Tolerance Analysis of the Safety Belt Angle Sensor System

M. Tahani[1], N. Irani[2] and M. Izadi Najafabadi[3]
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Ferdowsi University of Mashad, Mashad, Iran
mtahani@ferdowsi.um.ac.ir

Abstract
Tolerance analysis of the safety belt angle sensor system is investigated in this paper. This quasi three dimensional analysis is done by the use of direct linearization method (DLM). Results show the contribution of the different dimensions on the objective function. Also the sensitivity of the objective function to these dimensions are determined through this analysis. In the simulation section, the system is modeled using Visual NASTRAN software with upper and lower tolerances of each dimension to determine its influence on the objective function. Also worst cases of tolerances are simulated and it is seen that the selected tolerances are acceptable for the system.

Keywords: Tolerance Analysis, Angle Sensor System, Safty Belt

[1] - Assistant Professir
[2] - M.Sc. Student
[3] - M.Sc. Student

دومین کنگره بین‌المللی (هشتمین کنگره ملی) مهندسی ساخت و تولید ایران
آذرماه ۱۳۸۶ تهران- دانشگاه علم و صنعت ایران

تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک کمربند ایمنی خودرو

مسعود طهانی[۱]، نیلگون ایرانی[۲] و مجتبی ایزدی نجف‌آبادی[۳]
گروه مهندسی مکانیک، دانشکده‌ی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد
mtahani@ferdowsi.um.ac.ir

چکیده

در این مقاله تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک کمربند ایمنی خودرو با استفاده از روش DLM و به‌صورت شبه سه‌بعدی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج تحلیل، میزان مشارکت پارامترهای ابعادی مختلف را در تابع هدف نشان می‌دهد. میزان حساسیت تابع هدف نیز نسبت به تغییر پارامترهای ابعادی مشخص شده است. همچنین مدل‌هایی از مجموعه با حدود بالا و پایین تلرانسی و بدترین مدل‌ها از نظر تلرانسی در نرم افزار Visual NASTRAN تهیه و تحلیل شدند. نتایج نشان می‌دهد که تلرانس‌های انتخابی در محدوده‌ی مطلوب می‌باشند.

واژه‌های کلیدی: تحلیل تلرانسی - مجموعه شیطانک - کمربند ایمنی

۱- مقدمه

عملکرد صحیح مجموعه‌ی کمربند ایمنی خودرو با توجه به ارتباط مستقیم آن با ایمنی سرنشین، از اهمیت بالایی برخوردار است. وظایف این مجموعه عبارتست از:

۱ـ قفل شدن کمربند تحت شتاب زیاد خودرو

۲ـ قفل شدن کمربند در اثر تغییر زاویه‌ی خودرو تحت زوایای مشخص (زاویه‌ی ۱۲ تا ۲۷ درجه)

مجموعه شیطانک (شکل ۱) یکی از اجزای مهم مجموعه‌ی کمربند ایمنی است که شامل کاسه، بازو، پایه و ساچمه می‌باشد. این مجموعه وظیفه‌ی قفل کردن کمربند ایمنی در اثر تغییر زاویه‌ی خودرو نسبت به وضعیت افقی آن را ایفا می‌کند. دقت عملکرد مجموعه شیطانک در زوایای مورد نظر باید قابل قبول باشد. بنابراین قطعات این مجموعه از نظر تلرانسی بسیار دقیق بوده و با توجه به هزینه‌ی ساخت باید بزرگترین تلرانس‌های ممکن را برای آن‌ها انتخاب نمود.

