

صلى الله عليه وسلم



پایان نامه کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش طراحی کاربردی

طراحی بهینه یک ضربه گیر صنعتی

اساتید راهنما:

دکتر مهرداد پورسینا

دکتر حمید خادم حسینی بهشتی

استاد مشاور:

دکتر مهدی سلمانی تهرانی

پژوهشگر:

کامران مهرابی

خرداد ماه ۱۳۸۹

کلیه حقوق مادی مرتبت بر نتایج مطالعات،
ابتکارات و نوآوری‌های ناشی از تحقیق موضوع
این پایان‌نامه متعلق به دانشگاه شهرکرد است.

تقدیم بہ پدر و مادر

آنان کہ اگرچہ بامن نخواندند، بیدار ماندند

چکیده

با پیشرفت صنایع و افزایش سرعت تولید، روزه‌روز میزان آلودگی صوتی در مناطق صنعتی افزایش یافت تا آنجا که برای کارکنان در آن مناطق مخاطرات جسمی و روانی فراوانی در پی داشت. بر این اساس همزمان با پیشرفت صنایع شاخه‌ای از علم نیز رشد یافت تا به کمک آن بتوان آلودگی‌های صوتی را تحت کنترل قرار داد. در قسمت انباشت ورق در خط برش سنگین فولاد مبارکه اصفهان ضربه‌گیری تعبیه شده است که ورق‌های برش خورده پس از برخورد با آن متوقف شده و روی هم دسته می‌شوند. به دلیل سرعت بالای خط و همچنین جرم زیاد ورق‌ها، در اثر برخورد ورق‌ها با ضربه‌گیر صدای آزار دهنده‌ای ایجاد می‌شود. در این مطالعه مکانیزم متوقف‌سازی ورق مورد بررسی قرار می‌گیرد. این بررسی‌ها که به دو صورت تحلیلی و عددی صورت می‌پذیرد، شناختی مناسب نسبت به چگونگی ایجاد صدا حاصل می‌کند. در ادامه راهکارهای ممکن برای کنترل صدا تشخیص داده شده و با یکدیگر مقایسه می‌شوند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که به دو روش می‌توان صدا را کنترل نمود. روش اول ضربه‌گیر را به گونه‌ای اصلاح می‌کند که زمان تماس افزایش یابد. با اعمال این تغییر از آنجا که نیروی تماس کاهش می‌یابد، شتاب ورق و در نتیجه اغتشاش حاصل از آن کاهش می‌یابد. روش دوم پیشنهاد می‌کند از آنجا که سهم لبه‌های ورق در ایجاد صدا بیشتر از سهم نقاط دیگر است، با محبوس کردن سر و دم ورق می‌توان از انتشار بخش عمده‌ای از صدا جلوگیری نمود.

کلمات کلیدی: ورق، ضربه‌گیر، شتاب، نویز، بهینه‌سازی

فهرست شکل‌ها

صفحه	عنوان
۷	۱-۱- اجزای تشکیل دهنده‌ی یک سیستم صوتی
۹	۲-۱- طرح شماتیک خط برش سنگین فولاد مبارکه
۱۲	۳-۱- (الف) آزمایش کوشیری، (ب) نمونه‌ای از نتایج بدست آمده
۱۴	۴-۱- نمونه‌ای از نتایج شدین و همکارانش
۱۷	۱-۲- طرح شماتیک قسمت انباشت ورق
۱۹	۲-۲- طرح شماتیک ورق و المانی از آن
۲۳	۳-۲- رفتار نیروی تماس بین ورق و ضربه‌گیر
۲۹	۴-۲- جابجایی عمود بر سطح نقاط مختلف ورق
۲۹	۵-۲- سرعت عمود بر سطح نقاط مختلف ورق
۳۰	۶-۲- شتاب عمود بر سطح نقاط مختلف ورق
۳۰	۷-۲- موقعیت نقاط انتخاب شده برای مطالعه صدا
۳۱	۸-۲- فشار صوتی ایجاد شده توسط لبه‌های ورق در نقاط مختلف
۳۲	۹-۲- فشار صوتی ایجاد شده توسط سطح ورق در نقاط مختلف
۳۳	۱۰-۲- فشار صوتی ایجاد شده توسط کل ورق در نقاط مختلف
۳۵	۱-۳- هزینه‌ی محاسبات در روش‌های انتگرال‌گیری مستقیم
۳۹	۲-۳- المان هوا و نیروهای وارد بر آن
۴۵	۳-۳- نمودار همگرایی شبکه برای ورق
۴۶	۴-۳- منحنی شتاب بدست آمده به کمک حل صریح برای دُم ورق
۴۶	۵-۳- منحنی شتاب بدست آمده به کمک حل ضمنی برای دُم ورق
۴۷	۶-۳- مقایسه منحنی شتاب بدست آمده به کمک حلگرهای متفاوت
۴۸	۷-۳- مدل آماده شده برای شبیه‌سازی صدا
۴۹	۸-۳- نمودار فشار صوتی بدست آمده با استفاده از المان‌بندی‌های متفاوت
۴۹	۹-۳- نمودار فشار صوتی برای لایه هوا با ضخامت‌های متفاوت
۵۰	۱۰-۳- نمودار فشار صوتی در نقطه A
۵۰	۱۱-۳- طیف‌های فرکانسی صدا در نقطه A
۵۱	۱۲-۳- کانتور فشار اطراف ورق در زمان‌های مختلف
۵۴	۱-۴- تغییرات پیک فشار بر حسب تغییرات زمان تماس
۵۴	۲-۴- مدل دو درجه آزادی ورق و ضربه‌گیر

