http://mechanics.journals.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

دوره ۱۲ شماره ۵ دی ۱۳۹۱ ص‌ص ۱۰۲-۱۱۱

تاریخچه مقاله:
دریافت ۹۰/۱۰/۱۸
پذیرش ۹۱/۴/۵
ارائه در سایت ۹۱/۸/۳۰

تحلیل تئوری، عددی و تجربی ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ خودرو

سید جلال‌الدین سیدعلیان[۱*]، سعید محجوب مقدس[۲]

۱- مربی گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد مهدیشهر، سمنان
۲- استادیار گروه مکانیک، دانشگاه امام حسین (ع)، تهران
* تهران، کد پستی ۱۶۵۹۸۸۵۵۱۸، j.seadalian@gmail.com

چکیده- میل‌لنگ یکی از قطعات مهم موتور می‌باشد که با حرکت دورانی خود در معرض گشتاورهای پیچشی ناشی از حرکت پریودیک در سیلندر قرار دارد. نیروهای داخلی که سبب گشتاورهای تناوبی در میل‌لنگ می‌شود، ایجاد ارتعاشات و نویز در موتور می‌کند که می‌تواند مضر باشد. بنابراین بررسی رفتار دینامیکی میل‌لنگ ضروری است. همچنین، اگرچه بیشتر سازه‌های فیزیکی مانند میل‌لنگ خودرو به صورت پیوسته هستند، اما می‌توان آنها را به صورت مجزا مدل کرده و مورد تحلیل قرار داد. در این مقاله به ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ دو نوع خودروی رنو و پژو با سه روش تئوری، عددی و تجربی پرداخته شده است. در تحلیل تئوری از فرمول B.I.C.E.R.A استفاده شده و فرکانس‌های طبیعی به دست آمده از این روش و فرکانسهای طبیعی تحلیل عددی که با نرم‌افزار انسیس صورت گرفته، با تست تجربی مقایسه شده و با انتخاب بهترین مدل، اثر دور موتور در ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ بررسی شده است.

کلیدواژگان: ارتعاشات پیچشی، میل‌لنگ، فرکانس طبیعی، درجه آزادی.

Theoretical, analytical and experimental analysis of torsional vibration on the vehicle crankshaft

S.J. Seyedalian[1*], S. Mahjoub-Moghadas[2]

1- Instructor, Dept. of Mech. Eng., Islamic Azad Univ., Mahdishahr Branch, Semnan, Iran
2- Assist. Prof., Mech. Eng., Imam Hosein Univ., Tehran, Iran
* P.O.B. 1659885518, Tehran, Iran. j.seadalian@gmail.com

Abstract- Automotive crankshafts are subjected to fluctuating torques due to periodic strokes in the cylinder. The gas-forces and inertial-forces due to the reciprocating masses will contribute to the excitation forces on the crankshaft system. The forces cause alternative torque on the crankshaft and cause vibration on the motor which cause noise and shake in the vehicle. Therefore, it is necessary that was determined the dynamic behaviour of the crankshaft. Although most physical structures are continuous, their behaviour can usually be represented by a discrete parameter model. In this paper, torsional vibration was determined with theoretical, analytical and experimental analysis on the Peugeot and Renault vehicle. For Solution of theoretical analysis, was used of B.I.C.E.R.A formula [1] and natural frequency for analytical analysis obtained with ANSYS software. Then, theoretical and analytical procedure compared with the experimental model, to obtain optimization model and with the best model, influence of torsional vibration was determined on the engine speed.

Keywords: Torsional Vibration, Crankshaft, Natural Frequency, Degree of Freedom.

۱- مقدمه

میل‌لنگ یکی از قطعات مهم موتور با حرکت دورانی می‌باشد. در موتورهای احتراق داخلی پیستونی، فشار گاز درون محفظه احتراق، وارد بر سطح پیستون، به صورت نیرو از طریق شاتون به لنگهای میل‌لنگ وارد می‌شود و این نیروی اعمالی سبب ایجاد گشتاور بر روی میل‌لنگ و در نتیجه دوران آن می‌شود. علاوه بر آن، نیروهای اینرسی داخلی و گشتاورهای پیچشی وارده بر میل‌لنگ، سبب ایجاد ارتعاشات پیچشی، لرزش، سر و صدا و رزونانس موتور شده و نهایتاً باعث خستگی و ایجاد ترک‌های ریز و کاهش عمر آن خواهد شد [۱]. بنابراین از آنجا که اثر این ارتعاشات بر دور موتور خودرو بسیار مهم است، این مقوله بایستی در طراحی میل‌لنگ بررسی شود [۳،۲].

در سالهای گذشته ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ به طور کامل و دقیق بررسی نشده است. در سال ۱۹۸۶، محجوب [۲] برای بررسی عیوب موتور خودروی رنو، از ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ مدل ۶ درجه آزادی استفاده کرده است.

در سال ۲۰۰۳، محتسبی و همکارش [۴] ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ خودروی نیسان را با نرم‌افزار انسیس[1] به دست آورده، ولی در مورد حل تئوری آن، تحلیل نکرده‌اند.

در سال ۲۰۰۵، سیشو [۵] به مدل میل لنگ در اجزاء محدود اشاره و آن را با دو مدل شماتیک عددی مقایسه کرده است.

در سال ۲۰۰۸، میتیانیز و همکارانش [۶] برای تعیین ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ، از مدل چند جرمی موتور ۶ سیلندر خطی که شامل ممان اینرسی های مشخص هستند، استفاده کرده و نتایج آن را با تحلیل عددی نرم‌افزار انسیس مقایسه کرده‌اند.

در سال ۲۰۱۱، هاپنگ و همکارانش [۷] برای مطالعه ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ موتور دیزل از روش حل عددی و مدل سه‌بعدی موتور استفاده کرده‌اند و بررسی و حل معادلات تحلیلی را کاری پیچیده بیان نموده‌اند. گنگ و همکارانش [۸] نیز درباره حل تحلیلی ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ نظر مشابهی دارند.

