



ISAV2024

چهاردهمین کنفرانس بین المللی آکوستیک و ارتعاشات
۲۱ و ۲۲ آذر ماه ۱۴۰۳ کرج - ایران



برداشت انرژی الکتریکی از ارتعاشات خطوط راه آهن در اثر عبور قطار توسط برداشت کننده الکترومغناطیسی

مسعود علی صادقی ریزی^{۱*}، سعید ضیائی راد^۲، علی بیدرام^۳

^۱ ایران، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک، کدپستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، فارغ التحصیل کارشناسی ارشد

^۲ ایران، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک، کدپستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، استاد

^۳ ایران، اصفهان، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک، کدپستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، فارغ التحصیل کارشناسی ارشد

* پست الکترونیکی نویسنده مسئول: masoudalisadeghi@gmail.com

چکیده

در این پژوهش، یک دستگاه برداشت کننده انرژی از خطوط راه آهن بررسی شده است. این دستگاه شامل دو بخش مکانیکی و الکتریکی می باشد. بخش مکانیکی آن مبتنی بر مکانیزم بال اسکرو و یکسوساز حرکت مکانیکی می باشد که این یکسوساز شامل دو عدد چرخنده ی مخروطی بزرگ، یک عدد چرخنده ی مخروطی کوچک و دو عدد بلبرینگ یک طرفه می باشد که در واقع حرکت خطی رفت و برگشتی ریل قطار ناشی از عبور قطار از روی ریل را به حرکت چرخشی تک جهت برای چرخش محور ژنراتور تبدیل می کند. بخش الکتریکی آن شامل یک ژنراتور متناوب سه فاز که دور چرخش خود را از خروجی یکسوساز و جعبه دنده ی سیاره ای دریافت می کند. در نوشتن معادله های مربوطه، یک ریل با طول ۱۳۹/۵۲ متر که تعداد ۲۵۵ تراورس در طول آن قرار گرفته است، به عنوان یک تیر اویلر برنولی در نظر گرفته شده و هم چنین یک قطار دو واگنی که هر واگن آن دارای چهار محور می باشد به عنوان بار عبوری از روی آن در نظر گرفته شده است. با توجه به ابعاد بزرگ ماتریس ها و دستگاه معادلات دیفرانسیل به دست آمده، جهت تشکیل ماتریس ها و هم چنین حل دستگاه معادلات دیفرانسیل از نرم افزار متلب استفاده شده است. در نهایت پارامترهای موجود در مسئله تغییر داده شده اند و نتایج حاصل از این تغییرات بر میزان ولتاژ، توان و انرژی به دست آمده، آورده شده است. مشاهدات حاکی از آن است که پارامترهای سختی فنرهای استفاده شده و جرم واحد طول ریل، بر میزان انرژی برداشت شده تأثیر گذار نمی باشند. با افزایش پارامترهای نسبت انتقال دور چرخنده ها، سرعت قطار و نیروی محوری قطار، میزان انرژی برداشتی افزایش می یابد. با افزایش پارامترهای مقاومت خارجی مصرف کننده و گام بال اسکرو، مقدار انرژی برداشت شده کاهش می یابد.

کلمات کلیدی: برداشت انرژی الکتریکی؛ برداشت کننده الکترومغناطیسی؛ خطوط راه آهن؛ مکانیزم یکسوساز.

۱- مقدمه

سیستم حمل و نقل ریلی دارای ظرفیت عظیم مسافری و باری و هزینه‌ی اقتصادی پایینی می‌باشد. این امر، راه‌آهن را به روش اصلی حمل و نقل در کشورهای مختلف تبدیل کرده است. با افزایش سرعت قطارها و افزایش استفاده از سیستم حمل و نقل ریلی و نیازمندی این سیستم به برقراری ایمنی چه در مناطق شلوغ شهری و چه در مناطق دورافتاده، نظارت بر سیستم راه‌آهن نقش بسیار مهمی در جهت حفظ سلامت سیستم ایفا می‌کند. به طور کلی، پایش وضعیت سیستم راه‌آهن به دو قسمت خطوط راه‌آهن و قطار تقسیم‌بندی می‌شود. به این منظور تجهیزاتی مانند چراغ‌های هشدار، مکانیزم تغییر خطوط راه‌آهن، حسگرهای پایش سلامت، ارتباطات بی‌سیم، جی‌پی‌اس و غیره برای تأمین ایمنی خطوط راه‌آهن نیاز می‌باشد. روش سنتی تأمین انرژی الکتریکی مورد نیاز برای آن‌ها، شبکه‌ی توزیع برق متشکل از سیم‌ها و کابل‌ها و یا باتری‌ها می‌باشد. با توجه به گران قیمت بودن کابل کشی و هزینه بر بودن گسترش شبکه‌ی برق مخصوصاً در مناطق دورافتاده که دسترسی به آن‌ها سخت می‌باشد.

