

محاسبه‌ی تحلیلی انواع اتلاف توان در گیربکس‌های دریایی

سید سعید شریفی^۱، فرید وکیلی تهامی^{۲*}، ناصر فیروزان قلعه^۳

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز Saeed.sharifi92@ms.tabrizu.ac.ir

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، f_vakili@tabrizu.ac.ir

۳- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی مالک اشتر Naserfiruzan@gmail.com

چکیده

با توجه به انجام پروژه‌های متعدد طراحی گیربکس در حوزه‌ی گیربکس‌های دریایی و تقاضای روزافزون برای افزایش بازدهی گیربکس‌ها، دستیابی به دانش محاسبه توان اتلافی در اجزای مختلف گیربکس‌ها امری ضروری می‌باشد. از سوی دیگر، طراحی یک سیستم خنک‌کاری و روغن‌کاری بهینه برای مجموعه‌ی گیربکس، نیازمند محاسبه‌ی توان اتلافی در اجزای مختلف گیربکس می‌باشد. در این پژوهش توان اتلافی گیربکس‌ها در دو دسته‌ی تلفات وابسته به بار و تلفات وابسته به سرعت بررسی شده است و یک مدل تحلیلی برای پیش‌بینی توان اتلافی در قسمت‌های مختلف گیربکس مانند دنده‌ها، یاتاقان‌ها و آب‌بندها ارائه شده است. مدل ریاضی پیشنهاد شده با نمونه‌های تجربی موجود در ادبیات فن صحه‌گذاری شده است و برای گیربکس‌ها با چرخ‌دنده‌های ساده و نیز مارپیچ صادق می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: بازده، توان اتلافی، گیربکس، آب‌بند، یاتاقان

۱- مقدمه

تحلیل و طراحی چرخ‌دنده، در واقع تقریب‌هایی مهندسی قبل از بکارگیری چرخ‌دنده‌ها هستند. یکی از مسایل دشوار برای هر طراح چرخ‌دنده بدست آوردن بازدهی قابل اعتماد برای طرح‌های چرخ‌دنده‌ها می‌باشد. عموماً چرخ‌دنده‌ها دارای بازدهی در حدود ۹۸ درصد یا بیشتر می‌باشند. در بسیاری از کاربردها این اتلافات اصطکاکی هر چند کم می‌تواند سبب نگرانی‌های قابل توجهی گردد، چون که اتلافات به صورت گرما در سراسر سیستم دنده‌ای پخش می‌شود [۱]. از طرفی کاهش توان اتلافی در مجموعه گیربکس منجر به کاهش هزینه‌های جاری تجهیزات، کاهش میزان روغن مصرفی در روان‌سازی و در نتیجه باعث کاهش اندازه‌ی پمپ و مخزن روغن می‌شود و بازده کلی مجموعه‌ی گیربکس افزایش می‌یابد.

در زمینه‌ی پژوهش‌های صورت گرفته در مورد بازدهی و اتلاف توان در گیربکس‌ها، پراکاش و پاتل در سال ۲۰۱۲ میلادی [۲] به صورت تجربی اتلاف توان در گیربکس‌های دستی و تأثیر شرایط کاری بر بازده خروجی را مورد بررسی قرار داده‌اند. استاویستکی و همکارانش در سال ۲۰۱۰ میلادی [۳] انواع مدل‌های ارائه شده برای محاسبه‌ی توان اتلافی مستقل از بار را مورد بررسی قرار دادند و نتایج را برای چرخ‌دنده‌های ساده و مخروطی ارائه کردند. پلگزلوس و همکارانش در سال ۲۰۱۱ میلادی [۴] مدلی تحلیلی برای محاسبه‌ی بازده در چرخ‌دنده‌های با توزیع بار غیر یکنواخت ارائه کردند. نتایج کار ایشان فقط برای چرخ‌دنده‌های ساده صادق می‌باشد. در نهایت هیل در سال ۲۰۱۰ میلادی [۵] به کمک دینامیک سیالات محاسباتی^۱ و به منظور درک فیزیکی عمیق تر تلفات Windage در دنده‌ها را مورد بررسی قرارداد.

