

بهینه‌سازی هندسی سیستم انتقال قدرت پیوسته نصف چنبره‌ای به کمک تکنیک‌های هوشمند*مجتبی دلخوش^(۱)محمود سعادت فومنی^(۲)

چکیده هدف از این تحقیق، بهینه‌سازی هندسی سیستم انتقال قدرت پیوسته (Continuously Variable Transmission) نصف چنبره‌ای (Half Toroidal) برای رسیدن به بازده انتقال توان بالا و وزن کم است. برای این منظور، سیستم، تحلیل دینامیکی می‌شود. سپس تماس بین دیسک و غلتک براساس اصول روانکاری الاستو-هیدرودینامیک مدل خواهد شد. و یک مدل‌سازی کامپیوتری برای تعیین بازده سیستم انتقال قدرت و تعیین وزن مجموعه با ورودی‌های هندسی و سینتیکی و دمایی تهیه می‌شود. خروجی‌های این مدل با خروجی‌های مدل‌های استفاده شده در دیگر مقالات، مقایسه می‌شود تا درستی آن تایید شود. سپس به کمک روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm)، ورودی‌های هندسی برای رسیدن به بیشترین بازده انتقال توان و در عین حال وزن کم به دست می‌آیند. مشاهده می‌شود که صرف‌نظر از ضرایب اثر مختلف وزن و بازده انتقال توان، پارامترهای هندسی بهینه تقریباً یکسان هستند. هم‌چنین تأثیر پارامترهای دمای فیلم روغن، نسبت تبدیل و سرعت دورانی دیسک ورودی روی بازده انتقال توان، به ازای هندسه بهینه بررسی می‌شود.

واژه‌های کلیدی سیستم انتقال قدرت، نسبت تبدیل پیوسته، نصف چنبره، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک

Geometric Optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission Using Intelligent Techniques

M. Delkhosh

M. Saadat Foumani

Abstract The objective of this research is geometrical optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission (CVT) in order to achieve high power transmission efficiency and low weight. After dynamic analysis of the system, the contact between the disk and the roller is modeled according to elasto-hydrodynamic lubrication principles. Accordingly, a computer model is created with geometric, thermal and kinetic parameters as inputs of the system, to determine the efficiency and the weight of CVT. Results are compared to those obtained from models in other articles to confirm its validity. Geometric parameters are obtained by means of genetic optimization algorithm, while optimization parameters are power transmission efficiency and system weight. It is observed that regardless of weight coefficients assigned to power transmission efficiency and weight, difference between results are negligible. Also, the effect of oil film temperature, speed ratio and rotational speed of input disk on power transmission efficiency for optimized geometry is shown.

Key Words Power Transmission, Continuously Variable Transmission, Half Toroidal, Optimization, Genetic Algorithm

* نسخه‌ی نخست مقاله در تاریخ ۸۹/۱۰/۷، نسخه پذیرش آن در تاریخ ۹۰/۱۰/۲۵ و نسخه آماده چاپ آن در تاریخ ۹۰/۱۱/۲۵ به دفتر نشریه رسیده‌است.

(۱) نویسنده‌ی مسؤول: دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(۲) استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

مقدمه

یکی از راه‌های کاهش آلودگی هوا و افزایش بازده موتورهای احتراق داخلی، استفاده از سیستم انتقال قدرت پیوسته است. با استفاده از این سیستم انتقال قدرت، همواره موتور در شرایط بهینه کار می‌کند که باعث کاهش مصرف سوخت و افزایش بازده موتور می‌شود [1]. هم‌چنین باعث سهولت در رانندگی، افزایش راحتی سرنشینان و افزایش عمر خستگی موتور می‌شود [2]. مشاهده شده است که در حالت استفاده از این نوع سیستم‌های انتقال قدرت، مصرف سوخت کاهش می‌یابد. مقدار این کاهش برای CVT (Continuously Variable Transmission) برابر ۱۰٪ و برای IVT (Infinitely Variable Transmission) برابر ۶٪ است [3]. مطالعات زیادی روی سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای و مشخصات فیلم روغن الاستو-هیدرودینامیک (Elastohydrodynamic Lubrication) مورد استفاده در آن انجام شده است [4-6]. هم‌چنین بررسی‌هایی روی هندسه، دینامیک و بازده سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای انجام شده است [7-10]. یکی از مشکلات سیستم انتقال قدرت CVT چنبره‌ای، مشکل وزن و ابعاد آن است. به طوری که وزن این سیستم ۵۰ تا ۱۵۰ پوند سنگین‌تر از سیستم انتقال قدرت معمولی است [11].

یکی از انواع سیستم انتقال قدرت پیوسته، نوع چنبره‌ای است. این سیستم از سه قسمت اصلی دیسک ورودی، دیسک خروجی و غلتک تشکیل شده است. برای جلوگیری از تماس فلز با فلز، بین دیسک‌ها و غلتک از فیلم روغن الاستو-هیدرودینامیک استفاده می‌شود که توانایی تحمل فشارهای تماسی بالا را دارد [12].