بررسی ارتعاشات پیچشی و اصلاح فرکانسهای مخرب آن به علت پیچیدگی های سازه میل‌لنگ، بسیار دشوار است. بنابراین، برای تعیین فرکانسهای طبیعی پیچشی، معمولاً از نرم‌افزارهای تحلیل عددی استفاده شده است که خطای محاسباتی بیشتری نسبت به تحلیل تئوری دارند. در مقاله حاضر، ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ خودروهای رنو و پژو از سه روش تحلیل تئوری، عددی و تجربی تعیین شده و با بررسی و مقایسه نتایج سه روش فوق، بهترین مدل جهت طراحی میل‌لنگ و بررسی اثرات دورهایی از موتور که در آنها ارتعاشات پیچشی عامل رزونانس هستند، به دست آمده است.

این کار با توسعه و بسط حل تئوری و عددی در نرم‌افزارهای مربوطه و همچنین اجرای روش‌های مدرن تست مودال به طور کامل و جامع انجام شده است. در تحلیل تئوری، میل‌لنگهای مذکور با ۵، ۶، ۱۷، ۱۹ و ۲۱ درجه آزادی در محیط نرم‌افزار مت‌لب[2] و در حالتهای مختلف میل‌لنگ به همراه چرخ طیار، پولی، پیستون وشاتون؛ میل‌لنگ با پولی و چرخ طیار و در نهایت میل‌لنگ به تنهایی، مدل شده و بهترین مدل در مقایسه با تست مودال به دست آمده است [۱۰،۹،۳،۲]. در تحلیل عددی از نرم‌افزار انسیس برای تحلیل فرکانسی استفاده شده است [۱۱،۵]. در تست تجربی، پس از ثبت فرکانس‌های طبیعی توسط آنالیزورها، نمودارهای به دست آمده برای تشخیص فرکانسهای پیچشی و خمشی به نرم‌افزار ایکتس[3] ارسال شده تا نتایج به صورت انیمیشن مشاهده و فرکانس طبیعی پیچشی اول میل‌لنگ پژو GLX تعیین شود [۱۲]. همچنین از نتایج تست میل‌لنگ رنو ۲۱ نیز استفاده شده است [۲].

۲- تحلیل تئوری

فرکانس طبیعی و شکل مود، از رابطه (۱) به دست آمده که در آن I ماتریس واحد، M ماتریس اینرسی، K ماتریس سفتی، λ_i مقادیر ویژه، ω_i فرکانسهای طبیعی و X_i بردارهای ویژه (شکل مودها) است.

$$[M]\{\ddot{\theta}\}+[K]\{\theta\}=\{0\}$$

$$\left|M^{-1}K-\omega_i^{2}I\right|=0 \quad \Rightarrow \left|M^{-1}K-\lambda_i\right|=0 \qquad (۱)$$

$$\left[M^{-1}K-\lambda_i\right]\{X_i\}=0 \qquad (۲)$$

با داشتن K و M می‌توان فرکانس‌های طبیعی را محاسبه کرد. برای محاسبهٔ ماتریس سفتی، از روابط سازه‌ای به دست آمده از رابطه (۳) استفاده شده است.

1. ANSYS Software
2. MATLAB Software
3. ICATS Software

$$\phi = \frac{TL}{GJ} \;\Rightarrow\; T = \frac{GJ}{L}\phi \quad ,$$
$$J = \frac{\pi D_t^4}{32} \Rightarrow K = \frac{GJ}{L_e} \qquad (۳)$$

در رابطه (۳)، J ممان اینرسی قطبی و G مدول برشی است. با به دست آوردن طول معادل L_e از فرمول B.I.C.E.R.A، ماتریس سفتی به دست می آید [۲]. برای حل رابطه (۳) میل‌لنگ به ۱۷ قسمت تقسیم شده که در شکل ۱ نشان داده شده و در آن b و m و t به ترتیب نشان دهنده بازوی لنگ، محور لنگ متحرک و محور اصلی لنگ می‌باشد.

۲-۱- تعیین پارامترهای مساله

۲-۱-۱- تعیین طول معادل

طول معادل محور اصلی، طول معادل محور لنگ و طول معادل بازوها به ترتیب از رابطه های (۴)، (۵) و (۶) محاسبه شده است.

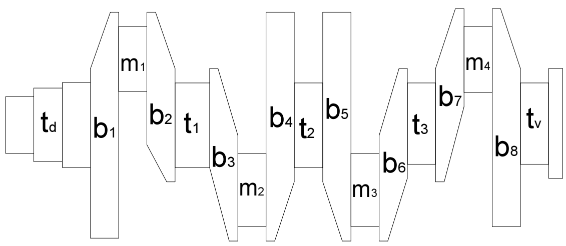
$$L_{et} = L_t \frac{D_e^4}{D_t^4 - d_t^4} \qquad (۴)$$

$$L_{em} = L_m \frac{D_e^4}{D_m^4 - d_m^4} \qquad (۵)$$

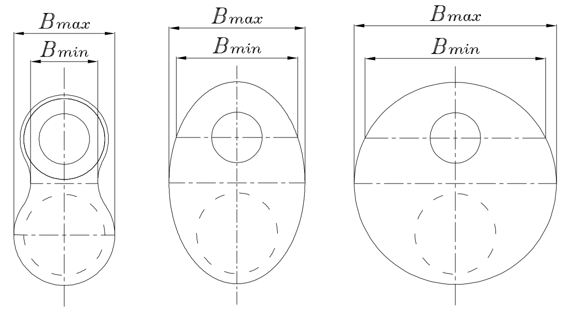
$$L_{eb} = D_t \left(\frac{L_{eo}}{D_t} + \frac{\Delta L_{e1}}{D_t} + \frac{\Delta L_{e2}}{D_t} + \frac{\Delta L_{e3}}{D_t} + \frac{\Delta L_{e4}}{D_t} + \frac{\Delta L_{e5}}{D_t} \right) \qquad (۶)$$

در روابط بالا، قطر معادل D_e برابر قطر محور اصلی لنگ در نظر گرفته شده است. همچنین برای محاسبه پارامترهای رابطه (۶) باید مراحل زیر انجام شود:

۱- پهنای معادل b_e از رابطه (۷) و مطابق شکل ۲ محاسبه می‌شود.



