

## آنالیز حساسیت سیستم انتقال قدرت پیوسته تمام چنبره‌ای

مجتبی دلخوش<sup>۱</sup>، محمود سعادت فومنی<sup>۲\*</sup>

\* نویسنده مسئول: m\_saadat@sharif.ir

### واژه‌های کلیدی

سیستم انتقال قدرت، نسبت تبدیل پیوسته،  
تمام چنبره، بهینه‌سازی، آنالیز حساسیت

### چکیده

در این تحقیق، هدف بهینه‌سازی و آنالیز حساسیت سیستم انتقال قدرت پیوسته (CVT) تمام چنبره است. برای این منظور ابتدا این سیستم تحلیل دینامیکی می‌شود. سپس تماس بین دیسک و غلتک براساس اصول روانکاری الاستوهیدرودینامیک مدل شده و یک مدل‌سازی کامپیوتری برای تعیین ضرایب انتقال گشتاور، افت اسپین و بازده سیستم انتقال قدرت تهیه می‌شود. برای اطمینان از درستی مدل، خروجی‌های آن با خروجی مدل‌های استفاده شده در دیگر مقالات مقایسه شده و درستی مدل تایید می‌شود. سپس به ازای یک سری شرایط برای CVT تمام چنبره، بهینه‌سازی هندسی و سینماتیکی به کمک الگوریتم ژنتیک انجام شده و حداکثر بازده انتقال توان ۸۷/۱۵٪ به دست آمد. در نهایت حساسیت تابع بازده انتقال توان نسبت به پارامترهای بهینه‌سازی حول نقطه بهینه‌شان، محاسبه شده و مشخص شد که این تابع، بیشترین حساسیت را نسبت به ضریب بی بعد  $k$  و شعاع انحنا غلتک دارد.

۱- دانشجوی دکتری، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

۲- دانشیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

## ۱- مقدمه

یکی از روش‌های کاهش مصرف سوخت خودروها استفاده از سیستم انتقال قدرت پیوسته است. این سیستم انتقال قدرت به جای ارائه چند نسبت تبدیل بین موتور و چرخ‌ها، یک بازه نسبت تبدیل را ارائه می‌دهد. مزیت مهم استفاده از این سیستم انتقال قدرت فراهم کردن شرایطی برای کارکرد موتور نزدیک نقطه بهینه است. به این ترتیب که به ازای هر توان مورد نیاز موتور، یک نسبت تبدیل مناسب را بین موتور و چرخ‌های خودرو ارائه می‌دهد تا موتور را در دور بهینه نگه دارد [۱]. یکی دیگر از مزیت‌های این مجموعه، امکان دست‌یابی به حداکثر توان موتور در هر لحظه از شرایط رانندگی است. طبق بررسی‌های شرکت ZF Getriebe GmbH، زمان لازم برای رسیدن از حالت سکون به سرعت ۶۰ مایل بر ساعت برای خودرو مجهز به گیربکس CVT نسبت به خودرو دارای گیربکس معمولی یک ثانیه کمتر است [۲]. در حال حاضر این مجموعه در تعدادی از خودروهای پیشرفته استفاده شده است. یکی از مهمترین موارد استفاده سیستم انتقال قدرت پیوسته، خودروهای هیبرید موازی است. در این خودروها، به دلیل اتصال موتور به چرخ‌ها، امکان کارکرد موتور در دور بهینه، برخلاف نوع سری خودروی هیبرید وجود ندارد. در صورت استفاده از سیستم انتقال قدرت پیوسته، این ضعف نوع موازی خودروی هیبرید قابل رفع است [۳]. این سیستم انتقال قدرت دارای انواع مختلفی است که پرکاربردترین آن‌ها نوع تسمه‌ای و چنبره‌ای است. گیربکس‌های چنبره‌ای در مقایسه با نوع تسمه‌ای توانایی انتقال گشتاور بیشتری دارند [۴]. نوع چنبره‌ای دارای ۳ قسمت اصلی دیسک ورودی، دیسک خروجی و غلتک است. در نوع چنبره‌ای با دوران دیسک ورودی که حرکت خود را از موتور می‌گیرد، به دلیل تماس دیسک با غلتک، حرکت به غلتک منتقل شده و به همین ترتیب دوران به دیسک خروجی منتقل می‌شود. برای جلوگیری از تماس مستقیم دیسک و غلتک از روغن الاستو-هیدرودینامیک<sup>۳</sup> استفاده می‌شود [۵].

فعالیت‌های زیادی در زمینه بررسی رفتار این نوع از سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته انجام شده است. ژاکود<sup>۴</sup>، و نر<sup>۵</sup> و لوگت<sup>۶</sup> [۶] و نوال<sup>۷</sup> و لی<sup>۸</sup> [۷] مدل‌هایی برای محاسبه

ضریب انتقال گشتاور برای روغن الاستو-هیدرودینامیک معرفی کردند. آتیا<sup>۹</sup> و همکاران [۸] تنش‌های معرفی کردند. آتیا<sup>۱۰</sup> و همکاران [۸] تنش‌های تماسی بین دیسک و غلتک را بر اساس قانون تماس هرتز<sup>۱۱</sup> فرموله کردند و پارامترهای مؤثر بر تنش تماسی بین دیسک و غلتک را معرفی کرده، یک سری پیشنهادات برای کاهش این پارامتر ارائه کردند. ماچیدا<sup>۱۲</sup> و موراکامی<sup>۱۳</sup> [۹] علاوه بر بررسی تجربی CVT نصف چنبره، خواص ضروری برای روغن مورد استفاده در انواع چنبره‌ای را معرفی کردند.

