

## بررسی تئوری و تجربی ارتعاشات ماشین لباسشویی

سید محمد کریم طباطبایی  
دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک  
دانشکده مهندسی مکانیک  
دانشگاه صنعتی اصفهان  
mkarim@gmail.com

محمدهادی جلالی ندوشن  
کارشناس ارشد مهندسی مکانیک  
دانشکده مهندسی مکانیک  
دانشگاه صنعتی اصفهان  
mhadijalali@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۶/۷

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۱/۲۰

### چکیده

از جمله مهم‌ترین عوامل ایجاد صدای ماشین‌های لباسشویی، ارتعاشات بدنه خارجی آنهاست. وظیفه سیستم تعلیق ماشین لباسشویی، که اتصال‌دهنده ماشین لباسشویی (مخزن ثابت در لباسشویی) به بدنه می‌باشد، تلاش برای عدم انتقال ارتعاشات مخزن به بدنه است. به‌طور کلی سه نوع طراحی برای سیستم تعلیق ماشین لباسشویی وجود دارد: سیستم تعلیق در بالای مخزن، سیستم تعلیق در پایین مخزن و نهایتاً سیستم تعلیق ترکیبی از دو مورد پیشین. در این مقاله از مدل سوم استفاده شده است. در این رهگذر، سیستم تعلیق ماشین لباسشویی خودکار با محور دوران افقی مورد ارزیابی قرار گرفته و سعی شده است تا مدل تحلیلی دقیقی از دینامیک سیستم تعلیق آن ارائه گردد. معادلات دینامیکی برای حرکت دوبعدی مخزن یک ماشین لباسشویی خودکار در صفحه استخراج شده و به‌صورت عددی مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین آزمون‌های عملی روی این ماشین لباسشویی - که در آزمایشگاه واحد تحقیق و توسعه گروه صنعتی انتخاب انجام شده - با نتایج تئوری مقایسه شده است. نتیجه مقایسه بیانگر تطابق مناسب نتایج تئوری و تجربی است. از مدل به‌دست آمده می‌توان به‌منظور بهینه‌سازی اولیه طراحی ماشین‌های لباسشویی خودکار استفاده کرد.

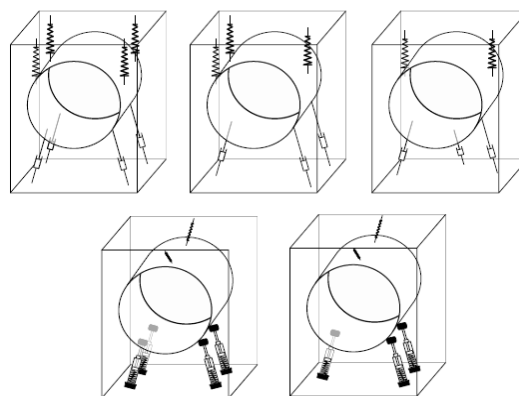
**واژگان کلیدی:** ماشین لباسشویی، سیستم تعلیق، مدلسازی دینامیکی، معادلات لاگرانژ

### ۱. مقدمه

ماشین‌های لباسشویی وجود دارد. در شکل ۱ برخی از انواع متداول سیستم‌های تعلیق ماشین لباسشویی نمایش داده شده است [۱]. ماشین‌های لباسشویی خودکار با محور دوران افقی با گرداندن محفظه لباس و رهاشدن لباس در داخل محفظه از ارتفاعی مشخص، عملیات شستشوی

سیستم تعلیق یک ماشین لباسشویی از مهم‌ترین قسمت‌های این ماشین است؛ به این دلیل که وظیفه کاهش ارتعاشات بدنه لباسشویی و به‌دنبال آن، کاهش صدا و حرکت کلی آن را برعهده دارد. با توجه به نوع کاربرد و ظرفیت لباسشویی، انواع گوناگونی از سیستم تعلیق برای

مکانیکی را انجام می‌دهند. محفظه لباس چرخان با نام درام، به‌واسطه محفظه‌ای غیرچرخان به نام مخزن و همچنین سیستم تعلیق، به بدنه ماشین لباسشویی متصل می‌شود. عملیات آبیگری<sup>۲</sup> نیز توسط چرخش سریع درام و با استفاده از نیروی گریز از مرکز انجام می‌شود.