این نوع سیستم انتقال قدرت، دارای دو نوع نصف چنبره و تمام چنبره (Full Toroidal) است. در حالت کلی بازده سیستم انتقال قدرت نصف چنبره بیشتر از

نوع تمام چنبره است. بازده این نوع از CVT تابعی از گشتاور اسپین (Spin Momentum) (ناشی از اختلاف سرعت نقاط مختلف غلتک در محل تماس با دیسک)، سرعت اسپین، ضریب اصطکاک موثر، نیروی تماسی بین دیسک و غلتک و گشتاور ورودی است، که در ادامه روابط آن ارایه خواهد شد. دلیل کم بودن بازده نوع تمام چنبره نسبت به نصف چنبره این است که، با وجود کم بودن گشتاور اسپین نسبت به حالت نصف چنبره، به دلیل بیشتر بودن مولفه اسپین سرعت، بازده کل کمتر است. از طرفی برای تولید گشتاور، به لغزش (Slip) بیشتری نسبت به نصف چنبره نیاز دارد که نتیجه آن کاهش بازده انتقال سرعت است [13]. بازده این نوع سیستم انتقال قدرت، به هندسه اجزای تشکیل دهنده آن و خواص روغن EHL مورد استفاده در آن بستگی دارد [14].

هدف اصلی این مقاله، انجام بهینه‌سازی هندسی به کمک الگوریتم ژنتیک با هدف کاهش وزن و افزایش بازده انتقال توان است. برای این منظور هندسه سیستم انتقال قدرت را ساده و شامل دیسک‌های ورودی و خروجی و غلتک در نظر می‌گیریم. فرض می‌کنیم ضخامت و دمای روغن در محل تماس دیسک و غلتک ثابت است. هم‌چنین تلفات موجود در یاتاقان غلتک را در نظر نمی‌گیریم.

تحلیل دینامیکی سیستم انتقال قدرت نصف چنبره

شکل (۱) هندسه نمونه‌ای از سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره را نشان می‌دهد. در این شکل، I_{22} شعاع انحنای غلتک در محل تماس با دیسک است. I_0 شعاع انحنای دیسک و θ زاویه نیم مخروط با زاویه راس O است. هم‌چنین γ زاویه دوران غلتک (جهت مثبت ساعت‌گرد) و I_1 و I_3 فاصله محور دوران دیسک‌ها با نقطه تماس با غلتک است. e نزدیک‌ترین فاصله محور دیسک تا حفره است.

تابعی از γ هستند که در روابط (۴) و (۳) ارایه شده‌اند. نسبت سرعت ایده‌آل (در صورت عدم وجود لغزش بین دیسک و غلتک) برابر است با $S_{rID} = \frac{r_1}{r_3}$ و نسبت سرعت واقعی از رابطه (۵) به دست می‌آید. در نهایت بازده انتقال سرعت از رابطه (۶) به دست می‌آید:

$$Sp_{in} = \frac{r_1\omega_1 - r_2\omega_2}{r_1\omega_1} \quad (1)$$

$$Sp_{out} = \frac{r_2\omega_2 - r_3\omega_3}{r_2\omega_2} \quad (2)$$

$$r_1 = r_0(1 + k - \cos(\theta + \gamma)) \quad (3)$$

$$r_3 = r_0(1 + k - \cos(\theta - \gamma)) \quad (4)$$

$$S_r = \frac{\omega_3}{\omega_1} = (1 - Sp_{in})(1 - Sp_{out}) \frac{r_1}{r_3} = (1 - Sp) \frac{1 + k - \cos(\theta + \gamma)}{1 + k - \cos(\theta - \gamma)} \quad (5)$$

$$v_{speed} = \frac{S_r}{S_{rID}} = 1 - Sp \quad (6)$$

در ادامه فقط نتایج تحلیل سینتیکی استخراجی از مرجع [13] ارایه شده است.

$$F_{T_{in}} = \mu_{in} F_N \quad (7)$$

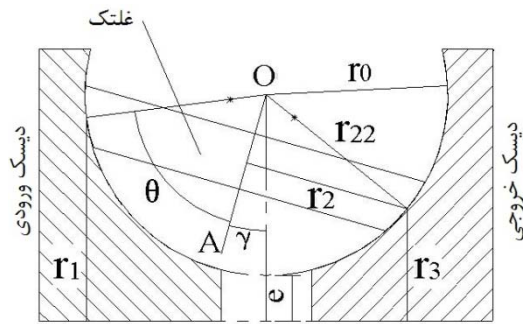
$$F_{T_{out}} = \mu_{out} F_N \quad (8)$$

$$M_{S_{in}} = \chi_{in} F_N r_1 \quad (9)$$

$$M_{S_{out}} = \chi_{out} F_N r_3 \quad (10)$$

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

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



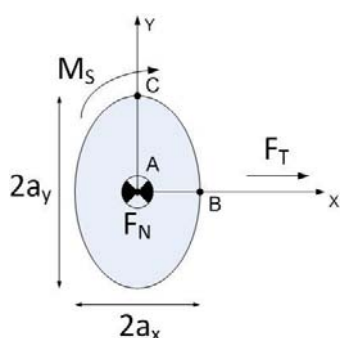
شکل ۱ هندسه سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره برای یک غلتک و ۲ دیسک [13]

در این سیستم انتقال قدرت، با دوران دیسک ورودی حول محور خود، به علت تماس بین غلتک و دیسک ورودی، غلتک حول محور OA دوران می‌کند و این دوران به همین ترتیب به دیسک خروجی منتقل می‌شود. با چرخش غلتک حول محور گذرنده از نقطه O و عمود بر صفحه و در نتیجه تغییر γ ، نسبت سرعت دورانی دیسک ورودی به دیسک خروجی عوض می‌شود و به علت امکان تغییر مقدار γ به طور پیوسته، نسبت تبدیل سیستم انتقال قدرت به طور پیوسته عوض می‌شود [15].

