

مدلسازی ارتعاشی کوبنده کمباین جاندر ۹۵۵ با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی

حامد غفار زاده زارع^۱، علی ملکی^{۲*} محسن ایرانی رهقی^۳ و مجید لشگری^۴

۱- دانشجوی دکتری گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

۴- استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه اراک، اراک، ایران

چکیده	تاریخچه مقاله
<p>در این تحقیق پارامترهای مودال کوبنده کمباین در شرایط کاری واقعی تحت بار محیطی با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی به شیوه غیر پارامتریک و به روش تجزیه فرکانس تخمین زده شد. کمباین به وسیله موتور و ارتعاشات ناشی از قسمت‌های کاری مختلف تحریک شد و سیگنال‌های شتاب با استفاده از سنسور شتاب سنج در شش سرعت مختلف کوبنده جمع آوری شد. با بررسی پارامترهای سیگنال شامل میانگین، فاکتور ضربه، جذر میانگین مربعات، انرژی و انتروپی در دوره‌های مختلف کوبنده مشخص شد این پارامترها در دور ۱۰۰۰ rpm نسبت به دیگر دورها بطور معناداری مقادیر بالاتری دارند. که وجود اغتشاش در این دور را تایید می‌کند. بنابراین به بررسی پارامترهای مودال سازه به روش تجزیه فرکانس در دور ۱۰۰۰ rpm پرداخته شد و مدل اجزای محدود از کوبنده طراحی و با اطلاعات به‌دست آمده از آنالیز مودال تطبیق داده شد. با بررسی محدوده فرکانس‌های طبیعی و فرکانس‌های تحریک واحد کوبنده یک فرکانس رزونانس برای مود اول سازه مورد نظر یافت شد که عمده ترین عامل ایجاد ارتعاش در واحد کوبنده تشخیص داده شد. فرایند اصلاح سازه با اضافه کردن دو میله با قطر یک سانتی‌متر بین دو فلنج میانی کوبنده انجام گرفت و مشاهده شد موقعیت فرکانس طبیعی مود اول به ۳۲/۰۸ هرتز تغییر یافت. با فاصله گرفتن از فرکانس طبیعی از فرکانس تحریک، شرایط ایجاد پدیده رزونانس و در نتیجه ارتعاشات کوبنده کاهش یافت.</p>	<p>دریافت: ۱۳۹۶/۱۱/۰۸ پذیرش نهایی: ۱۳۹۷/۱۱/۰۳ کلمات کلیدی: اصلاح سازه، آنالیز مودال عملیاتی، کوبنده کمباین</p> <p>* عهده دار مکاتبات Email: maleki@sku.ac.ir</p>

کشور ایران تا ۲۰ درصد نیز گزارش شده است (۱۵). برای داشتن حداقل افت، باید فرآیند برداشت محصول (برش، انتقال، کوبش، جداسازی و...) بهینه سازی گردد. یکی از فرآیندهای مهم در عملیات برداشت غلات توسط کمباین،

مقدمه

با وجود این‌که متوسط افت کمباین در کشورهای پیشرفته ۴ تا ۵ درصد تخمین زده می‌شود، براساس تحقیقات بعضی از پژوهشگران این عرصه، این مقدار برای

تحریک سازه‌های بزرگ و پیچیده برای آنکه تمامی شکل موده‌های سازه در محدوده فرکانسی مدنظر تحریک گردد نیاز به نیروی زیادی است استفاده از چنین نیروی بزرگی برای تحریک سازه ممکن است موجب خرابی سازه در محل اعمال نیرو شده و از سوی دیگر موجب بروز رفتار غیر خطی در سازه شود و از طرفی وجود نویز فراوان نظیر باد، تردد خودرو و امواج صوتی در محیط، استفاده از آنالیز مودال تجربی را با مشکل مواجه می‌کند (۸، ۲۶، ۲۳). این مشکلات موجب آن شده است که استفاده از آنالیز مودال عملیاتی برای تحلیل سازه‌های دینامیکی در حین کار به‌طور گسترده مورد استقبال محققین قرار بگیرد (۱، ۲۵). در روش آنالیز مودال عملیاتی فقط پاسخ سازه به تحریک محیطی اندازه‌گیری می‌شود و پارامترهای مودال سازه بدون شناختن نیروی تحریک ورودی تعیین می‌شود (۱۴، ۱۸).

مذهب جعفری و همکاران (۱۴) به بررسی علل ارتعاشات فن‌های هوایی و ارایه راهکار برای کاهش ارتعاشات آن با استفاده از آزمون مودال عملیاتی پرداختند. نتایج تحقیقات نشان داد که نزدیکی فرکانس گذر پره با یکی از فرکانس‌های طبیعی، مهم‌ترین عامل ارتعاشات بالا در سازه است.

نوذر پور و رهی (۲۰) با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی ارتعاشات پره‌های توربین را مورد بررسی قرار دادند. سپس مدل هندسی و اجزای محدود در نرم افزار ANSYS تهیه و تحلیل سازه‌ای ایستا و مودال انجام گرفت و نتایج حاصل با آنالیز مودال مقایسه شد و مدل اجزای محدود اصلاح شد. سپس با استفاده از مدل اجزای محدود اصلاح شده، علت ارتعاش پره‌های توربین شناسایی شد.

خطیبی و همکاران (۱۱) به بررسی عددی و تجربی آنالیز مودال عملیاتی به روش تجزیه فرکانسی پرداختند. آن‌ها در بررسی خود از مدل یک ساختمان شش طبقه استفاده کردند. مقایسه نتایج حاصل از آنالیز مودال عملیاتی با نتایج حل دقیق اختلافات اندکی را نشان داد.

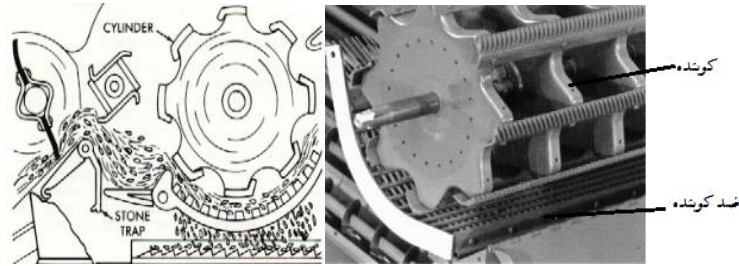
ابراهیمی و همکاران (۶) با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی با روش تجزیه حوزه فرکانسی به بررسی رفتار

کوبش مواد است که توسط واحد کوبنده انجام می‌گیرد. در واقع کوبنده قلب یک کمباین است.

محصول پس از درو توسط نقاله تغذیه در اختیار کوبنده قرار می‌گیرد که عمل کوبیدن محصول را انجام می‌دهد. کوبنده استوانه‌ای تو خالی است که تیغه‌هایی در پیرامون آن نصب شده است تعداد تیغه‌ها شش تا هشت عدد است و در اثر حرکت دورانی خود به محصول ضربه زده تا دانه از خوشه جدا شود. کوبیدن در اثر توام دو عمل ضربه و سایش انجام می‌گیرد (۱۶). لازمه کوبیدن، عبور مواد از یک فضای محدود است، به این منظور از صفحه انحناداری در زیر کوبنده استفاده می‌شود که ضد کوبنده نامیده می‌شود. اندازه سوراخ‌های ضد کوبنده و سرعت دورانی کوبنده برای محصولات مختلف و بسته به مقدار حجم تغذیه مواد به کوبنده باید تغییر داده شوند. همچنین با پوشاندن قسمتی از شبکه ضد کوبنده می‌توان شدت عمل کوبش را زیادتر کرد (۱۷) (شکل ۱). در قسمت کوبنده کمباین دانه‌ها از سنبله یا غلاف خارج شده و حدود ۹۰ درصد آن‌ها از منافذ ضد کوبنده عبور می‌کنند.

از آنجایی که کوبنده بیشترین تاثیر را روی عملکرد کمباین دارد بنابراین ارتعاشات این واحد باعث می‌شود عمل کوبیدن به درستی انجام نگیرد و افت کمباین افزایش یابد (۴) همچنین باعث کاهش دقت کار و راحتی راننده می‌شود (۳۱، ۹). بنابراین بررسی ارتعاش بوجود آمده در واحد کوبش اهمیت بالایی دارد. تانگ و همکاران^۱ (۲۸) به بررسی ارتعاشات در کوبنده مماسی برنج پرداختند. آنها بیان کردند که افزایش ارتعاش در کوبنده سبب افزایش ریزش دانه، کاهش عمر کوبنده و امکان ایجاد پدیده شدید در کوبنده می‌شود.