شکل ۱. انواع مدل‌های سیستم تعلیق ماشین‌های لباسشویی

تحلیل دینامیکی ماشین لباسشویی عمدتاً به سه منظور انجام می‌شود: جلوگیری از حرکت ماشین لباسشویی هنگام عملیات آبیگری با دور بالا، جلوگیری از لرزش ماشین لباسشویی در محدوده فرکانس طبیعی ماشین و نهایتاً جلوگیری از لرزش زیاد در عملیات آبیگری با دور بالا. این مقاله با تأکید بر تحلیل نوع سوم نوشته شده است.

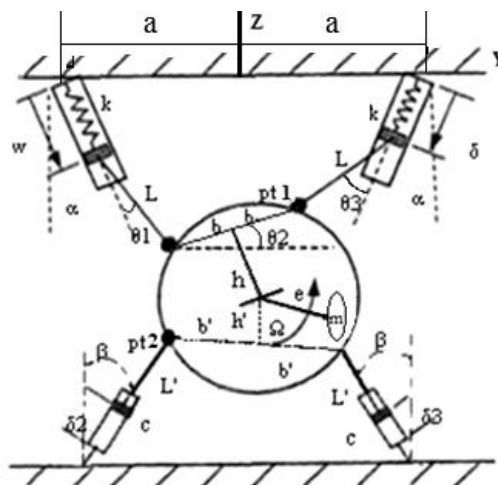
پاپادوپولوس و همکارش، محدوده شرایط کارکرد لباسشویی را برای عدم حرکت بدنه ارائه کرده‌اند. آنها استفاده از وزنه‌های توازنی<sup>۳</sup> متحرکی برای خنثی کردن نیروی گریز از مرکز ناشی از لباس‌ها در هنگام چرخش را پیشنهاد دادند. البته مدل پیشنهادی آنها کاملاً نظری بود و بحثی پیرامون ارتعاشات مخزن نشده بود [۲]. کُنراد در تحقیقی به بررسی اجمالی تمامی سیستم‌های تعلیق ماشین لباسشویی پرداخته است [۳]. در پایان‌نامه او، رایج‌ترین سیستم تعلیق که به‌صورت دو فنر در بالا و دو میراکننده در پایین مخزن می‌باشد مورد بررسی قرار نگرفته است، موردی که در این مقاله به آن پرداخته شده است. چن و همکارش نیز بررسی ارتعاشات غیرخطی ماشین لباسشویی خودکار با محور

دوران عمودی و بدون در نظر گرفتن وزنه‌های توازنی را انجام داده‌اند [۴]. بای و همکارانش تحلیل ارتعاشات یک ماشین لباسشویی خودکار با محور دوران عمودی و یک وزنه توازنی هیدرولیکی را انجام داده‌اند [۵]. بلسکتا و همکاران تحلیل کنترلی سرعت را در یک ماشین لباسشویی خودکار انجام داده‌اند [۶]. کُنراد و همکارش پدیده حرکت ماشین لباسشویی در سرعت بالا را بررسی کرده‌اند [۷]. چن و همکاران پاسخ حالت دائم یک ماشین لباسشویی خودکار با محور دوران عمودی و با وزنه‌های توازنی هیدرولیکی را با روشی جدید به‌منظور کاهش انحراف زاویه‌ای لباسشویی انجام داده‌اند [۸]. در بخش اول از این مقاله، نخست یک مدل دینامیکی برای ماشین‌های لباسشویی خودکار با محور دوران افقی ارائه شده است. در بخش دوم اما، ارتعاشات مخزن ماشین لباسشویی در حرکت صفحه‌ای و با استفاده از معادلات لاگرانژ تحلیل شده است. در بخش سوم، نتایج عددی به‌دست آمده ناشی از حل معادلات قسمت دوم برای یک نمونه ماشین لباسشویی هفت کیلوگرمی ارائه شده است. بخش چهارم نیز شامل آزمون عملی ارتعاشات مخزن ماشین لباسشویی و نهایتاً بخش پنجم مقایسه نتایج آن با نتایج نظری است.

