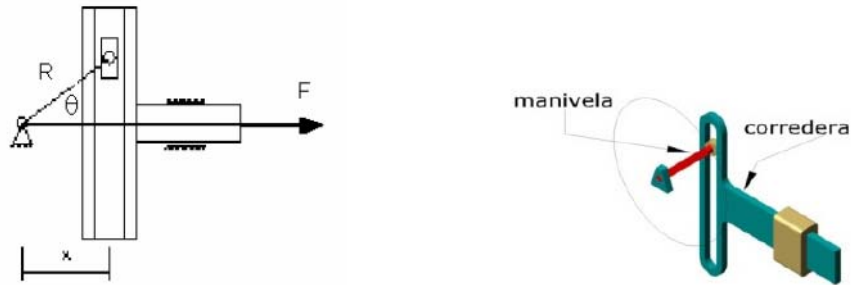


Figura 2: Mecanismo oscilador armónico simple

Para este mecanismo, se cumple que:

$$\begin{aligned}
 &\text{desplazamiento, } X = R \cos\theta \\
 &\text{velocidad, } V = -\omega R \sin\theta \\
 &\text{aceleración, } a = -\omega^2 R \cos\theta
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

La frecuencia de oscilación, se calcula con la aceleración máxima absoluta, adoptando un radio de manivela del oscilador de 75 mm lo que da una amplitud de oscilación de 150 mm:

$$a_{\text{máx.}} = \omega^2 R \therefore \omega = \sqrt{\frac{a_{\text{máx.}}}{R}} = \sqrt{\frac{150 \left[\frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right]}{0,075[\text{m}]} } = 44,72 \left[\frac{1}{\text{seg}} \right]
 \tag{4}$$

La frecuencia de oscilación será:

$$\omega = 2\pi f \therefore f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{44,72 \left[\frac{1}{\text{seg}} \right]}{2\pi} = 7,12 \left[\frac{1}{\text{seg}} \right] = 7 \text{ Hz}
 \tag{5}$$

El número de revoluciones por minuto a la que debe girar el eje de accionamiento, será:

$$\omega = \frac{2\pi f}{60} \therefore n = \frac{\omega}{2\pi} \cdot 60 = \frac{44,72}{2\pi} \cdot 60 = 427 \text{ rpm}
 \tag{6}$$

O sea, aproximadamente 430 rpm. Este movimiento de rotación, se obtiene de un motor hidráulico que acciona una corredera con movimiento lineal, transformando el movimiento en rectilíneo y alternativo que se transmite a la rueda de bastones por medio del dispositivo que se muestra en la Figura 3, a través de una cremallera cilíndrica y un sector dentado.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

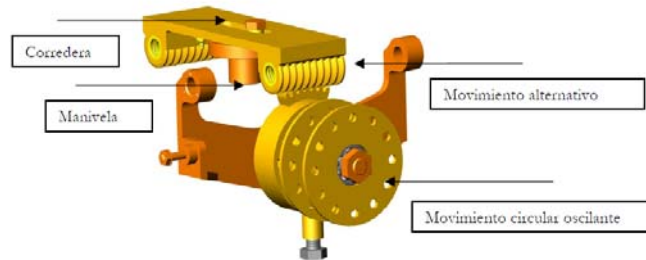


Figura 3: Mecanismo de accionamiento de la rueda de bastones

El movimiento armónico es transmitido por la corredera al sector dentado que conduce la rueda de bastones y estos son los que transmiten la vibración a los cordones cargados de racimos, la aceleración que se le imparte a los cordones de la vid y los alambres del emparrillado serán función de la distancia radial donde el bastón golpee sobre los mismos. Como esta posición de golpe en el bastón puede ser aleatoria, dependiendo de la altura a la que se halla regulado el mecanismo respecto de los cordones y alambres antes de iniciar el funcionamiento del mecanismo y de las diferencias de nivel en el terreno respecto del emparrillado, resulta necesario conocer cuál es el valor de aceleración real con que se golpea el cordón y el alambre, para poder determinar con mas aproximación un valor óptimo de revoluciones a los cuales debe girar el motor o actuador del sistema mecánico en la generación del movimiento armónico.