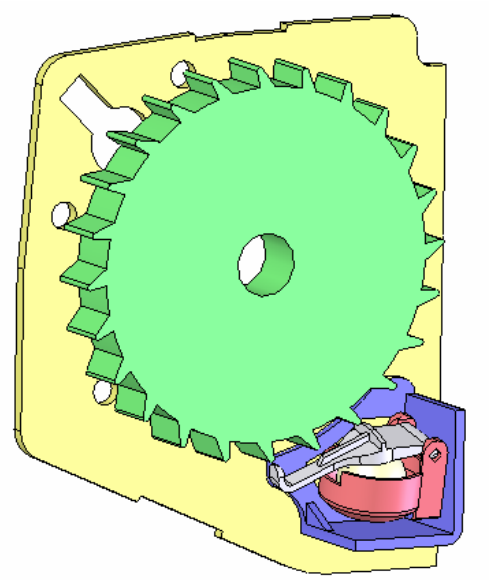
عملکرد مجموعه شیطانک در قفل کردن کمربند، به دلیل حرکت ساچمه در یک کاسه و حرکت دادن یک بازو می‌باشد. ساچمه از جنس فلز است و دارای اینرسی زیاد است. پس در هنگام تغییر ناگهانی بردار سرعت یا زاویه خودرو نسبت به وضعیت افقی، ساچمه از محل تعادل خود در کاسه حرکت کرده و باعث قفل کردن کمربند می‌شود.

تحلیل میزان حساسیت در مجموعه‌های مکانیکی شاخه‌ی جدیدی در تحلیل تلرانسی می‌باشد که در کنترل کیفیت آماری کاربرد بسیاری یافته است. از طرفی می‌توان گفت که این موضوع مشترکات بسیاری با دینامیک و تحلیل مکانیزم قطعات دارد.

مفاهیم میزان مشارکت و حساسیت، مفاهیم آشنایی در علم تحلیل تلرانس می‌باشند. اما به دلیل اهمیت این مفاهیم،

۱- استادیار
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد
۳- دانشجوی کارشناسی ارشد

تعریف آن‌ها بطور خلاصه در اینجا یادآوری می‌شود. میزان مشارکت، مقدار مشارکت هر یک از اندازه‌های ابعاد را در تغییرات کلی تابع هدف (Objective Function) برای طراح معین می‌سازد. نمودار میزان مشارکت برای طراح مشخص می‌کند که برای تغییر مقدار تابع هدف، باید توجه خود را بر روی کدام قسمت طرح متمرکز کند.



شکل ۱ - مجموعه شیطانک و استپ پلاستیکی کمربند ایمنی که روی بدنه سوار شده‌اند.

حساسیت یعنی تغییر در خروجی با توجه به میزان تغییر در ورودی. به عبارت دیگر، تحلیل حساسیت نشان می‌دهد که چنانچه یکی از پارامترهای ورودی تغییر کند، مقدار خروجی چه تغییری خواهد کرد. بنابراین نمودار حساسیت نشان می‌دهد که کدامیک از ابعاد و اندازه‌ها بزرگترین سهم را در تلرانس کل دارند.

به طور کلی سه منبع مهم تغییرات در مجموعه‌های مکانیکی وجود دارند:

۱- تغییرات ابعادی (طول ها و زاویه ها)

۲- تغییرات در شکل هندسی (هموار بودن، مدور بودن، زاویه‌دار بودن و غیره)

۳- تغییرات سینماتیکی (تنظیمات کوچک بین قطعات درگیر)