## ۲. توصیف مدل دینامیکی و به‌دست آوردن معادلات حرکت

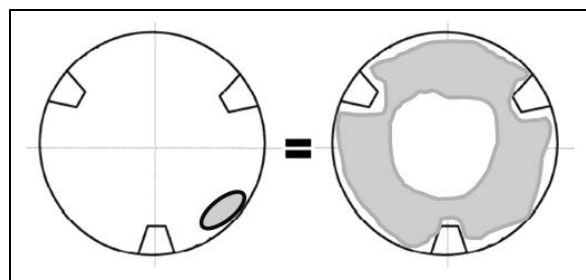
شکل ۲ نشان‌دهنده مدل دینامیکی دوبعدی یک ماشین لباسشویی خودکار با محور دوران افقی است. با توجه به اینکه ارتعاشات مخزن این ماشین عمدتاً در صفحه مشخص شده در شکل ۲ می‌باشد، بررسی تئوری و آزمایش ارتعاشات در این صفحه (صفحه Y-Z) انجام و حرکت در جهت عمود بر صفحه (X) ناچیز در نظر گرفته شده است. زاویه فنرها با خط قائم  $\alpha$  و زاویه میراکننده‌ها با خط قائم برابر با  $\beta$  است.  $w$  مقادیر  $\delta$  معرف جابه‌جایی فنرها و  $\delta_2$  و  $\delta_3$  معرف جابه‌جایی میراکننده‌ها هستند. پارامتر  $m$  نیز جرم معادل عدم توازن و  $e$  فاصله مرکز تا جرم معادل

نامیزانی است و  $M_T$  نیز جرم کل سیستم معلق است که شامل جرم مخزن، جرم موتور، وزنه‌های توازن ماشین لباسشویی (برای متعادل کردن ماشین لباسشویی و انتقال مرکز ثقل به محل مورد نظر از وزنه توازن استفاده می‌شود)، محورها و دیگر متعلقات می‌شود.



شکل ۲. مدلی دینامیکی از ماشین لباسشویی

در این مدل از چهار میله بدون جرم فرضی به طول‌های  $L$  و  $L'$  برای اتصال فنرها و میراکننده‌ها به محفظه استفاده شده است. با توجه به اینکه لباس‌ها در دور بالای آبدگیری به اطراف درام ماشین لباسشویی پخش می‌شوند، برای انجام تحلیل و مقایسه نتایج، جرم معادل آن را در ماشین لباسشویی قرار می‌دهند. در این مقاله نیز در جزئیات تحلیل و آزمایش از جرم معادل استفاده شده است. شکل ۳ نشان‌دهنده درام با لباس و جرم معادل است. برای به دست آوردن معادلات حرکت، از روش لاگرانژ استفاده شده است.



شکل ۳. استفاده از جرم معادل به جای لباس

متغیرهای تعمیم‌یافته عبارت‌اند از  $\theta_1$ ،  $\theta_2$  و  $w$ . مابقی پارامترها نیز برحسب این سه متغیر محاسبه خواهند شد. رابطه ۱ رابطه لاگرانژ را بیان می‌کند.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial U}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j^{nc} \quad (1)$$

با در نظر گرفتن دستگاه مختصات  $Y-Z$ ، انرژی پتانسیل به شکل معادله ۲ بیان می‌شود.