شکل ۱ تقسیم میل‌لنگ به ۱۷ قسمت



(ج) (ب) (الف)

شکل ۲ پهنای معادل میل‌لنگ

$$\frac{1}{b_e^3} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{B_{\max}^3} + \frac{1}{B_{\min}^3} \right) \qquad (۷)$$

۲- طول معادل L_{eo}/D_t از رابطه (۸) و از نمودار مربوطه محاسبه شده که در آن R شعاع لنگ و L_{eb} طول بازو می‌باشد.

$$\frac{L_{eo}}{D_t} : \begin{cases} c = \dfrac{R_m + R_t - R}{R} \\ \dfrac{RD_e^3}{L_{eb} B_e^3} \end{cases} \qquad (۸)$$

۳- ضریب اصلاحی L_{e1}/D_t، ضریب تنظیم کننده، L_{e2}/D_t ضریب اثر سوراخ ، L_{e3}/D_t ضریب اثر ناچ L_{e4}/D_t و ضریب L_{e5}/D_t به ترتیب از رابطه های (۹ تا ۱۳) و از نمودارهای مربوطه محاسبه شده است.

$$\frac{\Delta L_{e1}}{D_t} : \begin{cases} c \\ \dfrac{B_e^3}{D_e^3} \end{cases} \qquad (۹)$$

$$\frac{\Delta L_{e2}}{D_t} : \begin{cases} c \\ \dfrac{B_e^3}{D_e^3} \end{cases} \qquad (۱۰)$$

$$\frac{\Delta L_{e3}}{D_t} : \begin{cases} c \\ \dfrac{a}{R} \end{cases} \qquad (۱۱)$$

$$\frac{\Delta L_{e4}}{D_t} = \frac{\Delta L_{ef}}{D_m}\left(\frac{D_e}{D_m}\right)^3 + \frac{\Delta L_{ef}}{D_t}\left(\frac{D_e}{D_t}\right)^3 \qquad (۱۲)$$

$$\frac{\Delta L_{e5}}{D_t} = \frac{\Delta L_{et}}{D_m}\left(\frac{D_e}{D_m}\right)^3 + \frac{\Delta L_{em}}{D_t}\left(\frac{D_e}{D_t}\right)^3 \qquad (۱۳)$$

۲-۱-۲- تعیین سفتی معادل

با تعیین طول معادل به دست آمده از بخش ۲-۱-۱ و جایگذاری در رابطه (۳)، سفتی هر قسمت میل‌لنگ محاسبه می‌شود.

۲-۱-۳- تعیین ممان اینرسی

ممان اینرسی محور لنگ (شکل ۳) از رابطه های (۱۴) و (۱۵) تعیین شده است. لازم به ذکر است سوراخ تعبیه شده در محور لنگ، مربوط به محل عبور روغن می باشد.

$$J_m = \frac{\pi}{4}\rho L_m \left(\frac{D_m^4}{8} + D_m^2 R^2\right) \tag{۱۴}$$

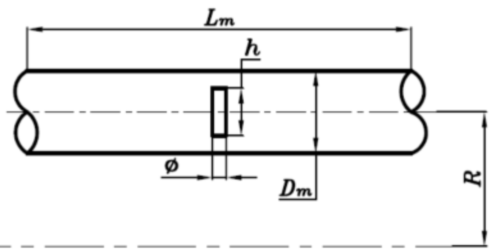
$$J'_m = \frac{\pi}{4}\rho \phi^2 h \left(\frac{\phi^2}{16} + \frac{h^2}{16} + R^2\right) \tag{۱۵}$$

ممان اینرسی محور اصلی که در شکل ۴ نشان داده شده است، از رابطه های (۱۶) و (۱۷) تعیین شده است.

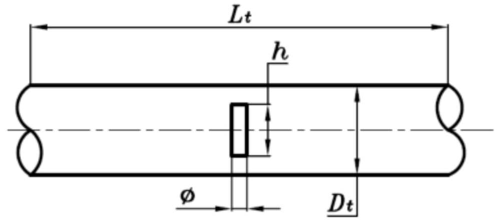
$$J_t = \frac{\pi}{32}\rho L_t D_t^4 \tag{۱۶}$$

$$J'_t = \frac{\pi}{48}\rho \phi^2 h \left(3\left(\frac{\phi}{2}\right)^2 + h^2\right) \tag{۱۷}$$

تعیین ممان اینرسی بازوها از طریق محاسبات تحلیلی مشکل است؛ زیرا این بازوها شکل بسیار پیچیده‌ای دارند. بنابراین برای به دست آوردن ممان اینرسی آنها از نرم‌افزار سالیدورکس[1] استفاده شده است.



شکل ۳ محور لنگ



شکل ۴ محور لنگ

1. Solid Works Software

۲-۲- تعیین ارتعاشات پیچشی با ۵ درجه آزادی

برای به دست آوردن فرکانس طبیعی پیچشی با ۵ درجه آزادی، میل‌لنگ به ۵ قسمت که با فنر به هم متصل شده است، تقسیم می‌شود. معادلات حرکت سیستم به صورت رابطه (۱۸) به دست آمده است.

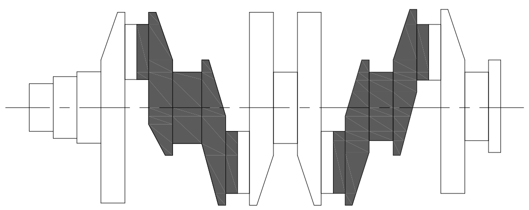
$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_5 \end{Bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} k_{12} & -k_{12} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{12} & k_{12}+k_{23} & -k_{23} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{23} & k_{23}+k_{34} & -k_{34} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{34} & k_{34}+k_{45} & -k_{45} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{45} & k_{45} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \end{Bmatrix} = (0) \tag{۱۸}$$

فرکانس‌های طبیعی میل‌لنگ با حل رابطه (۱۸) به دست خواهد آمد. بدیهی است در حل رابطه (۱۸)، فرکانس اول پیچشی به علت حرکت صلب وار[2] صفر خواهد شد.

