شانزدهمین کنفرانس سالانه(بین المللی) مهندسی مکانیکISME2008
ایران، کرمان، دانشگاه شهید باهنر کرمان، ۲۴-۲۶ اردیبهشت ۱۳۸۷

بررسی پدیده‌ی آشوب در ارتعاشات غیر خطی gear rattle در گیربکس دستی اتومبیل

انوشیروان فرشیدیان فر
استاد یار- دانشگاه فردوسی مشهد
Farshid@um.ac.ir

محمود حسن پور گلریز
دانشجوی کارشناسی ارشد – دانشگاه فردوسی مشهد
Mahmudgolriz@yahoo.com

رضا نجات پور
دانشجوی کارشناسی ارشد – دانشگاه فردوسی مشهد
Nejatpoor@gmail.com

چکیده

در بسیاری از سیستم‌های انتقال قدرت دستی پدیده gear rattle به وجود می‌آید. برخورد دندانه‌ها در گیر بکس باعث به وجود آمدن ارتعاشات غیر خطی چرخ‌دنده‌ها می‌شود. در این پژوهش ابتدا ارتعاش چرخ‌دنده‌ها مدل سازی می‌شود، سپس رفتار دینامیکی سیستم بررسی می‌شود و در انتها با استفاده از نمودار bifurcation حالت‌های آشوبی سیستم تحلیل خواهد شد. همچنین برای کاهش این نویز راهکارهایی ارائه می‌شود.

کلمات کلیدی : gear rattle، ارتعاشات غیر خطی، آشوب

مقدمه

gear rattle یکی از مهمترین مشکلات ارتعاشاتی در چرخ‌دنده‌هایی می‌باشد که تحت بار سبک قرار دارند. این پدیده به عنوان ارتعاشات غیرخطی بین دندانه‌های درگیر که ناشی از لقّی(backlash) می‌باشد، تعریف شده است. در یک چرخ‌دنده وقتی که گشتاور اینرسی که تابعی از شتاب زاویه‌ای می باشد از گشتاور بار بیشتر می‌شود دندانه‌ها از هم جدا می شوند و این جدایش و ضربه‌ی ناشی از برخورد دوباره دندانه‌ها پدیده‌ی gear rattle را به وجود می‌آورد. تکرار این ضربه‌ها که همراه ارتعاشات می‌باشد پدیده‌ی vibro-impact نام دارد و می تواند با عث ایجاد نیروهای دینامیکی قابل ملاحظه‌ای شود. ارتعاش gear rattle در بازه‌های خاصی از پارامترهای سیستم دارای ارتعاش آشوبناک می‌شود. زمانی که ارتعاشات چرخدنده در بازه آشوبناک قرار می‌گیرد ارتعاشات شدید و غیر قابل پیش-بینی خواهیم داشت. این نوع ارتعاشات باعث وارد شدن صدمه به چرخدنده و ایجاد صدای مزاحم خواهد شد. بنابراین بهتر است که با تنظیم پارامترهایی همچون ویسکوزیته روغن، تغییر اندازه چرخدنده و تغییر میزان نویز وارده به چرخدنده از ایجاد آشوب جلوگیری شود. به همین منظور نمودارهای bifurcation برای پدیده gear rattle بر حسب تغییر جداگانه پارامترهای سیستم به دست آمده‌اند. در پایان محدوده مجاز برای پارامترهای سیستم تعیین شده‌اند.

مدل‌سازی تماس دو چرخ‌دنده

سختی در درگیری چرخ‌دنده‌ها با توجه به تغییر تعداد دندانه‌های درگیر با یکدیگر، تغییر نقطه‌ی تماس دنده‌ها، لقّی و همچنین خطای انتقال تغییر می‌کند. سختی درگیری چرخ دنده‌ها که توسط comparin [۱] ارائه شده است در زیر نشان داده شده است:

$$F_{spring} = K_{M0} f_g(\delta) \quad (۱)$$

$$\delta = \theta_1 R_1 + \theta_2 R_2 \quad (۲)$$

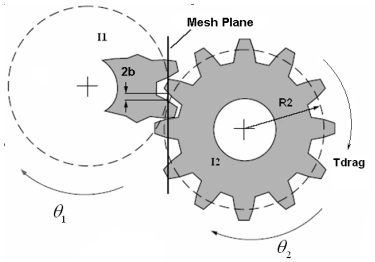
$$f_g(\delta)\begin{cases} \delta - b & \delta > b \\ 0 & -b < \delta < b \\ \delta + b & -b > \delta \end{cases} \quad (۳)$$