در زمینه نوع چنبره‌ای سیستم انتقال قدرت پیوسته پژوهش‌های مختلفی انجام شده است. در مرجع [۱۰] مدل‌هایی برای تعیین بازه انتقال توان CVT نوع نصف چنبره به همراه نتایج تجربی معرفی شده است. ماچیدا و ایمانیشی<sup>۱۴</sup> [۱۱] پس از تحلیل دینامیکی انواع نصف چنبره و تمام چنبره، به کمک یک مدل تجربی، بازه این دو سیستم را به دست آوردند. در نهایت کاربون<sup>۱۵</sup> و همکاران [۱۲] با تحلیل دینامیکی انواع نصف چنبره و تمام چنبره و تهیه یک مدل تئوری برای بررسی تماس الاستو-هیدرودینامیک بین دیسک و غلتک، بازه این دو نوع از سیستم‌های انتقال قدرت پیوسته را بر اساس خواص دینامیکی مجموعه و خواص روغن به دست آورده و باهم مقایسه کردند. دلخوش و همکاران [۱۳] نیز بعد از مدل‌سازی CVT نصف چنبره و تعیین بازه آن به صورت تابعی از شرایط کاری و هندسه، بهینه‌سازی برای دست‌یابی به بازه انتقال توان حداکثر انجام دادند. دلخوش و همکاران [۱۴] از یک مدل شبه استاتیک برای شبیه‌سازی نوع تمام چنبره‌ای استفاده کردند. در این تحقیق یک بهینه‌سازی دو هدفه با هدف افزایش بازه و کاهش وزن آن انجام شد. دلخوش و همکاران [۱۵] از یک مکانیزم نسبت تبدیل ثابت بین نوع تمام چنبره‌ای CVT و دیفرانسیل برای استفاده از CVT در قسمت بازه بالای آن استفاده کردند. در این تحقیق یک بهینه‌سازی روی CVT و مکانیزم نسبت تبدیل ثابت با هدف کاهش مصرف سوخت خودرو در یک سیکل رانندگی انجام دادند.

9- Attia  
10- Attia  
11- Hertz  
12- Machida  
13- Murakami  
14- Imanishi  
15- Carbone

3- Elastohydrodynamic Lubrication  
4- Jacod  
5- Venner  
6- Lugt  
7- Newall  
8- Lee

تماس دیسک و غلتک باید تنش برشی وجود داشته باشد. چون این تنش متناسب با اختلاف سرعت خطی بین دیسک و غلتک در محل تماس است، باید مقداری لغزش بین دیسک و غلتک وجود داشته باشد تا این اختلاف سرعت ایجاد شود. این ضرایب بی بعد لغزش از روابط (۱) و (۲) به دست می آیند. در این روابط  $\omega_1$  و  $\omega_3$  به ترتیب سرعت دورانی دیسک ورودی و خروجی است.  $\omega_2$  نیز سرعت دورانی غلتک حول محور OA است.

$$Sp_{in} = \frac{r_1 \omega_1 - r_2 \omega_2}{r_1 \omega_1} \quad (۱)$$

$$Sp_{out} = \frac{r_2 \omega_2 - r_3 \omega_3}{r_2 \omega_2} \quad (۲)$$

شعاع  $r_1$  و  $r_3$  تابعی از  $\gamma$  هستند که در روابط (۳) و (۴) ارائه شده اند.

$$r_1 = r_0 (1 + k + \sin \gamma) \quad (۳)$$

$$r_3 = r_0 (1 + k - \sin \gamma) \quad (۴)$$

نسبت سرعت واقعی از رابطه (۵) به دست می آید. بازده انتقال سرعت از رابطه (۶) به دست می آید [۱۲].

$$S_r = \frac{\omega_3}{\omega_1} = (1 - Sp_{in})(1 - Sp_{out}) \frac{r_1}{r_3} = (1 - Sp) \frac{r_1}{r_3} \quad (۵)$$

$$\eta_{speed} = \frac{S_r}{S_{rD}} = 1 - Sp \quad (۶)$$

شکل (۲) دیاگرام آزاد سیستم انتقال قدرت تمام چنبره را نشان می دهد.

روابط ارائه شده برای تحلیل سینتیکی سیستم انتقال قدرت تمام چنبره، از مرجع [۱۲] ارائه می شود.

$$F_{T_{in}} = \mu_{in} F_N \quad (۷)$$

$$F_{T_{out}} = \mu_{out} F_N \quad (۸)$$

$$M_{S_{in}} = \chi_{in} F_N r_1 \quad (۹)$$

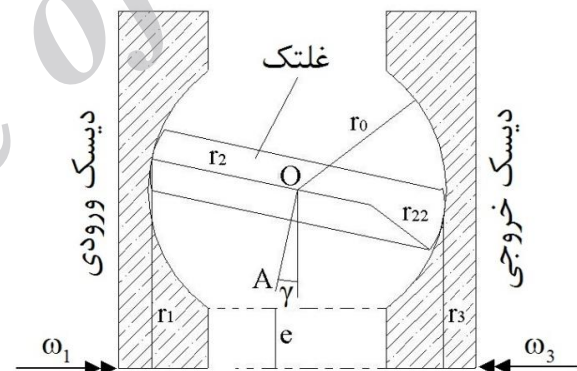
در روابط (۷) و (۸)  $F_{T_{in}}$  و  $F_{T_{out}}$  نیروهای مماسی منتقل کننده گشتاور ورودی، به غلتک و دیسک خروجی هستند. این نیروها در حقیقت انتگرال تنش برشی موجود در فیلم روغن روی سطح تماس بین دیسک و غلتک هستند.

$$M_{S_{out}} = \chi_{out} F_N r_3 \quad (۱۰)$$

یکی از مسائل مهم مربوط به سیستم های انتقال قدرت پیوسته تمام چنبره، آنالیز حساسیت بازده انتقال توان نسبت به پارامترهای در این زمینه انجام نشده است. در این مقاله سعی شده این مهم انجام شود. به این ترتیب که پس از بهینه سازی و به دست آوردن هندسه بهینه، میزان حساسیت بازده انتقال توان روی هر کدام از پارامترهای بهینه سازی بررسی می شود تا مشخص شود که در ساخت این مجموعه، روی مقدار کدام پارامتر باید دقت بیشتری شود.