$$U = \frac{1}{2} k (\delta + \delta_0)^2 - \frac{1}{2} k \delta_0^2 + \frac{1}{2} k (w + \delta_0)^2 - \frac{1}{2} k \delta_0^2 + (M_T + m) g \Delta z \quad (2)$$

در این رابطه  $\delta_0$  جابه‌جایی استاتیکی از حالت تعادل فنر و  $\Delta z$  تغییر ارتفاع مرکز ثقل است. متغیر  $\delta_0$  نیز به صورت رابطه ۳ محاسبه می‌شود.

$$\delta_0 = \frac{(M_T + m) g}{2k \cos(\alpha)} \quad (3)$$

متغیرهای  $\delta$  و  $\theta_3$  باید برحسب متغیرهای تعمیم‌یافته محاسبه شوند. برای این کار از مختصات نقطه ۱ در شکل ۲ استفاده می‌کنیم. رابطه ۴ مختصات این نقطه را بیان می‌کند.

$$\vec{r}_1 = -a\vec{j} + w[-\cos(\alpha)\vec{k} + \sin(\alpha)\vec{j}] + L[-\cos(\alpha + \theta_1)\vec{k} + \sin(\alpha + \theta_1)\vec{j}] + 2b[\cos(\theta_2)\vec{j} + \sin(\theta_2)\vec{k}] \quad (4)$$

در حالت اولیه هیچ‌گونه جابه‌جایی نسبت به حالت تعادل نداریم و با ناچیز گرفتن طول آزاد اولیه فنر نسبت به مابقی طول‌ها، رابطه ۵ به دست می‌آید.

$$a = b + L \sin(\alpha) \quad (5)$$

باید توجه داشت که بردار  $\vec{r}_1$  به روشی دیگر، طبق رابطه ۶ نیز قابل محاسبه است.

$$\vec{r}_1 = a\vec{j} - \delta[\cos(\alpha)\vec{k} + \sin(\alpha)\vec{j}] - L[\cos(\alpha + \theta_3)\vec{k} + \sin(\alpha + \theta_3)\vec{j}] \quad (6)$$

در این رابطه  $I$  مربوط به کل جرم معلق منهای جرم مربوط به سبد چرخان<sup>۴</sup> است (که فقط سرعت انحراف  $\dot{\theta}_2$  را دارد). همچنین  $I_B$  مربوط به جرم سبد چرخان است که جمع سرعت  $\Omega$ ؛ یعنی سرعت چرخش<sup>۵</sup> ماشین لباسشویی و سرعت انحراف  $\dot{\theta}_2$  را دارد. برای به دست آوردن سرعت مرکز ثقل باید از  $\vec{r}_G$  مشتق بگیریم. با مشتق‌گیری از معادله ۱۱ و در نظر گرفتن کوچک‌بودن زوایا، رابطه ۱۶ به دست خواهد آمد. حال برای به دست آوردن سرعت جرم معادل عدم توازن ( $V_u$ ) از روابط ۱۷ و ۱۸ استفاده می‌کنیم. رابطه ۱۷ سرعت جرم معادل عدم توازن نسبت به مرکز ثقل را نشان می‌دهد و با رابطه ۱۸ سرعت مطلق آن به دست می‌آید:

$$-w \cos(\alpha) - L \cos(\alpha) \cos(\theta_1) + L \sin(\alpha) \sin(\theta_1) + 2b \sin(\theta_2) = -\delta \cos(\alpha) - L[\cos(\alpha) \cos(\theta_3) - \sin(\alpha) \sin(\theta_3)] \quad (7)$$

$$-L \sin(\alpha) - b + w \sin(\alpha) + L[\cos(\alpha) \sin(\theta_1) + \cos(\theta_1) \sin(\alpha)] + 2b \cos(\theta_2) = b + L \sin(\alpha) - \delta \sin(\alpha) - L[\cos(\theta_3) \sin(\alpha) + \cos(\alpha) \sin(\theta_3)] \quad (8)$$