- ۵۵ ۳-۴- دیاگرام آزاد ورق و ضربه‌گیر
- ۵۷ ۴-۴- نمودار تغییرات نیروی تماس در شرایط بهینه
- ۵۷ ۵-۴- نمودار تغییرات جابجایی برای ضربه‌گیر و ورق در شرایط بهینه
- ۵۸ ۶-۴- مقدار بیشینه‌ی نیروی تماس برای حالت‌های بهینه متفاوت
- ۵۹ ۷-۴- نمودار همگرایی شبکه برای شبیه‌سازی سه بعدی
- ۶۰ ۸-۴- نمودار فشار صوتی بدست آمده از شبیه‌سازی سه بعدی
- ۶۰ ۹-۴- فشار صوتی در اطراف ورق در زمان $0/5ms$
- ۶۱ ۱۰-۴- قسمت‌های مختلف ورق
- ۶۲ ۱۱-۴- اصلاح قسمت انباشت ورق با استفاده از محبوس کردن ورق
- ۶۳ ۱۲-۴- کانتور فشار برای حالات مختلف محبوس‌سازی ورق
- ۶۵ ۱-۵- کانتور فشار صوتی از زمان صفر تا $270ms$
- ۶۶ ۲-۵- اختلاف بین نحوه‌ی گسیل صدا
- ۶۶ ۳-۵- کانتور فشار برای محدوده وسیع‌تری از هوا در لحظه‌ی $100ms$
- ۶۷ ۴-۵- نیروی تماس بین ورق و ضربه‌گیر و طیف‌های فرکانسی آن
- ۶۷ ۵-۵- فشار صوتی در نقاط مختلف

فهرست جدول‌ها

صفحه	عنوان
۸	۱-۱- مشخصات کلاف‌های ورق
۱۷	۱-۲- مشخصات ورق مورد بررسی
۴۳	۱-۳- پارامترهای شرایط مرزی تابشی
۴۸	۲-۳- اندازه‌ی مجاز المان‌های آکوستیک
۴۸	۳-۳- حداقل ضخامت لازم برای مدل‌سازی توسط المان‌های آکوستیک
۵۱	۳-۴- فرکانس‌های طبیعی ارتعاش طولی ورق
۵۷	۴-۱- ثابت‌های بهینه‌ی ضربه‌گیر
۶۱	۴-۲- شدت صدا برای حالات مختلف محبوس‌سازی ورق
۶۸	۵-۱- شدت صدای ایجاد شده در هر فرکانس در صورت استفاده از ضربه‌گیر بهینه
۶۹	۵-۲- تراز صوتی در وزن A در نقاط مختلف

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۶	فصل اول - مقدمه
۷	۱-۱- تشریح مسأله
۹	۲-۱- پیشینه تحقیق و بررسی منابع
۱۵	۳-۱- ساختار پایان نامه
۱۶	فصل دوم- محاسبه نويز ايجاد شده به روش تحلیلی
۱۶	۱-۲- ساده سازی مسأله
۱۸	۲-۲- حل ارتعاشی ورق
۳۰	۳-۲- محاسبه صدای گسیل یافته
۳۱	۱-۳-۲- محاسبه صدای انتشار یافته از لبه ها
۳۲	۲-۳-۲- محاسبه صدای انتشار یافته از سطح ورق
۳۴	فصل سوم- شبیه سازی صدای انتشار یافته به کمک روش المان محدود
۳۴	۱-۳- تحلیل سازه ای به کمک المان محدود
۳۵	۱-۱-۳- حلگر ضمنی
۳۶	۲-۱-۳- حلگر صریح
۳۷	۳-۱-۳- حلگر مودال
۳۹	۲-۳- تحلیل صوتی به کمک روش المان محدود
۳۹	۱-۲-۳- معادله موج
۴۱	۲-۲-۳- حل معادله موج به کمک روش المان محدود
۴۴	۳-۳- اعتبار سنجی روش المان محدود
۴۴	۱-۳-۳- شبیه سازی دینامیکی ورق
۴۷	۲-۳-۳- شبیه سازی صدا
۵۲	فصل چهارم- بهینه سازی ضربه گیر
۵۲	۱-۴- بهینه سازی ضربه گیر
۵۲	۱-۱-۴- بررسی دوره تماس
۵۴	۲-۱-۴- اثر پارامترهای ضربه گیر روی نیروی تماس
۵۸	۲-۴- مدیریت بر گذرگاه صوت
۵۹	۱-۲-۴- شبیه سازی سه بعدی مسأله
۶۱	۲-۲-۴- محبوس کردن قسمت های مختلف ورق

۶۴	فصل پنجم - بحث و نتیجه گیری
۶۴	۱-۵- کاهش صدا در صورت استفاده از ضربه گیر بهینه
۶۹	۲-۵- نتیجه گیری
۷۰	فصل ششم - جمع بندی و ارائه ی پیشنهادات
۷۲	پیوست الف - نقشه قسمت انباشت ورق
۷۷	پیوست ب - برنامه رایانه ای تدوین شده برای محاسبه تحلیلی صدای ایجاد شده توسط لبه های ورق
۸۰	پیوست ج - برنامه رایانه ای تدوین شده برای محاسبه تحلیلی صدای ایجاد شده توسط سطح ورق
۸۳	پیوست د - محاسبه تبدیل فوریه پیوسته زمانی به روش FFT
۸۵	پیوست ه - برنامه ی رایانه ای تدوین شده به منظور تعیین ثابت های بهینه ضربه گیر
۸۸	پیوست و - پارامترهای بهینه ضربه گیر
۹۰	مراجع

فصل اول

مقدمه

انسان همواره در پی آن بوده است که با سرعت و دقت بیشتری به نیازهای خود نایل شود. این تمایل آدمی با مرور زمان به گسترش صنایع منجر شده است. با پیشرفت صنایع انسان با پیشامدی روبرو شد که بعدها به عنوان آلودگی صوتی شناخته شد. این پیشامد روز به روز بیشتر جلوه می‌نمود تا در اکتبر ۱۹۶۹ با انتشار بیانیه‌ی والش-هیلی کنترل آلودگی صوتی دیگر امری بدیهی به نظر می‌رسید. این بیانیه بعدها پایه‌گذار اولین آیین‌نامه در مورد نویز محل کار در سال ۱۹۸۳ شد.