## ۲- تحلیل دینامیکی CVT تمام چنبره

برای انجام بهینه سازی و آنالیز حساسیت، لازم است روابط حاکم بین بازده انتقال توان و متغیرهای سینتیکی و سینماتیکی مشخص باشند. شکل (۱) هندسه یک نمونه از سیستم انتقال قدرت CVT تمام چنبره را نشان می دهد. در این شکل، شعاع انحای غلتک در محل تماس با دیسک  $r_0$  شعاع انحای دیسک ها و  $\gamma$  زاویه دوران غلتک (جهت مثبت ساعتگرد) است.  $r_1$  و  $r_3$  نیز فاصله محور دوران دیسک ها با نقطه تماس با غلتک است.



شکل (۱) هندسه سیستم انتقال قدرت CVT تمام چنبره

در این تغییر دهنده، با دوران دیسک ورودی حول محور خود، به علت تماس بین غلتک و دیسک ورودی، غلتک حول محور OA دوران می کند. این دوران به همین ترتیب به دیسک خروجی منتقل می شود. با دوران غلتک حول محور گذرنده از نقطه O و عمود بر صفحه و در نتیجه تغییر  $\gamma$ ، نسبت سرعت دورانی دیسک ورودی به دیسک خروجی عوض می شود و به دلیل امکان تغییر مقدار  $\gamma$  به طور پیوسته، نسبت تبدیل سیستم انتقال قدرت به طور پیوسته عوض می شود.

ضریب بی بعد  $k$  به صورت  $\frac{e}{r_0}$  تعریف می شود. برای انتقال

گشتاور بین دیسک و غلتک، در فیلم روغن موجود در محل

اختلاف مؤلفه عمودی سرعت دیسک و غلتک در محل تماس و در نتیجه وجود گشتاور افت اسپین است. افت توان ناشی از اسپین و لغزش را می‌توان مطابق روابط (۱۶) و (۱۷) به دست آورد.

$$SpinLoss = (M_{S_{in}} \omega_{Sp_{in}} + M_{S_{out}} \omega_{Sp_{out}}) n \quad (16)$$

$$SlipLoss = (\mu_{in} Cr_{in} r_1 \omega_1 + \mu_{out} Cr_{out} r_2 \omega_2) n F_N \quad (17)$$

در این روابط  $\omega_{Sp_{out}}$  و  $\omega_{Sp_{in}}$  سرعت‌های اسپین هستند که از روابط (۱۸) و (۱۹) به دست می‌آیند.

$$\omega_{Sp_{in}} = |\omega_{1_n} - \omega_{2_n}| = |\omega_1 \cos \gamma| \quad (18)$$

$$\omega_{Sp_{out}} = |\omega_{3_n} - \omega_{2_n}| = |\omega_3 \cos \gamma| \quad (19)$$

از روابط (۱۸) و (۱۹) استنباط می‌شود که بیشترین سرعت اسپین و در نتیجه بیشترین تلفات اسپین به ازای نسبت تبدیل ۱ به دست می‌آید.

### ۳- مدل تماس

برای انجام آنالیز حساسیت نیاز به مدلی است که بتواند به ازای ورودی‌های هندسی، دینامیکی و یک سری ورودی وابسته به نوع روغن الاستو-هیدرودینامیک، ضریب انتقال گشتاور و ضریب گشتاور اسپین را محاسبه کرده و بازده انتقال توان را ارائه دهد. در مدل استفاده شده تماس بین دیسک و غلتک از قانون هرترز پیروی می‌کند. به این ترتیب که ناحیه تماس بین دیسک و غلتک، بیضی در نظر گرفته شده فشار حداکثر در مرکز آن رخ می‌دهد که مقدار آن از رابطه (۲۰) به دست می‌آید [۱۶].

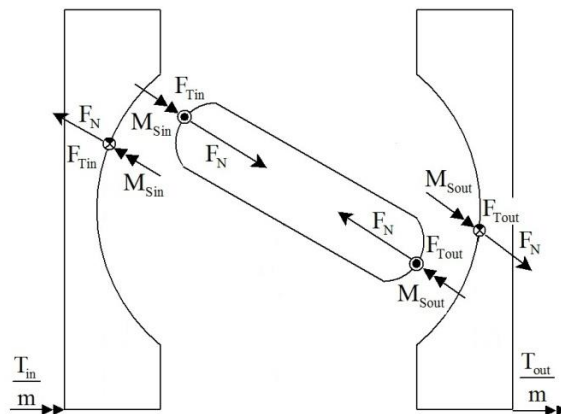
$$P_{max} = \frac{3F_N}{2ab} \quad (20)$$

در این رابطه  $a$  و  $b$  قطرهای بزرگ و کوچک ناحیه بیضی تماس هستند که از روی ابعاد هندسی سیستم انتقال قدرت به دست می‌آید [۱۷]. در این مدل اثر دما و فشار روغن روی ویسکوزیته و تنش برشی حدی (تنش برشی در محل تماس با غلتک) از مراجع [۷] و [۱۷] در نظر گرفته شده که طی روابط (۲۱)–(۲۶) ارائه می‌شود.

$$T_S = T_{S0} + A_1 \ln(1 + A_2 p) \quad (21)$$

$$f = 1 - B_1 \ln(1 + B_2 p) \quad (22)$$

$$\mu = \mu_s \exp \left[ \frac{-2.3 C_1 (T - T_S) f}{C_2 + (T - T_S) f} \right] \quad (23)$$