برای به دست آوردن اجزاء ماتریس رابطه (۱۸)، میل‌لنگ به پنج قسمت تقسیم شده که در شکل ۵ نشان داده شده است.

اجزای ماتریس رابطه (۱۸)، با حل رابطه های (۱۹) و (۲۰) به دست خواهد آمد. فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها با استفاده از نرم‌افزار متلب به دست می آید [۱۲]. همچنین، ضرایب b، m، k و t استفاده شده در رابطه‌های (۱۹) و (۲۰)، در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۵ میل‌لنگ با ۵ درجه آزادی

2. Rigid Body Motion

$$
\begin{cases}
k_{12}=1/\left[\left(\frac{1}{k_{td}}\right)+\left(\frac{1}{k_m}\right)+\left(\frac{1}{k_{b1}}\right)+\left(\frac{1}{k_{b2}}\right)+\left(\frac{1}{2\times k_t}\right)\right]\\
k_{23}=1/\left[\left(\frac{1}{k_t}\right)+\left(\frac{1}{k_m}\right)+\left(\frac{1}{k_{b3}}\right)+\left(\frac{1}{k_{b4}}\right)\right]\\
k_{34}=1/\left[\left(\frac{1}{k_t}\right)+\left(\frac{1}{k_m}\right)+\left(\frac{1}{k_{b5}}\right)+\left(\frac{1}{k_{b6}}\right)\right]\\
k_{45}=1/\left[\left(\frac{1}{k_{tv}}\right)+\left(\frac{1}{k_m}\right)+\left(\frac{1}{k_{b7}}\right)+\left(\frac{1}{k_{b8}}\right)+\left(\frac{1}{2\times k_t}\right)\right]
\end{cases}
\tag{۱۹}
$$

$$
\begin{cases}
I_1=I_{td}+I_{b1}+\frac{I_m}{2}+I_{pulley}+\frac{I_{piston}}{2}\\
I_2=I_m+I_t+I_{b2}+I_{b3}+I_{piston}\\
I_3=I_m+I_t+I_{b4}+I_{b5}+I_{piston}\\
I_4=I_m+I_t+I_{b6}+I_{b7}+I_{piston}\\
I_5=I_{tv}+I_{b8}+\frac{I_m}{2}+I_{flywheel}+I_{flyadd}+\frac{I_{piston}}{2}
\end{cases}
\tag{۲۰}
$$

قطعات متصل به میل‌لنگ که در رابطه (۲۰) استفاده شده، به شرح زیر است:

ممان اینرسی پیستون و شاتون خودروی رنو ۲۱:

$I_{piston}=1.4903E-3 \quad \mathrm{kg.m^2}$

ممان اینرسی چرخ طیار خودروی رنو ۲۱:

$I_{flywheel}=58.3683E-3 \quad \mathrm{kg.m^2}$

ممان اینرسی متعلقات چرخ طیار خودروی رنو ۲۱:

$I_{flyadd}=29.5E-3 \quad \mathrm{kg.m^2}$

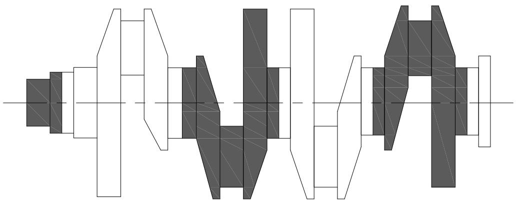
ممان اینرسی قطعات متصل به چرخ طیار خودروی رنو ۲۱:

$I_{pully}=1.4165E-3 \quad \mathrm{kg.m^2}$

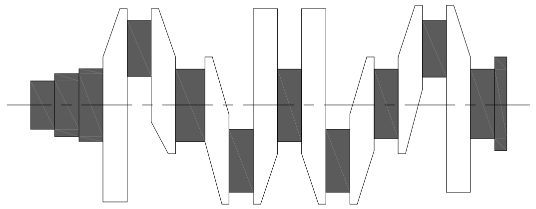
لازم به ذکر است میل‌لنگ خودروی پژو GLX به تنهایی و بدون چرخ طیار و پولی تحلیل و تست شده است.

۲-۳- تعیین ارتعاشات پیچشی با ۶، ۱۷، ۱۹ و ۲۱ درجه آزادی

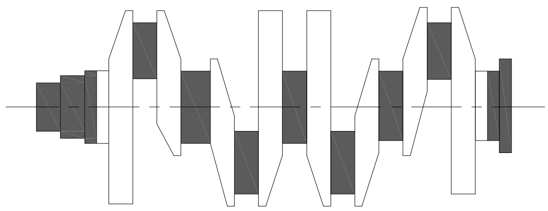
همان طور که در شکلهای ۶ تا ۹ مشاهده می‌شود، میل‌لنگ به ۶، ۱۷، ۱۹ و ۲۱ درجه آزادی تقسیم شده و با توجه به معادلات حرکت، فرکانس‌های طبیعی به دست آمده است. نتایج تحلیل تئوری میل‌لنگ خودروی رنو ۲۱ و پژو GLX در جدول ۱ و ۲ مشاهده می‌شود.