ضریب بی بعد k به صورت $\frac{e}{r_0}$ تعریف می‌شود. هم‌چنین ω_1 و ω_3 به ترتیب سرعت دورانی دیسک ورودی و خروجی است. ω_2 نیز سرعت دورانی غلتک حول محور OA است. برای انتقال گشتاور بین دیسک و غلتک، در فیلم روغن موجود در محل تماس دیسک و غلتک باید تنش برشی وجود داشته باشد. در حقیقت نیروی مماسی غلتک که باعث دوران آن می‌شود، انتگرال این تنش روی سطح تماس است. چون این تنش برشی 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 (۲) و (۱) به دست می‌آیند. شعاع r_1 و r_3

سیستم انتقال قدرت به دست آورد.

سطح تماس بین دیسک و غلتک به شکل بیضی است که ابعاد آن از روی مشخصات هندسی اجزای سیستم انتقال قدرت به دست می‌آید [14,15].



شکل ۳ ترسیمه آزاد سطح تماس بیضوی بین دیسک و غلتک

شکل (۳) دیاگرام آزاد سطح تماس بیضوی بین دیسک و غلتک را نشان می‌دهد. در این حالت تنش فشاری ماکزیمم در نقطه A اتفاق می‌افتد و تنش فشاری در B و C برابر صفر است [16]. با توجه به زیاد بودن تنش ناشی از نیروی فشاری F_N نسبت به تنش ناشی از گشتاور اسپین و نیروی مماسی، ماکزیمم تنش معادل در A اتفاق می‌افتد. در نقطه A:

$$\sigma_z = -\frac{3}{2} \frac{F_N}{\pi a_x a_y} \quad (16)$$

$$\tau_{zx} = \frac{4}{3\pi} \frac{F_T}{a_x a_y} = \frac{4\mu}{3\pi} \frac{F_N}{a_x a_y} \quad (17)$$

تنش معادل ون میزز در A برابر است با:

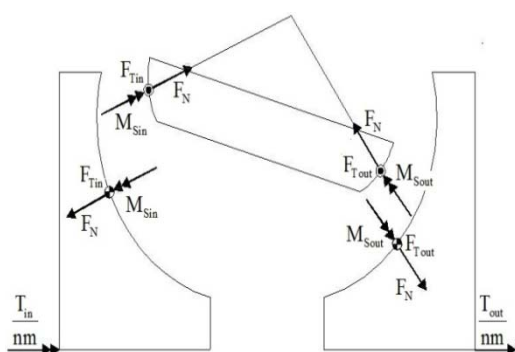
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{zx}^2} = \frac{F_N}{\pi a_x a_y} \sqrt{\frac{9}{4} + \frac{16}{3}\mu^2} \quad (18)$$

از رابطه (۱۸) در ادامه برای تعریف قید روی فرایند بهینه‌سازی استفاده می‌شود.

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

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

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



شکل ۲ ترسیمه آزاد اجزای سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره برای یک غلتک و ۲ دیسک [13]

شکل (۲) دیاگرام آزاد یک سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره را نشان می‌دهد. در روابط (۹ و ۱۰) $M_{S_{out}}$ و $M_{S_{in}}$ گشتاور اسپین بین دیسک‌ها و غلتک است. T_{out} و T_{in} به ترتیب گشتاور ورودی و خروجی است. n تعداد غلتک‌ها و m تعداد دیسک‌هاست. μ_{out} و μ_{in} ضریب اصطکاک موثر بین F_T و F_N (ضریب انتقال گشتاور) است. χ_{out} و χ_{in} نیز ضریب گشتاور اسپین است. t_{out} و t_{in} به ترتیب ضرایب کشش ورودی و خروجی است که از روابط (۱۳ و ۱۴) به دست می‌آیند. بازده انتقال توان سیستم انتقال قدرت نیز از رابطه (۱۵) به دست می‌آید.

تحلیل تنش در محل تماس دیسک و غلتک

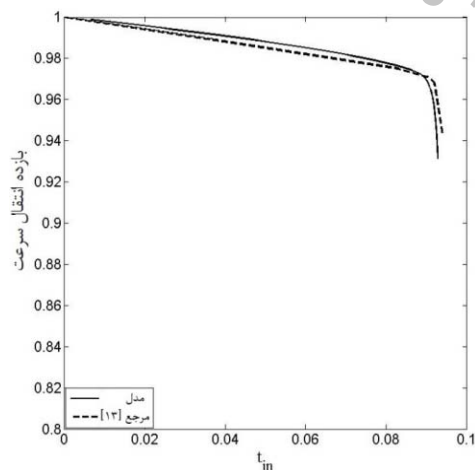
باتوجه به محدودیت مقاومت سطوح تماس دیسک و غلتک، در این قسمت تنش موجود در محل تماس دیسک و غلتک بررسی می‌شود تا بتوان رابطه‌ای بین تنش معادل ون میزز و پارامترهای دینامیکی ورودی به

مدل سازی تماس

شکل (۴) نمودار تغییرات بازده انتقال سرعت را برحسب ضریب کشش ورودی، به ازای استفاده از مدل تماس و مدل آرایه شده در مرجع [13] نشان می دهد.