شکل (۲) دیاگرام آزاد اجزای سیستم انتقال قدرت CVT تمام چنبره

در روابط (۹) و (۱۰)  $M_{S_{in}}$  و  $M_{S_{out}}$  گشتاور اسپین بین دیسک‌ها و غلتک است. وجود این گشتاورها منجر به پدید آمدن تلفات اسپین و در نتیجه کاهش بازده سیستم انتقال قدرت می‌شود.

$$t_{in} = \frac{T_{in}}{mnF_N r_1} \quad (11)$$

$$t_{out} = \frac{T_{out}}{mnF_N r_3} \quad (12)$$

$$t_{in} = \mu_{in} + \chi_{in} \cos \gamma \quad (13)$$

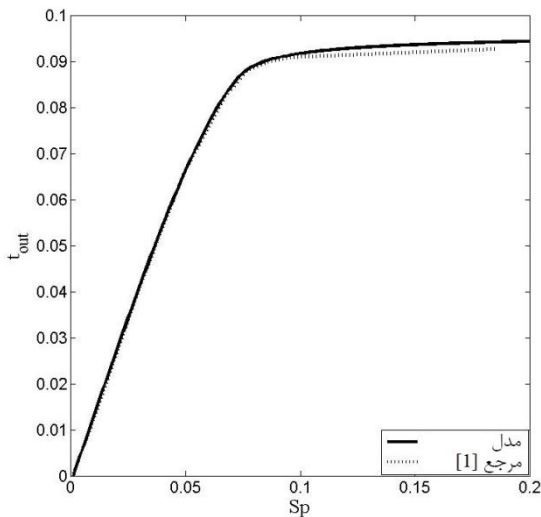
$$t_{out} = \mu_{out} - \chi_{out} \cos \gamma \quad (14)$$

در روابط (۱۱) و (۱۲)  $T_{in}$  و  $T_{out}$  به ترتیب گشتاور ورودی و خروجی است.  $t_{in}$  و  $t_{out}$  نیز به ترتیب ضرایب کشش ورودی و خروجی است که از روابط (۱۳) و (۱۴) به دست می‌آیند. در این روابط  $\mu_{in}$  و  $\mu_{out}$  ضریب انتقال گشتاور است که همان ضریب اصطکاک موثر بین  $F_T$  و  $F_N$  است.  $\chi_{in}$  و  $\chi_{out}$  نیز ضریب گشتاور اسپین است.  $n$  تعداد غلتک‌ها و  $m$  تعداد دیسک‌ها است.

در نهایت بازده انتقال توان سیستم انتقال قدرت از رابطه (۱۵) به دست می‌آید.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{r_1 T_{out} r_3 \omega_3}{r_3 T_{in} r_1 \omega_1} = \frac{t_{out}}{t_{in}} (1 - Sp) \quad (15)$$

در رابطه (۱۵) مشاهده می‌شود که بازده انتقال توان حاصل ضرب بازده انتقال سرعت و بازده انتقال گشتاور است. باتوجه به روابط (۵) و (۶) عامل افت بازده انتقال سرعت، وجود لغزش بین دیسک و غلتک است. از طرفی مطابق روابط (۱۳) و (۱۴) عامل کم شدن بازده انتقال گشتاور،



شکل (۴) مقایسه نمودار ضریب کشش خروجی بر حسب ضریب لغزش بین مدل تماس و مرجع [۱۲]

#### ۴- پارامترهای قیدی

در فرایند آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی یک سری قید تعریف شده که پارامترهای بهینه‌سازی باید این قیود را ارضا کنند. با توجه به محدودیت مقاومت سطوح تماس دیسک و غلتک یکی از پارامترهای قیدی، فشار وارده بر سطح تماس دیسک و غلتک است. از طرفی با در نظر گرفتن حداکثر ظرفیت انتقال گشتاور به وسیله روغن الاستو-هیدرودینامیک کران بالایی برای روغن تعریف می‌شود که با توجه به استفاده از روغنی از نوع سیکلوالفاتیک هیدروکربن ترکیبی با نام اختصاصی Santotrac 40 مقدار این کران برابر ۰/۰۸۵ در نظر گرفته می‌شود [۱۱] و [۱۸]. مقادیر پارامترهای قیدی در جدول (۱) ارائه شده‌اند.

جدول (۱) قیود موجود در فرایند بهینه‌سازی و آنالیز حساسیت

$P_{max}$ (GPa)	< ۲
$\mu_{in}, \mu_{out}$	< ۰/۰۸۵

#### ۵- بهینه‌سازی به کمک الگوریتم GA

برای انجام آنالیز حساسیت نیاز به یک هندسه و سینماتیک مبنا است، تا بتوان حساسیت تابع بازده انتقال توان را روی این هندسه و خاصیت سینماتیکی حول نقطه بهینه بهینه‌شان، که بیشترین بازده انتقال توان را ارائه می‌دهند، بررسی کرد. بنابراین قبل از انجام آنالیز حساسیت، باید یک بار فرایند بهینه‌سازی انجام شود تا هندسه و سینماتیک بهینه به دست آید.

در این روابط ضرایب  $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$  مقادیری ثابت بوده و بستگی به نوع روغن استفاده شده دارند.  $\mu_s$  ویسکوزیته روغن در دمای مرجع  $T_{s0}$  است.  $T$  دمای روغن و  $p$  فشار آن است. رابطه بین تنش برشی حدی روی فیلم روغن و فشار و دمای آن و سرعت خطی دیسک از روابط (۲۴)، (۲۵) و (۲۶) به دست می‌آید.