¹ Computational Dynamic Fluids

همان طور که اشاره شد اکثر پژوهش‌های صورت گرفته، یا بر مبنای آزمایشات تجربی بوده است و یا در مدل‌های تحلیلی به بررسی یکی از جنبه‌های اتلاف توان در گیربکس‌ها پرداخته شده است. در این پژوهش توان اتلافی گیربکس‌ها در دو دسته‌ی تلفات وابسته به بار و تلفات وابسته به سرعت بررسی شده است و یک مدل تحلیلی برای پیش‌بینی توان اتلافی در قسمت‌های مختلف گیربکس مانند دنده‌ها، یاتاقان‌ها و آببندها ارائه شده است. مدل ریاضی پیشنهاد شده برای چرخ‌دنده‌های ساده و مارپیچ صادق می‌باشد.

۲- تلفات وابسته به سرعت

تلفات وابسته به سرعت شامل تلفات در آببندها، تلفات مقاومت هوا (windage) و تلفات ناشی از حرکت دنده‌ها در حمام روغن (churning) می‌باشد. تلفات وابسته به سرعت عمدتاً در سرعت‌های بالا (بیش‌تر از ۱۰۰۰ دور بر دقیقه) اهمیت خود را نشان می‌دهند و مقدار این تلفات با افزایش سرعت دورانی افزایش می‌یابد [۶].

۱-۲- توان اتلافی در آببندها

توان اتلافی در آببندها به طور عمده تابعی از قطر و سرعت دورانی می‌باشد. زمانی که قطر شفت کوچک باشد، توان اتلافی معمولاً بسیار کوچک می‌باشد ولی با افزایش قطر شفت مقدار توان اتلافی در آببندها قابل توجه می‌شود و نمی‌توان از آن چشم‌پوشی کرد [۷]. فرناندس در سال ۲۰۱۵ میلادی [۸] با در نظر گرفتن تأثیر گرانیروی روان‌ساز، رابطه‌ی (۱) را برای محاسبه‌ی توان اتلافی (بر حسب کیلو وات) در آببندها پیشنهاد کرد:

$$P_{seal} = \left[145 - 1.6\theta + 350 \log(\log(v_{40} + 0.8)) \right] \times 10^{-10} \cdot d_{shaft}^2 \cdot n \quad (1)$$

که در آن پارامتر n سرعت دورانی شفت بر حسب دور بر دقیقه، v_{40} گرانیروی روان‌ساز در دمای ۴۰ درجه‌ی سانتی گراد، d_{sh} قطر شفت و θ دمای روان‌ساز در شرایط کاری می‌باشد.

۲-۲- توان اتلافی Churning

این نوع از تلفات ناشی از توان لازم برای حرکت دادن روان‌ساز در محفظه‌ی گیربکس توسط دنده‌ها می‌باشد. تلفات churning در چرخ‌دنده‌های ساده نسبت به چرخ‌دنده‌های مخروطی محتمل‌تر است. همچنین در چرخ‌دنده‌های مخروطی با افزایش زاویه مارپیچ مقدار توان اتلافی کم‌تر می‌شود [۹]. بر طبق استاندارد ایزو شماره‌ی ۱۴۱۷۹ [۱۰]، رابطه‌ی (۲) برای محاسبه‌ی توان اتلافی در قطر صاف خارجی، رابطه‌ی (۳) برای محاسبه‌ی توان اتلافی در سطح صاف دیسک (هر دو طرف) و رابطه‌ی (۴) برای محاسبه‌ی توان اتلافی در سطح دنده‌ها به کار می‌رود. در نهایت توان اتلافی churning کلی از رابطه‌ی (۵) بدست می‌آید.

$$P_{ch1} = \frac{7.37 f_g v n^3 D^{4.7} L}{A_g \times 10^{26}} \quad (2)$$

$$P_{ch2} = \frac{1.474 f_g v n^3 D^{5.7}}{A_g \times 10^{26}} \quad (3)$$

$$P_{ch3} = \frac{7.37 f_g v n^3 D_{out}^{4.7} F}{A_g \times 10^{26}} \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right) \quad (4)$$

$$P_{ch} = P_{ch1} + P_{ch2} + P_{ch3} \quad (5)$$

که D قطر خارجی دنده و F عرض دنده می‌باشد. همچنین مقدار ثابت A_g ، 0.12 فرض می‌شود [۱۰]. بر طبق پیشنهاد این استاندارد [۱۰]، برای زوایای مارپیچ (β) کمتر از ۱۰ درجه، مقدار ۱۰ در رابطه‌ی (۴) جاگذاری می‌شود. در نهایت پارامتر زبری سطح R_f از رابطه‌ی (۶) محاسبه می‌شود.