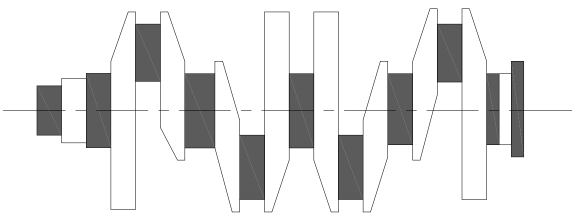
شکل ۶ میل‌لنگ با ۶ درجه آزادی



شکل ۷ میل‌لنگ با ۱۷ درجه آزادی



شکل ۸ میل‌لنگ با ۱۹ درجه آزادی



شکل ۹ میل‌لنگ با ۲۱ درجه آزادی

جدول ۱ فرکانس‌های طبیعی پیچشی میل‌لنگ رنو ۲۱ با استفاده از نرم‌افزار متلب

تعداد درجات آزادی	فرکانس طبیعی پیچشی (Hz)			
	f_1	f_2	f_3	f_4
۵	۵۱۱/۶۲	۱۱۰۸/۱	۲۲۳۷/۸	۲۶۶۲/۰
۶	۵۳۶/۹۲	۱۳۷۱/۱	۲۰۵۸/۳	۲۴۳۵/۲
۱۷	۵۳۵/۳۵	۱۳۶۸/۸	۲۳۱۳/۰	۲۶۴۹/۵
۱۹	۵۳۵/۷۲	۱۳۷۶/۱	۲۳۴۶/۱	۲۶۷۸/۲
۲۱	۵۳۵/۸۵	۱۳۷۹/۴	۲۳۶۲/۶	۲۷۰۱/۶

جدول ۲ فرکانسهای طبیعی پیچشی میل‌لنگ پژو GLX با استفاده از نرم‌افزار متلب

تعداد درجات آزادی	فرکانس طبیعی پیچشی (Hz) f_1	f_2	f_3	f_4
۵	۵۸۷/۲	۱۰۶۷/۷	۱۷۴۵	۲۲۰۶/۵
۶	۸۹۴/۵۶	۱۶۶۶/۴	۲۲۰۲	۲۶۳۳/۱
۱۷	۹۰۹/۱۷۸	۱۶۷۵/۲	۲۳۰۹/۴	۲۶۹۶/۵
۱۹	۹۱۱/۰۸	۱۶۹۲/۳	۲۶۱۹/۸	۳۱۱۰/۳
۲۱	۹۰۰/۲۰۷	۱۶۷۵/۲	۲۶۱۹/۸	۳۱۱۰/۳

۳- تحلیل عددی (حل اجزاء محدود)

تحلیل عددی (حل اجزای محدود)، از طریق نرم‌افزار انسیس بررسی شده است [۱۳،۱۱]. بدین منظور میل‌لنگ مربوطه در نرم‌افزار سالیدورکس مدل شده و به محیط نرم‌افزار انسیس ارسال می گردد. در این نرم‌افزار، پس از مراحل مش بندی، تعیین جنس میل‌لنگ و انتخاب شرایط مرزی، فرکانس‌های طبیعی به دست می‌آید.

پس از تعیین فرکانس‌های طبیعی، شکل مود هر فرکانس به دست آمده در محیط نرم‌افزار انسیس، نوع فرکانس خمشی و پیچشی را مشخص می‌نماید. نتایج تحلیل عددی و فرکانس اول پیچشی میل‌لنگ پژو GLX در شکل ۱۰، جدول ۳ و میل‌لنگ رنو ۲۱ (به همراه متعلقات آن) در شکل ۱۱ و جدول ۴ نشان داده شده است.

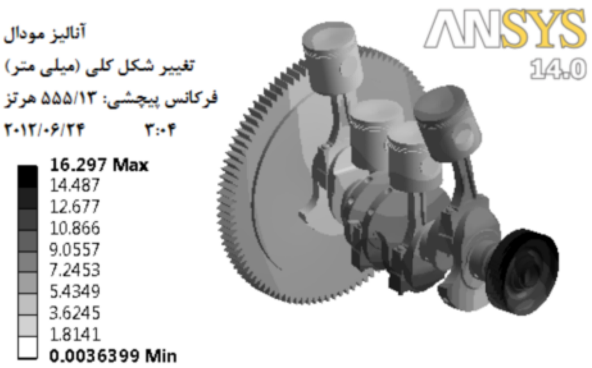
جدول ۳ فرکانس‌های طبیعی تحلیل عددی میل‌لنگ GLX با استفاده از نرم‌افزار انسیس

تعداد المان	فرکانس طبیعی (Hz)
۵۹۰۵۰ المان	۹۱۲/۷۵

شکل ۱۰ فرکانس پیچشی اول میل‌لنگ GLX

جدول ۴ فرکانس‌های طبیعی تحلیل عددی میل‌لنگ رنو ۲۱ با استفاده از نرم‌افزار انسیس

تعداد المان	فرکانس طبیعی (Hz)
۱۳۲۵۸۳	۵۵۵/۱۳



شکل ۱۱ فرکانس پیچشی اول رنو ۲۱

۴- تحلیل تجربی (تست مودال)

به منظور تحلیل تجربی میل‌لنگ (نتایج آزمایشات)، از آنالیز مودال استفاده می‌شود که تشریح دقیقی از پاسخ سازه را ارائه می‌دهد [۱۵،۱۴].

۴-۱- میل‌لنگ پژو GLX (X9)

تست مودال میل‌لنگ پژو GLX (X9) در شرکت ایتراک انجام شده است. برای تعیین فرکانس طبیعی میل‌لنگ می‌توان شتاب‌سنجی را به میل‌لنگ متصل کرد و با ضربه چکش به یک قسمت از آن، فرکانسهای طبیعی را به دست آورد. اما، از آنجا که هدف ما تعیین شکل مود، برای مشخص کردن فرکانسهای پیچشی می‌باشد، آزمایش تست مودال باید با شتاب‌سنج‌های زیادی انجام شود. هرچه تعداد شتاب‌سنج‌ها بیشتر باشد، نتایج بهتری حاصل خواهد شد [۱۵-۱۷].

اولین مرحله برای انجام تست، ایجاد شرایط تکیه‌گاهی روی میل‌لنگ می‌باشد. برای تعیین فرکانس‌های پیچشی، باید میل‌لنگ در شرایط آزاد قرار گیرد تا حالت بدون قید محقق شود [۱۴،۴]. همان طور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، میل‌لنگ از دو قسمت محور اصلی توسط دو سیم الاستیک (کش) طوری آویزان شده است تا شرایط مرزی ارضا شود. برای این کار از دو سازه فولادی که با یک شمش آلومینیومی به هم متصل شده‌اند، استفاده شده است. شمش آلومینیومی با پیچ و

مهره به سازه‌های فولادی متصل شده تا یک سازه کاملاً صلب بوجود آید. زیرا هر گونه لقی بین سازه مذکور سبب تغییر فرکانسی میل‌لنگ در هنگام انجام آزمایش خواهد شد.