با توجه به محدودیت‌هایی که استفاده از باتری دارد مانند: نیازمندی به شارژ، ایجاد آلودگی شیمیایی، عمر محدود، دمای کارکرد محدود و هزینه‌ی نگهداری بالا، روش‌های برداشت انرژی مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. متداول‌ترین روش برداشت انرژی ارتعاشی در سیستم‌های حمل و نقل ریلی، روش برداشت انرژی مبتنی بر مکانیزم الکترومغناطیسی می‌باشد. پورقدرت و همکاران یک دستگاه سیم‌پیچ القایی را معرفی کردند که ارتعاش قائم مسیر را به توان الکتریکی تبدیل می‌کند [۱]. نتایج حاصل از این پژوهش نشان داده است که در یک بار مقاومتی ۷/۵ اهمی، توان متوسط ۰/۱۶ میلی وات با قله‌های بیش از ۰/۵ میلی وات به دست آمده است. وانگ و همکاران یک مکانیزم یکسوساز پیشنهاد دادند که باعث کاهش بارگذاری مداوم سیستم می‌شود و هم‌چنین قابلیت تنظیم سرعت ژنراتور و تولید برق مستمر دی سی را فراهم می‌کند [۲]. دو سال بعد در سال ۲۰۱۴ وانگ و همکاران طرح مبتنی بر مکانیزم یکسوساز خود را بهبود دادند و طرح جدیدی را ارائه دادند که قابلیت برداشت انرژی برای ارتعاشات خیلی کم (1 cm/s) را هم دارا می‌باشد [۳]. ژانگ و همکاران علاوه بر استفاده از مکانیزم یکسوساز شامل چند چرخنده و بلبرینگ، از آبرخازن‌ها نیز استفاده کردند و در آزمایش‌ها راندمان ۵۵/۵ درصدی را به دست آوردند [۴]. علت استفاده از ابرخازن‌ها این بوده است که آن‌ها می‌توانند به جریان‌های گذرا که سریع تغییر می‌کنند، پاسخ دهند و یک منبع تغذیه پایدار را برای بارهای خارجی فراهم کنند. ژانگ و همکاران از یک سیستم یکسوساز ارتعاشات مکانیکی مبتنی بر رگ و پینیون استفاده کردند و بیشترین ولتاژ ۵۸ ولتی در فرکانس یک هرتز با جابجایی ۲/۵ میلی‌متر را به دست آوردند [۵]. لیو و همکاران یک طرح مبتنی بر مکانیزم بال‌اسکرو ارائه دادند که این طرح باعث کاهش لقی در طول فرآیند تبدیل حرکت خطی دو جهته به حرکت چرخشی تک جهته می‌شود [۶]. آن‌ها این مکانیزم را در سیستم تعلیق خودرو قرار داده و در جاده سنگفرش شده با سرعت ۴۰ مایل بر ساعت آزمایش کردند و نتیجه‌گیری کردند که این سیستم قابلیت برداشت انرژی ۱۳/۳ وات در یک دوره زمانی ۸ ثانیه‌ای را دارد. پن و همکاران یک طرح مبتنی بر مکانیزم بال‌اسکرو ارائه دادند. این طرح در مقایسه با طرح‌های قبلی، لقی را کاهش داده است و بنابراین می‌تواند انرژی را از ورودی کوچک ارتعاشات مسیر ناشی از عبور قطار برداشت کند [۷]. این برداشت‌کننده تحت یک ورودی بسیار کوچک با دامنه ± 0.2 میلی‌متر کار می‌کند. نتایج آزمایش میدانی نشان داده است که میانگین توان ۱/۱۲ و ۲/۲۴ وات به ترتیب برای برای نمونه‌های اولیه ۱ و ۲ در سرعت ۳۰ کیلومتر بر ساعت به دست آمده است. این دو نمونه‌های اولیه در پارامترهای گام بال‌اسکرو، اینرسی ژنراتور، مقدار مقاومت داخلی فاز به فاز ژنراتور، نسبت دنده‌ی جعبه دنده‌ی سیاره‌ای، ثابت ولتاژ ژنراتور، ثابت گشتاور ژنراتور و سختی فنرهای استفاده شده با هم‌دیگر تفاوت دارند.

۲- مدل‌سازی مکانیزم برداشت انرژی متصل به ریل راه‌آهن

یکی از مهم‌ترین چالش‌های پژوهش‌هایی که تاکنون در مورد برداشت انرژی از مسیر ریل راه‌آهن انجام شده است، پایین بودن فرکانس و دامنه ارتعاشات ریل راه‌آهن می‌باشد که این موضوع باعث می‌شود انرژی برداشت شده کم باشد. برای حل این چالش از یکسوکندنده‌های حرکت مکانیکی و هم‌چنین از مکانیزم‌های چرخنده برای افزایش دور استفاده می‌شود. استفاده از یکسوکندنده و مکانیزم چرخنده، خود نیز دارای محدودیت‌هایی مانند: محدودیت مکان نصب، محدودیت منابع اقتصادی اجراء، محدودیت تأثیر عوامل مختلف محیطی و غیره می‌باشد. بهبود برداشت انرژی به طوری که نسبت به سایر روش‌ها به صرفه باشد، نیازمند بررسی عوامل مختلف اثرگذار

بر روی مکانیزم برداشت انرژی می‌باشد. ابتدا معادله‌های مربوط به مجموعه‌ی برداشت انرژی مورد نظر مورد بررسی قرار گرفته‌اند و سپس در ادامه به بررسی این عوامل و اثرگذاری آن‌ها پرداخته شده می‌شود. پژوهش حاضر براساس کارهای انجام شده در مرجع‌های [۷] و [۸] پیش برده شده است. در مرجع [۷]، یک مکانیزم برداشت انرژی به روش الکترومغناطیس مبتنی بر بال اسکرو در نظر گرفته شده است که بر روی ریل راه‌آهن قابل نصب است. در مرجع [۸]، یک مکانیزم برداشت انرژی به روش الکترومغناطیسی مبتنی بر رک و پینیون در نظر گرفته شده است که بر روی بوژی نصب شده است. مقدار پارامترهای مورد استفاده در این پژوهش در جدول (۱) آورده شده است.