در سال‌های گذشته پیشرفت‌های زیادی در اندازه‌گیری و آنالیز ارتعاشات برای پایش ماشین‌های دوار در حال کار حاصل شده است. پایش بر پایه‌ی ارتعاشات به عنوان یک روش توانمند به‌طور گسترده برای شناسایی عیب در ماشین‌های دوار به کار گرفته می‌شود (۲۴، ۲۷). برای



شکل (۱) واحد کوبش کمباین برداشت غلات

Figure (1) The threshing unit of the combine harvester

مودال عملیاتی منتشر نشده است. بنابراین با توجه به اهمیت تاثیر ارتعاش کوبنده بر عملکرد کمباین و راننده، بررسی علل ارتعاش در کوبنده و اصلاح آن ضروری به نظر می‌رسد. بنابراین هدف از این تحقیق، اصلاح مدل ارتعاشی کوبنده کمباین با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی است بنابراین سعی بر آن است مدل اجزای- محدود از کوبنده طراحی و با اطلاعات به‌دست آمده از آنالیز مودال عملیاتی، تطبیق داده شود و سپس با اصلاح ساختار به شیوه اصلاح سختی، تا حد امکان ارتعاش کوبنده تعدیل گردد.

مواد و روش ها

تئوری آنالیز مودال عملیاتی به روش تجزیه فرکانسی^(۱) (FDD)

استخراج مشخصات دینامیکی سازه با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی به دو شیوه کلی پارامتریک و غیر پارامتریک انجام می‌گیرد. یکی از روش‌های غیر پارامتریک، روش تجزیه فرکانسی است، که شباهت‌هایی با روش انتخاب قله و تابع شناسایی مود مختلط دارد. در این روش که توسط برینکر و همکاران^(۲) ارائه شده، ابتدا ماتریس چگالی طیف توان پاسخ محاسبه شده و سپس روش تجزیه مقادیر تکین بر روی آن اعمال می‌شود و به کمک آن، مقادیر فرکانس‌های طبیعی، ضرایب دمپینگ و شکل مودها به‌دست می‌آیند^(۳،۳۰). چنانکه در رابطه (۱) ملاحظه می‌شود، اساس روابط حاکم بر روش تجزیه

ارتعاشی سکوی برش کمباین پرداختند، نتایج نشان داد که شرایط رزونانس اطراف فرکانس طبیعی مود پنجم سازه وجود دارد، که به روش تغییر جرم اصلاح سازه انجام شد. ارتعاشات کوبنده روی افت کمباین بسیار تاثیر گذار است. از این رو بررسی علل ارتعاش کوبنده و یافتن راه حل‌هایی برای کاهش آن، از اهمیت ویژه‌ای در افزایش طول عمر و راندمان واحد کوبش برخوردار است.

کمباین سازه‌ای بزرگ و پیچیده است و واحد کوبنده آن دارای اتصالات زیادی است و از طرفی شرایط کاری آن بسیار متغیر است که وابسته به دور کوبنده، حجم مواد ورودی به کوبنده و فاصله کوبنده و ضد کوبنده است بنابراین امکان اندازه‌گیری نیروی تحریک وجود ندارد. این شرایط استفاده از آنالیز مودال تجربی را برای تحلیل مودال کوبنده با مشکل مواجه می‌کند. بنابراین برای تحلیل مودال این سازه‌ها که با نیرو و ارتعاشات محیطی تحریک می‌شوند استفاده از آنالیز مودال عملیاتی توصیه می‌گردد. آنالیز مودال عملیاتی فرایند تعیین مشخصات دینامیکی یک سازه بر اساس پاسخ‌های خروجی است. (اطلاعات مربوط به تحریک ورودی مورد نیاز نیست)^(۳۱)

ارتعاشات در قسمت‌های مختلف کمباین، سبب کاهش دقت کمباین و راحتی راننده و همچنین افزایش افت کمباین می‌شود. بدین منظور تاکنون تحقیقات زیادی با هدف بررسی ارتعاش واحد برش کمباین انجام گرفته است^(۲۹، ۶). اما با توجه به بررسی‌های انجام گرفته مشخص شد تاکنون تحقیقی در مورد بررسی ارتعاش در کوبنده کمباین برداشت با استفاده از آنالیز

1- Frequency Domain Decomposition
2- Brincker *et al.*

فرکانسی بر رابطه بین خروجی‌ها و ورودی‌های یک سیستم استوار است (۲)

$$G_{yy}(j\omega) = \overline{H}(j\omega) G_{xx}(j\omega) H^T(j\omega) \quad (1)$$

که در آن G_{xx} ، ماتریس طیف چگالی توان ورودی، G_{yy} ، ماتریس طیف چگالی توان خروجی و $H(j\omega)$ ماتریس تابع پاسخ فرکانسی می‌باشد. برای ماتریس پاسخ فرکانسی می‌توان رابطه (۲) را نوشت.

$$H(j\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{Q_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\overline{Q}}{j\omega - \lambda_k} \quad (2)$$

که Q_k نشان دهنده ترم باقیمانده، λ_k نشان دهنده k امین فرکانس طبیعی و علامت "-" نشان دهنده مزدوج و n تعداد مودهای مدنظر را نشان می‌دهد. با ترکیب روابط (۱) و (۲) رابطه (۳) بین چگالی توان ورودی و خروجی به دست می‌آید (۳).

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{Q_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\overline{Q}_k}{j\omega - \lambda_k} \right] \cdot G_{xx}(j\omega) \cdot \left[\frac{Q_s}{j\omega - \lambda_s} + \frac{\overline{Q}_s}{j\omega - \lambda_s} \right] \quad (3)$$

در صورتی که ورودی نویز سفید باشد، ماتریس چگالی توان یک ماتریس به فرم $G_{xx}(j\omega) = C[I]C^T$ خواهد بود. با جایگزین کردن این رابطه در رابطه (۳) و ساده کردن آن، رابطه (۴) حاصل خواهد شد (۳).

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \frac{A_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\overline{A}_k}{j\omega - \lambda_k} + \frac{B_k}{-j\omega - \lambda_\omega} + \frac{\overline{B}_k}{-j\omega - \lambda_\omega} \quad (4)$$

در این رابطه A_k ، k امین باقیمانده چگالی توان خروجی است، که با رابط (۵) نمایش داده شده است (۳).

$$A_k = QkC \left(\sum_{s=1}^n \frac{\overline{Q}_k^T}{-\lambda_K - \lambda_S} + \frac{Q_k^T}{-\lambda_k - \lambda_S} \right) \quad (5)$$

با استفاده از خاصیت تعامد مودها، باقیمانده به صورت $A_k = QkCQ_k^T / 2\alpha_k$ در خواهد آمد که در آن α_k بخش حقیقی k امین قطب $k_k = -\alpha_k + j\omega_k$ است. در صورتی که میرایی سیستم کم باشد، ترم باقیمانده متناسب با شکل مود خواهد بود و بنابراین بصورت $Q_k = \theta_k \gamma_k$ خواهد شد (رابطه (۶)) (۳۰).

(۶)

$A_k \alpha Q_k C \overline{Q}_k = \phi_k \gamma_k C \gamma_k^T \phi_k^T = d_k Q_k Q_k^T$ که در آن d_k یک اسکالر، θ_k بردار شکل مود k ام و γ_k بردار حالت مود است. بنابراین در نهایت چگالی توان پاسخ بر حسب شکل مودها و قطب‌های سیستم به صورت رابطه (۷) خواهد شد (۳).