برای تعیین شکل مودها، باید ۱۲ شتاب‌سنج در نقاط مختلف سازه متصل شود. از طرفی مشخصات دقیق محل نصب شتاب‌سنج با کولیس اندازه‌گیری شده و در نرم‌افزار تست ارتعاشی ثبت خواهد شد. محل قرارگیری شتاب‌سنج‌ها به شرح زیر می‌باشد.

شتاب‌سنج ۱: محور اصلی، سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۲: اولین بازوی سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۳: اولین بازوی سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۴: اولین محور لنگ سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۵: دومین محور لنگ سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۶: چهارمین بازوی لنگ و در جهت +y

شتاب‌سنج ۷: محور اصلی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۸: دومین محور لنگ سمت پولی و در جهت +y

شتاب‌سنج ۹: اولین محور لنگ سمت چرخ طیار و در جهت +y

شتاب‌سنج ۱۰: اولین بازوی سمت چرخ طیار و در جهت +y

شتاب‌سنج ۱۱: اولین بازوی سمت چرخ طیار و در جهت +y

شتاب‌سنج ۱۲: محور اصلی، سمت چرخ طیار و در جهت +y

با توجه به آنالیزور ۲ کاناله موجود جهت انجام تست، آزمایش باید ۶ بار تکرار شده و در هر مرحله شتاب‌سنج به دو نقطه از میل‌لنگ متصل و با اعمال ضربه چکش، نتایج ثبت شود. پس از انجام آزمایش، نتایج فرکانسی به دست آمده به نرم‌افزار ایکتس ارسال می‌شود. در این نرم‌افزار شتاب هر نقطه که در مرحله قبل مشخص شده است، نسبت به نقطه دیگر مقایسه شده و میزان جابجایی نقاط را نمایش می‌دهد.

شکل ۱۲ نحوه انجام تست

با مشاهده این جابجایی‌ها به صورت انیمیشن، شکل مودها نمایش داده می‌شود و نهایتاً نوع فرکانس طبیعی مشخص می‌شود. نتایج تست میل‌لنگ پژو GLX نشان داد که فرکانس طبیعی اول پیچشی برابر ۹۰۵/۹ هرتز است.

۴-۲- میل‌لنگ رنو ۲۱

در تست میل‌لنگ رنو ۲۱ به همراه چرخ طیار، پولی، پیستون و شاتون، فرکانس طبیعی اول پیچشی برابر ۵۳۰ هرتز به دست آمده است.

۵- نتایج و بحث

۵-۱- مقایسه بین نتایج تئوری، عددی و تجربی

در این مقاله، ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ خودروهای رنو ۲۱ و پژو GLX، با سه روش تحلیل تئوری، عددی و تجربی بررسی و نتایج به دست آمده از این سه روش در جداول ۵ و ۶ با هم مقایسه شده‌اند.

از آنجا که شرایط تست مودال بیانگر رفتار واقعی میل‌لنگ در ارتعاشات پیچشی است، نتایج به دست آمده از تست مودال به عنوان مبنای کار در نظر گرفته شده و با نتایج تحلیل تئوری و عددی مقایسه می‌شود. نتایج به دست آمده به شرح ذیل می‌باشد.

۱- درصد خطای تحلیل تئوری هم در میل‌لنگ پژو و هم در میل‌لنگ رنو ۲۱ از تحلیل عددی کمتر است.

جدول ۵ نتایج آنالیز مودال میل‌لنگ رنو ۲۱ به روش‌های تحلیلی، عددی و تجربی

نتایج آنالیز مودال میل‌لنگ + چرخ طیار + پولی + پیستون + شاتون			
نوع تحلیل	تعداددرجه آزادی	فرکانس پیچشی اول Hz	درصد خطا
تحلیل تئوری	۵	۵۱۱/۶۲	۳/۴۷
	۶	۵۳۶/۹۲	۱/۳۱
	۱۷	۵۳۵/۳۵	۱/۰
	۱۹	۵۳۵/۷۲	۱/۰۲
	۲۱	۵۳۵/۸۵	۱/۱۱
تحلیل عددی	۱۳۲۵۸۳	۵۵۵/۱۳	۴/۷۸
تست تجربی	N	۵۳۰	---

جدول ۶ نتایج آنالیز مودال میل‌لنگ پژو GLX به روش‌های تحلیلی، عددی و تجربی

نوع تحلیل	تعداد درجه آزادی	فرکانس پیچشی اول Hz	درصد خطا
	نتایج آنالیز مودال میل‌لنگ		
تحلیل تئوری	۵	۵۸۷/۲	۳۵/۲
	۶	۸۹۴/۵۶	۱/۲۴
	۱۷	۹۰۹/۱۷	۰/۳۶
	۱۹	۹۱۱/۰۸	۰/۵۷
	۲۱	۹۰۰/۲۱	۰/۶۲
تحلیل عددی	۵۹۰۵۰	۹۱۲/۷۵	۰/۷۶
تست تجربی	N	۹۰۵/۹	---

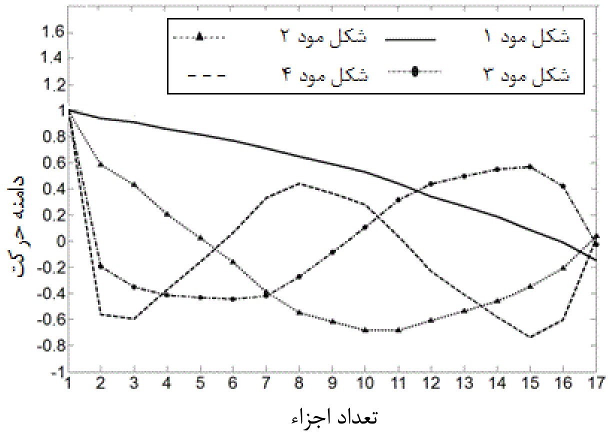
۲- از طرفی در تحلیل تئوری، مدل ۱۷ درجه آزادی دارای کمترین خطا است. این نتایج هم در خودروی رنو ۲۱ (میل‌لنگ + چرخ طیار + پولی + پیستون + شاتون) و هم در خودروی پژو GLX (میل لنگ به تنهایی) مشهود است.