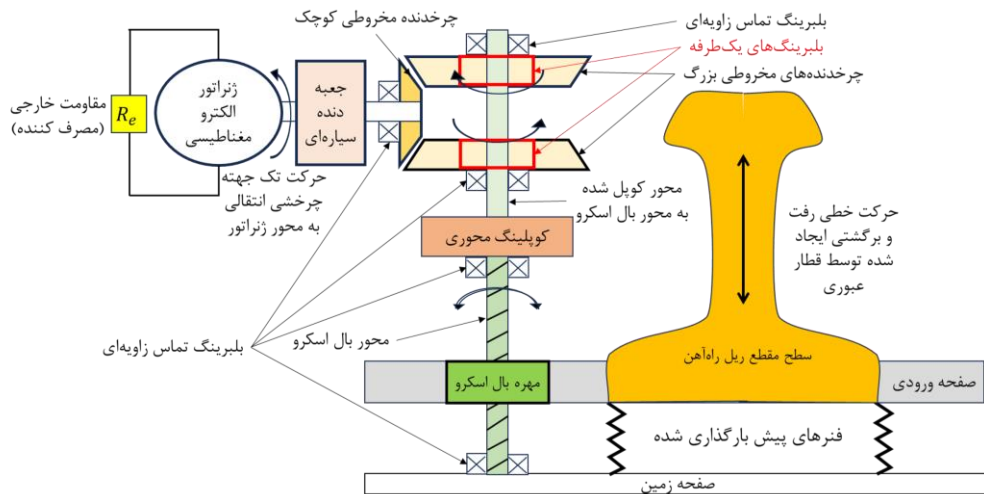
جدول ۱. پارامترهای مورد استفاده در این پژوهش [۷، ۸]

پارامتر	مقدار	واحد	توضیحات	پارامتر	مقدار	واحد	توضیحات
d_{bs}	۱۵/۷۵	mm	قطر بال اسکرو	L_1	۲/۵	mH	اندوکتانس فاز به فاز ژنراتور نمونه ۱
l_1	۲۰	mm	گام بال اسکرو در نمونه ۱	L_2	۰/۴۴۳	mH	اندوکتانس فاز به فاز ژنراتور نمونه ۲
l_2	۱۶	mm	گام بال اسکرو در نمونه ۲	$k_{spring1}$	۲۶۲۶۹	N/m	سختی فنر نمونه ۱
J_{ge1}	۳/۰۶	kg cm ²	اینرسی ژنراتور نمونه ۱	$k_{spring2}$	۹۵۲۶۹	N/m	سختی فنر نمونه ۲
J_{ge2}	۰/۱۷	kg cm ²	اینرسی ژنراتور نمونه ۲	$Height$	۲۰	cm	ارتفاع کلی برداشت‌کننده
J_{lb}	۳۰	kg cm ²	اینرسی چرخنده مخروطی بزرگ	n_{lb}	۴۰	—	تعداد دندانه‌های چرخنده مخروطی بزرگ
J_{sb}	۳	kg cm ²	اینرسی چرخنده مخروطی کوچک	n_{sb}	۲۰	—	تعداد دندانه‌های چرخنده مخروطی کوچک
J_{bs}	۰/۰۳۸	kg cm ²	اینرسی بال اسکرو	δ_0	۰/۰۲	m	فشردگی اولیه فنر
R_{i1}	۲/۲۸	Ω	مقاومت فاز به فاز ژنراتور نمونه ۱	f_0	۱۰۵	kN	بار متحرک استاتیکی (مستقل از زمان)
R_{i2}	۰/۲۸۴	Ω	مقاومت فاز به فاز ژنراتور نمونه ۲	m_r	۵۱/۵	kg/m	جرم واحد طول ریل
$Stroke$	۱۵	mm	کورس کاری برداشت‌کننده	EI	4×10^6	Nm ²	سختی مکانیکی ریل
$Weight$	۱۵	kg	جرم برداشت‌کننده	K_{pk}	۲۰	MN/m	سختی ریل پد
r_b	۲	—	نسبت دنده‌ی چرخنده‌های مخروطی	C_{pk}	۲/۱/۸	kNs/m	ضریب میرایی ریل پد
r_{g1}	۴/۳	—	نسبت دنده‌ی جعبه دنده‌ی نمونه ۱	K_{bk}	۱۰	MN/m	سختی بستر ریل
r_{g2}	۱۲	—	نسبت دنده‌ی جعبه دنده‌ی نمونه ۲	C_{bk}	۲/۱/۸	kNs/m	ضریب میرایی بستر ریل
k_{e1}	۰/۱۶۳	V/rad	ثابت ولتاژ ژنراتور نمونه ۱	m_{sk}	۱۲۵/۵	kg	جرم تراورس
k_{e2}	۰/۰۵۴	V/rad	ثابت ولتاژ ژنراتور نمونه ۲	l_s	۰/۵۴۵	m	فاصله‌ی بین تراورس‌ها
k_{t1}	۰/۱۶۳	Nm/A	ثابت گشتاور ژنراتور نمونه ۱	L	۱۳۹/۵۲	m	طول ریل
k_{t2}	۰/۰۵۴	Nm/A	ثابت گشتاور ژنراتور نمونه ۲	V	۲۰ ~ ۸۰	km/h	سرعت قطار

یک موتور دی‌سی بدون جاروبک به عنوان یک ژنراتور ای‌سی سه فاز می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد [۹]. گشتاور مقاوم ناشی از میرایی الکتریکی ژنراتور سه فاز با اتصال ستاره به صورت $T_{ge} = \sum_1^3 k_t i_n = \frac{3k_t k_e}{2(R_i + R_e)} \omega_{ge}$ محاسبه می‌شود که در این رابطه، k_t ثابت گشتاور ژنراتور و k_e ثابت ولتاژ ژنراتور می‌باشد [۷].