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \left[\frac{d_k \phi_k \phi_k^T}{j\omega - \lambda_k} + \frac{\overline{d}_k \overline{\phi}_k \overline{\phi}_k^T}{j\omega - \lambda_k} \right] \quad (7)$$

رابطه (۷) بیان می‌کند که، در هر فرکانس تعداد محدودی مود در ساختن پاسخ سیستم شرکت می‌نمایند. در نزدیکی فرکانس‌های طبیعی سیستم، فقط یک مود، به طرز قابل توجهی پاسخ سیستم را می‌سازد. بنابراین پاسخ در این فرکانس، بسیار شبیه شکل مود این فرکانس خواهد بود. اگر ماتریس چگالی طیف توان پاسخ، در هر فرکانس به مقادیر و بردارهای تکین آن تجزیه گردد از آنجایی که مقادیر تکین در ارتباط مستقیم با ضریب شرکت مودها می‌باشند، تعداد مقادیر تکین غیر صفر، نشان دهنده تعداد مودهایی است که پاسخ سیستم را در آن فرکانس می‌سازند و قله‌های اولین مقدار تکین سیستم، معادل با فرکانس‌های طبیعی سیستم خواهد بود. از طرف دیگر بردارهای تکین متناظر با قله‌های اولین مقادیر تکین، بردارهای شکل مود سیستم را تقریب می‌زنند. در رابطه (۸)، U_i بردار منفرد و S_i ماتریس مقادیر منفرد سیستم در فرکانس ω_i می‌باشد (۳).

$$G_{yy}(j\omega_i) = U_i S_i U_i^H \quad (8)$$

اجرای عملی آنالیز مودال

برای اندازه‌گیری ارتعاشات کوبنده در شرایط عملی از دو حسگر شتاب‌سنج پیزوالکتریک مدل DYTRAN/3255A2 (شرکت دیترن، امریکا) و از یک دستگاه آنالایزر (MC 3022، چین) و نرم‌افزار پردازش سیگنال Scope استفاده شد. جهت انجام این آنالیز، کمباین را در حالت معمول خود روشن کرده و کلیه قسمت‌ها به کار انداخته شد. با توجه به هندسه سازه، حداکثر چهار نقطه روی یاتاقان‌های کوبنده برای

تحقیق نیز از روش استخراج ویژگی به منظور بررسی اثر سرعت‌های دورانی مختلف کوبنده روی سیگنال‌ها استفاده شد. توابع استفاده شده برای تحقق این امر عبارت بودند از: میانگین، شاخص ضربه، جذر میانگین مربعات، انرژی و انتروپی (۷). جدول ۱ معادله توابع آماری مذکور را نشان می‌دهد.

ایجاد مدل المان محدود سازه

برای مدل‌سازی هندسی کوبنده و شبیه‌سازی آن به روش اجزای محدود، از نرم‌افزار اجزای محدود ABAQUS استفاده شد. در مدل‌سازی کوبنده، چهار جز از کوبنده شامل ۸ عدد تیغه، چهار عدد صفحه، روتور و یاتاقان‌ها ایجاد شدند. این اجزای همگی شکل توپر بوده و به صورت تغییر شکل پذیر تعریف شدند. خصوصیات طراحی شامل شکل، ضخامت، اندازه و زوایای اجزای سازنده کوبنده در مدل‌سازی مطابق کوبنده کمباین جان‌دیر مدل ۹۵۵ تعیین شد.

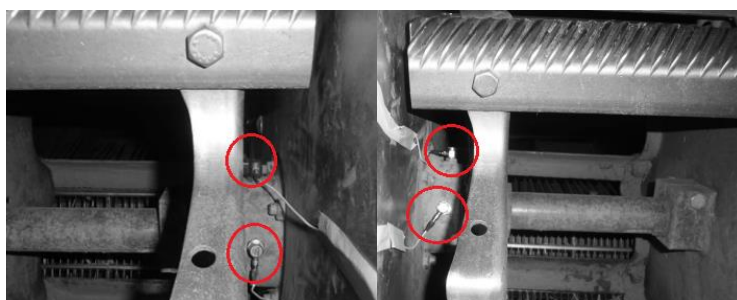
در قسمت تعریف خواص مواد در نرم‌افزار فولاد با مدول الاستیسیته ۲۰۰ گیگا پاسکال، چگالی ۷۸۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب و ضریب پواسن ۰/۳ تعریف شد. در محیط مونتاژ چهار جزء کوبنده فراخوانی شدند و در مدول تعامل^۱ بین سطوحی از قطعات که در تماس با یکدیگر قرار دارند، قید Tie اعمال شد. سپس مش‌بندی کوبنده به صورت المان‌های چهار وجهی مرتبه اول چهار گره‌ای^۲ انجام گرفت. از آنجایی که دقت خروجی‌های تحلیل به اندازه‌ی المان‌ها وابسته است برای همگرا نمودن حل، تراکم مش‌ها به طور منظم کاهش و افزایش یافت و اثر این تغییرات روی نتایج خروجی بررسی و بهترین اندازه المان برای مش‌بندی انتخاب شد (شکل ۳).

اندازه‌گیری ارتعاش قابل انتخاب بودند. که این چهار نقطه روی دو یاتاقان سمت راست و چپ کوبنده هستند که به صورت افقی و عمودی سنسورها نصب شدند. با توجه به عدم امکان نصب سنسورهای ارتعاشی روی محور کوبنده در حال دوران (سیم سنسور بر اثر دوران کوبنده قطع می‌شود) تنها سیگنال‌های روی یاتاقان‌ها اندازه‌گیری شد. با توجه به هندسه سازه، چهار نقطه روی یاتاقان‌های کوبنده برای اندازه‌گیری ارتعاش انتخاب شد. عملیات اندازه‌گیری برای هر سرعت دورانی کوبنده در ۳ مرحله انجام شد. در هر کدام از این مراحل، یک حسگر، ارتعاشات یک نقطه جدید از سازه را اندازه‌گیری کرده و حسگر دیگر هم به عنوان حسگر مبنا در نظر گرفته شد. نقاط اندازه‌گیری بر روی یاتاقان‌ها در شکل ۲ مشاهده می‌شود. برای تعیین فرکانس‌های طبیعی کوبنده و پارامترهای سیگنال در شرایط کاری مختلف، اندازه‌گیری سیگنال‌ها در شش دور متداول کوبنده ۷۵۰، ۹۰۰، ۱۰۰۰، ۱۲۰۰، ۱۳۵۰ و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه انجام گرفت.

استخراج ویژگی‌های سیگنال

در اندازه‌گیری سیگنال‌های ارتعاشی، یک سری از عوامل مزاحم روی می‌دهند که باعث مخدوش شدن نتایج می‌شوند. از جمله این عوامل می‌توان به ضربه‌ها و شوک‌ها یا تغییرات ناگهانی سرعت یا بار اشاره نمود که این عوامل در ماشین‌های کشاورزی به کرار روی می‌دهد. مقادیر خام سیگنال‌های ارتعاشی دارای نویز زیاد هستند و تعبیر فیزیکی خاصی ندارند. از این رو نمی‌توان مستقیماً از آن‌ها اطلاعات دقیقی به دست آورد. بنابراین لازم است با استفاده از برخی توابع آماری مهم‌ترین ویژگی‌های معنی‌دار سیگنال استخراج گردد. در واقع استخراج ویژگی فرآیندی است که در آن با انجام عملیاتی بر روی داده‌ها، ویژگی‌های بارز و تعیین‌کننده داده‌ها مشخص می‌شود. هدف استخراج ویژگی این است که داده‌های اولیه به شکل قابل استفاده‌تری برای پردازش‌های بعدی درآیند (۱۲، ۱۹). بنابراین در این

1- Interaction Module
2- Tetrahedral

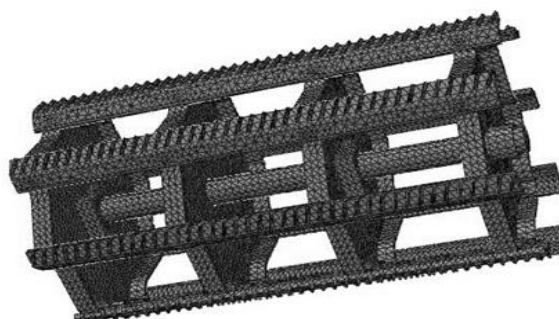


شکل (۲) محل نصب سنسور ها روی یاتاقان ها کوبنده بصورت افقی و عمودی در طرف راست و چپ کوبنده
 Figure (2) The location of the sensors on the bearings on the right and left sides of thresher

جدول (۱) پارامترهای استخراج شده از سیگنال ها
 Table (1) The parameters extracted from the signals

رابطه Equation	تابع Function
	میانگین Mean
	شاخص ضربه Impulse Factor
$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N (x(n))^2}{N}}$	جذر میانگین مربعات R.M.S
$Energy = \sum_{n=1}^N (x(n))^2$	انرژی Energy
$Entropy = \sum_{n=1}^N (x(n)) * \log\left(\frac{1}{x(n)}\right)^2$	انترپی Entropy

که $x(n)$ سری داده و N تعداد داده در هر سری داده است



شکل (۳) مدل مش بندی شده واحد کوبنده
 Figure (3) The meshed model of the thresher

مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی

از مهم‌ترین کاربردهای آزمون مودال، بهبود مدل‌های عددی سیستم‌های دینامیکی با مقایسه پارامترهای مودال حاصل از نتایج آزمون مودال و مدل‌های عددی است. پس از بهبود مدل عددی می‌توان از آن در تحلیل‌های بعدی مانند پیش‌بینی پاسخ به یک نیروی وارده بر سازه، تحلیل تنش، تحلیل ارتعاشی و غیره استفاده کرد (۷).