۳- بنابراین از مدل ۱۷ درجه آزادی می‌توان در طراحی میل‌لنگ‌ها و بهینه‌سازی ارتعاشات پیچشی استفاده کرد.

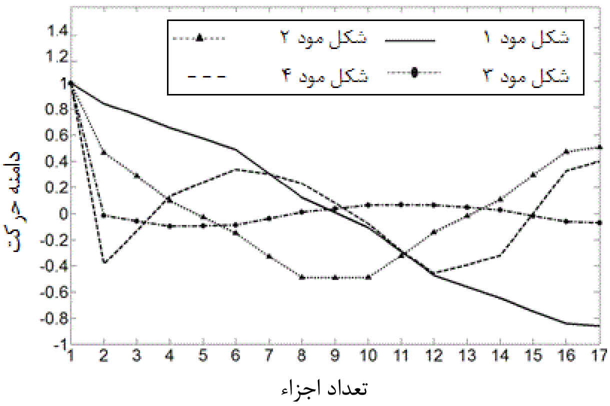
۵-۲- مقایسه شکل مودهای طبیعی در تحلیل‌های تئوری و عددی

برای ترسیم شکل مودها در تحلیل تئوری، از نرم‌افزار متلب استفاده می‌شود. بدین منظور، میل‌لنگ مدل ۱۷ درجه آزادی از سمتی که پولی نصب می‌شود، یک واحد جابجایی زاویه‌ای داده شده و جابجایی زاویه‌ای قسمت‌های دیگر میل‌لنگ نسبت به این نقطه سنجیده می‌شود. همان طور که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود، جابجایی میل‌لنگ در نقطه اتصال چرخ طیار نسبت به قسمتهای دیگر کمتر است. زیرا اینرسی زیاد چرخ طیار، از جابجایی پیچشی میل‌لنگ جلوگیری می‌کند. از طرفی میل‌لنگ پژو GLX که بدون چرخ طیار مدل شده است، تغییرات جابجایی زاویه‌ای آن در سمت چرخ طیار بالا می‌باشد (شکل ۱۴).

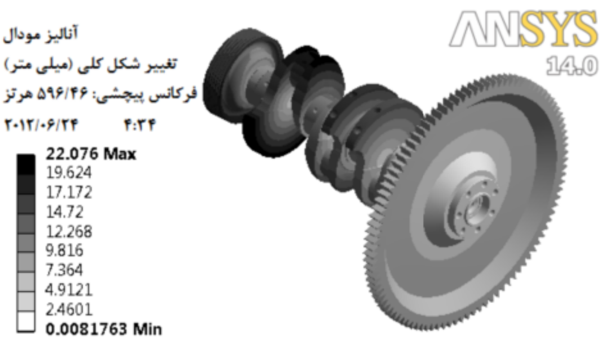
این نتایج در تحلیل عددی نیز صادق است. همان طور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود، جابجایی زاویه‌ای میل‌لنگ رنو ۲۱ با نصب چرخ طیار کاهش می‌یابد. در شکل ۱۰ که میل‌لنگ به تنهایی مدل شده است، جابجایی زاویه‌ای سمت چرخ طیار، نسبت به این حالت (شکل ۱۵) بیشتر است.



شکل ۱۳ مودهای اول تا چهارم مدل ۱۷ درجه آزادی میل‌لنگ رنو ۲۱ با متعلقات



شکل ۱۴ مودهای اول تا چهارم مدل ۱۷ درجه آزادی میل‌لنگ پژو GLX



شکل ۱۵ فرکانس اول پیچشی در روش عددی میل‌لنگ رنو ۲۱ با چرخ طیار و پولی

۵-۳- بررسی اثر دور موتور در ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ رنو ۲۱

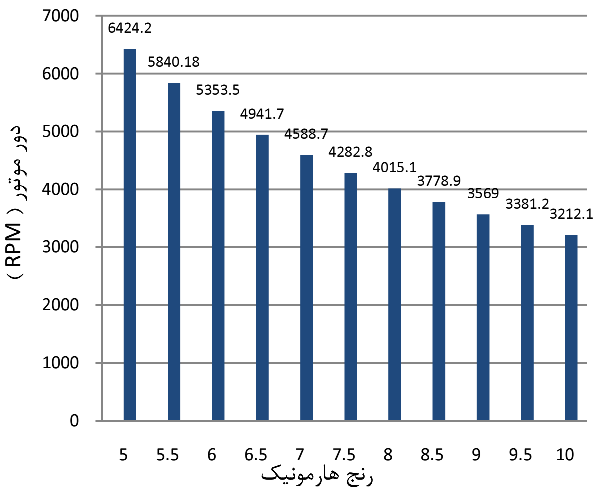
برای بررسی دور موتور خودرو در فرکانس اول پیچشی، از مدل ۱۷ درجه آزادی استفاده می‌شود. اگر دور کاری موتور با

فرکانس طبیعی پیچشی برابر شود، دچار پدیده رزونانس می‌شود [۳،۲].