۱-۲ مدل دینامیکی برداشت‌کننده انرژی

یک بال اسکرو به همراه یک مکانیزم یکسوساز برای این برداشت‌کننده انرژی استفاده شده است. مهره‌ی بال اسکرو توسط یک صفحه‌ی ورودی، جابجایی‌های عمودی ریل را دریافت می‌کند و باعث چرخش محور بال اسکرو در دو جهت ساعتگرد و پادساعتگرد می‌شود. دو عدد بلبرینگ یک طرفه در مکانیزم یکسوساز استفاده شده است که باعث می‌شوند که در نهایت محور ژنراتور فقط در یک جهت چرخش داشته باشد. در شکل (۱) مدل دینامیکی برداشت‌کننده انرژی نشان داده شده است.



شکل ۱. مدل دینامیکی برداشت‌کننده پیشنهادی انرژی ریل راه‌آهن

دو حالت برای سیستم برداشت‌کننده انرژی در نظر گرفته شده است. یکی درگیر بودن و دیگری درگیر نبودن. این دو حالت به خاطر وجود کلاچ‌های یک طرفه به وجود می‌آید. منظور از درگیر بودن سیستم برقرار بودن انتقال حرکت از سمت ریل به سوی ژنراتور می‌باشد. در این حالت سرعت چرخش محور بال اسکرو با سرعت چرخش یکی از چرخنده‌های مخروطی بزرگ برابر می‌باشد و باعث درگیر شدن کلاچ یکطرفه به محور بال اسکرو و انتقال حرکت به چرخنده‌های مخروطی کوچک و نهایتاً باعث چرخش ژنراتور می‌شود. اما در صورتی که سرعت چرخش محور بال اسکرو کمتر از سرعت چرخش چرخنده‌های مخروطی بزرگ شود، آن‌گاه هیچ کدام از کلاچ‌های یک طرفه درگیر نمی‌باشند و هیچ انتقال حرکتی از سمت بال اسکرو به سمت ژنراتور موجود نمی‌باشد و در این مدت زمان، چرخنده‌ها و ژنراتور با توجه به اینرسی که دارند به چرخش خود ادامه می‌دهند تا جایی که یا از حرکت بایستند یا دوباره با توجه به عبور قطار از روی ریل و اعمال نیرو به بال اسکرو، حالت درگیری پیش بیاید.

۲-۲ معادلات حاکم

با توجه به محور بال اسکرو و جابجایی عمودی ریل قطار به عنوان ورودی به مکانیزم برداشت‌کننده انرژی، با اعمال نسبت دنده‌های نهایی n_g ناشی از نسبت دنده‌های r_b چرخنده‌ها و نسبت دنده‌های r_g جعبه دنده، سرعت زاویه‌ای چرخش محور ژنراتور در هنگام درگیری از رابطه (۱) به دست می‌آید.

$$\omega_{ge} = \dot{\theta}_{bs} \times n_g = \frac{2\pi n_g}{l} \dot{x} \quad (1)$$

در این رابطه \dot{x} سرعت جابجایی عمودی ریل و l گام بال اسکرو می‌باشد.

نیروی مقاوم بر روی مهره بال اسکرو ناشی از میرایی الکتریکی ژنراتور از رابطه (۲) محاسبه می‌شود [۷].

$$F_{damping} = \frac{2\pi n_g}{l} \times T_{ge} = \frac{6\pi^2 n_g^2 k_t k_e}{l^2 (R_i + R_e)} \dot{x} = c_e \dot{x} \quad (2)$$

در این رابطه c_e ضریب میرایی معادل برای برداشت‌کننده در زمان درگیری می‌باشد.

به کمک روش انرژی، معادلات سیستم به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\sum_1^n T_{kinetic} = \frac{1}{2} m_{ip} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} J_{bs} \omega_{bs}^2 + \frac{1}{2} J_s \omega_s^2 + \frac{1}{2} J_{lb} \omega_{lb}^2 + \frac{1}{2} J_{sb} \omega_{sb}^2 + \frac{1}{2} J_{gh} \omega_{gh}^2 + \frac{1}{2} J_{ge} \omega_{ge}^2 \quad (3)$$

$$= \frac{1}{2} m_e \dot{x}^2$$

در رابطه (۳)، m_e و $T_{kinetic}$ به ترتیب جرم معادل و انرژی جنبشی سیستم درگیر می‌باشند. m_{ip} جرم صفحه‌ی ورودی

متصل به ریل و مهره‌ی بال اسکرو می‌باشد. اندیس‌های bs, lb, s, sb, gh, ge به ترتیب مربوط به بال اسکرو، محور کوبل شده به

محور بال اسکرو، چرخنده مخروطی بزرگ، چرخنده مخروطی کوچک، جعبه دنده‌ی سیاره‌ای و ژنراتور می‌باشند. با صرف نظر از ترم‌های مربوط به صفحه‌ی ورودی، محور و جعبه دنده می‌توان در مقابل دیگر ترم‌ها خواهیم داشت:

$$m_e \approx \frac{4\pi^2}{l^2} (J_{bs} + J_{lb} + 4J_{sb} + n_g^2 J_{ge}) \quad (۴)$$