$$\delta \approx [1 - 2 \sin^2(\alpha)]w - L \tan(2\alpha)[1 + \cos(2\alpha)]\theta_1 - 2b \sec(\alpha)[1 - \sin^2(\alpha)\theta_2] \quad (9)$$

$$\theta_3 \approx 2 \sin(\alpha) \cos(\alpha) \frac{w}{L} + \cos(2\alpha) - \frac{2b}{L} \sin(\alpha)\theta_2 \quad (10)$$

$$\vec{r}_G = [-w \cos(\alpha) - L \cos(\alpha) \cos(\theta_1) + L \sin(\alpha) \sin(\theta_1) + b \sin(\theta_2) - h \cos(\theta_2)]\vec{k} + [w \sin(\alpha) + L \cos(\alpha) \sin(\theta_1) + L \sin(\alpha) \cos(\theta_1) + b \cos(\theta_2) + h \sin(\theta_2) - a]\vec{j} \quad (11)$$

$$\vec{r}_{G,0} = [-L \cos(\alpha) - h]\vec{k} + [L \sin(\alpha) + b - a]\vec{j} \quad (12)$$

$$\Delta z = -w \cos(\alpha) + L \sin(\alpha)\theta_1 + b\theta_2 \quad (13)$$

$$\Delta y = w \sin(\alpha) + h\theta_2 + L\theta_1 \cos(\alpha) \quad (14)$$

$$T = \frac{1}{2} M_T V_G^2 + \frac{1}{2} m V_u^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} I_B (\dot{\theta}_2 + \Omega)^2 \quad (15)$$

$$\vec{V}_G = [-\dot{w} \cos(\alpha) + L \sin(\alpha)\dot{\theta}_1 + b\dot{\theta}_2]\vec{k} + [\dot{w} \sin(\alpha) + L \cos(\alpha)\dot{\theta}_1 + h\dot{\theta}_2]\vec{j} \quad (16)$$

$$\vec{r}_{u/G} = e \cos(\Omega t)\vec{j} + e \sin(\Omega t)\vec{k} \Rightarrow \vec{V}_{u/G} = -e\Omega \sin(\Omega t)\vec{j} + e\Omega \cos(\Omega t)\vec{k} \quad (17)$$

$$\vec{V}_u = \vec{V}_G + \vec{V}_{u/G} \quad (18)$$

با مساوی قرار دادن دو رابطه ۴ و ۶، روابط ۷ و ۸ به دست می‌آیند. همچنین با استفاده از معادلات ۷ و ۸ و با فرض کوچک‌بودن مقادیر  $\theta_1$ ،  $\theta_2$  و  $\theta_3$ ، روابط ۹ و ۱۰ به دست می‌آیند.

برای به دست آوردن  $\Delta z$  باید از مختصات مرکز ثقل استفاده کنیم؛ مختصاتی که طبق رابطه ۱۱ محاسبه می‌شود. اما چون در حالت اولیه هیچ جابه‌جایی نسبت به حالت تعادل نداریم، بردار موقعیت مرکز ثقل در ابتدای کار از رابطه ۱۲ به دست می‌آید. با کم کردن رابطه ۱۲ از رابطه ۱۱ و با فرض کوچک‌بودن زوایای  $\theta_1$  و  $\theta_2$  جابه‌جایی‌های قائم و افقی مرکز ثقل طبق روابط ۱۳ و ۱۴ محاسبه می‌شوند. انرژی جنبشی نیز از رابطه ۱۵ محاسبه می‌شود.