$$\tau_0 = 2.7 \times 10^7 + 3.5 \times 10^5 (T - 113) \quad (24)$$

$$a = 0.0765 - 4 \times 10^{-4} (T - 113) - 1 \times 10^{-3} U \quad (25)$$

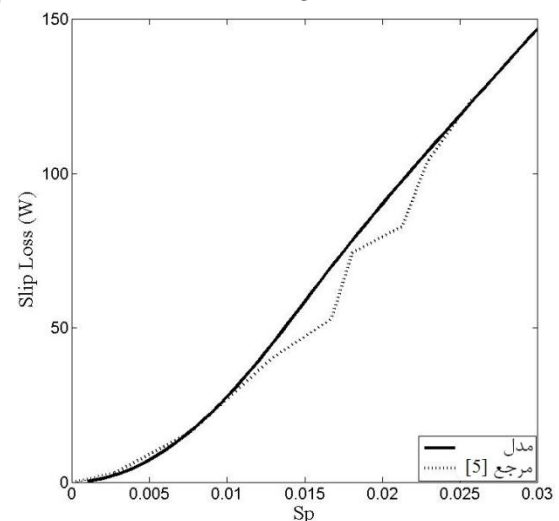
$$\tau_L = \tau_0 + ap \quad (26)$$

در رابطه (۲۵)  $U$  سرعت خطی دیسک در محل تماس با غلتک است.

در این مدل ضخامت فیلم روغن و دمای آن در کل سطح تماس دیسک و غلتک ثابت فرض شده است. همچنین از تلفات یاتاقان غلتک صرف نظر شده است.

#### ۳-۱- بررسی صحت مدل

نتایج مدل استفاده شده با نتایج چند مقاله مقایسه می‌شود تا درستی آن‌ها تأیید شود. ابتدا برای مقایسه نمودار افت ناشی از لغزش بر حسب ضریب لغزش، بین خروجی مدل و نتایج تجربی به دست آمده در مرجع [۷]، ورودی‌های مرجع [۷] در مدل وارد شده و شکل (۳) به دست می‌آید.



شکل (۳) مقایسه نمودار افت ناشی از لغزش بر حسب ضریب لغزش بین مدل و نتایج تجربی [۷]

با اعمال ورودی‌های ارائه شده در مرجع [۱۲]، مقایسه نمودار ضریب کشش خروجی بر حسب ضریب لغزش بین مدل تماس و مرجع [۱۲] در شکل (۴) ارائه می‌شود.

هدف به عنوان جریمه، مقدار بینهایت به خود می‌گیرد، دسته جواب حذف می‌شود و بهینه‌سازی با یک مقدار تصادفی دیگر مجدداً شروع می‌شود.

مقادیر پارامترهای بهینه در جدول (۴) ارائه شده‌اند.

جدول (۳) حدود تغییرات پارامترهای بهینه‌سازی

$r_0 (mm)$	[۴۰-۱۰۰]
$q = \frac{r_{22}}{r_0}$	[۰/۵-۰/۹]
$k = \frac{e}{r_0}$	[۰/۱-۰/۴]
$\omega_1 (rpm)$	[۲۰۰۰-۶۰۰۰]

جدول (۴) مقادیر پارامترهای بهینه

$r_0 (mm)$	q	k	$\omega_1 (rpm)$	تابع تناسب	بازده انتقال توان
۷۴/۶	۰/۵	۰/۴	۲۰۰۰	۱/۱۳۴۴	٪۸۸/۱۵

## ۶- آنالیز حساسیت پارامترهای بهینه روی بازده انتقال توان

برای آنالیز حساسیت پارامترهای بهینه روی بازده انتقال توان، نمودار بازده انتقال توان بر حسب هر کدام از پارامترهای بهینه‌سازی نسبت به مقدار بهینه‌شان رسم می‌شود.

در هر نمودار، ۳ مورد از پارامترهای بهینه‌سازی برابر مقدار بهینه‌شان، در نظر گرفته شده و متغیر چهارم در بازه ۰/۵ تا ۱/۵ برابر مقدار بهینه‌اش تغییر می‌کند. البته با توجه به محدودیت‌های پارامترهای بهینه‌سازی که در جدول (۳) اشاره شد، قسمتی از بازه [۰/۵-۱/۵] قابل بررسی است.

### ۶-۱- آنالیز حساسیت پارامتر بی بعد $k$

مقدار بهینه ضریب  $k$  برابر کران بالای آن است. بنابراین بازه بررسی آن [۰/۵-۱] برابر مقدار بهینه‌اش است. نمودار تغییرات بازده انتقال توان بر حسب این ضریب در شکل (۵) ارائه شده است. همچنین تغییرات پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی‌شان در این شکل نشان داده شده است.

برای انجام بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. در این فرایند بهینه‌سازی، برای هر پارامتر بهینه‌سازی ۱۲ بیت اختصاص داده می‌شود. جمعیت اولیه<sup>۱۶</sup> برابر ۱۶ در نظر گرفته شده و تعداد ۸ کروموزوم که برتر از بقیه هستند انتخاب می‌شوند. انتخاب جفت برای ترکیب نیز از روش وزن دهی براساس رتبه کروموزوم<sup>۱۷</sup> انجام می‌شود.

در فرآیند ترکیب کروموزوم‌ها از پیوند استفاده شده است. همچنین از ترکیب هر جفت کروموزوم، ۲ کروموزوم تولید می‌شود. به این ترتیب جمعیت کروموزوم‌ها در هر نسل ثابت می‌ماند. برای انجام جهش، ضریب جهش مقادیر مختلفی در نظر گرفته می‌شوند. باید توجه داشت که حین جهش، بهترین کروموزوم دستخوش تغییر نمی‌شود.

برای تست همگرایی، بهترین جواب مورد بررسی قرار می‌گیرد. در تعیین همگرایی، حد پایینی برای بهترین جواب قرار نمی‌دهیم؛ بلکه رسیدن به جواب مشروط به ۱۰۰ بار اجرای حلقه است.

برای رسیدن به جواب مطلوب، ۱۰۰ بار الگوریتم ژنتیک با مقادیر آغازین متفاوت اجرا می‌شود و بهترین جواب انتخاب می‌شود.