به طور خلاصه معادلات دینامیکی و ولتاژ القایی تک فاز برداشت‌کننده انرژی به صورت زیر نوشته می‌شوند [۷]:

$$F_{engage} = m_e \ddot{x} + c_e \dot{x} + 2k_{spring}(x + \delta_0) \\ = \frac{4\pi^2 n_g^2 J_{ge}}{l^2} \ddot{x} + \frac{6\pi^2 n_g^2 k_t k_e}{l^2 (R_i + R_e)} \dot{x} + 2k_{spring}(x + \delta_0) \quad \text{درگیری} \quad (۵)$$

$$F_{disengage} = 2k(x + \delta_0) \quad \text{غیر درگیری} \quad (۶)$$

$$V_{ge} = \omega_{ge} \times k_e \left(\sin \int_0^t \omega_e dt + \frac{2k}{3} \pi \right) = \frac{2\pi n_g k_e \dot{x}}{l} \left(\sin \left(\int_0^t \omega_e dt + \frac{2k}{3} \pi \right) \right) \quad \text{درگیری} \quad (۷)$$

$$V_{ge} = \dot{\theta}_{ge}(t) = k_e e^{-\frac{c_e}{m_e}(t-t_0)} \dot{\theta}_{ge0} \left(\sin \left(\int_0^t \omega_e dt + \frac{2k}{3} \pi \right) \right) \quad \text{غیر درگیری} \quad (۸)$$

در رابطه (۵)، δ_0 طول فشردگی فنرهای پیش بارگذاری شده و k_{spring} سختی فنرها می‌باشد. این معادله بیانگر این است که برداشت‌کننده انرژی می‌تواند به عنوان یک خنثی ساز همراه با دو عدد فنر پیش بارگذاری شده و یک میراگر قابل تنظیم در نظر گرفته شود. در رابطه (۸)، t_0 و $\dot{\theta}_{ge0}$ به ترتیب زمان و سرعت زاویه‌ای ژنراتور هستند در هنگامی که از درگیر بودن به درگیر نبودن تغییر وضعیت انجام می‌شود؛ ω_e فرکانس زاویه‌ای ولتاژ القایی ژنراتور می‌باشد که از حاصل ضرب ω_{ge} در تعداد کل جفت قطب‌های ژنراتور به دست می‌آید. با توجه به اینکه معمولاً ژنراتورهای مورد استفاده چهار قطب می‌باشند پس تعداد کل جفت قطب‌های ژنراتور، برابر ۲ در نظر گرفته شده است.

بررسی شده است که اگر طول ریل بیش از ۱۰۰ متر باشد، می‌توان مسیر راه آهن را به عنوان یک تیر دو سر لولا مدل کرد [۱۰]. با صرف نظر از تغییر شکل برشی و ممان چرخشی ریل، می‌توان ریل را به عنوان یک تیر اویلر برنولی یکنواخت با سختی مکانیکی EI و جرم m_r در هر واحد از طول ریل مدل کرد. ریل پدها میان ریل و تراورس‌ها قرار دارند و میرایی و سفتی را ایجاد می‌کنند. تراورس‌ها بر روی یک بستر خرد سنگ قرار گرفته‌اند. محل قرارگیری برداشت‌کننده انرژی دقیقاً در وسط ریل و بین دو تراورس متوالی قرار گرفته است. $f(x, t)$ مجموع نیروهای خارجی می‌باشد که بر روی ریل (تیر) اعمال می‌شوند. و شامل سه نوع نیرو به شرح زیر می‌باشد:

۱- نیروهای نگهدارنده‌ی بین تراورس‌ها و ریل

$$F_{rsk}(t) = K_{pk} [Z_r(x_k, t) - Z_{sk}(t)] + C_{pk} [\dot{Z}_r(x_k, t) - \dot{Z}_{sk}(t)] \quad (۹)$$

۲- نیروهای تماسی عمودی بین چرخ قطار و ریل

$$P_{wl}(t) = f_0 \quad (۱۰)$$

۳- نیرویی که از سمت برداشت‌کننده انرژی به ریل وارد می‌شود.

$$F_h(t) = m_e \ddot{Z}_r(x_h, t) + c_e \dot{Z}_r(x_h, t) + 2k_{spring}(Z_r(x_h, t) + \delta_0) \\ = \frac{4\pi^2 n_g^2 J_{ge}}{l^2} \ddot{Z}_r(x_h, t) + \frac{6\pi^2 n_g^2 k_t k_e}{l^2 (R_i + R_e)} \dot{Z}_r(x_h, t) \quad \text{درگیری} \quad (۱۱)$$

$$+ 2k_{spring}(Z_r(x_h, t) + \delta_0)$$

$$F_h(t) = 2k_{spring}(Z_r(x_h, t) + \delta_0) \quad \text{غیر درگیری} \quad (۱۲)$$

ریل قطار به صورت یک تیر اویلر برنولی دو سر لولا مدل شده است؛ بنابراین تابع مود شیپ آن به صورت

$$\phi_i(x) = \sin \frac{i\pi x}{L}$$

با نوشتن معادله‌ی ارتعاش تیر برای مود i ام، به کمک روش جداسازی متغیرها و همچنین اعمال خاصیت مودشیپ‌های متعامد به رابطه‌های (۱۳) و (۱۴) می‌رسیم.