جدول ۱ ورودی های برنامه مدل سازی برای مقایسه با مرجع [13]

r_0	۰/۰۴m	η_0	$3/25 \times 10^{-3} \text{Pa.s}$
r_{22}	۰/۰۳۲m	Z_1	۰/۸۵
θ	$\frac{\pi}{3}$	ζ	$1/71 \times 10^{-4} \text{Pa}^{-1}$
k	۰/۶۲۵	c_p	$1/96 \times 10^4 \text{Pa}$
S_{HD}	۱	η_∞	$6/31 \times 10^{-6} \text{Pa.s}$
F_N	۱۴KN	T	۹۹°C
ω_l	۲۰۰۰rpm	E	۲۱۰GPa
v	۰/۲۹۲	m	۴
n	۴	T_{in}	۲۰۰N.m



شکل ۴ مقایسه نمودار بازده انتقال سرعت برحسب ضریب کشش ورودی بین برنامه مدل سازی تماس و مرجع [13]

شکل (۵) نیز نمودار ضریب گشتاور اسپین ورودی را برحسب ضریب کشش ورودی، به ازای استفاده از مدل تماس و مدل آرایه شده در مرجع [13] نشان می دهد.

برای مدل سازی تماس بین دیسک و غلتک (برای محاسبه ضریب گشتاور اسپین و لغزش سیستم انتقال قدرت) از مدل ریاضی بر مبنای نتایج مدل EHL استفاده شده است که این مدل در مراجع [4,13,16,17] توضیح داده شده است. در این مدل، توزیع فشار روی سطح تماس از قانون هرترز برای تماس خشک پیروی می کند. از طرفی اثر فشار بین دیسک و غلتک روی ویسکوزیته و تنش برشی حدی سیال (τ_L) در نظر گرفته شده است. هم چنین دما و ضخامت فیلم روغن در محل تماس بین دیسک و غلتک ثابت فرض شده است. برای تاثیر دما روی متغیرهای مدل از جمله τ_L (تنش برشی حدی روی سیال) نیز، از روش آرایه شده در مرجع [18] استفاده شده که در روابط (۱۹-۲۱) آرایه شده است.

$$\tau_0 = 2.7 \times 10^7 + 3.5 \times 10^5 (T - 113) \quad (19)$$

$$a = 0.0765 - 4 \times 10^{-4} (T - 113) - 1 \times 10^{-3} U \quad (20)$$

$$\tau_L = \tau_0 + ap \quad (21)$$

در این روابط، T دمای روغن و p فشار آن است. هم چنین τ_L تنش برشی حدی و U سرعت خطی دیسک در محل تماس با غلتک است. به کمک این مدل و با داشتن ضرایب گشتاور اسپین (χ_{in} و χ_{out}) و ضرایب انتقال گشتاور (μ_{in} و μ_{out}) و به کمک روابط (۱۵-۱۳)، بازده مجموعه قابل محاسبه است.

یک برنامه MATLAB برای تعیین تابع مدل سیستم انتقال قدرت نصف چنبره ای نوشته شده است. نتایج این مدل در ادامه با نتایج چند مقاله مقایسه می شود.

برای مقایسه این مدل با نمودارهای مرجع [13]، ورودی های جدول (۱) در مدل وارد می شود.

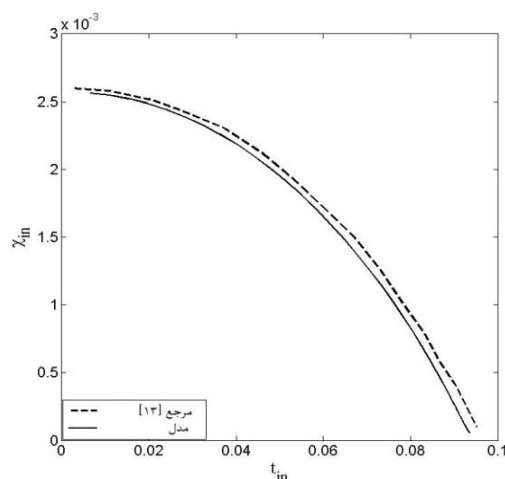
الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک، در سال‌های ۷۰-۱۹۶۰ توسط هالند (Holland) در ایالات متحده معرفی شد. این روش در حل بسیاری از مسایل بهینه‌سازی که روش‌های مرسوم قادر به حل آن نیستند، تواناست [20].

برای استفاده از GA، هر راه حل مسأله باید به صورت یک کروموزوم تعریف شود. این روش، یک جمعیت از کروموزوم‌ها (راه‌حل‌ها) ایجاد می‌کند و با اعمال فرآیندهای انتخاب طبیعی (Natural Selection)، انتخاب جفت (Pairing) و ترکیب (Mating)، کروموزوم‌های مناسب‌تری تولید می‌کند. هم‌چنین برای جلوگیری از افتادن در دام اکسترم‌های محلی و هم‌گرایی سریع، از فرآیند جهش (Mutation) و بازترکیب (Recombination) استفاده می‌کند. باید توجه داشت که برای هر کروموزوم یک تابع تناسب (Fitness Function) تعیین می‌شود و به وسیله این تابع، کروموزوم‌ها درجه‌بندی می‌شوند. در صورتی که تعداد پارامترهای ورودی برنامه بهینه‌سازی، کم باشد می‌توان از GA باینری استفاده کرد.

مراحل اجرای الگوریتم ژنتیک. در این فرایند بهینه‌سازی، برای هر پارامتر بهینه‌سازی ۱۲ بیت اختصاص داده می‌شود. جمعیت اولیه (Initial Population) برابر ۱۶ در نظر گرفته شده و تعداد ۸ کروموزوم که برتر از بقیه هستند، انتخاب می‌شوند. انتخاب جفت برای ترکیب نیز از روش وزن‌دهی براساس مرتبه کروموزوم (Rank Weighting) انجام می‌شود.