هنگامی که فردی تحت اثر صدایی شدیدتر از حد مجاز قرار می‌گیرد خطر آسیب به گوش او وجود خواهد داشت. البته این خطر تنها توجیه‌کننده‌ی اقدامات صورت گرفته در راستای کنترل نویز نیست چرا که در بسیاری از موارد پرهیز از صوت به دلیل خطرساز بودن آن صورت نمی‌پذیرد. در مناطقی مثل نزدیکی فرودگاه‌ها باوجود آنکه نویز موجود برای سلامتی انسان خطرساز نیست، باز نامطلوب بودن سروصدا باعث گریز مردم از این مناطق می‌گردد [۱]. در مکان‌هایی مانند دفاتر کار وجود سروصدا باعث اختلال در مطالعه یا مکالمه‌ی پرسنل با یکدیگر می‌شود. همچنین نویز موجود در یک کارگاه صنعتی از دقت وسایلی چون ماشین آلات ابزار دقیق می‌کاهد [۲]. علاوه بر آسیب به سلامتی، موارد ذکر شده نیز بر نیاز انسان به کاهش سروصدا از محیط پیرامون خود تأکید می‌نمایند.

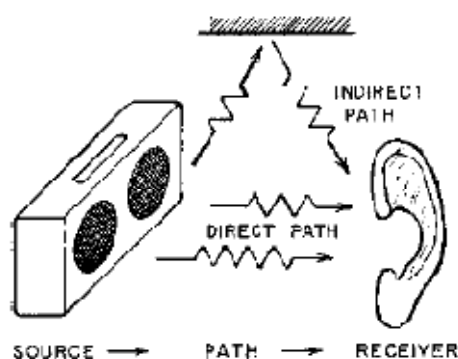
با این اوصاف توجه به صدای تولید شده توسط یک وسیله در مرحله‌ی طراحی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در صورتی که طراح یک وسیله از منابع ایجادکننده نویز شناخت کافی داشته باشد می‌تواند طرح خود را به سمتی سوق دهد که در آینده وسیله تولیدی نویز کمتری ایجاد کند. همچنین باید گفت علی‌رغم پیچیدگی‌های موجود در راستای کنترل نویز، در صورت انتخاب راهکار مناسب، کاهش صدا نه تنها اثری روی عملکرد وسیله نخواهد گذاشت بلکه هزینه‌ی چندانی نیز در پی نخواهد داشت. به عنوان مثال استفاده از لوله-کشی با اندازه‌ی مناسب در کنترل نویز برخاسته از لوله‌کشی‌ها و یا قرار دادن محفظه‌ی آگزوز بر سر راه خروج

دود در موتورهای احتراق داخلی صدا را به طور چشم‌گیری کاهش می‌دهد ضمن آنکه هزینه چندان نیز در پی ندارد [۳].

در حالت کلی هر سیستم کنترل نویز را به سه قسمت زیر که در شکل ۱-۱ نیز نشان داده شده است می‌توان تقسیم نمود:

- منبع صوت
- گذرگاه صوت
- دریافت کننده صوت

برای مدیریت بر میزان صدای رسیده به دریافت کننده می‌توان هر یک از سه قسمت فوق را مورد هدف قرار داد. در گذشته امکان پیش‌بینی میزان صدای ایجاد شده توسط یک وسیله قبل از ساخت آن میسر نبود. بنابراین اکثر اقداماتی که صورت می‌گرفت روی اصلاح گذرگاه صوت و یا اصلاح دریافت کننده‌ی صوت متمرکز شده بوده‌اند. امروزه با پیشرفت کامپیوترها و به وجود آمدن روش‌های شبیه‌سازی عددی، امکان تخمین صدای ایجاد و اصلاح طرح قبل از تولید آن، بیش از پیش فراهم شده است.



شکل ۱-۱- اجزای تشکیل دهنده‌ی یک سیستم صوتی [۱]

۱-۱- تشریح مسأله

عموماً مسائل آکوستیک (Acoustic) را بر حسب نوع منبع ایجاد کننده صدا به دو دسته تقسیم می‌کنند. دسته اول مسائل ایروآکوستیک (Aero-acoustic) است که در آنها صدا توسط اغتشاشات ایجاد شده در هوا تولید می‌شود. از آن جمله می‌توان به صدای ناشی از فن‌ها اشاره نمود. دسته دوم را مسائل ویبروآکوستیک (Vibro-acoustic) تشکیل می‌دهد که در آنها ارتعاش یک سازه به هوا اعمال شده و به صورت موج صوتی در هوا پراکنده می‌گردد [۴]. این ارتعاشات می‌تواند به صورت ارتعاشات ماندگار مثل ارتعاش پوسته‌ی موتورهای الکتریکی، توربین‌ها یا جعبه دنده‌ها و یا ارتعاشات گذرای ناشی از فرآیندهایی مانند اره کردن (Sawing)، حک کردن (Stamping)، پرچ کردن (Riveting)، برش (Cutting) و آهن‌گری (Forging) به هوا منتقل شده باشد. از دیگر نمونه‌هایی که می‌توان برای ایجاد صدا توسط ارتعاشات گذرا نام برد، ضربه‌گیرهای صنعتی (Shock-absorbers) است.

عمده ترین عامل ایجاد کننده ارتعاشات گذرا برخورد اجسام در طی انجام یک فرآیند است. از آنجا که برخورد (Impact)، کلیه مدهای یک جسم را تحریک می کند [۵ و ۶]، صدای ایجاد شده در اثر برخورد صدایی پهن-باند (Broad-band) است که کلیه دامنه شنوایی انسان (۱۶Hz تا ۱۶۰۰۰Hz) را در بر گرفته و در زمانی کوتاه و با شدت زیاد ایجاد می شود. این خصوصیات صدای برخورد (Impact noise) موانع عمده ای بر سر راه کنترل صدا ایجاد می کند.