تابع تبدیل بهینه‌سازی همان مدل کامپیوتری تماس است. ورودی‌های ثابت که با توجه به نوع روغن و جنس دیسک و غلتک و ... به دست می‌آیند، در جدول (۲) ارائه شده‌اند.

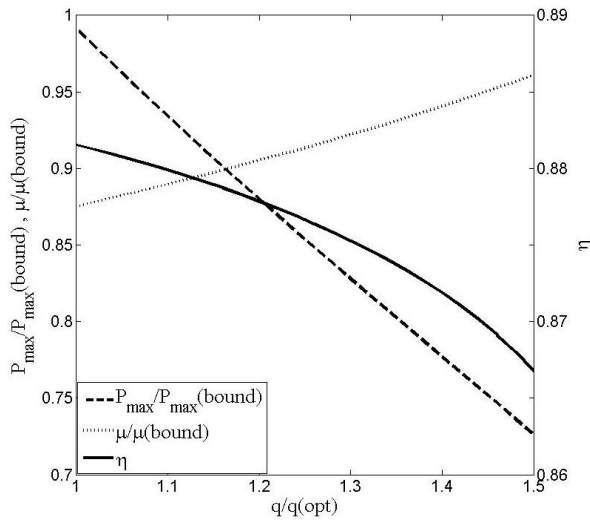
جدول (۲) ورودی‌های ثابت مدل تماس استفاده شده برای بهینه‌سازی و

آنالیز حساسیت

$A_1$	۴۹/۲۶°C	$A_2$	۴/۶۴۳ GPa <sup>-1</sup>
$B_1$	۰/۳۶۸	$B_2$	۱۳/۲۰ GPa <sup>-1</sup>
$C_1$	۱۰/۷۵	$C_2$	۱۸/۶۹°C

پارامترهای بهینه‌سازی به همراه حدود تغییرات‌شان در جدول (۳) ارائه شده‌اند.

تابع هدف عکس بازده انتقال توان در نظر گرفته می‌شود. بازده انتقال توان از رابطه (۱۵) به دست می‌آید. هدف، کمینه کردن تابع هدف است که نتیجه آن بیشینه کردن بازده انتقال توان است. با این هدف، در صورت عدم ارضای قیود ارائه شده در جدول (۱) به ازای یک سری ورودی، تابع

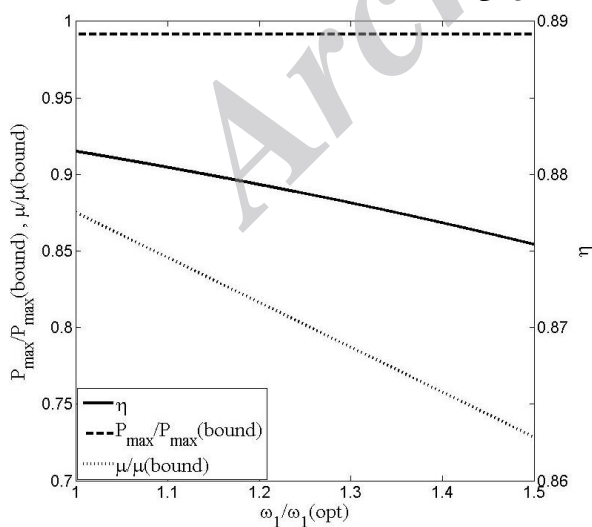


شکل (۶) نمودار تغییرات بازده انتقال توان و پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی شان

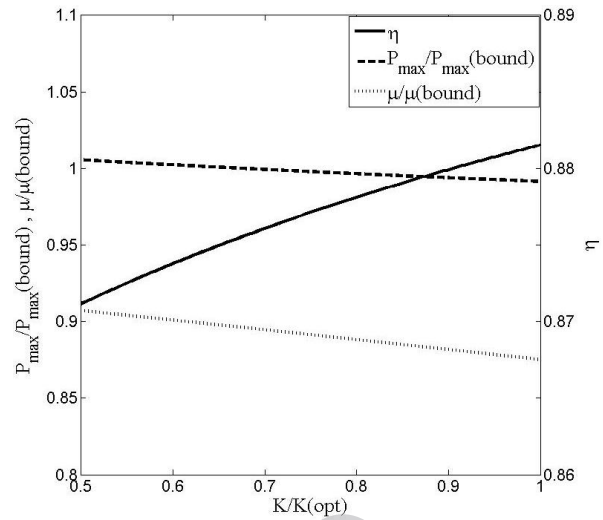
### ۶-۳- آنالیز حساسیت سرعت دورانی دیسک رودی

مقدار بهینه سرعت دورانی دیسک ورودی برابر کران پایین آن است. بنابراین بازه بررسی آن  $[1-1/5]$  برابر مقدار بهینه اش است. نمودار تغییرات بازده انتقال توان برحسب این پارامتر در شکل (۷) ارائه شده است. تغییرات پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی شان نیز در این شکل نشان داده شده است.

همانطور که انتظار می‌رفت سرعت دورانی دیسک ورودی روی فشار حداکثر در وسط ناحیه بیضوی تماس، بی‌تاثیر است. همچنین با کاهش این پارامتر، ضریب انتقال گشتاور افزایش می‌یابد.