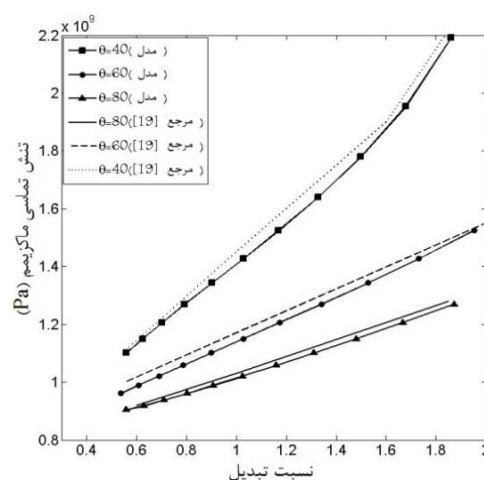
در فرآیند ترکیب کروموزوم‌ها از یک نقطه قطع (Crossover Point) استفاده شده است. هم‌چنین از ترکیب هر جفت کروموزوم، ۲ کروموزوم تولید می‌شود. به این ترتیب جمعیت کروموزوم‌ها در هر نسل ثابت می‌ماند. برای انجام جهش، ضریب جهش مقادیر مختلفی در نظر گرفته می‌شود. باید توجه داشت



شکل ۵ مقایسه نمودار ضریب گشتاور اسپین ورودی برحسب ضریب کشش ورودی بین برنامه مدل‌سازی تماس و مرجع [13]

در مرجع [19] اثر تغییر نسبت تبدیل روی تنش ماکزیمم هرترین ارایه شده است. ورودی‌های نمودار مطابق مقادیر ارایه شده در جدول (۱) است. با این تفاوت که $m = n = 2$.

با تطبیق ورودی‌های برنامه مدل‌سازی تماس، با ورودی‌های مرجع [19]، نمودار تنش ماکزیمم هرترین برحسب نسبت تبدیل (به ازای زوایای نیم‌مخروط مختلف) به دست می‌آید (شکل ۶).



شکل ۶ مقایسه نمودار تنش ماکزیمم هرترین برحسب نسبت تبدیل (به ازای زوایای نیم‌مخروط مختلف) بین برنامه مدل‌سازی تماس و مرجع [19]

جدول ۳ حدود متغیرهای ورودی برای انجام بهینه سازی

r_0 (mm)	[۲۰-۸۰]
$\frac{r_{22}}{r_0}$	[۰/۳-۰/۹]
k	[۰/۵-۰/۹]
θ (deg)	[۵۰-۸۰]

جدول ۴ مقادیر پارامترهای ورودی الگوریتم بهینه سازی

m, n	۲	Sp_{in}, Sp_{out}	۰/۰۵
------	---	---------------------	------

جدول ۵ قیود موجود در فرآیند بهینه سازی

P_{max} (GPa)	<۲
σ_{eq} (GPa)	<۲
μ_{in}, μ_{out}	<۰/۰۹۵

با توجه به این که هدف افزایش بازده و کاهش وزن مجموعه است، تابع تناسب مطابق رابطه (۲۲) در نظر گرفته شده است.

$$F = w_{\eta} \frac{0.934}{\eta} + \frac{W}{W_n} \quad (22)$$

در این رابطه η بازده انتقال توان است که از رابطه (۱۵) به دست می آید. W وزن مجموعه دیسک ورودی، دیسک خروجی و غلتک است. W_n نیز وزن مینا است که مقدار آن و مقدار پارامترهای هندسی برای دستیابی به این وزن، در جدول (۶) ارائه شده است.

در رابطه (۲۲) مقدار $0.934/W_n$ همان مقدار بازده انتقال توان به ازای پارامترهای هندسی ارائه شده در جدول (۶) است که این مقدار، بازده مینا نامیده می شود.

جدول ۶ مقدار وزن مینا و پارامترهای هندسی تولیدکننده این

مقدار وزن

r_0 (mm)	r_{22} (mm)	k	θ (deg)	W_n (N)
۶۶/۷	۶۰/۰	۰/۵۷	۸۰/۰	۱۹۴

که حین جهش، بهترین کروموزوم دستخوش تغییر نمی شود.

برای تست همگرایی، همگرایی بهترین جواب بررسی می شود. برای تعیین همگرایی جواب، برای بهترین جواب حد پایین قرار نمی دهیم؛ بلکه رسیدن به جواب، مشروط به ۱۰۰ بار اجرای حلقه است.

برای رسیدن به جواب مطلوب، ۱۰۰ بار الگوریتم GA با مقادیر آغازین متفاوت اجرا می شود و بهترین جواب انتخاب می شود.

بهینه سازی هندسی به کمک الگوریتم ژنتیک. تابع تبدیل سیستم برای بهینه سازی، همان مدل MATLAB ارائه شده برای مدل سازی تماس بین دیسک و غلتک است. جدول (۲) ساختار یک کروموزوم مسئله را نشان می دهد.

