



طراحی جاذب ارتعاشی برای دستگاه پایش تلفات دانه کمباین

عادل طاهری حاجی‌وند^{۱*}، حسین نوید^۲ و وحید عرب ملکی^۳، جواد رباطی^۴ و مهدی رضایی^۵

۱ و ۲ - به ترتیب دانشجوی دکتری و دانشیار گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی دانشکده کشاورزی دانشگاه تبریز

۳- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک گروه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

۴- استادیار مکانیزاسیون کشاورزی دانشگاه مراغه

۵- استادیار مهندسی مکانیک گروه مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی سهند تبریز

ایمیل مکاتبه کننده: Adel.taheri@yahoo.com

چکیده

یکی از روش‌های اندازه‌گیری میزان دانه‌های تلف شده در کمباین استفاده از دستگاه پایش تلفات دانه^۱ است. در این دستگاه معمولاً از حسگرهای پیزوالکتریک که حساسیت بالایی دارند استفاده می‌شود. هنگام برداشت محصول لرزش‌های کمباین مانع از عملکرد صحیح و مطمئن این حسگرها می‌گردد. به منظور کاهش اثر تداخلی لرزش‌های کمباین بر عملکرد حسگرها لازم است از انتقال این لرزش‌ها به دستگاه پایش تلفات دانه جلوگیری شود؛ لذا استفاده از جاذب‌های ارتعاشی قبل از نصب دستگاه روی کمباین ضروری خواهد بود. در این تحقیق بعد از طراحی یک جاذب ارتعاشی میرا، معادلات دیفرانسیل حاکم بر رفتار ارتعاشی جاذب استخراج گردید. سپس با مد نظر قرار دادن تحریک خارجی هارمونیک، تابع پاسخ فرکانسی سیستم استخراج شده و اثر پارامترهای مختلف بر روی آن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که جاذب ارتعاشی طراحی شده باعث کاهش میزان شتاب منتقل شده از کمباین به حسگر می‌شود.

واژه‌های کلیدی: دستگاه پایش تلفات دانه، کمباین، جاذب ارتعاشات، ضریب انتقال‌پذیری.

مقدمه

دستگاه پایش تلفات دانه کمباین، یک سیستم اندازه‌گیری الکترونیکی است که به منظور پایش تلفات دانه کمباین در قسمت‌های جداکننده و تمیزکننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. نصب این دستگاه روی کمباین می‌تواند مزایای زیادی از جمله صرفه‌جویی در زمان، نمایش دائمی میزان تلفات، اندازه‌گیری تلفات بدون نیاز به توقف کمباین، آگاهی از منشا واقعی تلفات، کنترل تلفات و ... را به همراه داشته باشد. با وجود این که ارتعاشات و لرزش‌های کمباین نقش مفید و موثری در

¹. Grain loss monitor



عملکرد کمباین و فرآیند جداسازی دانه دارد، یکی از عواملی که باعث اختلال در عملکرد دستگاه پایش تلفات دانه می‌گردد انتقال این لرزش‌ها از کمباین به دستگاه است؛ بنابراین لازم است که از انتقال این ارتعاشات و لرزش‌ها به دستگاه جلوگیری کرد.

به صورت نظری، ارتعاشات را می‌توان حذف کرد؛ اما ممکن است هزینه تهیه و بکارگیری وسایل حذف‌کننده ارتعاشات بسیار بالا باشد. لذا طراح باید تعاملی بین شدت ارتعاشات قابل قبول و هزینه‌های حذف آنها به وجود آورد. گاهی نیروی نامیزانی که ارتعاشات نامطلوب را ایجاد می‌کند، از خصوصیات ذاتی یا شرایط کاری ماشین منشأ می‌گیرد. این نیرو اگر کوچک هم باشد، ممکن است در حالت تشدید پاسخ ناخواسته‌ی بزرگی را به وجود آورد (خصوصاً اگر سیستم دارای میرایی کم باشد). در این موارد، با استفاده از جاذب ارتعاشی می‌توان پاسخ ناخواسته را به مقدار زیادی کاهش داد. در سال‌های اخیر تحقیقات متعدد و متنوعی بر روی انواع جاذب‌های ارتعاشی صورت پذیرفته است.