شکل (۷) نمودار تغییرات بازده انتقال توان و پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی شان

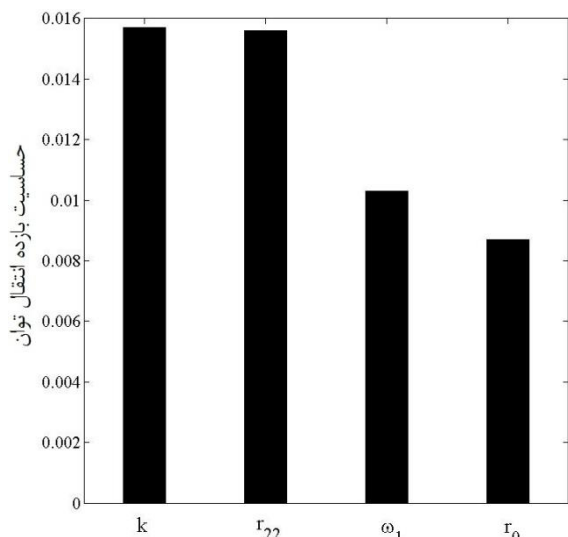


شکل (۵) نمودار تغییرات بازده انتقال توان و پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی شان

در این نمودار  $P_{max}$  حداکثر فشار روی سطح تماس دیسک و غلتک است که در وسط ناحیه بیضوی تماس اتفاق می‌افتد.  $P_{max}(bound)$  نیز حداکثر مقدار مجاز فشار است که مقدار آن در جدول (۱) ارائه شده است.  $\mu(bound)$  نیز مقدار مجاز ضریب انتقال گشتاور است که در جدول (۱) ارائه شده است. مشاهده می‌شود که به ازای مقادیر کوچک  $k$  فشار حداکثر از مقدار مجازش تجاوز کرده است. همچنین با کاهش این ضریب، مقدار ضریب انتقال گشتاور افزایش می‌یابد.

### ۶-۲- آنالیز حساسیت شعاع انحنا پارامتر بی بعد q

مقدار بهینه ضریب  $q$  برابر کران پایین آن است. بنابراین بازه بررسی آن  $[1-1/5]$  برابر مقدار بهینه اش است. نمودار تغییرات بازده انتقال توان برحسب این ضریب در شکل (۶) ارائه شده است. تغییرات پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی شان نیز در این شکل نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با کاهش  $q$  فشار حداکثر افزایش می‌یابد؛ اما از محدوده مجاز خارج نمی‌شود. از طرفی با کاهش این کمیت، ضریب انتقال گشتاور کاهش می‌یابد.



شکل (۹) میزان حساسیت بازده انتقال توان نسبت به پارامترهای

بهینه‌سازی حوالی نقطه بهینه

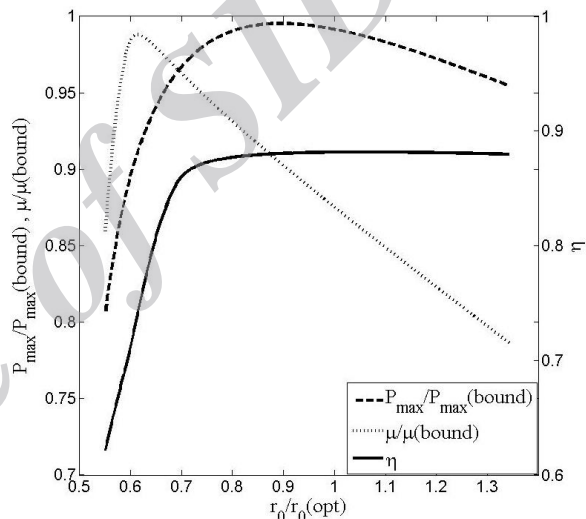
## ۷- بحث و نتیجه‌گیری

در این تحقیق، هدف انجام بهینه‌سازی و آنالیز حساسیت سیستم انتقال قدرت پیوسته تمام‌چنبره بود. با مقایسه خروجی‌های این مدل با نمودارهای مراجع [۷] و [۱۲] طی شکل‌های (۳) و (۴) تطابق آن‌ها و درستی مدل تأیید شد. جدول‌های (۳) و (۵) نشان می‌دهد که زمانی حداکثر بازده انتقال توان قابل دسترسی است که دو پارامتر بهینه‌سازی  $q$  و  $\omega_1$  در کران پایین خود و  $k$  در کران بالای خود قرار داشته باشد. بنابراین برای افزایش بازده CVT تمام‌چنبره توصیه می‌شود از موتورهای با سرعت دورانی کمتر استفاده شود. همچنین با افزایش ضریب بی‌بعد  $k$  بازده انتقال توان افزایش می‌یابد. البته به دلیل افزایش وزن با افزایش  $k$ ، نمی‌توان این ضریب را بیش از اندازه افزایش داد. بررسی میزان حساسیت بازده انتقال توان نسبت به پارامترهای بهینه‌سازی حوالی نقطه بهینه، نشان می‌دهد که بیشترین حساسیت روی ضریب  $k$  و شعاع انحنای غلتک است. در نتیجه در ساخت اجزای سیستم انتقال قدرت پیوسته تمام‌چنبره، روی ابعاد این دو پارامتر هندسی باید دقت بیشتری لحاظ شود.

## ۶-۴- آنالیز حساسیت شعاع انحنای دیسک

باتوجه به محدودیت بازه تغییرات شعاع انحنای دیسک که در جدول (۳) ارائه شده است، نمی‌توان کل بازه  $[0.5-1/5]$  را برای نسبت شعاع انحنای دیسک به مقدار بهینه‌اش بررسی کرد. شکل (۸) نمودار تغییرات بازده انتقال توان را برحسب نسبت شعاع انحنای دیسک به مقدار بهینه‌اش نشان می‌دهد. تغییرات پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی‌شان نیز در این شکل نشان داده شده است.

مشاهده می‌شود که با افزایش شعاع انحنای دیسک، فشار حداکثر و ضریب انتقال گشتاور کاهش می‌یابد. پس با افزایش این پارامتر ضریب اطمینان برای مقاومت سطوح تماس بیشتر شده و ظرفیت انتقال گشتاور کاهش می‌یابد.



شکل (۸) نمودار تغییرات بازده انتقال توان و پارامترهای قیدی نسبت به مقدار حدی‌شان

باتوجه به شکل‌های ۵ تا ۸، میزان حساسیت بازده انتقال توان نسبت به پارامترهای بهینه‌سازی قابل محاسبه است که در شکل (۹) مقادیر این حساسیت‌ها برای هرکدام از پارامترهای بهینه‌سازی با توجه به شیب تغییرات آن‌ها حوالی نقطه بهینه با هم مقایسه شده است.