$$R_f = 7.93 - \frac{4.648}{m_t} \quad (6)$$

که در آن m_t معکوس مدول دنده می باشد. همچنین پارامتر f_g موجود در رابط (۲) تا (۴) فاکتور غوطه‌وری دنده^۲ می باشد. در حالتی که دنده در روغن غوطه‌ور نباشد، مقدار f_g صفر و در حالتی که دنده به طور کامل در روغن غوطه‌ور باشد، مقدار f_g برابر یک خواهد بود. در بقیه موارد با توجه به میزان غوطه‌وری مقدار f_g به صورت خطی ما بین صفر و یک در نظر گرفته می شود.

۲-۳- توان اتلافی Windage

همزمان با چرخش دنده‌ها، قطره‌های بسیار کوچک روغن (روان‌ساز) به دلیل نیروی گریز از مرکز از فاصله‌ی مابین دنده‌ها خارج می شود. این دانه‌های کوچک روان‌ساز، یک غبار (مه) ریز و رقیق از روغن ایجاد می کند که در محفظه‌ی دنده‌ها معلق می ماند. تأثیر این غبار روغن افزایش مقاومت اصطکاکی بر روی دنده‌ها می باشد. آندرسون و لوونتال در گزارش شماره ۴۶-۷۹ ناسا [۱۱] برای محاسبه‌ی تلفات Windage به ترتیب روابط (۷) و (۸) را برای چرخ دنده‌های کوچک^۳ و بزرگ^۴ ارائه کرده اند:

$$P_{w,p} = 2.82 \times 10^{-7} \left(1 + 4.6 \frac{F}{D_p} \right) n_p^{2.8} \left(\frac{D_p}{2} \right)^{4.6} (0.028\mu_0 + 0.019)^{0.2} \quad (7)$$

$$P_{w,g} = 2.82 \times 10^{-7} \left(1 + 4.6 \frac{F}{D_g} \right) \left(\frac{n_p}{m_g} \right)^{2.8} \left(\frac{D_g}{2} \right)^{4.6} (0.028\mu_0 + 0.019)^{0.2} \quad (8)$$

که μ_0 گرانیوی مطلق و m_g نسبت تعداد دنده‌های چرخ دنده‌ی بزرگ به تعداد دنده‌های چرخ دنده‌ی کوچک می باشد. همچنین زیرنویس‌های g و p به ترتیب نشانگر چرخ دنده‌ی بزرگ و چرخ دنده‌ی کوچک می باشد.

۲-۴- توان اتلافی در یاتاقان‌ها

هریس [۱۲] توان اتلافی یاتاقان‌ها را در پنج دسته‌ی یاتاقان‌ها ساچمه‌ای، غلتک استوانه‌ای، غلتک استوانه‌ای بشکه‌ای، سوزنی و غلتک مخروطی به صورت مجزا بررسی کرد. در ادامه فقط به بررسی توان اتلافی در یاتاقان‌ها غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای^۵ که به وفور در گیربکس‌های دریایی استفاده می شود، پرداخته می شود. در مورد بقیه‌ی یاتاقان‌ها تحلیل‌هایی مشابه صادق است و ضرایب لازم در ادبیات فن [۱۲] موجود می باشد.

در یاتاقان‌های غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای، منابع اصلی اتلاف گشتاور ناشی از بار اعمالی و اصطکاک روان‌ساز می باشد. از رابطه‌ی (۹) برای محاسبه‌ی گشتاور بار اعمالی استفاده می شود:

$$M_1 = f_1 F^a d_m^b \quad (9)$$

که d_m قطر متوسط یاتاقان می باشد. مقادیر f_1 ، a و b در جداول ۱ و ۲ ارائه شده است. همچنین مقدار F در مورد یاتاقان‌های غلطک استوانه‌ای کروی محوری (کف‌گرد) برابر F_a می باشد. در سایر موارد پارامتر F از رابطه‌ی (۱۰) محاسبه می شود.