بعضی روش‌های تحلیل تلرانسی عبارتند از روش ممان‌های سیستم (MSM[1])، روش تقریب درجه اول (RSS[2]) روش طراحی آزمایش‌ها [۱ و ۲]. هر یک از این روش‌ها به تغییر یک یا چند مورد از موارد گفته شده می‌پردازد. علاوه بر این‌ها روش خطی سازی توابع ضمنی مجموعه‌ها (DLM[3]) که برای اولین بار توسط Chase و همکارانش [۶-۳] بیان شد، بیشتر از سایر روش‌ها استفاده می‌شود. در این روش مجموعه‌ی مکانیکی با یک حلقه‌ی بسته‌ی برداری جایگزین می‌شود. هر یک از این بردارها یکی از ابعاد مهم در مجموعه را شامل می‌شوند. روش DLM ابزاری بسیار مناسب و آسان برای استفاده در طراحی است. در این روش مدل‌های سینماتیکی از عناصر متداول و رایج در مهندسی ساخته می شوند: زنجیره‌های برداری، اتصالات سینماتیکی، مبناهای مجموعه، تلرانس‌های ابعادی، تلرانس‌های شکل هندسی و حدود تلرانس مجموعه. از طرفی این روش قابلیت تلفیق با سیستم‌های CAD را به خوبی دارد. این روش از نظر محاسباتی پیچیده نبوده و در نتیجه برای طراحی تکراری بسیار مناسب است.

1. Method of system moments
2. Root-sum-square
3. Direct linearization method

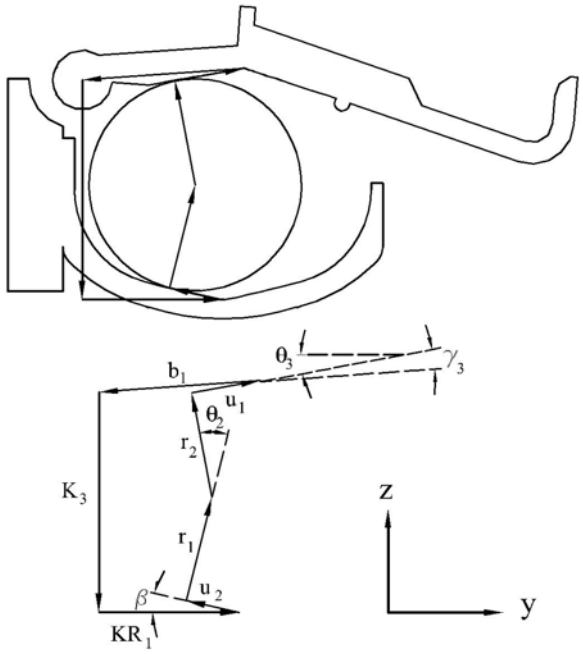
در ادامه، تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک و همچنین تحلیل عملکرد مدل سه بعدی مجموعه به اختصار مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک با استفاده از روش DLM

تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک بصورت شبه سه‌بعدی، با استفاده از روش DLM، انجام گرفته است. تحلیل انجام شده میزان مشارکت و حساسیت پارامترهای ابعادی مختلف را در تابع هدف (فاصله‌ی نوک بازوی شیطانک تا دندانه‌های استپ پلاستیکی) نشان می‌دهد.

به راحتی می‌توان مشاهده کرد که در تحلیل دو بعدی، حرکت بازوی شیطانک را می‌توان در صفحه تقارن سیستم تحلیل کرد. یعنی با مشخص بودن حرکت صفحه‌ی میانی بازو، حرکت سایر نقاط آن نیز مشخص است. از این طریق می‌توان مسئله سه بعدی را به یک مسئله دو بعدی تبدیل کرد. لازم به ذکر است که اگر خودرو حرکت غلتشی (Rolling) داشته باشد، این تحلیل دوبعدی دقیقاً مشابه تحلیل سه‌بعدی خواهد بود؛ زیرا در این‌صورت حرکت همه‌ی قطعات در یک صفحه اتفاق می‌افتد.