یکی از روش‌های ساده بررسی صحت مدل اجزای محدود مقایسه پارامترهای دینامیکی (فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای نوسانی) حاصل از روش اجزای محدود با فرکانس‌ها طبیعی و مودهای نوسانی به دست آمده از تست مودال است. اگر این نتایج از انطباق قابل قبولی برخوردار باشند، مدل عددی ساخته شده مناسب بوده و می‌توان در مراحل دیگر آنالیز از آن با اطمینان استفاده کرد.

اصلاح سازه

اصلاح سازه به عنوان یکی از کاربردهای آنالیز مودال، تکنیکی برای مطالعه اثر تغییر پارامترهای فیزیکی یک سازه بر روی مشخصات دینامیکی آن یعنی فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای آن با هدف بهبود رفتار دینامیکی سازه است (۲۱). برای این منظور لازم است که یک مدل دقیقی از سازه ایجاد شود که بتواند تاثیر اصلاحات ایجاد شده روی سازه را به خوبی پیش‌بینی کند. فرایند اصلاح سازه را با توجه به پیچیدگی آن می‌توان با تغییر در جرم، سختی یا دمپینگ انجام داد. برای یک سازه واقعی، تغییر پارامترهای فیزیکی می‌تواند همان تغییرات موضعی جرم و سختی باشد که در اثر تغییر سطح مقطع و یا با اضافه کردن یک قطعه یا جوش دادن بین دو موقعیت ایجاد شده است.

اصلاح سازه می‌تواند مساله‌ای مستقیم یا معکوس باشد. در حالت مستقیم با داشتن تغییرات جرم، سختی و یا یک پارامتر فیزیکی، تغییرات خواص دینامیکی

سیستم پیش‌بینی می‌شوند. دشواری حل مسئله مستقیم در به دست آوردن ماتریس‌های سیستم و یا داده‌های کافی و دقیق از تست مودال ناشی می‌شود که نمی‌توان همه آن‌ها را به سادگی از اندازه‌گیری به دست آورد. مسیر مسئله معکوس خلاف جهت مسئله مستقیم است. در این حالت، هدف مشخص نمودن تغییرات در سازه مورد نظر برای به وجود آوردن یک تغییر خاص در مشخصات دینامیکی مانند فرکانس طبیعی است. طبیعتاً این مسئله می‌تواند دارای حل‌های متعدد و یا بدون حل باشد و مشکل اصلی مسئله معکوس نیز همین است (۲۲، ۲۳). در این پروژه فرایند اصلاح سازه به دو روش تغییر در جرم و سختی روی مدل اصلاح شده اجزای محدود اعمال شد. با توجه به این که جرم‌های قرار گرفته در نقاط ماکزیمم و مینیمم مودشپ‌ها، در مقایسه با جرم‌های قرار گرفته در نقاط گره‌ای تغییر فرکانسی بیشتری را ایجاد می‌کنند، به همین دلیل نقاط ماکزیمم و مینیمم بهترین موقیت قرارگیری جرم‌ها برای اصلاح فرکانس‌های طبیعی هستند (۲۲). در فرایند اصلاح سازه به روش تغییر در جرم، چند جرم نقطه در نقاط مختلف سازه از جمله نقاط ماکزیمم و مینیمم اضافه گردید و فرایند اصلاح سازه به روش تغییر در سختی، با اضافه کردن چند میله اتصال در نقاط مختلف سازه انجام گرفت. این تغییرات به شیوه سعی و خطا به گونه‌ای در قسمت‌های مختلف مدل کوبنده اعمال شدند تا ضمن حفظ تعادل استاتیکی و دینامیکی مدل، فرکانس تحریک کوبنده از فرکانس طبیعی آن فاصله بگیرد و از ایجاد پدیده تشدید جلوگیری کند. سپس تغییرات ایجاد شده روی مدل، بر روی کوبنده اعمال و نتایج آن بررسی شد.

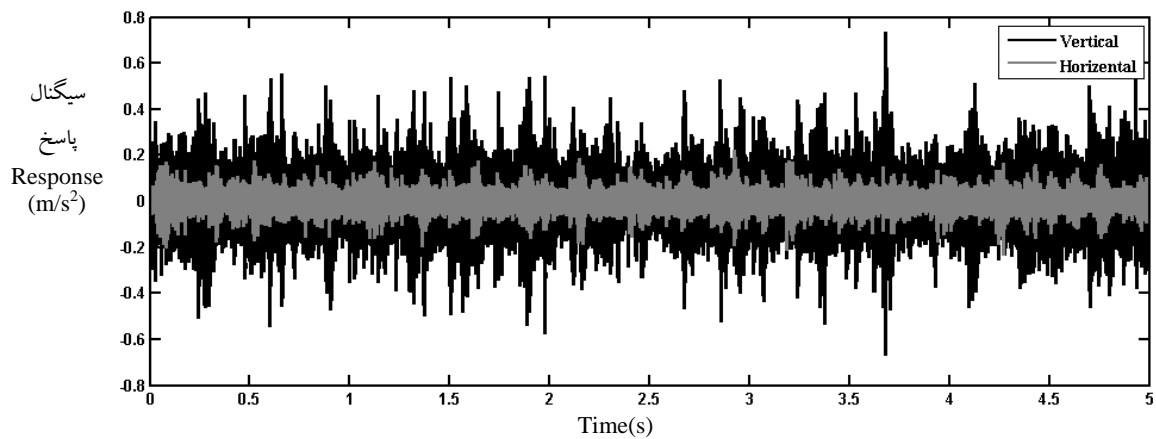
نتایج و بحث

استخراج ویژگی‌های سیگنال

در شکل ۴ یک نمونه سیگنال مربوط به کوبنده در حالت افقی و عمودی ارائه شده است. همانگونه که مشاهده می‌گردد دامنه سیگنال‌ها در حال عمودی نسبی

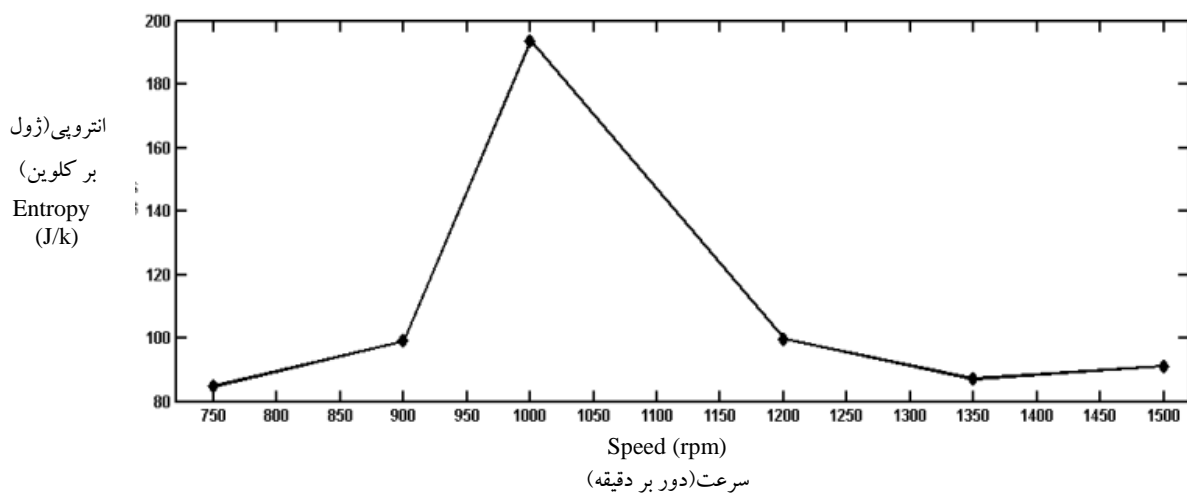
حالتی که حسگرها بصورت عمودی نصب شده بودند استخراج شد که نتایج آن در شکل های ۵ تا ۹ قابل مشاهده است