² Gear dip factor

³ Pinion

⁴ Gear

⁵ Spherical roller Bearings

$$F = 1.35Y_2F_a \quad \text{if } \frac{F_r}{F_a} < Y_2$$

$$F = F_r \left(1 + 0.35 \times \left(\frac{Y_2 F_a}{F_r} \right)^3 \right) \quad \text{if } \frac{F_r}{F_a} \geq Y_2 \quad (10)$$

که پارامتر Y_2 موجود در رابطه‌ی (۱۰) در کاتالوگ هر یاتاقان موجود می‌باشد.

جدول ۱- مقادیر f_1 ، a و b برای یاتاقان‌های غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای شعاعی [۱۲]

سری ابعادی یاتاقان	f_1	a	b
۲۱۳	۰/۰۰۰۲	۱/۳۵	۰/۲
۲۲۲	۰/۰۰۰۱۵	۱/۳۵	۰/۳
۲۲۳	۰/۰۰۰۶۵	۱/۳۵	۰/۱
۲۳۰	۰/۰۰۱	۱/۵	-۰/۳
۲۳۱	۰/۰۰۰۳۵	۱/۵	-۰/۱
۲۳۲	۰/۰۰۰۴۵	۱/۵	-۰/۱
۲۳۹	۰/۰۰۰۲۵	۱/۵	-۰/۱
۲۴۰	۰/۰۰۰۸	۱/۵	-۰/۲
۲۴۱	۰/۰۰۱	۱/۵	-۰/۲

جدول ۲- مقادیر f_1 ، a و b برای یاتاقان‌های غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای محوری (کف‌گرد) [۱۲]

سری ابعادی یاتاقان	f_1	a	b
۲۹۲	۰/۰۰۰۳	۱	۱
۲۹۳	۰/۰۰۴	۱	۱
۲۹۴	۰/۰۰۵	۱	۱

هریس [۱۲] همچنین رابطه‌ی تجربی (۱۱) را برای پیش‌بینی گشتاور ناشی از اصطکاک روان‌ساز پیشنهاد داد:

$$M_v = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_m^3 \quad vn \geq 2000$$

$$M_v = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad vn < 2000 \quad (11)$$

که گرانروی v بر حسب سانتی‌استوکس می‌باشد. همچنین پارامتر f_0 به نوع یاتاقان و روش روغن‌کاری وابسته است و برای انواع یاتاقان غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای در شرایط روغن‌کاری مختلف در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳- پارامتر f_0 برای انواع یاتاقان‌های غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای در شرایط روغن‌کاری متفاوت [۱۲]

نوع یاتاقان غلطک استوانه‌ای بشکه‌ای	نوع روغن‌کاری			
	گریس	پاششی (غبار روغن)	حمام روغن	جت روغن
شعاعی	۳/۵-۷	۱/۷-۳/۵	۳/۵-۷	۷-۱۴
محوری	-	-	۲/۵-۵/۵	۵-۱۰

گشتاور اتلافی کلی از رابطه‌ی (۱۲) محاسبه می‌شود.

$$M = M_1 + M_V \quad (12)$$

در نهایت با معلوم شدن گشتاور، توان اتلافی از رابطه‌ی (۱۳) بدست می‌آید.

$$P_B = 1.047 \times 10^{-7} M \cdot n \quad (13)$$

۳- تلفات وابسته به بار

تلفات وابسته به بار نیز شامل تلفات لغزشی و غلتشی در دنده‌ها می‌باشد. در ادامه به بررسی توان اتلافی در هر یک از این موارد پرداخته می‌شود.