تحقیقات نشان می‌دهد که جاذب‌های ارتعاشی دینامیکی^۲ که به جاذب‌های جرم میرایی تنظیم شده^۳ معروفند یکی از روش‌های مفید و کم هزینه در کنترل و کاهش ارتعاشات مکانیکی سیستم‌ها هستند (هانت و نیسن، ۱۹۸۲؛ جی‌انگ و همکاران، ۲۰۱۴). اولین سیستم جاذب ارتعاشی که به صورت سیستم جرم و فنر بود در سال ۱۹۱۱ مورد استفاده قرار گرفت.

محدودیت‌های موجود در زمینه کنترل محدوده فرکانسی باعث شد تا استفاده از عامل میرایی به موازات عامل فنر در سیستم جاذب مورد توجه قرار گیرد. بر این اساس اکنون عامل‌های طراحی سیستم جاذب ارتعاشی دینامیکی جرم، فنر و میرایی هستند. در این خصوص مقادیر بهینه این پارامترها مورد توجه محققان زیادی قرار گرفته است (براردنگو و همکاران، ۲۰۱۴؛ ماریان و جیارالیس، ۲۰۱۴).

هانگ و لین (۲۰۱۴) سیستم جاذب ارتعاشی جدیدی با استفاده از دو تیر کوچک که توسط فنر به هم متصل شده‌اند را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که جاذب ارتعاشی طراحی شده تأثیر قابل ملاحظه‌ای در کاهش ارتعاشات تجهیزات تحت تحریک نوسانی دارد.

ژائو و همکاران (۲۰۱۱) برای واحد جداکننده کمباین برنج یک دستگاه اندازه‌گیری تلفات با استفاده از حسگرهای پیزوالکتریک PVDF ارائه کردند. در این تحقیق ویژگی‌های حسگر طراحی شده و نیز چگونگی کنترل لرزش‌های کمباین تشریح شد. طیف فرکانسی شتاب عمودی ناشی از بدنه کمباین نزدیک ۳ کیلوهرتز بدست آمد؛ همچنین این محققان در تحقیق دیگری (۲۰۱۲) برای تضعیف اثر تداخلی لرزش‌های کمباین یک بازوی شناور لرزش‌گیر طراحی کردند که از دو لایه مجزاکننده تشکیل شده بود.

خلیل‌وندی بهروزیار و همکاران (۱۳۹۲) برای بررسی میزان ارتعاشات عقب کمباین در شرایط مختلف مزرعه، از یک حسگر شتاب سه محوره دیجیتالی استفاده کردند. این حسگر را در قسمت عقب کمباین JD955 ICM نصب کردند و مقادیر شتاب این قسمت را در سه سطح سرعت پیشروی، سه سطح سرعت دورانی کوبنده و در دو حالت وجود یا عدم

². Dynamic vibration absorber

³. Tuned mass damper

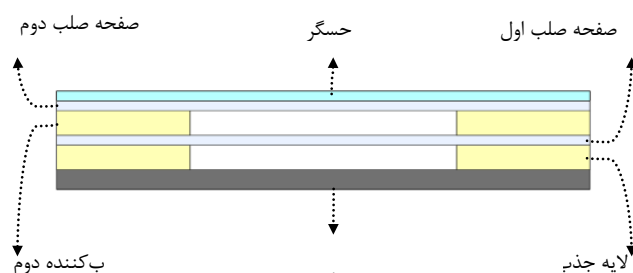
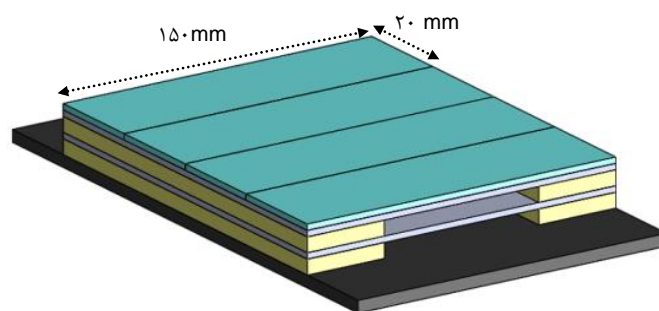


وجود محصول در رایانه ذخیره کردند. نتایج حاصل از تحلیل آماری داده‌ها نشان داد، تأثیر ناهمواری‌های زمین بر شتاب در راستای قائم بیشتر از متغیرهای مربوط به ماشین است. وجود محصول در داخل کمباین باعث افزایش در مقادیر شتاب شد که علت آن پایین بودن درصد رطوبت گندم برداشت شده ذکر می‌شود.