به حالت افقی بیشتر است بنابراین می توان دریافت ارتعاش در حالت عمودی در کوبنده نسبت به حالت افقی بیشتر است. با توجه به فرمول های جدول ۱ پارامترهای سیگنال ها در دورهای مختلف کوبنده در



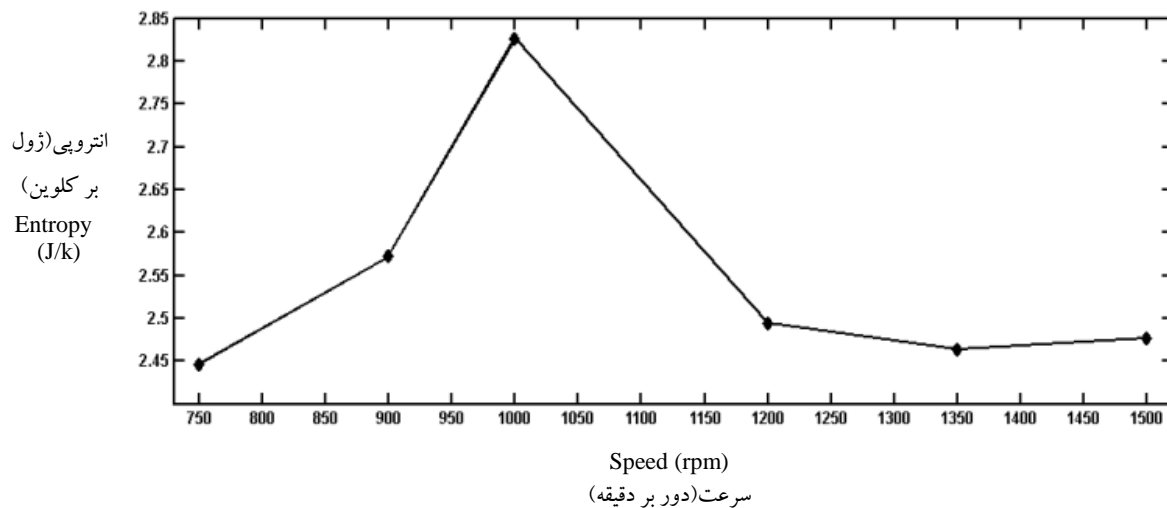
شکل (۴) نمونه ای از سیگنال ارتعاشی افقی و عمودی
(زمان ثانیه)

Figure (4) A sample of vertical and horizontal vibration signals

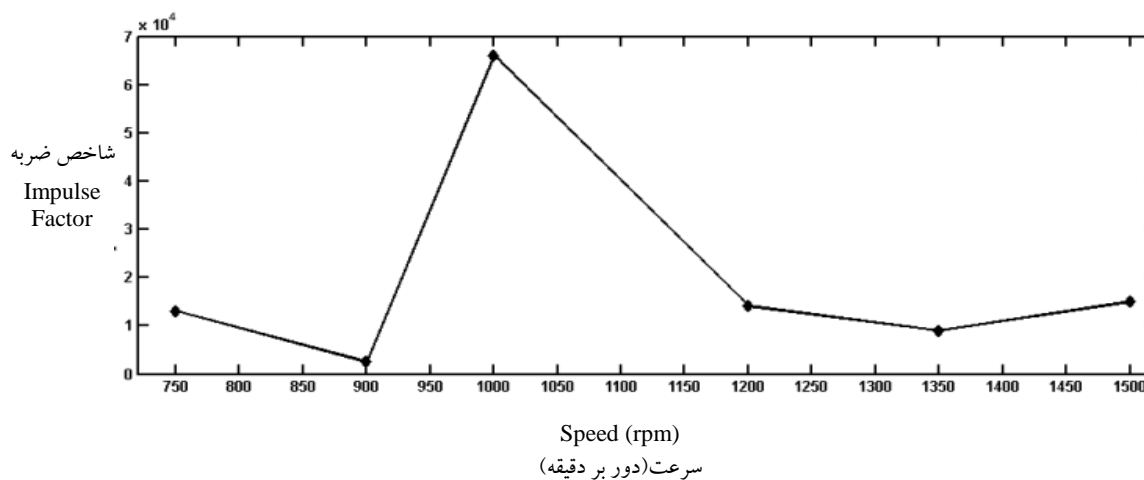


شکل (۵) مقادیر انرژی استخراج شده از سیگنال ها

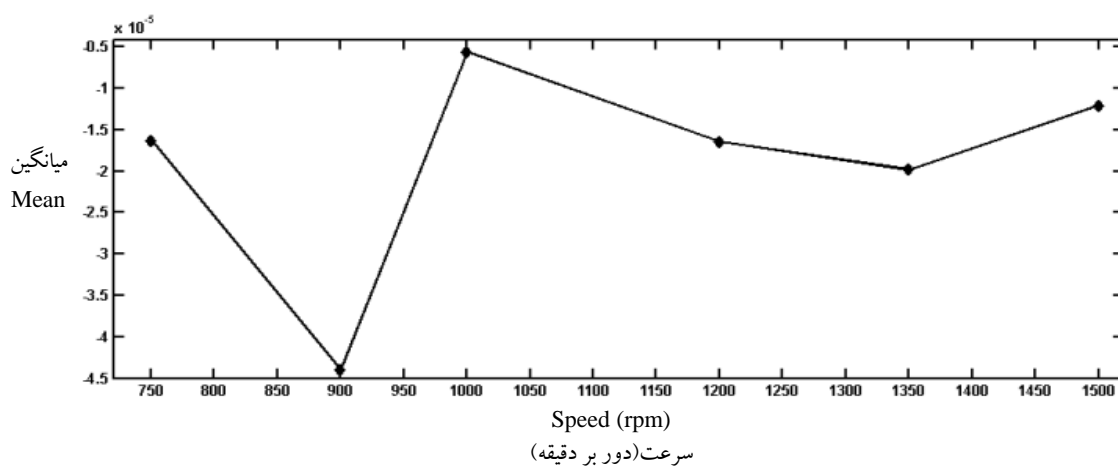
Figure (5) Energy values extracted from the signals



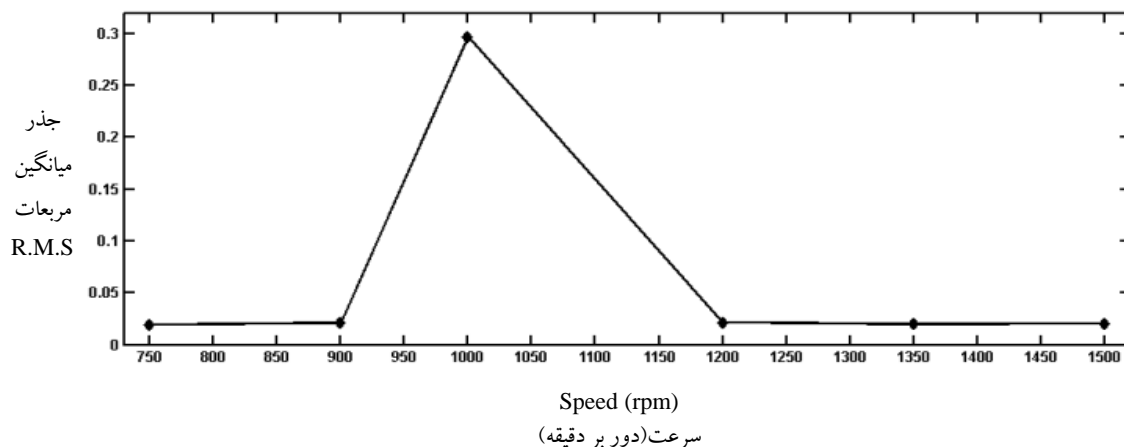
شکل (۶) مقادیر انتروپی استخراج شده از سیگنال‌ها
Figure (6) Entropy values extracted from the signals