انرژی اتلافی ریلی ناشی از میراگرها به صورت معادله ۱۹ است. مشابه قبل،  $\delta_2$  و  $\delta_3$  نیز برحسب متغیرهای تعمیم یافته و اینبار با استفاده از نقطه ۲ در شکل ۲ محاسبه می شوند. با جایگذاری مشتق زمانی روابط به دست آمده برای  $\delta_2$  و  $\delta_3$  در رابطه ۱۹ انرژی ریلی هم محاسبه

$$D = \frac{1}{2}c\dot{\delta}_2^2 + \frac{1}{2}c\dot{\delta}_3^2$$

$$(M_T + m) \begin{bmatrix} 1 & 0 & b \cos(\alpha) - h \sin(\alpha) \\ 0 & L^2 & b \cos(\alpha) - L \sin(\alpha) \\ h \sin(\alpha) - b \cos(\alpha) & L \sin(\alpha) - b \cos(\alpha) & \frac{I}{(M_T + m)} + b^2 + h^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{w} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c(\cos^2(2\beta) + 1) & -0.5cL' \sin(4\beta) & -2b'c \cos(2\beta) \cos(\beta) \\ -0.5cL' \sin(4\beta) & 4cL'^2 \cos^2(\beta) \sin^2(\beta) & 4b'cL' \cos^2(\beta) \sin(\beta) \\ -2b'c \cos(2\beta) \cos(\beta) & 4b'cL' \cos^2(\beta) \sin(\beta) & 4b'^2c \cos^2(\beta) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{w} \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k(\cos^2(\alpha) + 1) & -0.5kL \sin(4\alpha) & -2bk \cos(2\alpha) \cos(\alpha) \\ -0.5kL \sin(4\alpha) & 4kL \cos^2(\alpha) \sin^2(\alpha) + 9.8(M_T + m)L \cos(\alpha) & 4bkL \cos^2(\alpha) \sin(\alpha) \\ -2bk \cos(2\alpha) \cos(\alpha) & 4bkL \cos^2(\alpha) \sin(\alpha) & 4kb^2 \cos^2(\alpha) + 9.8(M_T + m)h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w \\ \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} em\Omega^2 \cos(\Omega t) \sin(\alpha) - em\Omega^2 \sin(\Omega t) \cos(\alpha) \\ eLm\Omega^2 \cos(\Omega t) \cos(\alpha) + eLm\Omega^2 \sin(\Omega t) \sin(\alpha) \\ ehm\Omega^2 \cos(\Omega t) + bem\Omega^2 \sin(\Omega t) \end{bmatrix} \quad (20)$$

ضریب میرایی میراگر ۱۷۰ کیلوگرم بر ثانیه. با توجه به اینکه در تحلیل از مشخصات میراکننده لزوج استفاده می شود و در حالت واقعی میراکننده از نوع کولمب می باشد، برای تعیین مشخصات میراکننده از روش انرژی معادل مصرفی استفاده شده است [۹]. بدین معنا که کار انجام شده توسط نیروی میراکننده اصطکاکی و میراکننده معادل لزوج برابر قرار داده می شود و بدین ترتیب ضریب میراکننده معادل لزوج برای میراکننده اصطکاکی موجود به دست می آید. شرایط خاص برای مقایسه نیز دور چرخش ۸۰۰ دور بر دقیقه برای درام و با وجود وزنه های ۲۰۰ گرمی و ۳۰۰ گرمی در آن است. شکل های ۴ و ۵ به ترتیب نمودارهای سرعت در جهات Z و Y را برحسب زمان در

### ۳. بررسی عددی

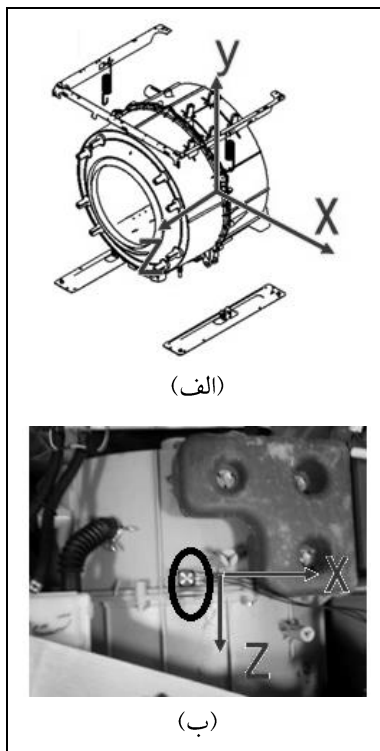
دستگاه معادلات ۲۱، که متغیرهای حالت آن در معادله ۲۲ نمایش داده شده اند، برای بررسی عددی مورد استفاده قرار می گیرد.