در شکل(۱) دو چرخ‌دنده درگیر نشان داده شده‌اند. F_{spring} نیروی ارتجاعی بین دندانه‌های درگیر است که در صفحه‌ی درگیری (mesh plane) به یکدیگر وارد می‌کنند. صفحه‌ی درگیری صفحه‌ای عمود بر خط واصل مرکز دو چرخ‌دنده در محل تماس دندانه‌ها می‌باشد. b نصف لقّی(backlash) خطی بر روی صفحه‌ی درگیری است (شکل۱) و تابع غیرخطی $f_g(\delta)$ برای نشان دادن اثر لقّی به‌کار رفته که نشان دهنده‌ی از بین رفتن سختی درگیری در اثر جدا شدن دندانه‌ها در فضای لقّی است. میرایی در درگیری سطوح دندانه‌ها را برای ساده سازی معادلات به صورت زیر در نظر می-گیریم[2]:

$$F_{damper} = D\dot{\delta}_g \quad (۷)$$

مدل سازی gear rattle در گیربکس خودرو

هدف اصلی از مدل سازی پدیده‌ی gear rattle تعیین نیروی تماس دندانه‌ها است. بنابراین باید جابجایی نسبی دندانهای چرخ‌دنده تحت بار سبک و چرخ‌دنده راننده‌ی آن بدست آورده شود. به علت زیاد بودن گشتاور اینرسی کل سیستم انتقال قدرت نسبت به گشتاور اینرسی چرخ‌دنده‌ی هرزگرد اثر بقیه سیستم که از این چرخ‌دنده جدا شده را می‌توان به صورت یک تحریک پایه از نوع جابجایی زاویه‌ای که برگرفته از ارتعاشات چرخ‌دنده‌ی راننده است در نظر گرفت. با این کار درجات آزادی سیستم مورد تحلیل از چندین درجه به یک درجه آزادی کاهش می‌یابد.



شکل۱- مدل نهایی پس از ساده سازی

همانطور که اشاره شد، چرخ دنده‌ی تحت بار سبک مورد نظر از بقیه سیستم جدا شده، بنابراین جابجایی زاویه‌ای چرخ دنده‌ی راننده را به عنوان

ورودی مدل ارتعاشی در نظر می‌گیریم. مشخصات ارتعاش ورودی باید از تحلیل ارتعاشات سیستم انتقال قدرت بدون وجود چرخ‌دنده‌ی هرزگرد مورد نظر بدست بیاید. به منظور ساده‌سازی، ورودی θ_1 به‌صورت هارمونیک ساده در نظر گرفته شده است.

$$\theta_1 = \omega_p t + A\cos(\alpha\omega_p t) \quad (۶)$$

در نتیجه داریم:

$$\ddot{\theta}_1 = -A\omega_p{}^2\cos(\alpha\omega_p t) \quad (۷)$$

در این روابط ω_p فرکانس زاویه‌ای چرخش چرخ دنده‌ی راننده و α نسبت فرکانس ارتعاشات چرخ دنده‌ی راننده به به فرکانس چرخش آن است. مقدار α بسته به موقعیّت چرخدنده‌ی هرزگرد متفاوت است. در این پژوهش برای تمام محاسبات $\alpha = 1$ درنظر گرفته شده است.

معادله‌ی حرکت سیستم را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$I_2\ddot{\theta}_2 = -kf(\delta).R_2 - D\dot{\delta}.R_2 + T_{drag} \quad (۸)$$

درنتیجه:

$$I_2\ddot{\delta} + DR^2\dot{\delta} + kf(\delta) = T_{drag}R_2 + I_2R_1\ddot{\theta}_1 \quad (۹)$$

که در این معادله‌ها داریم:

$$\delta = R_1.\theta_1 + R_2.\theta_2 \quad (۱۰)$$

در معادلات بالا I_1 وI_2 ممان اینرسی دو چرخ‌دنده حول محور چرخش آنها می‌باشد. T_{drag} گشتاور ناشی از اصطکاک یا هر بار سبک دیگر و δ جابجایی نسبی دو چرخ‌دنده بر روی صفحه درگیری(Mesh Plane) است(شکل ۱). k و D ضرایب معادل سختی درگیری و اصطکاک ویسکوز درگیری دندانه‌ها می‌باشند. چون تأثیر ارتعاش بر T_{drag} کم است مقدار آن برای سادگی ثابت در نظر گرفته شده؛ مقدار میرایی نیز ثابت درنظر گرفته شده است.