۳-۱- توان اتلافی غلتشی در یاتاقان‌ها

تلفات غلتشی به عواملی همچون سرعت غلتش و ضخامت فیلم روغن کاری وابسته است. هینگارتنر و امبا [۱۳] رابطه‌ی (۱۴) را برای محاسبه‌ی توان اتلافی غلتشی در دنده‌ها پیشنهاد دادند:

$$P_R = V_T F_R \quad (14)$$

که V_T سرعت غلتش دنده‌ها می‌باشد. همچنین F_R نیروی غلتشی می‌باشد و از رابطه‌ی (۱۵) محاسبه می‌شود:

$$F_R = 9 \times 10^7 h \phi_i F \quad (15)$$

در رابطه‌ی (۱۵)، F عرض دنده و h ضخامت فیلم روغن می‌باشد که از رابطه‌ی (۱۶) بدست می‌آید. ϕ_i نیز (فاکتور کاهش دمایی) که به منظور در نظر گرفتن تغییرات دما در سرعت‌های بالا لحاظ می‌شود و از شکل ۱ بدست می‌آید.

$$h = 2.69U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) R_x \quad (16)$$

که مقدار k برای دنده‌ها با تماس خطی مقدار ثابت ۱۲ فرض می‌شود [۱۱]. بقیه‌ی پارامترهای لازم برای محاسبه‌ی ضخامت فیلم روغن (h) در روابط (۱۷) تا (۲۲) ارائه شده است.

$$U = \frac{u \mu_0}{E' R_x} \quad (17)$$

$$G = E' \alpha_l \quad (18)$$

$$W = \frac{F_H}{E' R_x^2} \quad (19)$$

$$R_x = \frac{R_g \times R_p}{R_g + R_p} \quad (20)$$

$$u = V_p + V_g = \frac{V_T}{2} \quad (21)$$

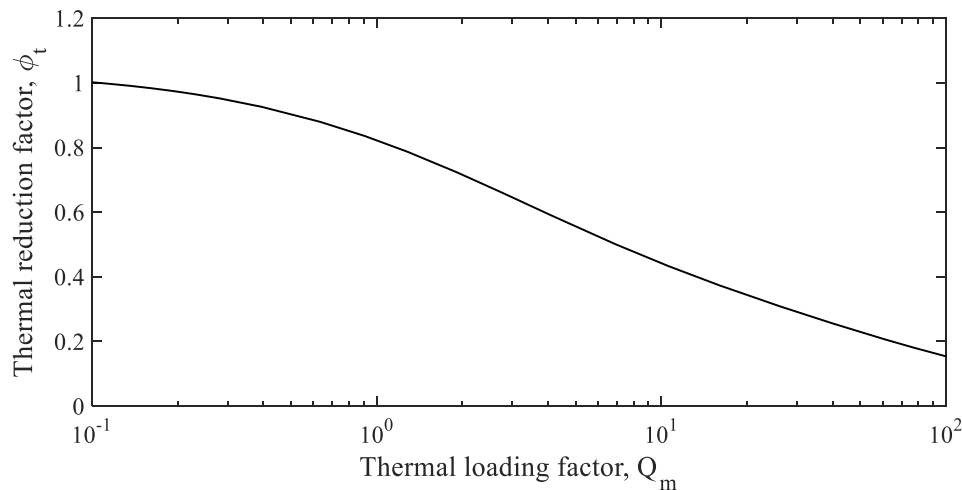
$$E' = \frac{2}{\left(\frac{1 - \gamma_g^2}{E_g} - \frac{1 - \gamma_p^2}{E_p} \right)} \quad (22)$$

که در روابط فوق γ و E به ترتیب نشان دهنده‌ی ضریب پواسون و مدول الاستیسیته می‌باشد. F_H نشان دهنده‌ی نیروی عمودی وارد بر دنده و R شعاع بیرونی هر چرخ‌دنده می‌باشد. همچنین مقدار α_l موجود در رابطه‌ی (۱۸) برای روغن‌های رایج در روان‌سازی دنده $2/0.3 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ در نظر گرفته می‌شود [۱۱].