روش DLM معمولاً در تحلیل مسایلی استفاده می‌شود که قطعات درگیر تشکیل یک مکانیزم با ورودی و خروجی مشخص دهند و بتوان با داشتن ورودی مشخص، خروجی را تعیین کرد. به بیان دیگر، سیستم تنها دارای یک درجه آزادی باشد. برای این منظور از لقی بازوی شیطانک که باعث می‌شود تعداد درجات آزادی بیشتر از یک شود، صرف نظر کرده و اتصال بازو با کاسه را به‌صورت مفصل (Revolute) با یک درجه آزادی درنظر می‌گیریم. حلقه‌ی برداری رسم شده در روش DLM برای مجموعه شیطانک در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲ - نمای جانبی مجموعه شیطانک و حلقه‌ی برداری

با معلوم فرض کردن مقدار u_2 (مقدار جابجایی ساچمه داخل کاسه) به عنوان ورودی مساله، از شکل ۲ مشاهده می‌شود که با سه مجهول زیر روبرو هستیم:

θ_2: زاویه‌ی نسبی بین بردارهای r_1 و r_2

θ_3: زاویه‌ی مطلق بردار u_1 (بردار موجود بر روی مخروط بازوی شیطانک)

u_1: که نمایان‌گر محل نشستن بازوی شیطانک بر روی ساچمه است.

از طرفی، از آن‌جا که غلتش ساچمه بر روی کاسه و بازوی شیطانک به صورت غلتش کره بر روی صفحه‌ی تخت شبیه‌سازی شده است، زاویه‌ی بین u_1 و r_2 و نیز زاویه بین u_2 و r_1 برابر ۹۰ درجه درنظر گرفته می‌شود. همین امر در مورد زاویه‌ی بردار u_1 برقرار است. در حالت دو بعدی می‌توان به سادگی دریافت که این بردار هم راستای بردار b_1 است.

برای بدست آوردن مجهولات مساله از دو معادله‌ی مربوط به جمع تصاویر بردارها و یک معادله‌ی مربوط به صفر بودن مجموع زوایا به‌صورت زیر استفاده می‌کنیم:

$$\begin{aligned}\sum R_y = 0: \quad & -b_1\cos(\theta_3-\gamma_3)+KR_1+u_2\cos(180-\beta)+r\cos(180-\beta+270)\\ & +r\cos(180-\beta+270+\theta_2)+u_1\cos(180-\beta+270+\theta_2+270)=0\end{aligned} \tag{۱}$$

$$\begin{aligned}\sum R_z = 0: \quad & -b_1\sin(\theta_3-\gamma_3)-K_3+u_2\sin(180-\beta)+r\sin(180-\beta+270)\\ & +r\sin(180-\beta+270+\theta_2)+u_1\sin(180-\beta+270+\theta_2+270)=0\end{aligned} \tag{۲}$$

$$180-\beta+270+\theta_2+270=\theta_3 \tag{۳}$$

با حل همزمان این سه معادله می‌توان مجهولات مساله را پیدا کرد. در نتیجه خواهیم داشت:

$$\theta_3 = 2\tan^{-1}\left(\frac{-A_1 \pm \sqrt{A_1^2+A_2^2-(b_1\sin\gamma_3+r)^2}}{b_1\sin\gamma_3+r+A_2}\right) \tag{۴}$$

که در آن

$$\begin{aligned}&-b_1\cos(\theta_3-\gamma_3)+r\cos(90+\theta_3)+u_1\cos\theta_3=A_1\\ &-b_1\sin(\theta_3-\gamma_3)+r\sin(90+\theta_3)+u_1\sin\theta_3=A_2\end{aligned} \tag{۵}$$

با بدست آوردن مقدار θ_3 مقادیر u_1 و θ_2 را می‌توان به آسانی از طریق معادلات اولیه بدست آورد. سپس با بدست آوردن میزان تغییرات در این معادلات می‌توان به محاسبه‌ی میزان مشارکت ابعاد مختلف در تابع هدف و میزان حساسیت تابع به این ابعاد پرداخت. برای این عمل ابتدا تغییرات معادلات اولیه محاسبه می‌شوند. از رابطه‌ی (۱) داریم:

$$\begin{aligned}&-\delta b_1\cos(\theta_3-\gamma_3)+b_1\sin(\theta_3-\gamma_3)\delta\theta_3+\delta r\cos(90-\beta+\theta_2)-r\sin(90-\beta+\theta_2)(-\delta\beta+\delta\theta_2)\\ &+\delta u_1\cos\theta_3-u_1\sin\theta_3\delta\theta_3=\delta A_1\end{aligned} \tag{۶}$$