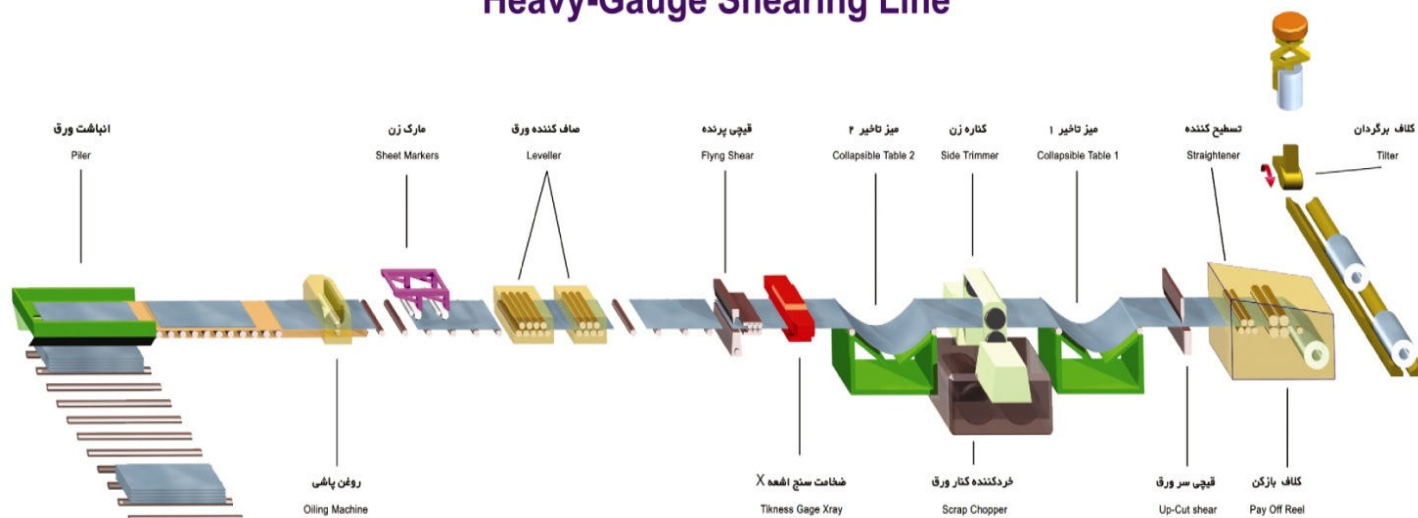
در واحد نورد سرد فولاد مبارکه اصفهان خطوط مختلفی برای تصحیح ورق های تولید شده توسط واحد نورد گرم پیش بینی شده است. یکی از این خطوط خط برش سنگین (Heavy-gauge shearing line) است که وظیفه موج گیری و برش کلاف ورق و تبدیل آن به ورق هایی با طول مطابق سفارش مشتری را بر عهده دارد. این خط که با سرعت معمول ۱۰۵ متر بر دقیقه کار می کند توسط کلاف هایی با مشخصات ذکر شده در جدول ۱-۱ تغذیه می شود.

جدول ۱-۱- مشخصات کلاف های ورق

۶۱۰ mm	قطر داخلی کلاف
۲۰۵۰ mm	قطر خارجی کلاف
۰/۶ mm	حداقل ضخامت
۳ mm	حداکثر ضخامت
۵۵۰ mm	حداقل عرض
۱۵۳۰ mm	حداکثر عرض
۳۵ Ton	حداکثر وزن

طرح شماتیک این خط در شکل ۱-۲ نشان داده شده است. در انتهای این خط برای متوقف کردن ورق های بریده شده ضربه گیری تعبیه شده است. به دلیل سرعت و جرم زیاد ورق های بریده شده، برخورد ورق ها به ضربه گیر با صدای شدید توأم خواهد بود. ضربه گیر کنونی که در خط مورد استفاده قرار دارد ضربه گیری پنوماتیک است. نقشه ی سیستم پنوماتیک و اتصالات ضربه گیر در پیوست الف ارائه شده است. در دوره های مختلف تلاش های زیادی برای کاهش صدای این ضربه گیر صورت گرفته اما علی رغم این تلاش ها مشکلات این ضربه گیر همچنان به قوت خود پابرجاست. بدین دلیل با توجه به شدت نویز تولیدی، پیدا کردن راهکاری مناسب برای کنترل نویز آن الزامی به نظر می رسد.

Heavy-Gauge Shearing Line



شکل ۱-۲- طرح شماتیک خط برش سنگین فولاد مبارکه [۷]

۲-۱ پیشینه تحقیق و بررسی منابع

به دلیل سابقه‌ی طولانی مدت موسیقی، علم آکوستیک همواره از جذابیت چشم‌گیری برخوردار بوده است. فیثاغورث^۱ در حدود ۵۵۰ سال قبل از میلاد با مطالعاتی در مورد صداهای موزیکال به عنوان پایه گذار این علم شناخته می‌شود. اما در سال ۱۹۶۹ با بیانیه‌ی والش-هیلی علم آکوستیک وارد عصر جدیدی می‌شود. این بیانیه ابراز می‌دارد که شدت نویز موجود در یک محیط صنعتی باید از مقدار ثابتی (۹۰dB برای ۸ ساعت کار در روز) کمتر باشد. در غیر این صورت کارکنان باید از وسایل محافظ شنوایی استفاده نمایند.

همانگونه که اشاره شد یکی از گسترده‌ترین منابع ایجاد صدا در صنایع برخورد بین اشیا مختلف است. عمومیت مکانیزم‌هایی که در طی آن‌ها اجسام به یکدیگر اصابت می‌کنند باعث شده است که از دیرباز پدیده برخورد توجه بسیاری از محققین را به خود جلب کند. اما به دلیل پیچیدگی فرآیند ضربه بررسی صدای ایجاد شده در اثر آن همواره با مشکل روبرو بوده است. در ادامه خلاصه‌ای از اقداماتی که در این زمینه صورت گرفته است بیان می‌شود.