Por otra parte, en los ensayos experimentales de campo se observó que la parte central inferior del cordón principal de la planta de vid, se encontraba en algunos casos cargada de racimos (como se puede observar en la Figura 4) que no eran alcanzados por el sacudimiento de la rueda de bastones, dado que éstos actúan principalmente sobre la parte superior de dicho cordón. Por este motivo se consideró adecuado, producir además un sacudimiento del cordón principal en sentido vertical. Esto se pretende conseguir con un dispositivo adicional instalado en el mismo cabezal y tomando movimiento armónico en la corredera de salida, cuyo diseño preliminar, se muestra en la Figura 5.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI



Figura 4: Prrales mostrando posición de los racimos

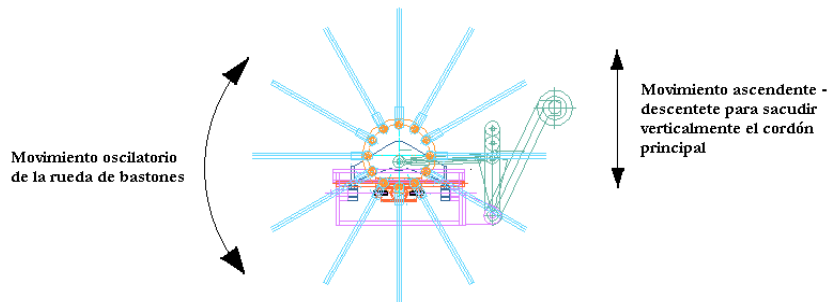


Figura 5: movimiento que transmite cada actuador sobre la planta de vid

Resultando en definitiva, el prototipo que se muestra en la Figura 6.

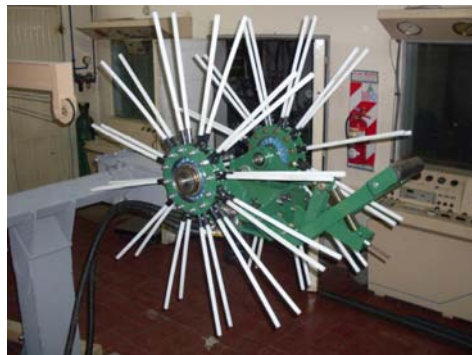


Figura 6: Prototipo construido en el IMA de cabezal cosechador con vibración en dos sentidos.

En la Figura 7 se muestra la máquina en una experiencia de campo, en ella se puede observar el alto rendimiento en la cosecha de la uva notando que se desprende en su mayoría solo los granos, quedando el escobajo en la planta.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERIA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI



a)



b)

Figura 7: Prototipo en experiencia de campo; a) antes de comenzar a cosechar; b) terminado de cosechar

3. Propuesta de medición de aceleraciones

En función de lo indicado en el apartado anterior, se ha determinado diagramar la colocación de sensores para medir aceleraciones en cada uno de los elementos del mecanismo que transmiten vibración a la estructura de parral para lograr el desprendimiento de los granos de uvas, o sea, en la rueda de bastones y en el brazo golpeador del cordón, según se muestra en la Figura 8.

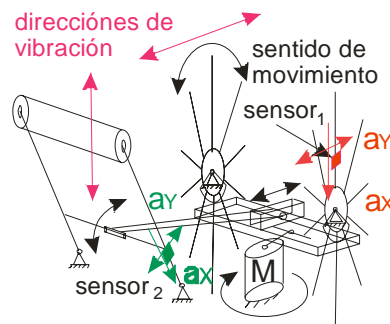


Figura 8: Ubicación de sensores de aceleración

Ubicando los sensores en los elementos que tomarán contacto con los cordones y alambres, se tendrán valores de aceleración que serán proporcionales al radio del elemento y por lo tanto pueden ser colocados en cualquier posición del elemento oscilante considerando la relación entre el radio real de contacto y el que se colocó el sensor. Estos sensores se colocan lo más cercano posible al centro de rotación para disminuir el rango de los sensores a usar.