⁶ Thermal reduction factor

در سرعت‌های بالا، مقدار ضخامت فیلم روغن تخمین زده شده به کمک رابطه‌ی (۱۶) بیش‌تر از مقدار واقعی خواهد بود. به منظور تصحیح این خطا از فاکتور کاهش دمایی استفاده می‌شود. شکل ۱ تغییرات ϕ_t بر حسب فاکتور بار حرارتی (که مطابق رابطه‌ی (۲۳) تعریف می‌شود) را نشان می‌دهد.

$$Q_m = 6.8 \times 10^{-5} \mu_0 (V_T)^2 \quad (23)$$



شکل ۱- فاکتور کاهش دمایی بر حسب فاکتور بار حرارتی [۱۱]

۲-۳- توان اتلافی لغزشی در یاتاقان‌ها

تلفات لغزشی تابعی از سرعت لغزشی و نیروی اصطکاک (ضریب اصطکاک) می‌باشد. هینگارتنر و امبا [۱۳] رابطه‌ی (۲۴) را برای محاسبه‌ی توان اتلافی لغزشی در دنده‌ها پیشنهاد دادند:

$$P_s = V_s F_s \quad (24)$$

که در آن V_s سرعت لغزشی می‌باشد. مقدار نیروی لغزشی (F_s) نیز از رابطه‌ی (۲۵) محاسبه می‌شود:

$$F_s = \mu F_H \quad (25)$$

که مقدار گرانیوی مطلق اصلاح شده (μ) به کمک رابطه‌ی (۲۶) محاسبه می‌شود:

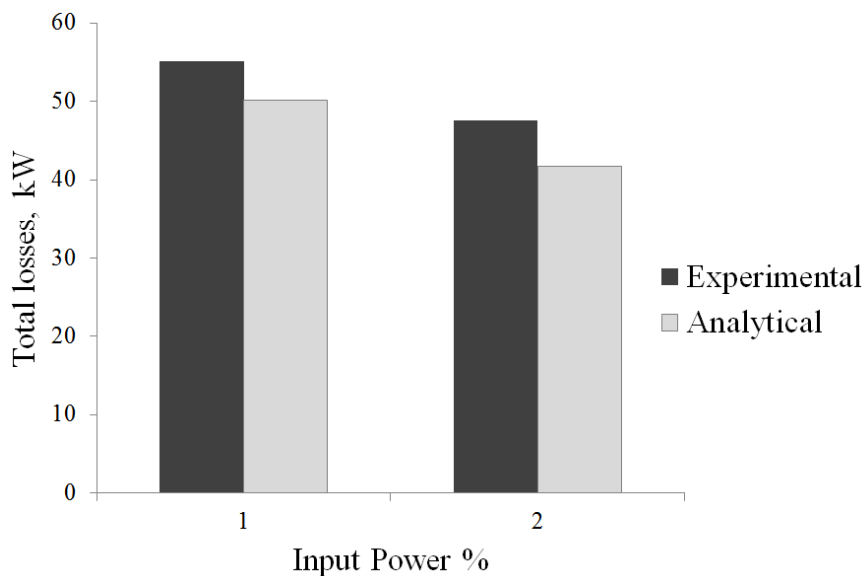
$$\mu = 0.0127 \log \frac{29.66 \times F_H}{\mu_0 V_s (V_T)^2} \quad (26)$$

۴- اعتبار سنجی

مجموعه گیربکس استفاده شده برای اعتبارسنجی این پژوهش، یک گیربکس افزایشده سرعت تک مرحله‌ای با چرخ‌دنده‌های مارپیچ دابل می‌باشد که جزئیات آن در جدول ۴ ارائه شده است. داده‌های تجربی مربوط به اتلاف توان لغزشی و غلتشی و نیز اتلافات Windage توسط هینگارتنر و امبا [۱۳] ارائه شده است. شکل ۲ مقایسه‌ای بین نتایج تجربی و حل تحلیلی توان اتلافی در دنده‌ها در دو حالت بارگذاری کامل (۱۰۰٪) و ۷۵٪ را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود اختلاف قابل قبولی بین نتایج وجود دارد. البته این اختلاف ناچیز از مشخص نبودن برخی از پارامترها در گزارش هینگارتنر و امبا [۱۳] (مانند دمای روغن کاری) ناشی می‌شود.