شاید بتوان اولین اقدام صورت گرفته در راستای شناخت صدای انتشار یافته در اثر برخورد را به ناشیمورا و تاکاهاشی^۲ [۸] نسبت داد. آنها به صورت عملی صدای ناشی از اصابت دو کره را با یکدیگر اندازه‌گیری کردند. بعدها از نتایج آنها برای کنترل صدا در بلبیرینگ‌ها استفاده شد.

در سال ۱۹۷۲ کس و آلفردسان^۳ صدای ناشی از برخورد گوی‌ها را با استفاده از تئوری هرتز (Hertzian impact theory) و انتگرال کانولوشن (Convolution integral) تعیین نمودند [۹]. نتایج آن‌ها نشان می‌داد علی‌رغم آنکه تئوری آن‌ها در پیش‌بینی نویز شتاب (acceleration noise) بسیار موفق عمل می‌کند اما از آنجا

¹ Pythagoras

² G. Nishimura & K. Takahashi

³ L. L. Koss & R. J. Alfredson

که بازتاب (reflection) بین کره‌ها در محاسبات آن‌ها لحاظ نشده بود، در مناطقی واقع بر صفحه‌ی مماس بر فصل مشترک دو کره، تئوری آن‌ها دچار خطا می‌شد. آنها رابطه‌ی زیر را برای نقطه‌ی اوج اولیه فشار (P) در امتداد محور برخورد و در فاصله‌ی r از محل تماس دو گوی به شعاع a و مدول یانگ E ارائه نمودند.

$$\frac{P}{E} = 1.29 \times 10^{-6} \left(\frac{r}{a}\right)^{-1.07} \left(\frac{V_0}{c}\right)^{1.25} \quad (1-1)$$

در این رابطه c سرعت صوت در هوا و V_0 سرعت نسبی گوی‌های اصابت کرده است. آنها همچنین ادعا کردند که این پیک فشار فرکانسی برابر $f = 76.1/a$ (Hz) را به خود اختصاص خواهد داد. انجمن تحقیقات صدا و ارتعاشات دانشگاه ساتمپتون انگلستان¹ در طی سال‌های ۱۹۷۸ تا ۱۹۸۴ تحقیقات گسترده‌ای روی صدای ضربه انجام داد. حاصل این تحقیقات در مجموعه‌ای از مقالات با عنوان پیش‌بینی صدای ضربه ارائه شد [۱۹-۱۰]. در مقاله اول از این مجموعه مقالات [۱۰] که توسط ریچارد^۲ و همکارانش آماده شد، برخورد بین اجسام مختلف مورد بررسی قرار گرفت. آنها رابطه‌ی تقریبی زیر را برای بیان پیک فشار ایجاد شده در محلی واقع بر محور ضربه ارائه نمودند.

$$\frac{P r}{\rho_0 c V_0 \sqrt[3]{vol}} = \begin{cases} 0.7 & \text{for } \delta \leq 1 \\ 0.7\delta^{-2} & \text{for } \delta > 1 \end{cases} \quad (2-1)$$

در این رابطه $\rho_0 c$ ، امپدانس هوا، vol ، حجم جسم برخورد کننده و δ ، دوره‌ی زمان بدون بعد است که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\delta = \frac{ct_0}{\sqrt[3]{vol}} \quad (3-1)$$

که در آن t_0 ، کل زمانی است که دو جسم برخورد کننده با یکدیگر در تماس هستند. طبق رابطه‌ی فوق پیک فشار با سرعت رابطه مستقیم دارد. آنها همچنین نشان دادند که ماکزیمم انرژی گسیل یافته توسط نوپز شتاب برابر است با انرژی سینماتیکی کیسه‌ای از هوا به حجمی برابر حجم جسم و با سرعتی برابر سرعت اولیه جسم ضربه زننده، از این رو می‌توان نشان داد برای اجسام فولادی مقدار انرژی متصاعد شده توسط نوپز شتاب نمی‌تواند از 1.5×10^{-4} برابر انرژی سینماتیکی ضربه بیشتر باشد.

در تحقیق دوم [۱۱] ریچارد و همکارانش روی ارتعاشات آزاد متعاقب برخورد متمرکز شدند. آنها بررسی‌های خود را در زمینه گسیل صدا از اجسام حجیم (Solid bodies)، ورق‌ها، لوله‌ها و تیرها گسترش داده تا در نهایت نمودارهایی برای بیان ضریب گسیل (Radiation efficiency) در این اجسام ارائه نمایند. دانستن مقدار ضریب

¹ Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton

² E. J. Richards

گسیل طراح را قادر می‌کند که با داشتن مقدار مساحت سطح جسم و میانگین مربع سرعت، انرژی صوت گسیل یافته در طی ارتعاش آزاد جسم را تعیین کند. البته گفتنی است تعیین میانگین مربع سرعت در مرحله‌ی طراحی چندان کار ساده‌ای نیست.

در سومین مقاله [۱۲] از مجموعه مقالات دانشگاه ساتمپتون ریچارد توانست با بررسی تعادل انرژی، تراز کل انرژی صدای تولید شده، L_{eq} ، توسط یک ماشین در وزن صوتی A (A-weight)، در باند صوتی به مرکز f_0 و به ضخامت Δf ، را توسط رابطه‌ی زیر بیان کند.

$$L_{eq}(A, f_0, \Delta f) = 10\log(E_{escape}) + 10\log(\text{spectral content}) + 10\log(\Delta f/f_0) + 10\log[A\sigma_{rad}/f_0] - 10\log(\eta_s) - 10\log d + \text{Constant} \quad (4-1)$$