جدول ۲ ساختار یک کروموزوم مسئله

r_0	$\frac{r_{22}}{r_0}$	$k = \frac{e}{r_0}$	θ
-------	----------------------	---------------------	----------

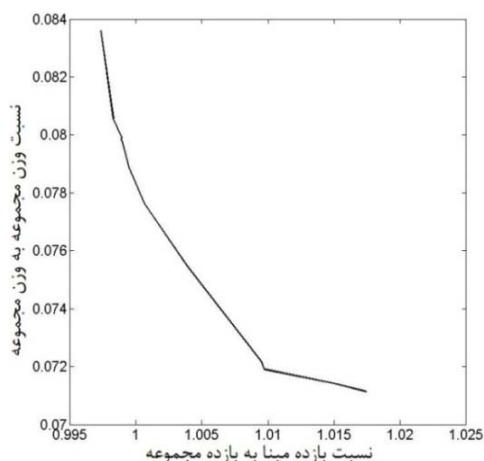
برای بهینه سازی، متغیرهای فرآیند بهینه سازی هندسی از جدول (۳) استفاده می شوند. مقادیر تعدادی از پارامترها که با مقادیر آن ها در جدول (۱) متفاوت است، در جدول (۴) ارائه شده است. مقادیر بقیه پارامترهای ورودی الگوریتم بهینه سازی، همان مقادیر جدول (۱) است.

قیدهای روی خروجی در جدول (۵) ارائه شده اند. برای برآوردن این قیود، در الگوریتم بهینه سازی تابع جریمه استفاده شده است. این قیود با توجه به محدود بودن میزان مقاومت سطوح تماس دیسک و غلتک و هم چنین محدودیت ظرفیت انتقال گشتاور توسط روغن و با توجه به مراجع [13,16,18] به دست آمده است. چون هدف از الگوریتم های ارائه شده کمینه کردن تابع تناسب است، در صورت خروج از این حدود به ازای یک سری ورودی، تابع تناسب به عنوان جریمه، مقدار بی نهایت به خود می گیرد.

جدول ۷ مقادیر بهینه هندسی، حجم و بازده انتقال توان به ازای ضرایب وزنی مختلف

w_η	r_0 (mm)	$\frac{r_{22}}{r_0}$	k	θ (deg)	η	W(N)
۰/۸	۳۰/۵	۰/۹	۰/۵	۷۵/۶۵	٪۹۳/۵۴	۱۵/۴۸
۰/۶	۳۰/۲	۰/۹	۰/۵	۷۶/۹	٪۹۳/۳۴	۱۵
۰/۴	۲۹/۴	۰/۹	۰/۵	۸۰/۰	٪۹۲/۵۷	۱۳/۹۶
۰/۲	۲۹/۳۹	۰/۹	۰/۵	۸۰/۰	٪۹۲/۵	۱۳/۹۵

از جدول (۷) مشاهده می‌شود که با کاهش ضریب وزنی، مقدار وزن و بازده کاهش می‌یابد. در شکل (۸) نمودار تغییرات مقادیر بهینه وزن نرمال شده برحسب نسبت بازده مبنا به بازده مجموعه به ازای ضرایب وزنی مختلف نشان داده شده است.

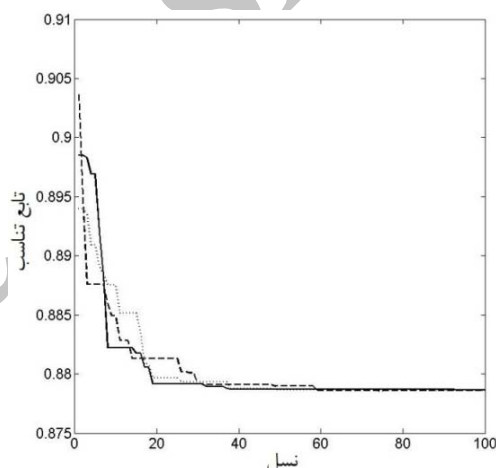


شکل ۸ نمودار تغییرات مقادیر بهینه وزن نرمال شده برحسب نسبت بازده مبنا به بازده مجموعه به ازای ضرایب وزنی مختلف

مقادیر هندسی ارایه شده در جدول (۸) به عنوان مقادیر هندسی بهینه انتخاب می‌شوند. در ادامه تأثیر پارامترهای دمای روغن EHL، زاویه چرخش غلتک و سرعت دورانی دیسک ورودی روی بازده انتقال توان به ازای این پارامترهای هندسی بررسی می‌شود.

چون در فرایند بهینه‌سازی مقدار نهایی تابع تناسب مد نظر نیست و تمرکز روی مقدار به دست آمده برای وزن و بازده انتقال توان است، یک ضریب وزنی (w_η) برای عبارت نرمال شده بازده در نظر گرفته شده است. ضریب عبارت وزن، ۱ قرار داده می‌شود. ضریب وزنی w_η اهمیت بازده انتقال توان را نسبت به وزن سیستم تعیین می‌کند.

فرآیند بهینه‌سازی به کمک روش GA انجام می‌شود. شکل (۷) تغییرات تابع تناسب را به ازای ضریب وزنی ۰/۸ و مقادیر اولیه متفاوت نشان می‌دهد.



شکل ۷ تغییرات تابع تناسب طی فرایند بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک و به ازای مقادیر اولیه متفاوت

همان‌طور که مشاهده می‌شود، تابع تناسب طی همان‌طور که مشاهده می‌شود، تابع تناسب طی ۱۰۰ نسل به مقدار مشخصی همگرا می‌شود. این مقدار به ازای مقادیر اولیه متفاوت برای پارامترهای بهینه‌سازی، مقدار یکسانی است. در نتیجه، الگوریتم بهینه‌سازی مورد استفاده از دقت مناسبی برخوردار است.

به ازای ضرایب وزنی مختلف، مقادیر هندسی، وزن و بازده انتقال توان مختلفی به دست می‌آید که این مقادیر در جدول (۷) ارایه شده است.