جدول ۳- جزئیات گیربکس استفاده شده برای اعتبارسنجی [۱۳]

پارامتر	مقدار	واحد
تعداد دنده‌ی چرخ‌دنده‌ی کوچک	۲۱	-
تعداد دنده‌ی چرخ‌دنده‌ی بزرگ	۱۱۵	-
مدول	۸	mm
زاویه‌ی فشار	۲۰	deg
زاویه‌ی ماریج	۲۵	deg
عرض دنده	$۲۸۵/۷۵ \times ۲$	mm
مدول یانگ چرخ‌دنده‌ی کوچک	۲۰۷	GPa
مدول یانگ چرخ‌دنده‌ی بزرگ	۲۰۷	Gpa
ضریب پواسون چرخ‌دنده‌ی کوچک	۰/۳	-
ضریب پواسون چرخ‌دنده‌ی بزرگ	۰/۳	-
سرعت دورانی چرخ‌دنده‌ی کوچک	۷۹۹۵	rpm
گرانروی مطلق روغن	۱۸/۳۳	centiPoise



شکل ۱- مقایسه‌ی نتایج حاصل از داده‌های تجربی [۱۳] و حل تحلیلی

۵- نتیجه‌گیری

همان‌طور که از روابط ارائه شده نیز قابل استنتاج می‌باشد، تلفات لغزشی و غلتشی به بارگذاری وابسته می‌باشند و مقدار آنها با افزایش بار گیربکس افزایش می‌یابد. این در حالی است که تلفات در آب‌بندها، تلفات Churning و تلفات Windage به سرعت وابسته می‌باشند و مقدار این تلفات با افزایش سرعت دورانی می‌یابد. با توجه به این که تخمین توان اتلافی توسط مدل پیشنهادی و نتایج تجربی موجود در ادبیات فن دارای تطابق خوبی می‌باشند، بنابراین مدل تحلیلی ارائه شده در این پژوهش را می‌توان برای انواع دیگر گیربکس‌های دریایی با چرخ‌دنده‌های ساده یا ماریج استفاده نمود. مدل ارائه شده قادر به تخمین تلفات در اجزای مختلف گیربکس مانند دنده‌ها، یاتاقان‌ها و آب‌بندها می‌باشد. از نتایج این کار می‌توان در پژوهش‌های آینده و به خصوص در طراحی سیستم‌های خنک‌کاری و روغن‌کاری اجزای گیربکس استفاده نمود.



**International Congress on Engineering Innovation
and Technology Development
16-18 FEB 2016 , Tabriz , Iran**



۶- منابع

- [1] E. E. Shipley, Loaded gears in action: Gear handbook, McGraw-Hill, USA, 1962.
- [2] P. D. Patel and J. Patel, An experimental investigation of power losses in manual transmission gear box, Int. J. Appl. Res. Mech. Eng, 2 (1): pp. 1-5, 2012.
- [3] V. Stavitsky, P. Nosko, P. Fil, A. Karpov, and N. Velychko, Load-independent power losses of gear systems: A review, TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln. B, 10(1): pp. 205-213, 2010.
- [4] M. Pleguezuelos, J. Pedrero, and M. Sánchez, Analytical expression of the efficiency of involute spur gears, in Proc. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Mexico, 2011.
- [5] M. J. Hill, A Computational Investigation of Gear Windage, PHD Thesis, The Pennsylvania State University, 2010.
- [6] J. Kuria and J. Kihui, Prediction of overall efficiency in multistage gear trains, Int. J. Aerospace and Mech. Eng, 5(3): pp. 171-177, 2011.
- [7] J. Berglund, Design of a power loss model for vehicle drivetrains, Master of Science Thesis. Lulea University of Technology, Department of Engineering Sciences and Mathematics. Luleå, Sweden, 2012.
- [8] C. M. d. C. G. Fernandes, Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils, PHD Thesis, Universidade Do Porto, Portugal. 2015.
- [9] M. Andersson, Churning losses and efficiency in gearboxes, Master of Science Thesis, Department of Machine Design, KTH Royal Institute of Technology, Sweden. 2014.
- [10] British Standard Institution BS ISO/TR 14179 (2001), Gears -Thermal Capacity, London, 2001.
- [11] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal, Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load, NASA Technical Report 1622, NASA Lewis Research Center Cleveland, Ohio, USA, 1980.
- [12] T. A. Harris and M. N. Kotzalas, Essential concepts of bearing technology, CRC press, 2006.
- [13] P. Heingartner and D. Mba, Determining Power Losses in Helical Gear Mesh: Case Study, In Proceeding of American Society of Mechanical Engineers, Chicago, USA, pp. 965-97, 2003.