که در آن

$$\begin{aligned}\delta A_1 = & -\delta kR_1-\delta u_2\cos(180-\beta)+u_2\sin(180-\beta)(-\delta\beta)-\delta r\cos(180-\beta+270)\\ & +r\sin(180-\beta+270)(-\delta\beta)\end{aligned} \tag{۷}$$

هم‌چنین، از معادله‌ی (۲) داریم:

$$-\delta b_1 \sin(\theta_3-\gamma_3)-b_1\cos(\theta_3-\gamma_3)\delta\theta_3+\delta r\sin(90-\beta+\theta_2)+r\cos(90-\beta+\theta_2)(-\delta\beta+\delta\theta_2)$$
$$+\delta u_1\sin\theta_3+u_1\cos\theta_3\delta\theta_3=\delta A_2 \qquad (۸)$$

که در آن

$$\delta A_2=-\delta K_3-\delta u_2\sin(180-\beta)+u_2\cos(180-\beta)\delta\beta-\delta r\sin(180-\beta+270)$$
$$+r\cos(180-\beta+270)\delta\beta \qquad (۹)$$

و از معادله‌ی (۳):

$$\delta\theta_2-\delta\beta=\delta\theta_3 \qquad (۱۰)$$

در این معادلات مقادیر مربوط به تغییرات در میزان پارامترهای ابعادی همان تلرانس‌های درج شده در نقشه‌ی ساخت قطعات هستند. این معادلات به صورت یک دستگاه معادلات خطی سه معادله و سه مجهول بوده و به سادگی حل می‌شوند. با حل این معادلات مقدار تغییرات در پارامترهای مونتاژی بر اساس مقدار تغییرات در پارامترهای ابعادی قطعات بدست می‌آیند.

در این تحلیل تابع هدف را فاصله‌ی نوک بازوی شیطانک تا دایره‌ای با شعاع متوسط استپ پلاستیکی درنظر می‌گیریم (شکل ۱ را ببینید). برای ارجاع دادن نوک بازوی شیطانک، از مبدأ مختصاتی استفاده شده که بر لبه پایینی بدنه جمع کن قرار گرفته است. اگر شعاع متوسط استپ پلاستکی را با R_m نشان دهیم، می‌توان فاصله‌ی نوک بازوی شیطانک تا دایره‌ای با شعاع متوسط استپ پلاستیکی را به صورت زیر بدست آورد:

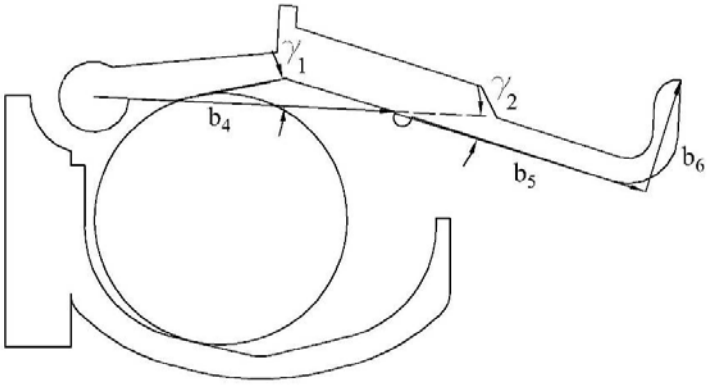
$$\text{Objective function}=\sqrt{(E_x-L_x)^2+(E_y-L_y)^2}-R_m \qquad (۱۱)$$

که در آن E_x و E_y مختصات مرکز استپ پلاستیکی و L_x و L_y مختصات نوک بازوی شیطانک است. باید توجه داشت که محل قرارگیری نوک بازوی شیطانک تابعی از ابعاد کاسه، بازو، ساچمه و محل قرارگیری آن‌ها است. بردارهای انتخاب شده بر روی بازوی شیطانک به منظور تعیین مختصات انتهای بازو در شکل ۳ نشان داده شده‌اند.