Los sensores de aceleración a usar serán de la empresa Analog Devices de dos ejes del tipo ADXL202E. Para la medición de las aceleraciones se ha generado un instrumento virtual que toma los valores de tensiones generadas por el sensor y de los mismos se determinan valores de la velocidad angular del actuador y de la aceleración tangencial en el punto de medición. Este

instrumento puede verse en la Figura 9 y la formulación correspondiente se desarrolla a continuación.

La aceleración máxima producida en la corredera osciladora está dada por la expresión (4) donde R es el radio de la manivela motriz. En cada eje del sensor se medirá la aceleración en X y en Y que coincidirán con el valor de la aceleración normal y tangencial respectivamente en el punto de instalación que estará una distancia R_{sensor} . El engranaje que comanda la rueda de bastones tiene un radio R_{Rueda} y la aceleración tangencial coincide con la a_{max} por lo tanto se puede escribir que:

$$\alpha_{\text{Rueda}} = \omega_{\text{motor}}^2 \frac{R_{\text{motor}}}{R_{\text{Rueda}}} \quad (7)$$

$$a_X = a^N ; \quad a_Y = a^T ; \quad a_Y = \alpha R_{\text{sensor}} \quad (8)$$

$$a^N = a_X = \omega_{\text{rueda}}^2 R_{\text{sensor}} \Rightarrow \omega_{\text{rueda}} = \sqrt{\frac{a_X}{R_{\text{sensor}}}} \quad (9)$$

$$\omega_{\text{Motor}} = \sqrt{\frac{a_Y R_{\text{Rueda}}}{R_{\text{sensor}} R_{\text{Motor}}}} \quad (10)$$

Luego la expresión (10) permite conocer la velocidad de rotación del motor en función de la aceleración en Y medida con el sensor.

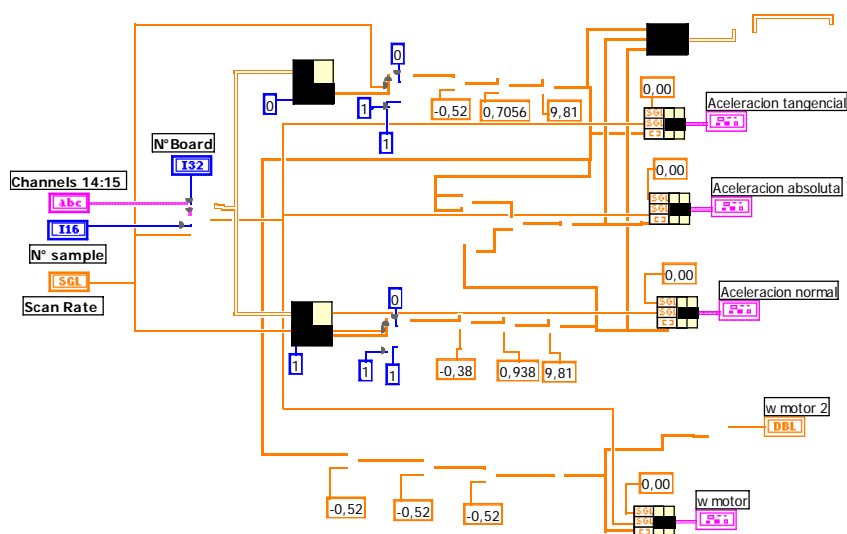


Figura 9: Instrumento virtual para medición de aceleraciones

En la Figura 10 se puede observar el sensor de Analog ADXL202E en su disposición de conexión (a), ejes (b) y forma de calibración (c).