سیستم‌های جاذب ارتعاشی دینامیکی با عملکرد در نواحی تشدید سیستم و کاهش نیروی منتقل شده تأثیر قابل ملاحظه‌ای در کاهش دامنه ارتعاشی سیستم دارند. هدف اصلی از تحقیق حاضر، ارائه سیستم جاذب ارتعاشی میرا به منظور به حداقل رساندن اثر تداخلی لرزش‌های عقب کمباین روی عملکرد دستگاه پایش تلفات دانه است. بدین منظور ابتدا با در نظر گرفتن محدودیت‌های موجود، یک جاذب ارتعاشی طراحی و سپس با توجه به مدل ریاضی جاذب ارتعاشی، معادلات حاکم بر رفتار ارتعاشی آن استخراج گردیده است. با فرض نیروی خارجی هارمونیک، تابع فرکانسی سیستم که نشان‌دهنده نسبت دامنه جابجایی کمباین به جابجایی حسگر می‌باشد بدست آمده و در نهایت با استفاده از مدلی تحلیلی به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد جاذب ارتعاشی پرداخته شده است.

طراحی و شبیه‌سازی جاذب ارتعاشی

حسگری که در دستگاه پایش تلفات دانه کمباین مورد استفاده قرار می‌گیرد معمولاً از نوع پیزوالکتریک است. این دستگاه در عقب کمباین متصل می‌گردد و جاذب ارتعاشی بین حسگر و بدنه کمباین قرار می‌گیرد تا باعث کاهش انتقال لرزش‌های بدنه کمباین به حسگر شود. به منظور تشریح عملکرد کلی جاذب ارتعاشی میرا در ابتدا ساختاری مشابه شکل ۱ در نظر گرفته شد. جاذب ارتعاشی طراحی شده از دو لایه جذب‌کننده، دو صفحه صلب و یک پایه صلب که موقعیت اتصال سیستم به بدنه کمباین است، تشکیل شده است.

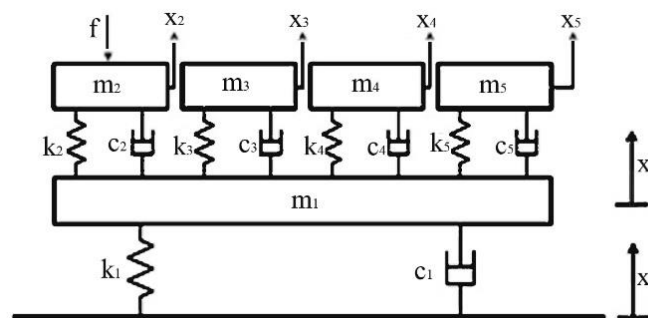


شکل ۱- ساختار حسگر و جاذب ارتعاشی



با توجه به اینکه خروجی عقب کمباین دارای عرضی نزدیک به یک متر است و عرض حسگر معمولاً کم و در حدود ۲ سانتی متر می‌باشد و این مقدار نمی‌تواند نمایانگر شرایط کلی میزان تلفات عقب کمباین باشد، لذا برای ساخت جاذب ارتعاشی از ۴ حسگر در کنار هم با مدارات پردازش جداگانه پیشنهاد می‌شود. صفحه صلب اول از جنس فولاد و ابعاد آن برابر $80 \times 150 \text{ mm}^2$ و صفحات صلب دوم با ابعاد $20 \times 150 \text{ mm}^2$ می‌باشند.

به منظور مطالعه تحلیلی جاذب طراحی شده در شکل ۱ مدل ریاضی آن بیان می‌شود. در این مدل صفحات صلب به صورت جرم متمرکز و لایه‌های جذب‌کننده با استفاده از فنر و میرا معادل هر لایه مدل‌سازی شده است. مطابق شکل ۲ لایه جذب‌کننده اول یک تکه و لایه جذب‌کننده دوم برای هر حسگر جداگانه طراحی شده است. در استخراج معادلات حاکم بر حرکت فرض می‌شود که نیروی ضربه دانه فقط روی حسگر اول وارد می‌شود؛ بدین ترتیب می‌توان پاسخ دینامیکی هر حسگر را بصورت جداگانه مورد بررسی قرار داد.