$$\begin{aligned} & \left[m_r \frac{L}{2} + m_e \phi_i^2(x_h) \right] \ddot{q}_i(t) + \left[c_e \phi_i^2(x_h) + C_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i^2(x_k) \right] \dot{q}_i(t) \\ & + \left[EI\beta^4 \frac{L}{2} + K_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i^2(x_k) + 2k_{spring} \phi_i^2(x_h) \right] q_i(t) \\ & - C_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i(x_k) \dot{Z}_{sk}(t) - K_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i(x_k) Z_{sk}(t) \\ & = \int_0^L \sum_{wl=1}^8 P_{wl}(t) \delta(x - x_{wl}) \phi_i(x) dx - \int_0^L 2k_{spring} \delta_0 \phi_i(x_h) \delta(x - x_h) dx \end{aligned} \quad (13)$$

برای رابطه‌ی مربوط به درگیر نبودن می‌توان از رابطه (۱۳) که مربوط به حالت درگیری می‌باشد نیز استفاده کرد. با این تفاوت که m_e و C_e برای حالت درگیر نبودن برابر با صفر قرار داده می‌شود و رابطه‌ی درگیر نبودن به صورت رابطه (۱۴) نوشته شده است.

$$\begin{aligned} & \left[m_r \frac{L}{2} \right] \ddot{q}_i(t) + \left[C_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i^2(x_k) \right] \dot{q}_i(t) \\ & + \left[EI\beta^4 \frac{L}{2} + K_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i^2(x_k) + 2k_{spring} \phi_i^2(x_h) \right] q_i(t) \\ & - C_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i(x_k) \dot{Z}_{sk}(t) - K_{pk} \sum_{k=1}^N \phi_i(x_k) Z_{sk}(t) \\ & = \int_0^L \sum_{wl=1}^8 P_{wl}(t) \delta(x - x_{wl}) \phi_i(x) dx - \int_0^L 2k_{spring} \delta_0 \phi_i(x_h) \delta(x - x_h) dx \end{aligned} \quad (14)$$

معادله‌ی حرکت برای k امین تراورس به صورت رابطه (۱۵) نوشته شده است.

$$\begin{aligned} & m_{sk} \ddot{Z}_{sk}(t) + (C_{pk} + C_{bk}) \dot{Z}_{sk}(t) + (K_{pk} + K_{bk}) Z_{sk}(t) - C_{pk} \sum_{i=1}^M \phi_i(x_k) \dot{q}_i(t) \\ & - K_{pk} \sum_{i=1}^M \phi_i(x_k) q_i(t) = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

در این رابطه C_{bk} و K_{bk} به ترتیب میرایی و سختی بستر ریل^۱ می‌باشد.

با ترکیب رابطه‌های (۱۳)، (۱۴) و (۱۵) فرم استاندارد ماتریسی به صورت رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$\begin{cases} \mathbf{M}_{engage} \ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}_{engage} \dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) & \text{درگیری} \\ \mathbf{M}_{disengage} \ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}_{disengage} \dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) & \text{غیردرگیری} \end{cases} \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)، $\mathbf{X}(t)$ بردار حالت یا به عبارتی بردار جابجایی کلی می‌باشد که در رابطه (۱۸) نمایش داده شده است. همچنین

$\dot{\mathbf{X}}(t)$ و $\ddot{\mathbf{X}}(t)$ به ترتیب بردار سرعت کلی و بردار شتاب کلی می‌باشند.

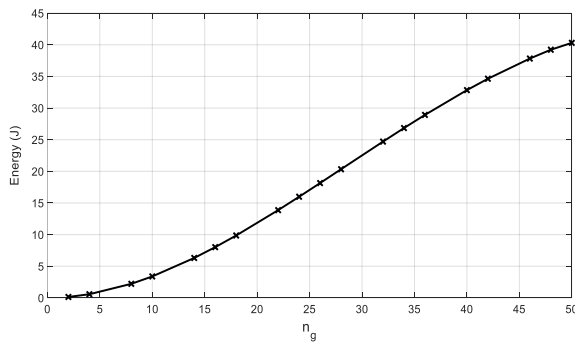
$$\mathbf{X}(t) = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_i \ Z_{s1} \ Z_{s2} \ \dots \ Z_{sk}]^T \quad (17)$$

با توجه به تعداد تراورس‌ها و تعداد مودهای در نظر گرفته شده، بردار حالت یک ماتریس ستونی با ۳۸۴ سطر (۲۵۵+۱۲۹) می‌باشد.