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = [F(t)] \quad (21)$$

$$X = \begin{Bmatrix} w(t) \\ \theta_1(t) \\ \theta_2(t) \end{Bmatrix} \quad (22)$$

برای انجام تحلیل و آزمون، یک ماشین لباسشویی هفت کیلوگرمی اسنوا مورد استفاده قرار گرفته است. مشخصات دینامیکی این ماشین عبارت است از: ضریب سختی فنر معادل ۵۴۰۰ نیوتن بر متر، وزن معلق ۳۸ کیلوگرم و

تست عملی، عدد جذر میانگین مربع سرعت و شتاب در دو جهت قائم و افقی و با وزنه‌های ۲۰۰ و ۳۰۰ گرمی هستند که در جدول ۱ ارائه شده است. در جدول ۱ نتایج تئوری و عملی جذر میانگین مربع سرعت و شتاب و مقایسه آنها ارائه شده است.

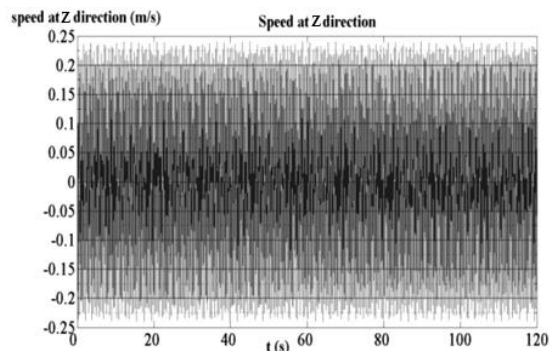


شکل ۶. نمایی از الف) راستاهای X و Y و Z برای مقایسه نتایج تئوری و تجربی، ب) محل نصب و راستای حسگر شتاب‌سنج

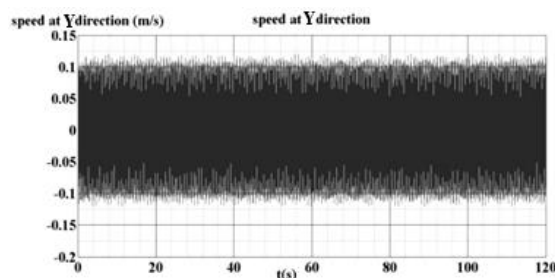
### ۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله ارتعاشات مخزن یک ماشین لباسشویی خودکار با محور دوران افقی به دو روش تئوری و عملی محاسبه شد. نتایج به دست آمده حاکی از دقت خوب مدل تهیه شده است. اختلاف نتایج تحلیل و تئوری به علت ایده‌آل در نظر گرفتن ساخت ماشین لباسشویی و محل قرارگیری جرم عدم توازن است. این مدل تئوری جهت بهینه‌سازی‌های اولیه سیستم دینامیکی ماشین لباسشویی با سرعت تحلیل بالا و دقت کافی بسیار مفید می‌باشد. برای بهینه‌سازی‌های دقیق‌تر باید از مدل‌های دینامیکی فضایی کمک گرفته شود.

۱۲۰ ثانیه در زمان پایداری ارتعاشات را نشان می‌دهند. برای تبدیل مختصات تعمیم‌یافته به جابه‌جایی‌های قائم و افقی از روابط ۱۳ و ۱۴ استفاده شده است. برای مقایسه نتایج ارتعاشات از جذر میانگین مربع ارتعاشات در بازه تحلیل استفاده می‌شود [۱۰].