شکل ۲- مدل آنالیزی سیستم جاذب ارتعاشی

با استفاده مستقیم از قانون دوم نیوتن، معادلات حاکم بر حرکت سیستم نشان داده شده در شکل ۲ به صورت رابطه ۱ بدست می‌آید:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_1(x_1 - x_0) - \sum_{i=2}^5 \{c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_1) + k_i(x_i - x_1)\} = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 = f \quad (1)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - k_3 x_1 + k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_3 = 0$$

$$m_4 \ddot{x}_4 - k_4 x_1 + k_4 x_4 - c_4 \dot{x}_1 + c_4 \dot{x}_4 = 0$$

$$m_5 \ddot{x}_5 - k_5 x_1 + k_5 x_5 - c_5 \dot{x}_1 + c_5 \dot{x}_5 = 0$$

با توجه به اینکه چهار لایه جذب‌کننده دوم و صفحات صلب دارای مشخصات یکسانی هستند بنابراین ضرایب میرایی، سفتی و جرم این عوامل یکسان در نظر گرفته شده است. k_1 و c_1 مربوط به خواص جاذب اول، k و c مربوط به مشخصات جاذب دوم، m_1 جرم صفحه صلب اول و m جرم هر یک از صفحه‌های صلب دوم است. با این توضیح و با توجه به شرایط در نظر گرفته شده، $x_3=x_4=x_5=x$, $c_i=c$, $k_i=k$, $m_i=m$, $i=2,3,4,5$ خواهد بود. در نتیجه معادلات دیفرانسیل حاکم بر حرکت را می‌توان به صورت ساده شده‌ی رابطه (۲) بیان نمود:



$$\begin{cases} [m_1 s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)X_1 - (cs + k)X_2 - 3(cs + k)X_3 = (c_1 s + k_1)X_0] \\ (ms^2 + cs + k)X_2 - (cs + k)X_1 = F \\ (ms^2 + cs + k)X_3 - (cs + k)X_1 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

با اعمال تبدیل لاپلاس به روابط فوق و فرض شرایط اولیه صفر (سرعت و جابجایی اولیه) و با استفاده از روش کرامر، جابجایی‌های X_1 و X_3 که به ترتیب نشان‌دهنده جابجایی‌های صفحات صلب m_1 و m می‌باشند به صورت رابطه ۳ بدست می‌آیند:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{1}{\Delta} (ms^2 + cs + k) [(c_1 s + k_1)(ms^2 + cs + k)X_0 + F(cs + k)] \\ X_3 &= \frac{1}{\Delta} [(cs + k)(c_1 s + k_1)(ms^2 + cs + k)X_0 + F(cs + k)^2] \end{aligned} \quad (3)$$

جابجایی‌های X_1 و X_3 را می‌توان به صورت ساده رابطه ۴ نوشت:

$$\begin{aligned} X_1 &= G_2 X_0 + G_3 F \\ X_3 &= G_0 X_0 + G_1 F \end{aligned} \quad (4)$$

G_i ضریب انتقال‌پذیری است، $(i=0,1,2,3)$ ، و از رابطه ۵ بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{cc_1 s^2 + (ck_1 + c_1 k)s + kk_1}{[m_1 s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \\ G_1 &= \frac{c^2 s^2 + 2cks + k^2}{[m_1 s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k)^2 - 4(cs + k)^2 (ms^2 + cs + k)} \\ G_2 &= \frac{mc_1 s^2 + (mk_1 + c_1 c)s^2 + (ck_1 + c_1 k)s + kk_1}{[m_1 s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \\ G_3 &= \frac{csk}{[m_1 s^2 + (c_1 + 4c)s + (k_1 + 4k)](ms^2 + cs + k) - 4(cs + k)^2} \end{aligned} \quad (5)$$

در سیستم حاضر هدف کاهش دامنه ارتعاشات جرم m نسبت به تحریک پایه‌ی X_0 است، بنابراین به منظور بررسی تأثیر پارامترهای مختلف، ضریب انتقال‌پذیری G_0 که معرف نسبت دامنه ارتعاشی جرم به پایه است، مورد مطالعه قرار می‌گیرد. با در نظر گرفتن $s=i\omega$ که در آن $i=\sqrt{-1}$ و ω فرکانس تحریک است، تابع پاسخ فرکانسی که نسبت دامنه ارتعاش حسگرها به دامنه تحریک پایه می‌باشد را می‌توان به صورت رابطه (۶) بدست آورد.