با گرفتن تغییرات از مقدار تابع هدف، می‌توان به مقدار تغییر آن در ازای تغییر مقادیر تلرانس هر یک از اعضا دست یافت:

$$\begin{aligned}\delta(\text{Objective function})&=\delta\sqrt{(E_x-L_x)^2+(E_y-L_y)^2}-\delta R_m\\&=\frac{\delta(E_x-L_x)(E_x-L_x)+\delta(E_y-L_y)(E_y-L_y)}{\sqrt{(E_x-L_x)^2+(E_y-L_y)^2}}-\delta R_m\\&=\frac{(\delta E_x-\delta L_x)(E_x-L_x)+(\delta E_y-\delta L_y)(E_y-L_y)}{\sqrt{(E_x-L_x)^2+(E_y-L_y)^2}}-\delta R_m\end{aligned} \qquad (۱۲)$$

برای تحلیل مجموعه شیطانک از مقادیر ابعاد نامی که از مدل‌های سه بعدی تهیه شده در نرم افزار SolidWorks استخراج شده‌اند، استفاده شده است. این مقادیر در جدول ۱ آورده شده‌اند.



شکل ۳ - بردارهای انتخاب شده بر روی بازوی شیطانک به منظور تعیین مختصات انتهای بازو

جدول ۱ - ابعاد نامی مجموعه شیطانک

$b_1 = 7.6\,\text{mm}$	$b_4 = 11.88\,\text{mm}$
$b_5 = 10.45\,\text{mm}$	$b_6 = 4.62\,\text{mm}$
$K_3 = 10.3\,\text{mm}$	$KR_1 = 6.6\,\text{mm}$
$r = 5\,\text{mm}$	$r_m = 27.13\,\text{mm}$
$E_x = 35.45\,\text{mm}$	$E_y = 48.1\,\text{mm}$
$\gamma_1 = 14^\circ$	$\gamma_2 = 15^\circ$
$\gamma_3 = 6^\circ$	$\beta = 13.5^\circ$

علاوه بر ابعاد اشاره شده در جدول ۱، زاویه مخروط بازوی شیطانک برابر $\alpha = 153^\circ$ در نظر گرفته شده است. با توجه به نقشه‌های موجود، برای قطعات مجموعه شیطانک تلرانس‌هایی مطابق جدول ۲ در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که این تلرانس‌ها، تقریباً بازترین تلرانس‌ها با توجه به پروسه‌ی تولید این قطعات هستند.

جدول ۲ - تلرانس‌های قطعات مجموعه شیطانک

$\delta b_1 = 0.1\,\text{mm}$	$\delta b_4 = 0.1\,\text{mm}$
$b_5 = 0.1\,\text{mm}_{\delta}$	$b_6 = 0.1\,\text{mm}_{\delta}$
$\delta K_3 = 0.1\,\text{mm}$	$\delta KR_1 = 0.1\,\text{mm}$
$\delta r = 0.05\,\text{mm}$	$\delta r_m = 0.1\,\text{mm}$
$\delta E_x = 0.1\,\text{mm}$	$\delta E_y = 0.1\,\text{mm}$
$\delta\gamma_1 = 0.5^\circ$	$\delta\gamma_2 = 0.5^\circ$
$\delta\gamma_3 = 0.5^\circ$	$\delta\beta = 0.5^\circ$

در شکل‌های ۴ و ۵ نمونه‌ای از نمودارهای میله‌ای میزان مشارکت و حساسیت پارامترهای ابعادی مختلف در تابع هدف نشان داده شده است. این نمودارها با استفاده از برنامه‌ی کامپیوتری تحلیل تلرانسی نوشته شده در محیط Matlab به دست