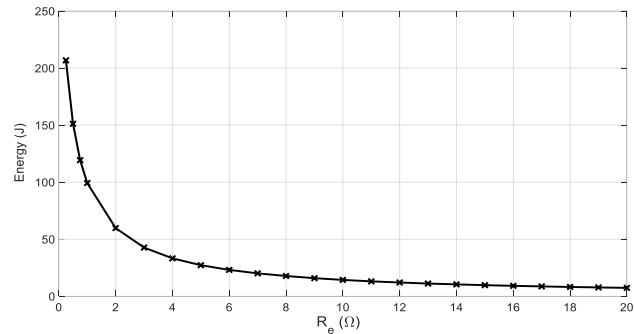
^۱ Ballast

۳- بررسی تأثیر پارامترها بر میزان انرژی برداشت شده

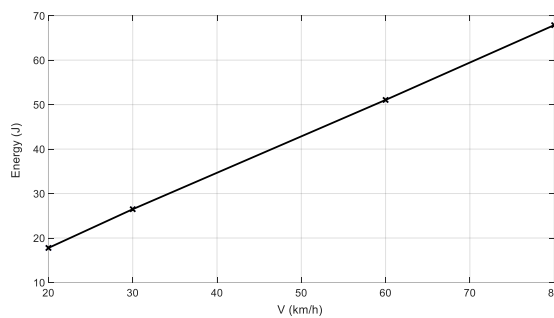
با توجه به همگرایی پاسخ‌های به دست آمده از حل معادلات دیفرانسیل برای تعداد مودهای مختلف و همچنین کاهش تعداد معادلات برای افزایش سرعت حل، مشاهده شده است که عدد ۱۲۹ برای تعداد مودهای در نظر گرفته شده مناسب می‌باشد. برای حل معادلات دیفرانسیل، از دستور ode45 متلب استفاده شده است. در ادامه تأثیر پارامترهای مقاومت خارجی، نسبت انتقال دور چرخنده‌ها، گام بال اسکرو، سرعت قطار، سختی فنرهای مورد استفاده، جرم واحد طول ریل و نیروی محوری قطار بر میزان انرژی برداشت شده بررسی شده است و نمودارهای مقدار انرژی کل برداشت شده برای هر حالت در شکل‌های (۲) الی (۹) آورده شده است.



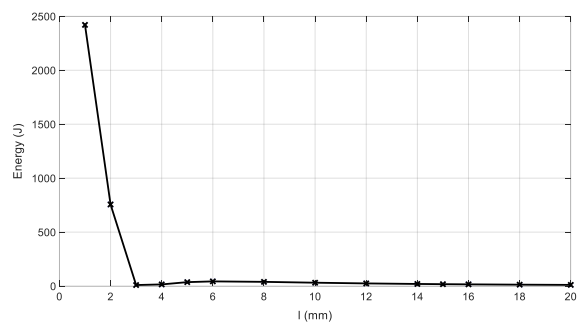
شکل ۳. نمودار انرژی کل برحسب نسبت دنده‌های مختلف



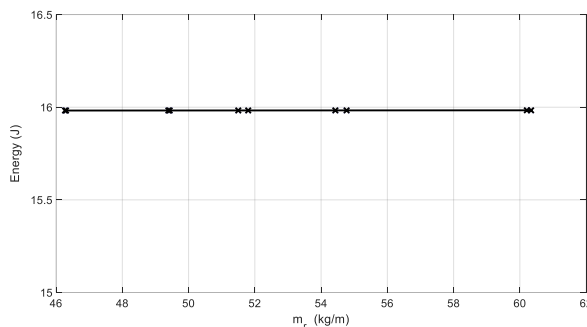
شکل ۲. نمودار انرژی کل به دست آمده از برای مقاومت‌های مختلف



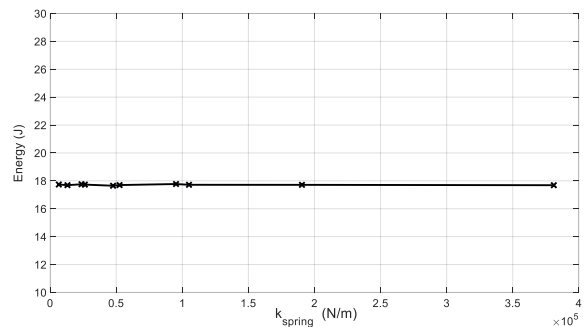
شکل ۵. نمودار انرژی کل به دست آمده برای سرعت‌های مختلف



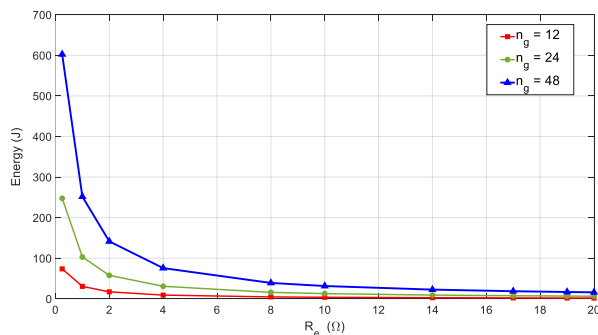
شکل ۴. نمودار انرژی کل به دست آمده برای گام‌های مختلف



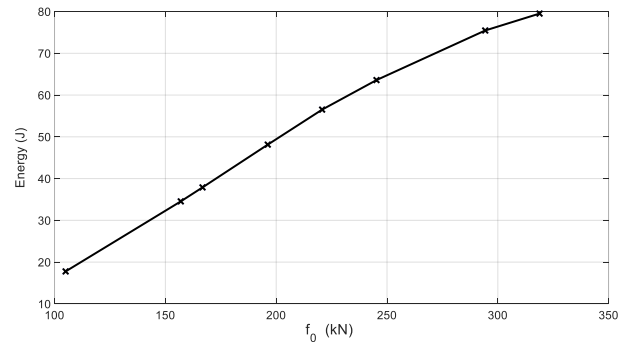
شکل ۷. نمودار انرژی کل برای جرم واحد طول‌های مختلف



شکل ۶. نمودار انرژی کل به دست آمده برای سختی فنرهای مختلف



شکل ۹. نمودار انرژی کل برداشت شده برحسب مقدار مقاومت خارجی مصرف کننده برای نسبت دنده‌های مختلف



شکل ۸. نمودار انرژی کل به دست آمده برای نیروهای محوری مختلف

در شکل (۹)، تأثیر متقابل پارامتر نسبت دنده در مقابل تغییر مقاومت خارجی قابل مشاهده می‌باشد.