$$G_0(\omega) = \frac{-cc_1 \omega^2 + i(ck_1 + c_1 k)\omega + kk_1}{[-m_1 \omega^2 + i(c_1 + 4c)\omega + (k_1 + 4k)](-m\omega^2 + ic\omega + k) - 4(ic\omega + k)^2} \quad (6)$$

همچنین می‌توان با جایگذاری رابطه (۶) در رابطه (۴) و با اعمال تبدیل فوریه معکوس پاسخ سیستم نسبت به ورودی‌ها را در حوزه زمان بدست آورد.



نتایج عددی

در این قسمت به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر روی دامنه جاذب ارتعاشی پرداخته می‌شود. با توجه به اینکه جاذب ارتعاشی طراحی شده به منظور کاهش دامنه ارتعاشات انتقالی از طرف بدنه کمباین به حسگرها مورد استفاده قرار می‌گیرد بنابراین هدف اصلی بررسی دامنه ارتعاشات X تحت تأثیر حرکت پایه‌ی X_0 می‌باشد. همان طور که اشاره گردید ضریب انتقال‌پذیری G_0 نشان‌دهنده تابع تبدیل بین پارامترهای بیان شده است، بنابراین در این قسمت فقط تأثیر پارامترهای طراحی بر روی این ضریب ارائه و مورد مطالعه قرار می‌گیرند. در جدول ۱ مقادیری که برای پارامترهای بیان شده در شکل ۲ در نظر گرفته شده است، آورده شده است.

جدول ۱- مقادیر پارامترهای در نظر گرفته شده برای طراحی جاذب ارتعاشی

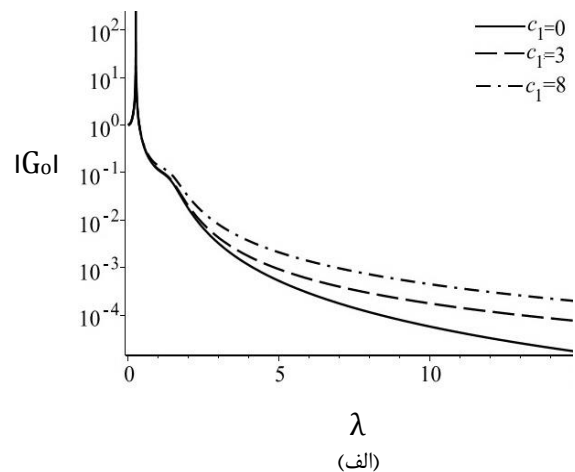
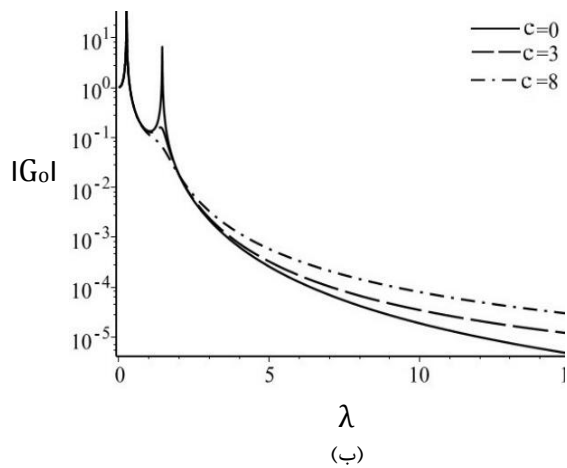
اندازه	نام پارامتر
۱۰۰ g	جرم صفحه صلب اول، m_1
۲۵ g	جرم صفحه صلب دوم، m
۸ KN/m	سفتی جذب‌کننده اول، k_1
۱ N.s/m	میرایی جذب‌کننده اول، c_1
۱۵ KN/m	سفتی جذب‌کننده دوم، k
۸ N.s/m	میرایی جذب‌کننده دوم، c