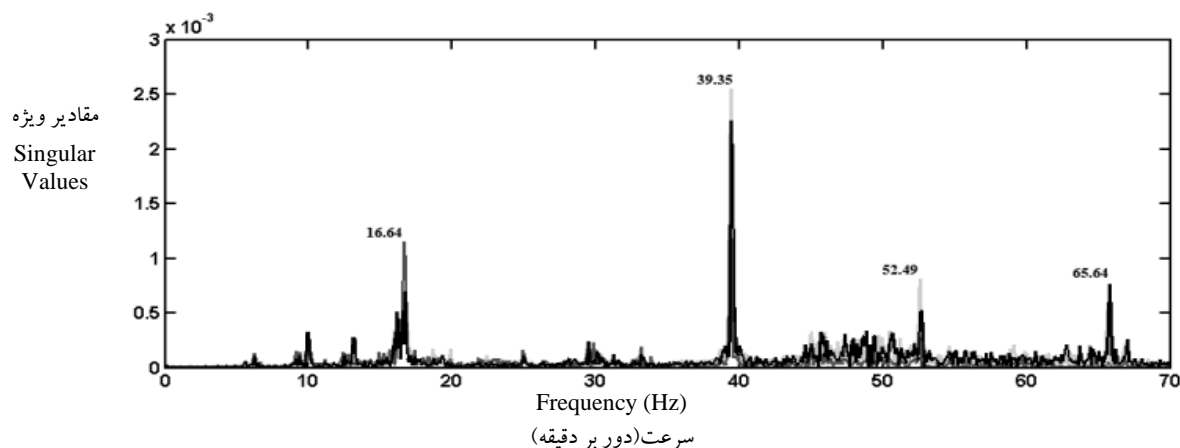
شکل (۷) مقادیر فاکتور ضربه استخراج شده از سیگنال‌ها
Figure (7) Impulse factor values extracted from the signals



شکل (۸) مقادیر میانگین استخراج شده از سیگنال‌ها
Figure (8) Mean values extracted from the signals



شکل (۹) مقادیر ریشه میانگین مربعات استخراج شده از سیگنال‌ها
Figure (9) RMS values extracted from the signals



شکل (۱۰) مقادیر منفرد ماتریس چگالی طیف توان برحسب فرکانس‌های مختلف (۱۰۰۰ rpm)
Figure (10) Singular values of the PSD matrix of the response (1000 rpm)

برای بررسی دلیل افزایش ارتعاش کوبنده در دور ۱۰۰۰ rpm با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی به روش تجزیه فرکانسی، لازم است فرکانس‌های طبیعی کوبنده استخراج شود. بنابراین ابتدا با استفاده از سیگنال‌های اندازه‌گیری شده در نرم‌افزار متلب ماتریس چگالی طیف توان پاسخ محاسبه شده و سپس روش تجزیه مقادیر منفرد روی آن اعمال شد. در انتها با رسم نمودار هر کدام از این مقادیر منفرد، نسبت به فرکانس‌های مختلف پیک‌های رزونانسی سیستم تعیین شد. در شکل ۱۰ مقادیر منفرد ماتریس چگالی طیف توان برحسب فرکانس‌های مختلف در دور ۱۰۰۰ rpm کوبنده برای نمونه رسم

میزان انرژی یک سیگنال بیانگر میزان اغتشاش آن سیگنال است. در واقع انرژی زیاد سیگنال نشان از بروز یک پدیده در سیستم دارد. در شکل ۵ مشاهده می‌شود انرژی سیگنال در دور ۱۰۰۰ rpm به مقدار زیادی از انرژی سایر دورها بیشتر است. همچنین نتایج شکل‌های ۶ تا ۹ نشان می‌دهد مقادیر میانگین، فاکتور ضربه، ریشه میانگین مربعات و انتروپی در سیگنال مربوط به دور rpm ۱۰۰۰ کوبنده بطور معنی‌داری از سایر دورها بالاتر است. بنابراین با توجه به این که مقادیر مربوط به سایر دورها تقریباً در یک سطح به‌دست آمده‌اند می‌توان نتیجه گرفت ارتعاش کوبنده در دور ۱۰۰۰ rpm به دلایلی زیاد است.

شده است. همانگونه که مشاهده می شود میزان خطا کمتر از ۸ درصد است.

در شکل ۱۳ خط رگرسیون برای دو مجموعه فرکانسی پیش بینی شده و اندازه گیری شده، ترسیم شده است. شیب معادله خط به دست آمده برابر ۰/۹۷ است و این یک تطابق نسبتاً بالایی را بین نتایج تحلیل و آزمون‌های تجربی را نشان می‌دهد.

اصلاح تئوری و عملی سازه

روش‌های اصلاح سازه به عنوان بهترین و در مواردی تنها استراتژی برای طراحی مجدد سازه‌های پیچیده به کار می‌روند (۱۰). نزدیکی فرکانس گذر کوبنده با یکی از فرکانس‌های طبیعی (۱۶/۶۴ هرتز)، مهم‌ترین عامل ارتعاشات در کوبنده است. جهت کاهش سطح ارتعاشات باید فرکانس طبیعی از فرکانس تحریک به اندازه کافی دور شود. بنابراین در این پروژه هدف از اصلاح سازه واحد کوبنده، کاهش ارتعاشات آن به وسیله تغییر فرکانس طبیعی است. در روش اول فرایند اصلاح سازه، چند جرم نقطه‌ای در نقاط مختلف مدل به‌روزرسانی شده اجزای محدود اضافه شد و در میان مدل‌های بررسی شده مشخص شد اعمال چهار جرم نقطه‌ای ۶۲ گرمی در نقاط تعیین شده در شکل ۱۲ باعث می‌شود فرکانس طبیعی کوبنده در مود اول از ۱۶/۹۸ به ۱۲/۴ هرتز تغییر یابد که به اندازه کافی از فرکانس گذر کوبنده دور است.

در روش دوم سعی شد ابتدا در محیط مدل اجزای محدود و با استفاده از مدل به‌روز رسانی شده به شیوه سعی و خطا در قسمت‌های مختلف مدل کوبنده میله‌هایی اضافه شود تا ضمن حفظ تعادل استاتیکی و دینامیکی مدل، سبب شود فرکانس طبیعی اول کوبنده از بالاترین دور کاری کوبنده (۱۵۰۰ rpm) بالاتر باشد تا از عدم احتمال ایجاد پدیده تشدید در دورهای کاری کوبنده اطمینان حاصل شود. در میان مدل‌های بررسی شده، اضافه کردن دو میله با قطر یک سانتیمتر بین دو فلنچ

شده‌اند. با وجود این که تنها منبع تولید ارتعاش در هنگام اندازه‌گیری، موتور و سیستم محرکه کمباین بود، از نمودار مشخص می‌شود که چهار مود اول سازه به طور واضح تحریک شدند.

با بررسی شکل ۱۰ می‌توان دریافت که مهم‌ترین عامل ایجاد ارتعاش بالا در دور ۱۰۰۰ rpm کوبنده نزدیکی فرکانس طبیعی (۱۶/۶۴ هرتز) با فرکانس تحریک کوبنده (۱۶/۶۶ هرتز) است. بنابراین شاهد پدیده رزونانس برای مود اول سازه هستیم که برای رفع آن نیاز به اصلاح سازه است.

بررسی تاثیر دور کوبنده روی فرکانس‌های طبیعی سیستم

برای بررسی تاثیر دور کوبنده روی فرکانس‌های طبیعی کوبنده، اندازه گیری سیگنال‌ها در شش دور متداول کوبنده ۷۵۰، ۹۰۰، ۱۳۵۰، ۱۲۰۰ و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه انجام گرفت و با استفاده از روش تجزیه فرکانسی، فرکانس‌های طبیعی کوبنده در دورهای مختلف تعیین شد که نتایج آن در جدول ۲ ارائه شده است. همانگونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود سرعت دورانی کوبنده تاثیر معنی‌داری روی فرکانس‌های طبیعی سیستم ندارد. بنابراین فرکانس‌های طبیعی بیشتر وابسته به جرم، سختی و نوع تکیه‌گاه آن است. در فرایند حل با انتخاب تحلیل فرکانسی، فرکانس‌های طبیعی سیستم استخراج شدند. سپس سعی شد مدل اجزای محدود، با مقایسه نتایج به‌دست آمده از آنالیز مودال عملیاتی داده‌های اندازه‌گیری شده و اعمال تغییرات لازم در شرایط مرزی اصلاح گردد. در شکل ۱۱ مد شیب‌های اول تا چهارم کوبنده به‌دست آمده از نرم افزار آباکوس مشاهده می‌شود.