جدول ۸ مقادیر بهینه هندسی

r_0 (mm)	r_{22} (mm)	k	θ (deg)
۳۰	۲۷	۰/۹	۷۵

مقادیر ارایه شده در جدول (۹) برای دمای روغن EHL، زاویه چرخش غلتک و سرعت دورانی دیسک مقادیر نرمال ورودی نامیده می شود.

جدول ۹ مقادیر نرمال ورودی

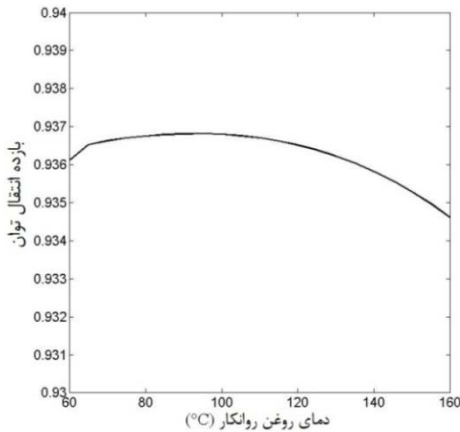
T (°C)	γ (deg)	ω_1 (rpm)
۱۰۰	۰	۲۰۰۰

بررسی تغییرات بازده انتقال توان به ازای هندسه بهینه

باتوجه به روابط (۱۵-۱۳)، و هم چنین مدل ارایه شده در بخش مدل سازی تماس، بازده انتقال توان سیستم انتقال قدرت نصف چنبره ای تابعی از دمای روغن، سرعت دورانی دیسک ورودی و زاویه دوران غلتک است. برای بررسی تأثیر هرکدام از این پارامترها روی بازده انتقال توان به ازای هندسه بهینه، دو ورودی دیگر، ثابت و برابر مقدار نرمال شان در نظر گرفته می شود. شکل (۹) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب دمای روغن EHL نشان می دهد.

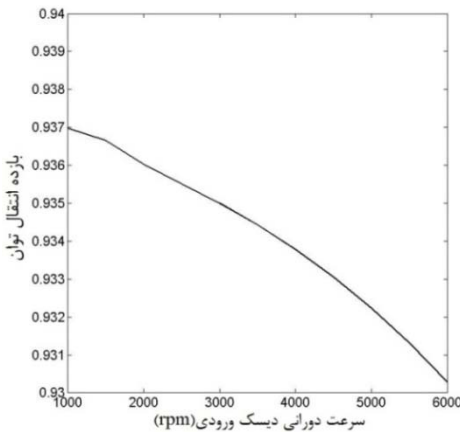
شکل (۱۰) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب سرعت دورانی دیسک ورودی نشان می دهد.

شکل (۱۱) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب زاویه چرخش غلتک نشان می دهد.



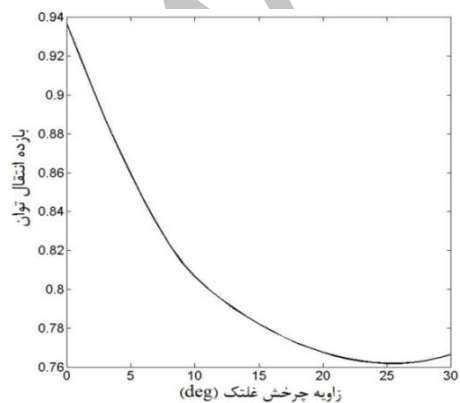
شکل ۹ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و

مقادیر نرمال ورودی برحسب دمای روغن EHL



شکل ۱۰ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و

مقادیر نرمال ورودی برحسب سرعت دورانی دیسک ورودی



شکل ۱۱ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و

مقادیر نرمال ورودی برحسب زاویه چرخش غلتک

نتیجه‌گیری

سرعت دورانی دیسک ورودی، پارامترهای هندسی بهینه تقریباً یکسان هستند. شکل (۸) نشان می‌دهد که با افزایش بازده انتقال توان، وزن مجموعه ناگزیر افزایش می‌یابد. بررسی تاثیر دمای فیلم روغن، سرعت دورانی دیسک ورودی و زاویه چرخش غلتک به ازای هندسه بهینه ارایه شده در جدول (۸)، طی شکل‌های (۹-۱۱) این نتیجه را ارایه می‌دهد که با کاهش سرعت دورانی دیسک ورودی و به ازای نسبت تبدیل‌های نزدیک ۱ بازده انتقال توان بیشتری به دست می‌آید. هم‌چنین بیشترین بازده انتقال توان در دمای ۹۰-۱۰۰ درجه سلسیوس برای فیلم روغن اتفاق می‌افتد. از طرفی بین این عوامل، تابع بازده انتقال توان بیشترین حساسیت را نسبت به زاویه دوران غلتک دارد.

البته در این مدل محدودیت‌ها و ساده‌سازی‌هایی نیز انجام شده است. به این ترتیب که، هندسه سیستم انتقال قدرت به صورتی ساده و شامل دیسک‌های ورودی و خروجی و غلتک در نظر گرفته شده‌اند. هم‌چنین تماس بین دیسک و غلتک در حالت پایدار بررسی شده است. فرض شده که ضخامت و دمای روغن در محل تماس دیسک و غلتک ثابت باشد. هم‌چنین تلفات موجود در یاتاقان غلتک در نظر گرفته نشده است. ضرایب لغزش نیز به صورت مقداری ثابت فرض شده‌اند که می‌توان در فعالیت‌های بعدی در این زمینه، این فرضیات و ساده‌سازی‌ها را لحاظ نکرد.