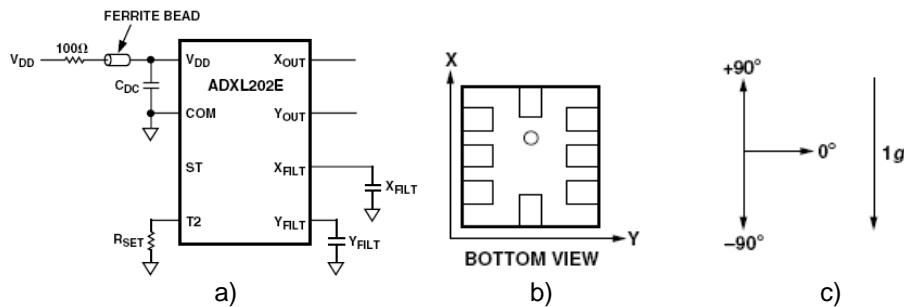


Figura 10: Sensor de aceleración ADXL202E

Hay que tener en cuenta que en la rueda de bastones una oscilación es de aproximadamente 30° y eventualmente, por posibles obstrucciones en la marcha de avance de la máquina, se produce una rotación del mismo valor angular. En la barra que produce vibración vertical el ángulo de oscilación de la misma es de 17° . Estos valores de movimiento de las barras y bastones al no girar los 360° facilitan la instalación mecánica de los conductores eléctricos de los acelerómetros, no siendo necesario la instalación de anillos rozantes para cada conexión ya sea de alimentación (V_{DD}) del sensor como de las señales generadas por las aceleraciones (X_{OUT} ; Y_{OUT}), simplemente es necesario realizar un rulo en los cables entre la parte móvil y la fija donde se tomarán los valores de tensión de alimentación y señal como puede observarse en la Figura 11.

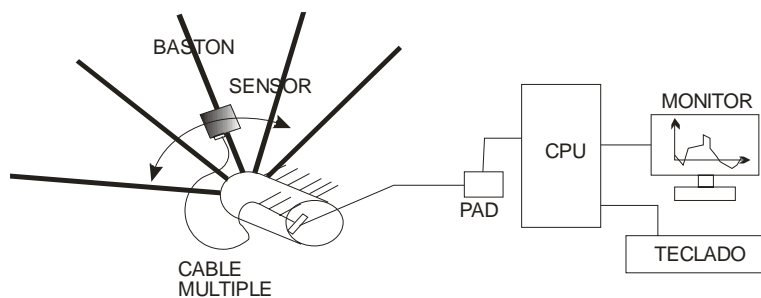


Figura 11: Disposición del sistema de adquisición de datos

4. CONCLUSIONES

En este artículo se ha generado un instrumento virtual el cual permitirá medir la aceleración real en los puntos de contacto del mecanismo con la estructura de parral.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

Además se ha podido completar el instrumento para determinar el valor de revoluciones necesaria en el motor actuador del mecanismo a fin de lograr el desprendimiento de los granos de uvas de manera que se pueda optimizar el caudal y la presión de alimentación del motor hidráulico.

4. REFERENCIAS

- [1] H. Aguilar, H. Galdeano, C. Rodríguez, J. Bocca, O. Penisi, M. Battistella, "Propuesta de una Máquina Cosechadora de Vid en Estructura de Parral", 2º Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, ISBN 978-950-605-633-9. San Juan, Argentina, 2010.
- [2] H. Aguilar, H. Galdeano, C. Rodríguez, J. Bocca, O. Penisi, M. Battistella, "Análisis Dinámico de un Mecanismo Vibratorio para la Cosecha de la Vid", X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, ISBN 978-989-96276-2-8. Oporto, Portugal, 2011.
- [3] M. Battistella, H. Aguilar, H. Galdeano, C. Rodríguez, J. Bocca, O. Penisi, O. Sansó, A. Chaparro, "Desarrollo de una Vendimiadora Mecánica para Sistemas de Conducción de Canopia Dividida en dos Planos", Primer Simposio Argentino de Viticultura y Enología. Mendoza, Argentina, 2011.
- [4] C. J. Troncoso, J. Riquelme, F. Laurie, J. Abarca, "Evaluación de las Ventajas Relativas de la Vendimia Mecanizada en Chile Central", 52º Congreso Agronómico efectuado, Quillota Chile, 2001.
- [5] O. Miranda, M. Battistella, Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, Estación Experimental San Juan, 2003.
- [6] "Curso de Perfeccionamiento y actualización Profesional de la Vitivinicultura, Cosecha Mecánica", Mendoza, Argentina, junio 2006.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Universidad Nacional de San Juan y a la Secretaria de Ciencia y Técnica e Innovación Productiva de la Provincia de San Juan por el aporte y financiación necesarios para el desarrollo del proyecto en el cual se encuadra el presente artículo.