تطبیق نتایج مدل اجزای محدود با نتایج آنالیز مودال

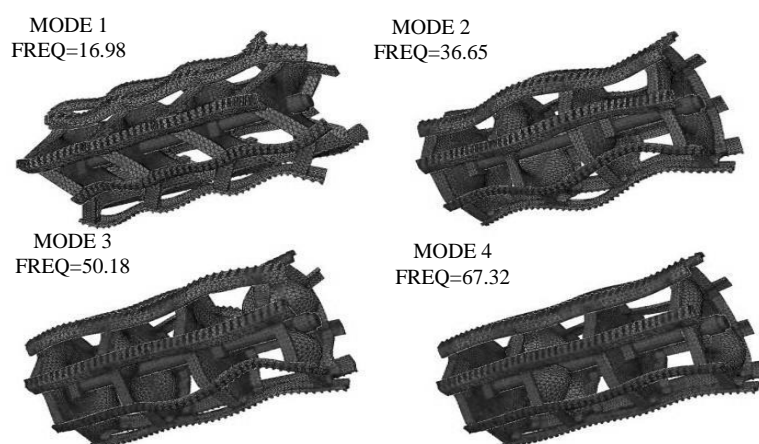
در جدول ۳ فرکانس‌های طبیعی به‌دست آمده از آنالیز مودال و مدل اجزای محدود و مقدار خطا آورده

میانی کوبنده نتیجه مطلوب حاصل گردید و فرکانس طبیعی مود اول به ۳۰/۷ هرتز منتقل شد (شکل ۱۴).

جدول (۲) فرکانس های طبیعی استخراج شده در سرعت های مختلف کوبنده به روش تجزیه فرکانسی

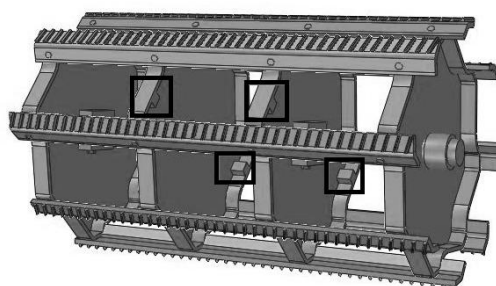
Table 2- Natural frequencies obtained from the theoretical results under different rotating speeds

فرکانس اول	فرکانس دوم	فرکانس سوم	فرکانس چهارم	سرعت
f1(Hz)	f2(Hz)	f3(Hz)	f4(Hz)	Speed(rpm)
16.64	39.35	52.49	65.64	750
16.61	39.32	52.51	65.68	900
16.64	39.35	52.49	65.64	1000
16.73	39.44	52.59	65.73	1200
16.65	39.41	52.55	65.69	1350
16.64	39.44	52.59	65.82	1500
16.65	39.39	52.54	65.71	Mean میانگین



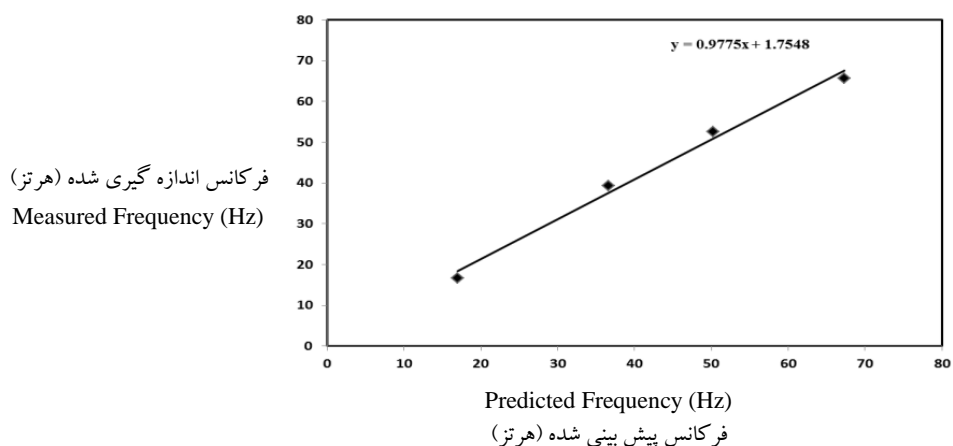
شکل (۱۱) چهار مد شیب اول کوبنده محاسبه شده بوسیله مدل المان محدود

Figure (11) The first 4 mode shapes of combine harvester thresher calculated by the finite element mode



شکل (۱۲) موقعیت نصب جرم ها جهت اصلاح سازه

Figure(12) The locations of applying mass in order to modify the structure



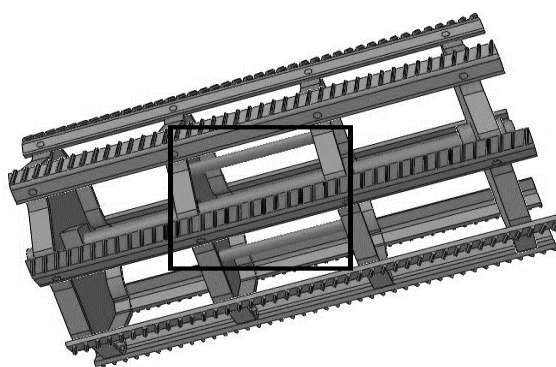
شکل (۱۳) فرکانس های طبیعی پیش بینی شده و اندازه گیری شده
(فرکانس پیش بینی شده (هرتز))

Figure (13) Natural frequency difference (NFD) diagram

جدول (۳) فرکانس های طبیعی به دست آمده از نتایج شبیه سازی و تست و درصد خطا

Table (3) Natural frequencies obtained from the theoretical results and the test and percentage error

4	3	2	1	شماره مود Mode No.
67.32	50.18	36.65	16.98	فرکانس طبیعی به دست آمده از مدل اجزا محدود FEM(Hz)
65.71	52.54	39.39	16.65	فرکانس طبیعی به دست آمده از آنالیز مودال FDD(Hz)
2.45	4.70	7.47	1.98	درصد خطا Error(%)



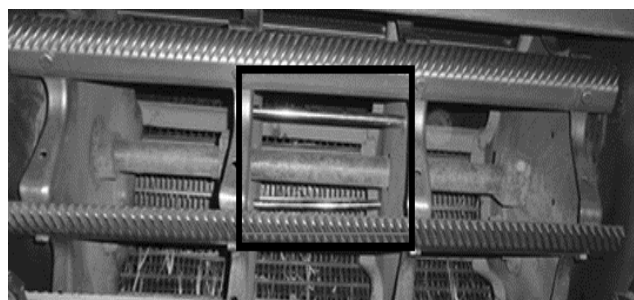
شکل (۱۴) موقعیت نصب میله ها جهت اصلاح سازه

Figure (14) The locations of applying bars in order to modify the structure



شکل (۱۵) موقعیت نصب میله‌ها روی کوبنده

Figure (15) The locations of applying mass on the thresher



شکل (۱۶) موقعیت نصب میله‌ها روی کوبنده

Figure (16) The locations of applying bars on the thresher

در افزایش طول عمر و راندمان واحد کوبش برخوردار است. بدین منظور در این تحقیق ابتدا سیگنال‌های ارتعاشی کوبنده در شش دور مختلف اندازه‌گیری شد و پارامترهای سیگنال شامل میانگین، فاکتور ضربه، جذر میانگین مربعات، انرژی و انتروپی در دورهای مختلف کوبنده بررسی شد و مشخص شد این پارامترها در دور ۱۰۰۰ rpm نسبت به دیگر دورها بطور معنی‌داری مقادیر بالاتری دارند. که وجود اغتشاش در دور ۱۰۰۰ rpm را تایید می‌کند.

با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی فرکانس‌های طبیعی کوبنده استخراج گردید و مدل اجزای محدود سازه طراحی و با اطلاعات آنالیز مودال تطبیق داده شد. با بررسی محدوده فرکانس‌های طبیعی و فرکانس‌های تحریک واحد کوبنده و نیز بررسی نموداری که از تجزیه مقادیر منفرد ماتریس چگالی طیف قدرت به‌دست آمد، یک فرکانس رزونانس برای مود اول سازه مورد نظر یافت شد که عمده‌ترین عامل ایجاد ارتعاش در واحد کوبنده است.

بعد از اصلاح سازه به‌روی مدل و انتخاب مکان مناسب برای نصب جرم‌ها و میله‌ها، همانگونه که در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ مشاهده می‌شود در محیط واقعی تغییرات روی کوبنده اعمال شد و سپس آنالیز مودال عملیاتی بر روی کوبنده اصلاح شده انجام گرفت و بعد از تجزیه و تحلیل داده‌ها، مشخص شد که فرکانس طبیعی کوبنده در مود اول در کوبنده اصلاح شده با جرم $۱۳/۲$ هرترز و در کوبنده اصلاح شده با اضافه کردن میله $۳۲/۰۸$ هرترز است که خطایی کمتر از ۷ درصد را با نتایج مدل اجزای محدود نشان می‌دهد. بنابراین می‌توان مطمئن شد با این دو روش اصلاح سازه کوبنده دچار پدیده رزونانس نخواهد شد.