شکل (۹) نشان می‌دهد که بیشترین حساسیت بازده انتقال توان روی پارامتر بی‌بعد  $k$  و شعاع انحنای غلتک و کمترین حساسیت روی شعاع انحنای دیسک است.



- [2] Webster M.N., Lee G.H, LIMING C., Effect of EHL contact conditions on the behavior of traction fluids, *Tribology transactions*, Vol. 49, 2006, pp. 439–448.
- [۳] دلخوش، مجتبی، سعادت فومنی محمود، نقش سیستم انتقال قدرت پیوسته تمام چنبره در کاهش مصرف سوخت خودرو هیبرید موازی در سیکل رانندگی ترکیبی، نخستین کنفرانس ملی انرژی، فناوریهای خودرو، توسعه پایدار با رویکرد توسعه فناوری خودروی هیبریدی و الکتریکی، تهران، ۱۳۹۰، ص. ۱-۷.
- [4] Gesenhaus R., Audi Multitronic: The New Generation of Automatic Transmission, in *Proceedings of the 1st Ricardo International Conference, Vehicle Systems Integration-the Way Ahead*, Brighton, UK, 2000.
- [5] Yamanaka M., Narita Y., Igari G., Inoue K., Performance of a low-spin disk for a shaft-drive continuously variable transmission, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 223, 2009, pp. 281–291.
- [6] Jacod B., Venner C.H, Lugt P.M, A generalized traction curve for EHL contacts, *Journal of tribology*, Vol. 123, 2001, pp. 248-253.
- [7] Newall J., Lee A., Measurement and prediction of spin losses in the EHL point contacts of the full toroidal variator, *Tribology and Interface Engineering Series*, Vol. 43, 2003, pp. 769–779.
- [8] Attia N.A., Datong Q.I.N, Wankai S., Huaying L.I., A parametric study on the contact stress of half toroidal continuously variable transmission, *Journal of Chongqing University*, Vol. 2, 2003, pp. 6-12.
- [9] Machida M., Murakami Y., Development of the Half Toroidal CVT Powertors Unit, *Journal of NSK Technology*, 9, 2000, pp. 15-26.
- [10] Yamamoto T., Matsuda K., Hibi T., Analysis of the efficiency of a half-toroidal CVT, *JSAE review*, Vol. 22, 2001, pp. 565–570.
- [11] Imanishi T., Machida H., Development of POWEROROS Unit Half-Toroidal CVT (2), Motion & Control, *NSK Technical Journal*, Vol. 10, 2001, pp. 1–8.
- [12] Carbone G., Mangialardi L., Mantriota G., A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives, *Mechanism and machine theory*, Vol. 39, 2004, pp. 921–942.
- [13] Delkhosh M., Saadat Foumani M., Boroushaki M., Ekhtiari M., Dehghani M., Geometrical optimization of half toroidal continuously variable transmission using particle swarm optimization, *Scientia Iranica*, Vol. 18, 2011, pp. 1126–1132.
- [14] Delkhosh M., Saadat Foumani M., multi-objective Geometrical Optimization of Full Toroidal CVT, *International Journal of Automotive Technology*, in press.

## فهرست علائم

شعاع انحناى غلتك در محل تماس با ديسك	$r_{22}$
شعاع انحناى ديسكها	$r_0$
زاويه دوران غلتك	$\gamma$
فاصله محور دوران ديسكها با نقطه تماس با غلتك	$r_3$ و $r_1$
سرعت دورانى ديسك ورودى	$\omega_1$
سرعت دورانى ديسك خروجى	$\omega_3$
سرعت دورانى غلتك حول محور OA	$\omega_2$
سرعت‌هاى اسپين	$\omega_{Sp_{out}}$ و $\omega_{Sp_{in}}$
قطرهای بزرگ و کوچک ناحیه بیضوی تماس	$b$ و $a$
نیروهای مماسی منتقل کننده گشتاور ورودی به غلتك و ديسك خروجى	$F_{T_{out}}$ و $F_{T_{in}}$
گشتاور اسپين بين ديسكها و غلتك	$M_{S_{in}}$
	$M_{S_{out}}$ و
گشتاور ورودى و خروجى	$T_{out}$ و $T_{in}$
ضرایب کشش ورودى و خروجى	$t_{out}$ و $t_{in}$
ضرایب انتقال گشتاور	$\mu_{out}$ و $\mu_{in}$
ضرایب گشتاور اسپين	$\chi_{out}$ و $\chi_{in}$
تعداد غلتكها	$n$
تعداد ديسكها	$m$
ویسکوزیته روغن در دمای مرجع $T_{SO}$	$\mu_s$
دما و فشار روغن	$p$ و $T$
سرعت خطی ديسك در محل تماس با غلتك	$U$

## مراجع

- [1] Yu H.S., Zhang J.W., Zhang T., Control strategy design and experimental research on a four-shaft electronic continuously variable transmission hybrid electric vehicle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 226, 2012, pp. 1594–1612.

- [15] Delkhosh M., Saadat Foumani M., Optimization of Full-Toroidal CVT in Conjunction with Fixed Ratio Mechanism Using Particle Swarm Optimization, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51, 2013, pp. 671-683.
- [16] Borese A.P, Schmidt R.J, Sidebottom O.M, *Advanced mechanics of materials*, Vol. 29, 1993, pp. 141-142.
- [17] Sanda S., Hayakawa K., Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission, *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol. 40, 2005, pp. 30-39.
- [18] Bair S., Jarzynski J., Winer W.O, The temperature, pressure and time dependence of lubricant viscosity, *Tribology international*, Vol.34, 2001, pp. 461-468.

Archive of SID