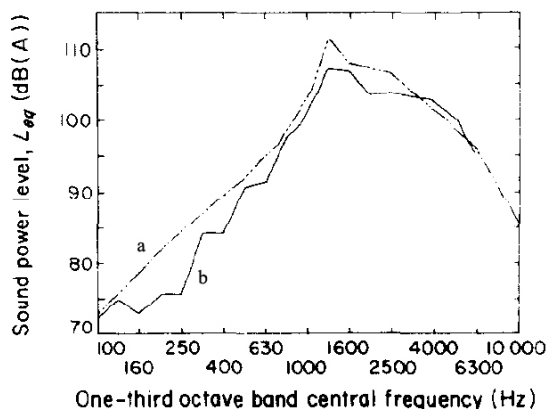
در این رابطه A نشان دهنده عدد تصحیح وزن صوتی، σ_{rad} ضریب گسیل در فرکانس f_0 ، η_s ضریب میرایی ساختاری (Structural damping) و d ضخامت میانگین جسم است. همچنین در این رابطه E_{escape} بیانگر مقدار انرژی ارتعاشی است که به جسم وارد می‌شود و spectral content سهم این انرژی را در هر باند صوتی نشان می‌دهد.

در تحقیق چهارم [۱۳] کوشیری^۱ و ریچارد ابتدا رابطه زیر برای کل انرژی صدای تولید شده در باند صوتی f_0 توسط جسمی که N بار در واحد زمان ضربه می‌خورد استخراج نمودند. سپس به روش تجربی به اعتبار سنجی روابط ارائه شده در تحقیقات پیشین پرداختند.

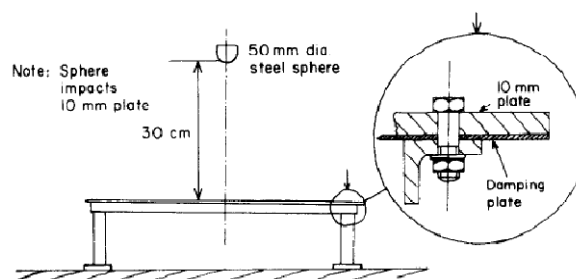
$$E_{rad}(A, f_0, \Delta f) = N \frac{A\sigma_{rad}}{f_0} \frac{1}{\eta_s d} \frac{\Delta f}{f_0} \frac{\rho_0 c}{2\pi^2 \rho_m} |\dot{F}_c(f_0)|^2 \text{Im}[H_c(f_0)] \quad (5-1)$$

گفتنی است در این رابطه ρ_0 نشان دهنده‌ی چگالی هوا و ρ_m چگالی جسم را نشان می‌دهد. در شکل ۱-۳ می‌توان آزمایش طراحی شده و نمونه‌ای از نتایج را مشاهده کرد. نمودار رسم شده در این شکل تراز صدای ایجاد شده در اثر برخورد گوی با ورق را در باندهای صوتی مختلف نشان می‌دهد. در این نمودار منحنی a از روابط تئوری و منحنی b از اندازه‌گیری‌های تجربی استخراج شده است.

¹ J. M. Cuschierrri



(ب)



(الف)

شکل ۱-۳-الف). شماتیک آزمایش کوشیری، (ب). نمونه‌ای از نتایج بدست آمده: a. محاسباتی، b. تجربی [۱۳]

در تحقیقات بعدی از این سری مقالات [۱۹-۱۴] عمدتاً به استفاده از این روابط و یا بسط بیشتر ترم‌های موجود در این روابط مثل میرایی در ماشین آلات پرداخته شد.

در سال ۱۹۸۲ وود و بایرن^۱ به صورت تجربی نویز متصاعد شده در اثر برخورد یک گوی با صفحه‌ای مرتعش را مورد بررسی قرار دادند [۲۰]. نتایج آنها از انطباق مناسب تئوری‌های پیشین با آزمایشات تجربی حکایت می‌کرد.

در سال ۱۹۹۱ یوفانگ و زانگفانگ^۲ آزمایشی همانند کس و آلفردسون برای اندازه‌گیری صدای ناشی از برخورد استوانه‌ها ترتیب دادند [۲۱]. در آزمایش آنها بر خلاف آزمایش ریچارد و همکارانش [۱۰] که مقطع استوانه‌ها به هم کوبیده می‌شد، وجوه استوانه‌ها با یکدیگر برخورد می‌نمود. آنها همچنین از تئوری مشابه کس و آلفردسون برای تعیین صدای گسیل یافته از استوانه‌ها استفاده نمودند. یوفانگ و زانگفانگ هدف خود را از این مطالعه تخمین صدای ناشی از برخورد دندان چرخنده‌ها بیان نمودند.

والین^۳ و همکارانش در سال ۱۹۹۴ آزمایشی را ترتیب دادند [۲۲] که طی آن گلوله‌ای با سرعت 100m/s با صفحه‌ای باریک که یک سر آن به صورت گیردار ثابت شده بود برخورد می‌کرد. آنها توانستند به صورت اپتیکال از امواج خمشی روی صفحه و امواج صدای ایجاد شده در اثر برخورد عکس برداری نمایند. آزمایش آنها ضمن به تصویر کشیدن نحوه انتشار امواج، به خوبی نشان می‌داد که چگونه امواج خمشی ورق همانند یک منبع صدای متحرک عمل می‌کنند.

در سال ۲۰۰۰ لی و گیبلینگ^۴ با بست پاسخ یک ورق مستطیلی بر حسب مدهای آن به محاسبه‌ی امپدانس گسیل (Radiation Impedance) ورق پرداختند [۲۳]. آنها نشان دادند که در صورت محاسبه‌ی مقاومت‌های خودگسیلی (Self-radiation Resistance) (اثر ایجاد صدا توسط هر مد) می‌توان مقاومت‌های گسیل متقابل (Mutual-radiation Resistance) (اثر هر مد روی ایجاد صدا توسط دیگر مدها) را به سادگی محاسبه کرد.