نتیجه‌گیری

یکی از مهم‌ترین قسمت‌های کمباین واحد کوبنده است که بیشترین تاثیر را روی عملکرد کمباین دارد بنابراین ارتعاش این قسمت تاثیر بسزایی روی افزایش اتلاف کمباین دارد. از این رو بررسی علل ارتعاش و یافتن راه‌حلهایی برای کاهش آن، از اهمیت ویژه‌ای

بنابراین احتمال ایجاد پدیده رزونانس در کوبنده کاهش می یابد. اما در روش تغییر در سختی از آنجاییکه فرکانس طبیعی اول کوبنده از بالاترین دور کاری کوبنده (۱۵۰۰ rpm) نیز بالاتر است می توان مطمئن شد سازه حتی بطور لحظه ای هم دچار پدیده رزونانس نخواهد شد. بنابراین با بررسی های انجام گرفته با استفاده از آنالیز مودال عملیاتی مشخص شد کوبنده کمباین دارای ارتعاش بالایی است بنابراین نیاز به اصلاح آن ضروری است که اصلاح سازه به روش تغییر در سختی نتایج بهتری در کاهش ارتعاش داشت بنابراین توصیه می شود کوبنده به این روش اصلاح گردد.

جهت اصلاح سازه به منظور کاهش سطح ارتعاشات کوبنده باید فرکانس تحریک کوبنده از فرکانس طبیعی آن به اندازه کافی دور باشد بنابراین فرایند اصلاح سازه به دو روش تغییر جرم و سختی روی مدل اجزای محدود اعمال شد.

در فرایند اصلاح سازه به روش تغییر جرم، چهار جرم نقطه ای ۶۲ گرمی در نقاط مختلف سازه اضافه شد و در روش اصلاح سازه به روش تغییر در سختی در قسمت های مختلف مدل اجزای محدود میله هایی اضافه شد.

با مقایسه هر دو روش اصلاح سازه می توان دریافت، فرکانس طبیعی کوبنده در مود اول در هر دو روش به اندازه کافی از فرکانس گذر کوبنده دور شده است

منابع

1. Aenlle, M.L. and Brincker, R. 2013. Modal scaling in operational modal analysis using a finite element model. *International Journal of Mechanical Sciences*, 76 : 86–101.
2. Brandt, A. 2011. *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures* , First ed., John Wiley and Sons.
3. Brincker, R., Zhang, L., and Andersen, P. 2001. Modal identification of output only systems using frequency domain decomposition. *Journal of Smart Materials and Structures*, 10: 441- 445.
4. Chen, Q.W., Han, Z.D., and Cui, J.W. 2015. Development state and trend current situation of self-propelled combine harvester. *Journal of Agricultural Science and Technology*, 17: 109–114.
5. Christof, D., Gert, D., and Patrick, G. 2010. An operational modal analysis approach based on parametrically identified multivariable transmissibilities. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24: 1250-1259.
6. Ebrahimi, R., Esfahanian, M., and Ziaei-Rad, S. 2013. Vibration modeling and modification of cutting platform in a harvest combine by means of operational modal analysis(OMA). *Measurement*, 46: 3959–3967.
7. Ebrahimi, E. and Mollazadeh, K. 2010. Intelligent Fault Classification of a Tractor Starter Motor Using Vibration Monitoring and Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System. *Insight - Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 52: 561-566.
8. Hanson, D. 2006. *Operational Modal Analysis and Model Updating with a Cyclostationary Input*, PhD Thesis, University of New South Wales, Australia.

9. Hostens, I. and Ramon, H. 2003. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body, *Journal of Sound and Vibration*, 266: 453–464.
10. Jamshidi, E., Ashory, M.R., and Daeaan, H. 2008. Application of Modal Testing in Model Updating of Structures. *Journal of Modeling in Engineering*, 1(15): 71-81. (In Persian)
11. Khatibi, M.M., Ashory, M.R., and Albooyeh, A.R. 2010. Numerical and experimental consideration of frequency domain decomposition method for modal parameters identification of structure. *Journal of Modeling in Engineering*, 8(21): 83-95. (In Persian)
12. Khazaei, M., Banakar, A., Ghobadian, B., Mirsalim, S.M., Jafari, S.M., and Javan, S. 2013. Diagnosis and classification of effective abnormal environmental conditions on timing belt performance based on vibration signals. *The Journal of Engine Research*, 31: 33-41. (In Persian)
13. Kyprianou, A., Mottershead, J.E., and Ouyang, H. 2005. Structural modification. Part 2: assignment of natural frequencies and antiresonances by an added beam. *Journal of Sound and Vibration*, 284: 267–281.
14. Mazhab Jafari, M.H., Hajnayeb, A., and Masoumi, Gh. H. 2015. Study of the causes of excessive vibrations in air fans and proposing practical solutions for decreasing the vibration level. *Modares Mechanical Engineering*, 51(3): 181-188. (In Persian)
15. Mirzazadeh, A., Abdollah Pour, S.H.A., Moghaddam, M., and Mohammadi, K.H.O. 2011. Combine cleaning system losses control by using of MOG feed rate through concave. *Sustain Agriculture*, 22: 113-118. (In Persian)
16. Miu, P.I. Mathematical modeling of material other than grain separation in threshing units. 1999. ASAE Meeting Presentation, ASAE/CSAE Annual International Meeting, Toronto, Ontario, Canada, pp . 993208.
17. Miu, P.I. and Kutzbach, H.D. 2008. Modeling and simulation of grain threshing and separation in threshing units, Part I. *Journal of Computer and Electronics in Agriculture*, 60: 96-104.
18. Mohanty, P. and Rixen, D.J. 2004. A modified Ibrahim time domain algorithm for operational modal analysis including harmonic excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 275: 375-390.
19. Moosavian, S.A., Najafi, G., Ghobadian, B., Jafari, S.M., Sakhaei, B., and Khazaei, M. 2012. Fault diagnosis in engine spark plug by vibration analysis using neural Network. *The Journal of Engine Research*, 28: 21-29. (In Persian)
20. Nozarpour, M. and Rahi, A. 2012. Study of the effects of lacing rods location on natural frequencies in last stage blades of a steam turbine. *Journal of Solid Mechanics in Engineering*, 5(2): 37-43. (In Persian)

21. Park, Y.H. and Park, Y.S. 2000. Structural modification based on measured frequency response function: an exact eigenproperties reallocation. *Journal of Sound and Vibration*, 237: 411-426.
22. Parloo, E., Verboven, P., Guillaume, P., and Van Overmeire, M. 2002. Sensitivity based operational mode shape normalization. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 16: 757-767.
23. Ramsey, K. February 1983. Experimental modal analysis, structural modifications and FEM Analysis on a Desktop Computer. *Journal of Sound and Vibration*. 1-10.
24. Randal, R. B. 2004. State of the art in monitoring rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 38(5): 10-17.
25. Randall, R.B., Coats, M.D., and Smith, W.A. 2016. Reprising the effects of variable speed harmonic orders in operational modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 79: 3-15.
26. Rahmatalla, S., Hudson, K., and Liu, Y. 2013. Finite element modal analysis and vibration-waveforms in health inspection of old bridges. *Journal of Finite Elements in Analysis and Design*, 78: 40-46.
27. Sinha, J.K. 2007. Quantification of faults in rotating machines, *Noise & Vibration Worldwide*, 38(9): 20-29.
28. Tang, Z., Haotian, Z., and Yuepeng, Z. 2018. Unbalanced vibration identification of tangential threshing cylinder induced by rice threshing process, *Shock and Vibration*, 4708730, 14 pages.
29. Udom S. 2017. Development of a cutter bar driver for reduction of vibration for a rice combine harvester. *Asia-Pacific Journal of Science and Technology*, 15: 572-580.
30. Wenzel, H. and Pichler, D. 2005. *Ambient Vibration Monitoring*, First ed., John Wiley and Sons.
31. Yao, Y.C., Song, Z.H., Du, Y.F., Zhao, X.Y., Mao, E.R., and Liu, F. 2017. Analysis of vibration characteristics and its major influenced factors of header for corn combine harvesting machine. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 33: 40-49.
32. Zhang, G., Ma, J., Chen, Z., and Wang, R. 2014. Automated eigensystem realisation algorithm for operational modal analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 333: 3550-3563.