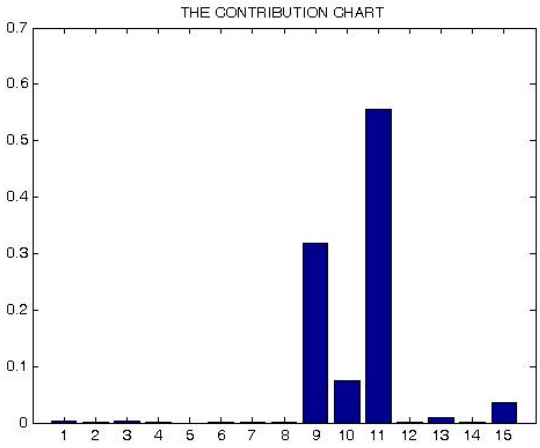
آمده‌اند. شایان ذکر است که محاسبات بر اساس معیار تخمین تغییرات RSS انجام شده است. پارامترهایی که در محور افقی این نمودارها لحاظ شده است، در جدول ۳ معرفی شده‌اند. در این جدول x_0، y_0، P_{x0} و P_{y0} مقادیر مربوط به محل اتصال بدنه پلاستیکی بر روی بدنه جمع کن هستند. (x_0 و y_0 مختصات مرکز هندسی پایه‌های بدنه پلاستیکی و P_{x0} و P_{y0} مختصات مرکز هندسی سوراخ های بدنه جمع کن در محل نصب بدنه پلاستیکی نسبت به مرجع هستند.)

جدول ۳ - پارامترهای مربوط به محور افقی نمودارهای نشان داده شده در شکل‌های ۴ و ۵

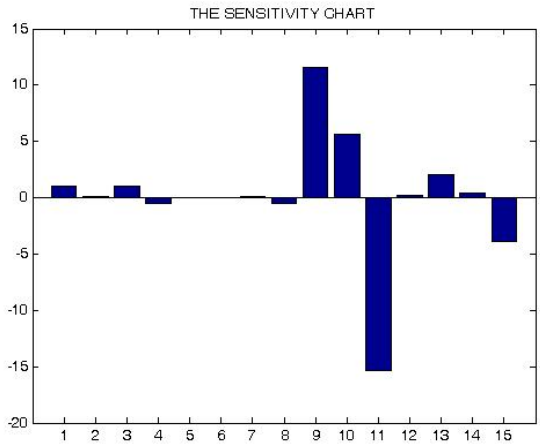
$1 \equiv x_0$	$2 \equiv P_{x0}$	$3 \equiv y_0$	$4 \equiv P_{y0}$	$5 \equiv b_1$
$6 \equiv b_4$	$7 \equiv b_5$	$8 \equiv b_6$	$9 \equiv \gamma_1$	$10 \equiv \gamma_2$
$11 \equiv \gamma_3$	$12 \equiv KR_1$	$13 \equiv K_3$	$14 \equiv \beta$	$15 \equiv r$

با توجه به نمودارهای بدست آمده مشاهده می‌شود که به ترتیب اهمیت، پارامترهای زیر در میزان مشارکت و حساسیت تابع هدف بیشترین نقش دارند:

$$\gamma_3, \gamma_1, \gamma_2, r, K_3$$



شکل ۴ - نمودار میزان مشارکت



شکل ۵- نمودار میزان حساسیت

با توجه به نتایج ارائه شده و مطالب ذکر شده، مشخص است که زاویه‌ی مخروط بازوی شیطانک و شکل هندسه‌ی بازو، بیشترین تأثیر را در مقدار تابع هدف و تغییرات آن دارند. در نتیجه برای تغییر مقدار تابع هدف باید توجه خود را بر روی زاویه‌ی مخروط بازوی شیطانک و شکل هندسه‌ی بازو متمرکز کنیم.