در رابطه (۲۱)، ω_n فرکانس طبیعی پیچشی میل‌لنگ، ω دور موتور برحسب RPM و m ضریب هارمونی فرکانس کاری موتور است.

$$\omega_n = m\,\omega \qquad \Rightarrow \quad \omega = \frac{\omega_n}{m} \tag{۲۱}$$

چون اثرات فشار گاز وارد بر سطح پیستون در هر نیم دور چرخش میل‌لنگ ایجاد می‌شود، برای بررسی رزونانس دور موتور از ضریب هارمونی ۰/۵ استفاده می‌شود. فرکانس طبیعی پیچشی اول میل‌لنگ رنو ۲۱ در مدل ۱۷ درجه آزادی $\omega_{n1} = 32121\ RPM$ می‌باشد. بنابراین، دور کاری موتور رنو بر حسب این فرکانس، در هارمونی ۵ تا ۱۰ در شکل ۱۶ نشان داده شده است. از آنجا که دور کاری موتور رنو ۲۱ ، بین ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ RPM می‌باشد، بنابراین موتور در هارمونی ۵ و کمتر از آن، دچار پدیده رزونانس نمی‌شود. زیرا این هارمونی‌ها در دور کاری موتور قرار نمی‌گیرند. از طرفی اثرات ارتعاشات در هارمونی‌های بالا، بسیار ناچیز است. زیرا با افزایش هارمونی، دامنه ارتعاشات پایین می‌آید. بنابراین، میل‌لنگ رنو ۲۱ طوری طراحی شده است که اثرات ارتعاشات پیچشی در آن سبب ایجاد رزونانس نمی‌شود. این نتایج برای میل‌لنگ پژو GLX نیز صادق است.



شکل ۱۶ دور کاری موتور رنو ۲۱ بر حسب فرکانس پیچشی اول میل‌لنگ رنو ۲۱ با چرخ طیار و پولی

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به این که تاکنون ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ به طور کامل بررسی نشده است و محققان قبلی، برای تعیین فرکانس‌های طبیعی پیچشی میل‌لنگ، معمولاً از نرم‌افزارهای تحلیل عددی استفاده کرده‌اند که خطای محاسباتی بیشتری نسبت به تحلیل تئوری دارد، در مقالهٔ حاضر این ارتعاشات با سه روش تحلیل تئوری، عددی و تجربی به طور جامع و دقیق انجام شده است. همچنین با بررسی و مقایسه نتایج سه روش یاد شده در بالا، بهترین مدل جهت طراحی میل‌لنگ و بررسی اثرات دورهایی از موتور که در آنها ارتعاشات پیچشی عامل رزونانس هستند، به دست آمده است. گفتنی است در این مطالعه یک کد کامپیوتری کامل با نرم‌افزار متلب نوشته شده است که در آن فرکانس پیچشی میل‌لنگ به روش تحلیلی در حالتهای مختلف میل‌لنگ به همراه چرخ طیار، پولی، پیستون وشاتون؛ میل‌لنگ با پولی و چرخ طیار و در نهایت میل‌لنگ به تنهایی تعیین می‌شود.

مهم ترین نتایج مقاله حاضر به شرح زیر است:

۱- درصد خطای تحلیل تئوری از تحلیل عددی کمتر است.

۲- مدل ۱۷ درجه آزادی به دست آمده از تحلیل تئوری، دارای کمترین خطا بوده و از آن می‌توان در طراحی میل‌لنگ‌ها و بهینه‌سازی ارتعاشات پیچشی استفاده کرد.

۳- شکل مودهای به دست آمده از روش حل تحلیلی تطابق خوبی با روش حل عددی دارد.

۴- اثر پدیده رزونانس در دور کاری موتور با ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ مدل ۱۷درجه آزادی بررسی شده است.

۷- مراجع

[1] Cronin D.L., "Shake Reduction in an Automobile Engine by Means of Crankshaft-Mounted Pendulums", *Mechanism and Machine Theory 27*, 1992, PP. 517–533.

[2] Mahjoub S., *Diagnostic Des Moteurs A Combustion Interne Par L' Analyse De La Vitesse Instantanee De Rotation*, thesis, 23, 1986, PP. 20-94.

[3] Bury M., *Vibration De Torsion D'un Vilebrequin*, paris, 1980, PP. 34-117

[4] Mohtasebi S.S., Afshari H., "Calculation of the Vibration on the Iron and Cast Iron Crankshaft", *Magazine of the Society of Mechanical Engineers*, Vol. 12, No. 28 june 2003, pp. 31-36.

[5] Seshu P., *Textbook of Finite Element Analysis*, New Dehli, 2005, PP. 303-396.

[6] Mitianies W. Buczek K. "Torsional Vibration Analysis of Crankshaft in Heavy Duty Six Cylinder Inline Engine", *Czasopismo Techniczine*, 8-M/2008, PP. 194-202.

[7] Haopeng G., Yingyun H. Xuebing T. Huaan T., "Study on Torsional Vibration of the Crankshaft System with Variable Inertia Based on Dynamics of Multi-Body Systems", *IEEE*, 2011 PP. 207-208.

[8] Gang S., Zhiyan C., Liangfeng L., "Torsional Vibration of the Diesel Crankshaft System with Variable Inertia". *transaction of CSICE*, vol. 9, June 1991, PP 173-149

[9] Mahjob S., *Mechanical Vibrations*, Sepahan, Tehran, third Ed, 2010, PP. 271-277.

[10] Seto W., *Mechanical Vibration*, Translated by A. Ghaemi, Jazil, Secend Ed, 1996, PP. 151-165.

[11] Michel R. Hatch., *Vibration Simulation using MATLAB and ANSYS*, New York, 2001. pp 26-327

[12] ITRAK CO (SAPCO), *Modal Test of the X9 Crank Shaft*, Tehran, Iran. 2009.

[13] Mecitoglu Z., *Finite Element Analysis in Structures*, Maslak, Istanbul Technical University, January 2008, PP. 3-15

[14] Jeyman Hi Vaji. Fank Fo.; *Modal Analysis*. Translated by S.Z Rad. M. Salehi. Danesh Paghohan, Iran, 2005, PP. 151-193

[15] Wins D.J.E., *Modal Testing, Theory and Practice*, John Wiley & Sons Inc. 1984.

[16] Ishihama M., Shibuya H., okamua H., "AN Experimental and Mathemathical Study on The Vibration", *phenomena in the Combined Crankshaft Power Plant Structure Under Operation*, NOISE-CON 88.

[17] Zhang Q., shih C.Y. and Allemeng R.j., "orthogonality criterion for experimental modal analysis vibration analysis Techniques and Application", 1989, *DE*-Vol-18-4, PP. 251-258.