بی‌بعد سازی علاوه بر کلی‌تر کردن مسئله حل آن را نیز آسان‌تر می سازد. بنابراین تغییر متغیرهای زیر را برای بی‌بعد سازی درنظرگرفته شده‌اند:

$$\bar{t} = \omega_n t \quad , \bar{\delta} = \delta / b \quad (۱۳)$$

$$2\zeta = \frac{D.R_2{}^2}{I_2\omega_n} \quad , \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k.R_2{}^2}{I_2}} \quad (۱۴)$$

$$\bar{F}_m = \frac{R_2}{I_2\omega_n{}^2 b}T_{drag} \; , \; \bar{F}_p = -\frac{AR_1}{b}\left(\frac{\omega_p}{\omega_n}\right)^2 \quad (۱۵)$$

$$\bar{\omega}_p = \omega_p / \omega_n \quad , \varphi_{Fp} = \omega_p t \quad (۱۶)$$

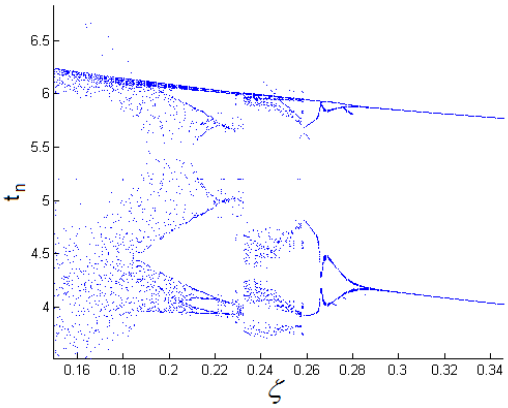
همان طور که قبلاً ذکر شد b نصف لقی خطی است.

پس از بی‌بعد سازی معادله‌ی دیفرانسیل اصلی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\ddot{\bar{\delta}} + 2\zeta\dot{\bar{\delta}} + \bar{f}(\bar{\delta}) = \bar{F}_m + \bar{F}_p\cos(\varphi_{Fp}) \quad (۱۷)$$

بررسی آشوب در پدیده gear rattle

مسائل ارتعاش شدیداً غیر خطی به روش‌های تحلیلی معمول قابل حل نیستند و برای حل آنها باید از روش‌های عددی یا روش‌های تحلیلی خاص و پیچیده کمک بگیریم. جهت حل معادله غیر خطی به دست آمده (۱۷)، از جعبه ابزار simulink نرم‌افزار Matlab استفاده شده است. معادله غیر خطی بدست آمده برای پدیده gear rattle را می‌توان با تغییر پارامترهایی چون ζ، $\bar{F}_p$ و $\bar{F}_m$ حل کرد. با کمک نمودار bifurcation می‌توان محدوده‌های آشوبناک برای پدیده gear rattle را مشخص کرد [۳]. بدین منظور برای چند $\bar{\omega}_p$ خاص نمودار bifurcationمربوط به معادله (۱۷) برحسب تغییرات سه پارامتر ζ، $\bar{F}_p$ و $\bar{F}_m$ در حالی که در هر نمودار دو تا از این پارامترها ثابت فرض می شوند، بدست آمدند.برای نمونه نمودار bifurcation مر بوط به تغییرات ζ در شکل (۳) نشان داده شده است. همان گونه در این شکل مشاهده می‌شود برای مقادیر ζ کمتر از ۰.۲۶ آشوب ایجاد می شود.



شکل۳ - نمودار bifurcation بر حسب تغییرات ζ

نتیجه گیری

در این پژوهش پدیده gear rattle در چرخ‌دنده‌های گیربکس مدل سازی شده‌اند، سپس رفتار دینامیکی سیستم بررسی شد و در انتها با استفاده از نمودار bifurcation حالت‌های آشوبی سیستم تحلیل شدند. این نوع ارتعاشات باعث وارد شدن صدمه به چرخدنده و ایجاد صدای مزاحم می شوند. بنابراین بهتر است که با تنظیم پارامترهایی همچون ویسکوزیته روغن، تغییر اندازه چرخدنده و تغییر میزان نویز وارده به چرخدنده از ایجاد آشوب جلوگیری شود. به همین منظور نمودارهای bifurcation برای پدیده gear rattle بر حسب تغییر جداگانه پارامترهای سیستم به دست آمده‌اند. در پایان محدوده مجاز برای پارامترهای سیستم تعیین شداند.

مراجع

1. Comparin, R. J., A study of the freqency response of impact pairs with application to automotive gear rattle dissertation, The Ohio State University, 1988.
2. Hunt, K. H. and Crossley, F. R. E., "Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact," Jornal of Applied Mechanics, Trans. ASME, 97 , pp 440-445, 1975.
3. T. E. Rook and R. Singh, 1995, "Dynamic analysis of a reverse-idler gear pair with concurrent clearances", Journal of sound and vibration, 182(2), 303-322