۳- شبیه سازی سه‌بعدی حرکت مجموعه‌ی شیطانک

جهت بررسی نتایج به دست آمده در تحلیل تلرانسی، مدل سه‌بعدی رایانه‌ای اجزای مجموعه شیطانک در نرم افزار SolidWorks تهیه و سپس مونتاژ گردید. مقدار تابع هدف برای مجموعه‌های واقعی که عملکرد مناسبی از خود نشان داده بودند، به کمک عکس‌برداری دیجیتالی با یک دوربین دقیق، مشخص گردید. مقایسه‌ی فاصله نوک بازو تا استپ پلاستیکی بین مقدار بدست آمده از عکس‌های دیجیتالی و مدل کامپیوتری، صحت این مدل‌سازی را تأیید نمود. سپس حرکت و عملکرد مدل مجموعه شیطانک تهیه شده با استفاده نرم افزار Visual NASTRAN با ابعاد نامی تحلیل شد. با استفاده از این نرم افزار، شرایط موجود در هنگام تست مجموعه عیناً بر مجموعه اعمال می‌شود. مقایسه‌ی زاویه‌ی قفل این مدل با محدوده‌ی استاندارد عملکرد مجموعه نیز مؤید صحت ابعاد نامی بود. سپس مدل‌های مختلفی با حدود بالا و پایین تلرانسی و بدترین مدل‌ها از نظر تلرانسی (Worst Cases) تهیه و تحلیل شد. نتایج این شبیه‌سازی نشان داد که تغییر هر یک از پارامترهای فوق الذکر بیشترین سهم را در تغییر تابع هدف دارند. علاوه بر آن زاویه‌ی عملکرد تمامی مدل‌های تهیه شده در محدوده‌ی مطلوب می‌باشد.

۴- نتیجه‌گیری

تحلیل تلرانسی مجموعه شیطانک کمربند ایمنی خودرو با استفاده از روش DLM و به‌صورت شبه سه‌بعدی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تحلیل نشان داد که زاویه‌ی مخروط بازوی شیطانک و شکل هندسه‌ی بازو، بیشترین تأثیر را در مقدار تابع هدف و تغییرات آن دارند. همچنین مدل سه‌بعدی مجموعه در نرم افزار Visual Nastran تهیه گرید تا بوسیله‌ی آن عملکرد مجموعه در حدود بالا و پایین تلرانسی و بدترین مدل‌ها از نظر تلرانسی بررسی شود. نتایج تحلیل‌های فوق نشان داد که تلرانس‌های انتخابی موجب عملکرد مناسب مجموعه خواهد شد.

تشکر و قدردانی

بدینوسیله از شرکت ایمن خودرو شرق و همچنین شرکت ساپکو که اطلاعات و امکانات لازم را در اختیار این پروژه قرار دادند، تشکر و قدردانی می‌نماییم.

مراجع

1- ASME “Dimensioning and Tolerancing,” ANSI Y14.5M - 1982, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 1982.
2- Drake, J.R., "Dimensioning and Tolerancing Handbook", McGraw-Hill, 2000.
3- Chase, K.W. and Parkinson, A.R., “A Survey of Research in the Application of Tolerance Analysis to the Design of Mechanical Assemblies”, Research in Engineering Design, Vol. 3, pp. 23-37, 1991.
4- Chase, K.W., Gao, J., and Magleby, S.P., "General 2-D Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments", J. of Design and Manufacturing, Vol. 5, No. 4, pp. 263-274, 1995.
5- Chase, K.W., Gao, J., and Magleby, S.P., "Advanced Tolerancing Techniques", Jo-hn Wiley, 1998.
6- Chase, K.W., Gao J., Magleby, S.P., and Sorenson, C.D., "Including Geometric Feature Variations in Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies", IIE Transactions, Vol. 28, No. 10, pp. 795-807, 1996.