۴- نتیجه‌گیری

با توجه به این که سنسورهای پایش وضعیت، ارتباطات بی‌سیم، سنسورهای تشخیص موقعیت قطار و حتی برخی از چراغ‌های هشدار در طول مسیر ریل راه‌آهن فقط در هنگام عبور قطار نیاز به انرژی برای کار کردن دارند، مکانیزم برداشت‌کننده انرژی مورد بحث در این پژوهش می‌تواند گزینه‌ی خوبی جهت فراهم کردن مقدار انرژی مورد نیاز این تجهیزات می‌باشد. مزیت روش الکترومغناطیس نسبت به دیگر روش‌ها این است که مقدار توان تولید شده از این روش بیشتر است و می‌توان انرژی تولید شده را در آبرخان‌ها ذخیره کرد و سپس از انرژی ذخیره شده برای تأمین انرژی مورد نیاز تجهیزاتی که نیاز به انرژی بیشتری دارند، استفاده کرد. باید به این نکته توجه داشت که قطار مورد بررسی در این پژوهش تنها دارای دو واگن می‌باشد که هر واگن دارای چهار محور است. این در حالی است که تعداد واگن‌ها مخصوصاً در قطارهای باری بیشتر است و تعداد بیشتر واگن‌ها باعث برداشت انرژی بیشتری در طول مدت زمان بیشتری می‌شود. با توجه به نمودارهای موجود در شکل‌های (۲) الی (۹)، می‌توان به این نتیجه رسید که برای بهبود کارکرد برداشت‌کننده انرژی بهتر است که پارامترهای نسبت دنده، سرعت قطار، نیروی محوری قطار، گام بال‌اسکرو و مقاومت خارجی به صورت دقیق‌تر مورد بررسی قرار بگیرند. گام بال‌اسکرو هرچه کوچکتر باشد، به دنبال آن میزان انرژی برداشتی افزایش پیدا می‌کند ولی باید توجه داشت که گام را تا مقدار مشخصی می‌توان کوچک انتخاب کرد و اگر از یک مقداری کوچک‌تر انتخاب شود ممکن است بال‌اسکرو فشار و تنش زیادی را تحمل کند و مجموعه‌ی برداشت انرژی دچار مشکل شود. درباره‌ی پارامتر نسبت دنده نیز باید توجه داشت که مقدار عددی آن هرچه بزرگ‌تر انتخاب شود، به دنبال آن میزان انرژی برداشتی افزایش می‌یابد. اما این پارامتر را نمی‌توان خیلی بزرگ انتخاب کرد چرا که ممکن است افزایش دور ایجاد شده باعث کاهش گشتاور وارد بر ژنراتور شود تا جایی که گشتاور مورد نیاز اولیه ژنراتور فراهم نشود.

مراجع

1. A. Pourghodrat, C. A. Nelson, S. Hansen, V. Kamarajugadda, and S. R. Platt, "Power harvesting systems design for railroad safety," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 228, pp. 504 - 521, 2014.
2. J. J. Wang, G. P. Penamalli, and L. Zuo, "Electromagnetic energy harvesting from train induced railway track vibrations," in *Proceedings of 2012 IEEE/ASME 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications*, 8-10 July 2012 2012, pp. 29-34.
3. T. Lin, J. Wang, and L. Zuo, "Energy harvesting from rail track for transportation safety and monitoring," University Transportation Research Center, 2014.
4. X. Zhang, Z. Zhang, H. Pan, W. Salman, Y. Yuan, and Y. Liu, "A portable high-efficiency electromagnetic energy harvesting system using supercapacitors for renewable energy applications in railroads," *Energy Conversion and Management*, vol. 118, pp. 287-294, 2016/06/15/ 2016.
5. X. Zhang, H. Pan, L. Qi, Z. Zhang, Y. Yuan, and Y. Liu, "A renewable energy harvesting system using a mechanical vibration rectifier (MVR) for railroads," *Applied Energy*, vol. 204, pp. 1535-1543, 2017/10/15/ 2017.
6. Y. Liu, L. Xu, and L. Zuo, "Design, modeling, lab, and field tests of a mechanical-motion-rectifier-based energy harvester using a ball-screw mechanism," *IEEE/ASME Transactions on mechatronics*, vol. 22, no. 5, pp. 1933-1943, 2017.
7. Y. Pan, T. Lin, F. Qian, Ch. Liu, J. Yu, J. Zuo, L. Zuo, "Modeling and field-test of a compact electromagnetic energy harvester for railroad transportation," *Applied Energy*, vol. 247, pp. 309-321, 2019/08/01/ 2019.
8. Y. Pan, F. Liu, R. Jiang, Z. Tu, and L. Zuo, "Modeling and onboard test of an electromagnetic energy harvester for railway cars," *Applied Energy*, vol. 250, pp. 568-581, 2019/09/15/ 2019.
9. T. Lin, Y. Pan, S. Chen, and L. Zuo, "Modeling and field testing of an electromagnetic energy harvester for rail tracks with anchorless mounting," *Applied Energy*, vol. 213, pp. 219-226, 2018/03/01/ 2018.
10. W. Zhai and Z. Cai, "Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track," *Computers & Structures*, vol. 63, pp. 987-997, 1997.