در شکل ۳ تأثیر میرایی جذب‌کننده‌ها بر ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ برحسب فرکانس بی‌بعد (نسبت فرکانس تحریک پایه به فرکانس طبیعی جذب‌کننده دوم، $\lambda = \omega / \sqrt{k/m}$) نشان داده شده است. همان طور که از رابطه ۴ مشاهده می‌شود $G_0(\omega)$ نشان‌دهنده نسبت دامنه حسگر به دامنه حرکت پایه است. با توجه به شکل ۳ وجود جاذب ارتعاشی باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در دامنه انتقالی پایه به حسگرها در نواحی دورتر از فرکانس طبیعی سیستم می‌گردد به طوری که به ازای فرکانس‌های بیشتر وجود جاذب ارتعاشی با مشخصات جدول و به ازای $c_1 = 1 \text{ N.s/m}$ و $\lambda = 8$ کاهش حدود ۱۰۰۰ برابری در دامنه حرکت حسگر نسبت به دامنه پایه را منجر می‌شود. همچنین استفاده از میرایی باعث کاهش دامنه منتقل شده به حسگر در محدوده تحریک خارجی با فرکانسی معادل با فرکانس‌های طبیعی سیستم می‌شود.

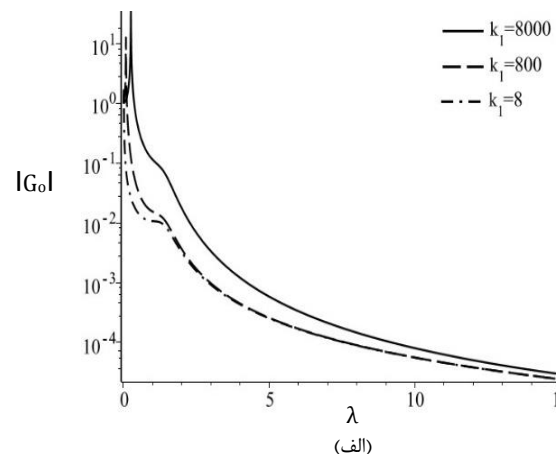
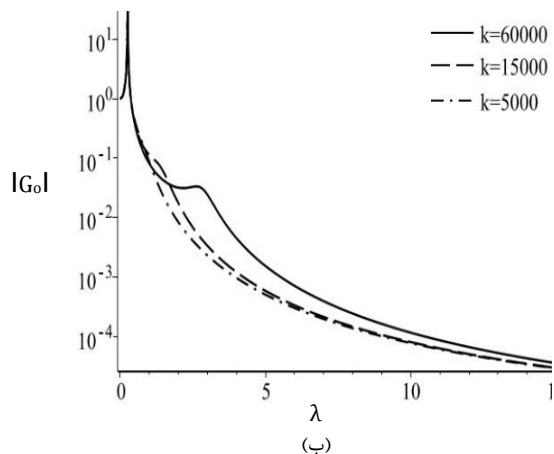
به منظور بررسی تأثیر ضرایب سفتی جاذب ارتعاشی بر دامنه انتقالی به حسگرها، در شکل ۴ ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ برحسب فرکانس بی‌بعد و به ازای مقادیر مختلف سفتی جذب‌کننده اول و جذب‌کننده دوم نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که تأثیر مقادیر سفتی جذب‌کننده اول بر ضریب انتقال‌پذیری به مراتب بیشتر از تأثیر سفتی جذب‌کننده دوم می‌باشد. وجود فنر جذب‌کننده اول باعث ایجاد فرکانس تشدید می‌گردد که با افزایش مقدار سفتی متناظر، میزان ضریب انتقال‌پذیری نیز افزایش می‌یابد ولی در فرکانس‌های بالاتر سفتی جذب‌کننده اول تأثیر چندانی بر ضریب انتقال‌پذیری یا دامنه منتقل شده به حسگرها ندارد. همچنین با توجه به شکل ۴-ب مشاهده می‌شود که مقدار سفتی جذب‌کننده دوم نیز



تأثیر مشابه با مقادیر سفتی جذب‌کننده اول دارد. بنابراین در طراحی جاذب ارتعاشی هر چند مقادیر سفتی جذب‌کننده‌ها تأثیر چندانی بر ضریب انتقال‌پذیری ندارند اما در انتخاب ماده مناسب بایستی توجه نمود که ماده‌ای باید استفاده شود که سفتی آن در محدوده پایین‌تری باشد چون هر چقدر ماده مورد استفاده سفت‌تر باشد رفتار ماده به جسم صلب متمایل شده و از تأثیر آن بر عملکرد جاذب ارتعاشی کاسته می‌شود.