شکل ۴. نمودار سرعت در جهت قائم



شکل ۵. نمودار سرعت در جهت افقی

در جدول ۱ نیز نتایج عددی به دست آمده برای عدد جذر میانگین مربع سرعت و شتاب در دو جهت قائم و افقی و با وزنه‌های ۲۰۰ و ۳۰۰ گرمی آمده است.

### ۴. آزمایش عملی

آزمایش عملی ارتعاشات ماشین لباسشویی با استفاده از سیستم اندازه‌گیری ارتعاشات و شتاب‌سنج سه‌محوره پیزوالکتریک انجام شد. در شکل ۶ راستاهای X و Y و Z برای مقایسه نتایج تئوری و تجربی، همچنین شتاب‌سنج استفاده شده نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، محل نصب شتاب‌سنج روی مخزن و روی خط عبوری از مرکز ثقل جرم معلق است. نتایج به دست آمده از

جدول ۱. مقایسه نتایج تئوری و عملی

	راستا	جذر میانگین مربع (میلی متر بر ثانیه)			جذر میانگین مربع شتاب (میلی متر بر مجذور ثانیه)		
		آزمایش	تحلیل	قدر مطلق درصد خطا	آزمایش	تحلیل	قدر مطلق درصد خطا
دقیقه ۸۰۰ دور بر ۲۰۰ گرم	Y	۸۸/۶۴	۷۴/۷۲	۱۵/۷۰	۷/۹۶	۸/۶۳	۸/۴۲
	Z	۱۰۶/۰۳	۱۲۱/۳۹	۱۴/۴۹	۹/۵۸	۸/۷۵	۸/۶۶
دقیقه ۸۰۰ دور بر ۳۰۰ گرم	Y	۱۲۵/۲۵	۱۰۵/۸۰	۱۵/۵۳	۱۱/۲۲	۱۰/۶۱	۵/۴۴
	Z	۱۴۱/۷۷	۱۶۶/۸۰	۱۷/۶۶	۱۲/۷۱	۱۱/۵۶	۹/۰۵

## ۶. مآخذ

- [1] Nygard, T. "Washing machine design optimization based on dynamics modelling." PhD diss., Chalmers University of Technology, 2011.
- [2] Papadopoulos E., I. Papadimitriou. "Modelling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle." Paper presented at the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Systems, Italy, 2011.
- [3] Conrad, D.C. "The fundamentals of automatic washing machine design based upon dynamic constraints." PhD diss., Purdue University: 1994.
- [4] Chen H.W., Q. Juzhang. "Stability analyses of a vertical axis automatic washing machine without balancer." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 329, (2010):2177-2192.
- [5] Bae S., J.M. Lee, Y.J. Kang, J.S. Kang and J.R. Yun. "Dynamic Analysis of an Automatic Washing Machine with a Hydraulic Balancer." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 257, No. 1, (2002):3-18.
- [6] Bascetta L., P. Rocco, A.M. Zanchettin, G. Magnani, "Velocity control of a washing machine: A mechatronic approach." *Mechatronics*, vol. 22, (2012):778-787.
- [7] Conrad D.C., W. Soedel, "On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines." *Journal of sound and vibration*, vol. 187, (1995):301-314.
- [8] Chen H.W., Q. Juzhang and S.Y. Fan. "Study on steady-state response of a vertical axis automatic washing machine with a hydraulic balancer using a new approach and a method for getting a smaller deflection angle." *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, 2011.
- [9] Meirovitch L. *Fundamentals of vibrations*, international edition, McGraw Hill.
- [10] Newland D.E., *Mechanical vibration analysis and computation*, Longman Scientific, 1989.

## پی‌نوشت

- |                   |                     |
|-------------------|---------------------|
| 1. drum           | 4. basket           |
| 2. spinning cycle | 5. spin speed       |
| 3. balancer       | 6. root mean square |