¹ L. A. Wood & K. P. Byrne

² W. Yufang, T. Zhongfang

³ O. A. Wahlin

⁴ W. L. Li & H. J. Gibeling

در انتها آنها نشان دادند که در صورتی که مقاومت گسیل (Radiation Resistance) به صورت ماتریسی نمایش داده شود، ماتریس بدست آمده ماتریسی متقارن و پراکنده (Sparse) است.

با توجه به آنکه ضربات عموماً عواملی غیر خطی در مسائل ایجاد می‌کنند، اپنهایمر و دبووسکی^۱ در سال ۲۰۰۳ روندی را پیشنهاد دادند [۲۴] که با استفاده از آن می‌شد برای آنالیز ساده‌تر نویز در یک ماشین، از اثرات متقابل ماشین و تکیه‌گاه چشم پوشی کرد. در این روند آنها در ابتدا فرض می‌کردند که وسیله بر روی پایه‌ای صلب قرار گرفته و سپس با استفاده از نیروی وارد شده به پایه‌ها، انرژی جریان یافته به فنداسیون را محاسبه می‌نمودند.

در سال ۲۰۰۳ پارک^۲ و همکارانش شرایط لبه‌های یک ورق مستطیلی (تکیه‌گاه‌های یک ورق مستطیلی) را مورد بررسی قرار دادند [۲۵]. آنها به دو روش تلاش نمودند تا مقداری بهینه برای سختی تکیه‌گاه به نحوی تعیین کنند که سرعت به مقدار کمینه خود برسد. در روش اول انتشار امواج در لبه‌ها مورد بررسی قرار گرفت و در روش دوم روش ریلی-ریتز^۳ به کار گرفته شده بود. نتایج آنها نشان داد صدای انتشار یافته به شدت تحت تأثیر اتلاف انرژی ارتعاشی در لبه‌ها قرار دارد. همچنین مقایسه نتایج بهینه‌سازی بیان می‌نمود که روش ریلی-ریتز مقدار دقیق‌تری برای سختی تکیه‌گاه ارائه می‌کند.

در سال ۱۹۹۴ والین و همکارانش بیان کرده بودند که پس از ضربه زدن به یک ورق صدای ایجاد شده با زاویه‌ای مشخص از محور ضربه گسیل می‌یابد. از این رو رس و استیگای^۴ در سال ۲۰۰۶ بار دیگر امواج انتشار یافته در هوا در اثر اعمال ضربه‌ای به یک ورق مستطیلی را مورد مطالعه قرار دادند [۲۶]. آنها در این تحقیق علی‌رغم استفاده از روش‌های تحلیلی سعی نمودند تا چشم اندازی نیز به تست‌های تجربی داشته باشند. از مواردی که کار آنها را از کارهای دیگران متمایز می‌کند می‌توان به بررسی اثر انرژی ضربه و انطباق زمانی (Time-Overlap) اتفاق افتاده بین نویز شتاب و نویز زنگ زدن (Ringing Noise) اشاره نمود.

در دهه‌ی اخیر با پیشرفت رایانه‌ها روش‌های شبیه‌سازی عددی به مرور جای خود را در منظر طراحان باز نمود. در سال ۱۹۹۹ شدین^۵ و همکارانش بار دیگر آزمایش والین را به کار بستند [۲۷]. آنها ضمن انجام آزمایش‌ها با دقت بالاتر تلاش کردند تا با استفاده از شبیه‌سازی نیز نتایج را بررسی کنند. برای شبیه‌سازی، آنها در ابتدا به کمک روش تفاضل محدود (Finite Difference) پاسخ ورق را در اثر ضربه تعیین کرده و سپس به منظور تعیین میدان فشار ایجاد شده، به محاسبه انتگرال ریلی (Rayleigh Integral) با استفاده از روش عددی المان مرزی (Boundary Element Method) پرداختند. با وجود آنکه نتایج شبیه‌سازی آنها تطابق مناسبی با عکس‌برداری‌های تجربی داشت اما به دلیل در نظر نگرفتن عوامل غیر خطی مثل تغییر شکل گلوله در طی ضربه زدن و نیز به دلیل عدم در نظر گرفتن تأثیر میدان فشار دو طرف ورق روی یکدیگر، شبیه‌سازی آنها در بعضی مواقع دچار خطا می‌شد. نمونه‌ای از نتایج آنها را می‌توان در شکل ۱-۴ مشاهده نمود.

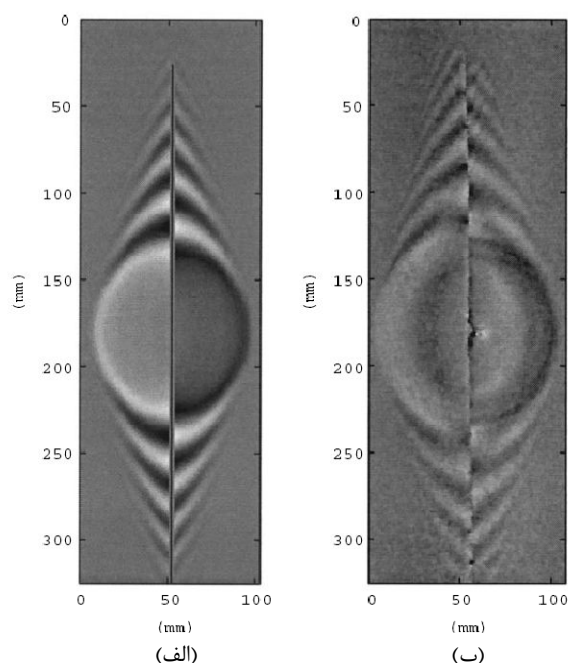
¹ C. H. Oppenheimer & S. Dubowsky

² J. Park

³ Rayleigh-Ritz

⁴ A. Ross & G. Ostiguy

⁵ S. Schedin



شکل ۱-۴ نمونه‌ای از نتایج شدین و همکارانش: الف) شبیه‌سازی، ب) آزمایش [۲۷]

در سال ۲۰۰۵ فریتز^۱ و همکارانش به شبیه‌سازی ترکیبی FEM-BEM برای مدل کردن پوسته‌ها پرداختند [۲۸]. آنها در شبیه‌سازی خود بر آن بودند تا اثرات تحلیل‌های سازه‌ای-صوتی (Acoustic-structural) را مورد بررسی قرار دهند. حسن روش شبیه‌سازی آنها در آن بود که به دلیل استفاده از هر دو روش عددی المان محدود و المان مرزی هزینه‌ی محاسبات تا حد ممکن کاهش یافته بود. آنها از این روش شبیه‌سازی خود برای مدل کردن پوسته‌ای به صورت یک مکعب نامنظم استفاده نمودند.