در مطالعات قبلی روی سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره‌ای، بررسی‌هایی روی بازده انتقال قدرت و تاثیر پارامترهای مختلف روی آن، انجام شده بود؛ اما فعالیتی در زمینه بهبود بازدهی و در عین حال کاهش وزن آن به کمک تغییر پارامترهای هندسی انجام نشده بود. در این مقاله سعی بر این بود که این مطالعه انجام شود. در مدل ارایه شده برای مدل‌سازی تماس بین دیسک و غلتک، تاثیر دما روی متغیرهای مدل، از جمله تنش برشی حدی روی سیال و ویسکوزیته در نظر گرفته شده است. این روش نسبت به روش ارایه شده در مرجع [13] دقیق‌تر است. چون در حقیقت، این تنش به سرعت دیسک و غلتک بستگی دارد و در فرآیند بهینه‌سازی، در هر مرحله از تغییر مشخصات هندسی، مقدار سرعت نسبی بین دیسک و غلتک عوض می‌شود. با مقایسه خروجی‌های این مدل با نمودارهای مراجع [13,19] طی شکل‌های (۶-۴) تطابق آن‌ها و درستی مدل تأیید شد. برای انجام بهینه‌سازی، از الگوریتم ژنتیک استفاده شد و درستی مدل بهینه‌سازی به کمک بررسی همگرایی آن به ازای مقادیر اولیه متفاوت بررسی شد. در ادامه، با انجام بهینه‌سازی این نتیجه به دست آمد که با تغییر ضریب وزنی تاثیر بازده انتقال توان در تابع تناسب، به ازای مقادیر ثابت گشتاور ورودی، دمای فیلم روغن، نسبت تبدیل و

مراجع

1. Brace, C., Deacon, M., Vaughan, N. D., Horrocks, R. W. and Burrows, C. R., "The Compromise in Reducing Exhaust Emissions and Fuel Consumption from a Diesel CVT Powertrain over Typical Usage Cycles", *Proc. CVT 99*, pp. 27-33, (1999).
2. Srivastava, N. and Haque, I., "Nonlinear dynamics of a friction-limited drive: Application to a chain continuously variable transmission (CVT) system", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 321, pp. 319-341, (2009).

3. Carbone, G. and Mangialardi, L., "Fuel Consumption of a Mid Class Vehicle with Infinitely Variable Transmission", *SAE International*, (2001).
4. Jacod, B., Venner, C. H. and Lugt, P. M., "A Generalized Traction Curve for EHL Contacts", *Journal of Tribology*, Vol. 123, pp. 248-253, (2001).
5. Sanda, S. and Hayakawa, K., "Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission", *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol. 40, pp. 30-39, (2005).
6. Haruhito, M., Yamazaki, T., Kobayashi, K. and Hibi, T., "A study on the layout and ratio change characteristics of a dual-cavity half-toroidal CVT", *JSAE Review*, Vol. 22, pp. 299-303, (2001).
7. Carbone, G., Mangialardi, L., Bonsen, B., Tursi, C. and Veenhuizen, P.A., "CVT dynamics: Theory and experiments", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, pp. 409-428, (2007).
8. Imanishi, T., Machida, H. and Tanaka, H., "A Geometrical Study of Toroidal CVT-Comparison between Half Toroidal and Full Toroidal", *JSAE Review*, Vol. 17, pp. 447-450, (1996).
9. Machida, M. and Murakami, Y., "Development of the Half Toroidal CVT POWERTORS UNIT", *NSK Tech. J.*, Vol. 9, pp. 15-26, (2000).
10. Yamamoto, T., Matsuda, K. and Hibi, T., "Analysis of the efficiency of a half-toroidal CVT", *JSAE Review*, Vol. 22, pp. 565-570, (2001).
11. Birch, S., "Audi takes CVT from 15th century to 21st century", *Automotive Engineering International*, pp. 68-71, (2000).
12. Hooke, C. J., "The Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Contacts", *ARCHIVE: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 19, pp. 149-156, (1977).
13. Carbone, G., Mangialardi, L. and Mantriota, G., "A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 39, pp. 921-942, (2004).
14. Zhang, Y., Zhang, X. and Tobler, W., "A Systematic Model for the Analysis of Contact, Side Slip and Traction of Toroidal Drives", *Journal of Mechanical Design*, Vol. 122, pp. 523-528, (2000).
15. Tanaka, H., "Power transmission of a cone roller toroidal traction drive", *JSME International Journal*, Vol. 32, pp. 82-86, (1989).
16. Boresi, A. P., Schmidt, R. J. and Sidebottom, O. M., "*Advanced mechanics of materials*", Wiley New York, (1985).
17. Hamrock, B. J., "*Fundamentals of fluid film lubrication*", McGraw-Hill Science, Engineering & Mathematics, (1994).
18. Newall, J. and 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, pp. 769-779, (2003).
19. Shi, N. A. and Huaying, W. L. I., "A parametric study on the contact stress of half toroidal continuously variable transmission", *Journal of Chongqing University-Eng*, Vol. 2, pp. 6-11, (2003).

20. Hooshyar, B., Tahmani, A. and Shenasa, M., "A Genetic Algorithm to Time-Cost Trade off in project scheduling", *IEEE Congress on Evolutionary Computation*, Hong Kong Convention and Exhibition Center, pp. 3081–3086, (2008).
21. Imanishi, T. and Machida, H., "Development of POWERTOROS UNIT Half Toroidal CVT2 Comparison Study of Half Toroidal and Full Toroidal CVTs", *NSK Tech J.*, Vol. 10, pp. 1–8, (2001).

Archive of SID