شکل ۳- تأثیر ضرایب میرایی بر ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ برحسب فرکانس بی‌بعد.
(الف) میرایی جذب‌کننده اول، C_1 ; (ب) میرایی جذب‌کننده دوم، C .



شکل ۴- تأثیر ضرایب سفتی بر ضریب انتقال‌پذیری $G_0(\omega)$ برحسب فرکانس بی‌بعد.
(الف) سفتی جذب‌کننده اول، k_1 ; (ب) سفتی جذب‌کننده دوم، k .

نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر جاذب ارتعاشی میرا به منظور کاهش دامنه ارتعاشات منتقل شده از بدنه کمباین به حسگرهای مورد استفاده در دستگاه پایش تلفات کمباین طراحی و با استفاده از مدل ریاضی به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر میزان



انتقال‌پذیری و دامنه حرکت حسگرها پرداخته شد. با استفاده از مدل سیستم ارتعاشی میرا و استفاده از قانون دوم نیوتن معادلات حاکم بر ارتعاشات سیستم استخراج گردید. سپس با اعمال تبدیل لاپلاس ضریب انتقال‌پذیری که معرف نسبت دامنه ارتعاش حسگرها به دامنه ارتعاشی پایه است، محاسبه شد. در نهایت تأثیر پارامترهای میرایی و سفتی جاذب ارتعاشی بر میزان انتقال‌پذیری مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که جاذب طراحی شده به ازای فرکانس‌های دورتر از فرکانس طبیعی سیستم تأثیر قابل ملاحظه‌ای در کاهش دامنه نوسانات منتقل شده به حسگرها را داشته و در این میان تأثیر مقدار میرایی بر کاهش دامنه ارتعاشات حسگر به مراتب بیشتر از تأثیر مقادیر سفتی جاذب ارتعاشی می‌باشد.

منابع و مآخذ

۱. خلیل‌وندی بهروزیار، س. ۱۳۹۲. بررسی میزان ارتعاشات عقب کمباین در شرایط مختلف مزرعه. پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز.
2. Berardengo, M. et al. 2014. An adaptive tuned mass damper based on shape memory alloys with an extended range of frequency. In Environmental Energy and Structural Monitoring Systems (EESMS). IEEE Workshop on. IEEE.
3. Huang, S and Lin, K. A. 2014. A New Design of Vibration Absorber for Periodic Excitation. Shock and Vibration.
4. Hunt, J and Nissen, C. 1982. The broadband dynamic vibration absorber. Journal of sound and vibration, 83(4): pp. 573-578.
5. Jeong, U. et al. 2014. Application magnetorheological elastomer to dynamic vibration absorber for vibration reduction by a variable-unbalance excitation. The Journal of the Acoustical Society of America, 135(4): pp. 2289-2289.
6. Marian, L and Giaralis, A. 2014. Optimal design of a novel tuned mass-damper-inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems. Probabilistic Engineering Mechanics.
7. Zhao, Z. et al. 2011. Grain separation loss monitoring system in combine harvester. Computers and Electronics in Agriculture, 76(2): pp. 183-188.
8. Zhao, Z. et al. 2012. Optimum design of grain impact sensor utilizing polyvinylidene fluoride films and a floating raft damping structure. Bio systems engineering, 112(3): pp. 227-235.



نهمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی

(مکانیک بیوسیستم) و مکانیزاسیون

پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران

۲ و ۳ اردیبهشت ۱۳۹۴ - کرج



Design of a vibration absorber for grain loss monitoring system of combine harvesters

Abstract

Using grain loss monitor system is one of the ways to measure the amount of the grain loss in the combine harvesters. The piezoelectric sensors that have a very great sensitivity are usually used in this kind of systems. Combine vibrations prevent proper and certain function of these sensors during the harvesting process. And it is necessary to prevent the transmission of these vibrations to grain loss monitor system in order to reduce the interference of the combine vibrations on the systems performance. Therefore, it is essential to use vibration absorbers before installing the measuring device on the combine harvester. In this study after designing of a vibration damping absorber, its differential equations were obtained. Then, the frequency response function of the system was obtained considering the external harmonic excitation and the effect of various parameters were examined. The results indicated that the designed vibration absorber resulted reduction of the acceleration transferred from combine to the sensor.

Keywords: Combine, Grain Loss Monitor system, Isolator, transmissibility ratio