لدیگسکی و سوملکا^۲ در سال ۲۰۰۶ پس از بسط روابط المان محدود، با شبیه‌سازی یک سالن آمفی‌تئاتر به تشریح مشکلاتی پرداختند که بر سر راه شبیه‌سازی صوتی به روش المان محدود وجود دارد [۲۹]. آنها بیان کردند که برای شبیه‌سازی یک مسأله آکوستیک به روش المان محدود عمدتاً باید سه محدودیت را مد نظر قرار داد. اول آنکه اندازه‌ی المان‌های آکوستیک باید ده برابر از کوچکترین طول موج موجود در محیط کوچکتر باشد. مشکل دوم بر سر راه شبیه‌سازی انتخاب درست و دقیق پارامترهای مربوط به شرایط مرزی است. چراکه پاسخ بدست آمده به شدت به خصوصیات شرایط مرزی مانند بازتاب، جذب و انتشار که خود توابعی از فرکانس هستند، وابسته است. در انتها مشکل دیگری که طراح با آن دست و پنجه نرم خواهد کرد، هزینه‌ی زیاد محاسباتی است.

در سال ۲۰۰۸ دیو^۳ و همکارانش به بررسی یک مسأله سازه‌ای-صوتی پرداختند که پوسته‌ای از ماده جاذب بین سطح مشترک سازه و سیال قرار گرفته بود [۳۰]. آنها این مرز را با استفاده از ضرایب مربوط به یک سیستم جرم و فنر و دمپر مدل نمودند. با این مجهولات اسکالر افزوده شده به مرز مشترک، امکان آن فراهم

¹ D. Fritze

² T. Lodygowski & W. Sumelka

³ J. F. Deu

می‌شد که مدل‌های متفاوت میرایی فرمول‌بندی شود. در نهایت آنها توانستند در صورت حضور این لایه فرمول‌بندی جدیدی برای روش المان محدود ارائه کنند. تا کنون صحبتی از کنترل فعال نویز به میان نیامد. اما در انتها باید گفت همزمان با اقداماتی نظیر آنچه که در اینجا مطرح شد و بیشتر ماهیت مکانیکی داشت، اقداماتی نیز در راستای کنترل فعال صدا صورت می‌گرفت. به عنوان مثال می‌توان به تحقیقات پینت^۱ و همکارانش [۳۱] در سال ۲۰۰۹ اشاره نمود. آن‌ها در تحقیقات خود تلاش نمودند تا صدای ایجاد شده در اثر اعمال ضرباتی به ورقی مستطیلی را با استفاده از روش کنترل فعال مدیریت نمایند.

۱-۳ ساختار پایان‌نامه

در این پایان‌نامه تلاش می‌شود تا با استفاده از روش‌های تحلیلی و عددی راهکاری برای پیش‌بینی صدای ایجاد شده توسط ورق تعیین شود. پس از تشخیص راهکار پیش‌بینی صدا تلاش می‌شود تا مسیرهای موجود برای بهینه‌سازی ضربه‌گیر مورد مطالعه قرار گیرد تا در انتها با مقایسه روش‌های متفاوت بهینه‌سازی بتوان مناسب‌ترین شیوه را برای کنترل صدا در ضربه‌گیرهای ورق تعیین نمود. در فصل بعد با فرض پیروی ورق از روابط تنش صفحه‌ای تلاش می‌شود تا به روش تحلیلی، میزان صدای ایجاد شده توسط ورق مورد مطالعه قرار گیرد. بدین منظور ورق توسط یک نیروی نیم-سینوس (half-sine) که به یکی از لبه‌های آن وارد می‌شود تحریک می‌شود. پس از تعیین پاسخ ارتعاشی ورق در اثر این تحریک، صدای ایجاد شده در نقاط خاصی از اطراف ورق مورد محاسبه قرار می‌گیرد. در فصل سوم ابتدا تلاش می‌شود تا فرمول‌بندی مناسبی برای مدل‌سازی مسائل سازه-آکوستیک به روش المان محدود ارائه شود. سپس مسأله طراحی شده در فصل دوم توسط روش المان محدود شبیه‌سازی شده تا اعتبار فرمول‌بندی‌ها مورد آزمایش قرار گیرد. نتایج حاصل ضمن آنکه قدرت المان محدود را در مدل نمودن صدا نشان می‌دهد، شناختی جامع از چگونگی ایجاد صدا عرضه می‌نماید. با توجه به شناخت ایجاد شده، در فصل چهارم با تخمین رفتار ضربه‌گیر به صورت یک سیستم ارتعاشی دو درجه آزادی تلاش می‌شود تا مقادیری بهینه برای ثوابت ضربه‌گیر تعیین شود. همچنین در این فصل با شبیه‌سازی ورق محصور شده سهم نقاط مختلف ورق در ایجاد صدا مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در فصل پنجم روش‌های موجود برای کاهش صدای ضربه‌گیر جمع‌بندی می‌شود. سپس با مقایسه محاسن و معایب هر روش تلاش می‌شود تا راهکاری مناسب برای کنترل نویز ضربه‌گیرهای ورق ارائه گردد. در انتها در فصل شش کلیه مطالب ارائه شده در این سیاهه جمع‌بندی شده و موضوعاتی به منظور تکمیل مطالعه کنونی پیشنهاد می‌گردد.

¹ G. Pinte