

بهبود طراحی اتصال پیچی چرخ طیار و میل لنگ در موتور ملی با استفاده از محاسبات تحلیلی و صحه گذاری به کمک آزمون های تجربی

محسن اسدی طاهری^{۱*}، علیرضا حاجی علی محمدی^۲، سیامک علیزاده نیا^۳

^۱ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران، mo_asadi@ip-co.com

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان، ایران، ahajiali@semnan.ac.ir

^۳ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران، s_alizadehnia@ip-co.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱ دی ۱۳۹۶

پذیرش: ۲ اسفند ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

موتور ملی

چرخ طیار

میل لنگ

پیچ

اتصال

چکیده

پیچها و اتصالات در موتور نقش حیاتی بر عهده دارند. از جمله پیچهای اصلی موتور که وظیفه انتقال گشتاور خروجی موتور را بر عهده دارند، پیچهای چرخ طیار هستند. شکست یا شل شدن پیچهای چرخ طیار می‌تواند به خرابی کلی موتور بیانجامد و به علت سرعت دورانی زیاد و نحوه قرارگیری آن، از موارد ایمنی موتور به شمار رود.

شایع ترین نوع خرابی در اتصال پیچی چرخ طیار، شل شدن پیچها بر اثر لغزش نسبی قطعات است که با گسترش لغزش از جزئی به کلی، سایش سطوح اتصال و افت پیشبار بیشتر روی می‌دهد و در نهایت به شکست پیچ بر اثر بارهای خستگی منجر می‌شود. عوامل زیادی در این میان تاثیر گذارند که از جمله می‌توان به زبری و ضریب اصطکاک سطوح تماس، لقی پین و پیچها، گام رزوه ها، پیشبار پیچ و همچنین بارهای خارجی وارد بر اتصال اشاره کرد. در این پژوهش علاوه بر ارایه و اثبات شرایط مرزی حاکم بر اتصال و گشتاور انتقالی، ابتدا با استفاده از روابط و معادلات حاکم بر اتصالات پیچی و ایجاد ارتباط منطقی بین روابط مختلف و بکارگیری مناسب آنها برای اتصال چرخ طیار نشان داده شد که ایجاد نیرویی که بکلی مانع لغزش اتصال شود مستلزم تغییرات اساسی در اتصال است. سپس با محاسبه لغزش بحرانی و مقایسه آن با دامنه لغزش احتمالی، نشان داده شد که دامنه لغزش احتمالی چرخ طیار با طراحی صحیح سوراخ پین چرخ طیار می‌تواند از لغزش بحرانی کمتر شود و احتمال شل شدن چرخشی را کاهش دهد. سپس با انجام سه آزمون دور بحرانی موتور، فرضیه ارایه شده اثبات شد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

در حال حاضر اکثراً در طراحی اتصالات انتقال دهنده گشتاور در موتور مانند اتصال چرخ طیار و پولی سر میل لنگ به دلیل عدم دقت و قطعیت در محاسبات، ضرایب اطمینان بالایی در نظر گرفته می‌شود که در برخی موارد به استفاده از پیچهای بزرگ فراتر از حد واقعی مورد نیاز و در نتیجه تحمیل هزینه های مازاد می انجامد و حتی گاهی به دلیل نادیده گرفتن بعضی مسایل، خرابی موتور را در شرایطی خاص در پی دارد. این اتصالات در واقع با استفاده از اصطکاک بین سطوح تماس قطعات متصل که حاصل نیروی پیچ و ضریب اصطکاک بین سطوح است انتقال گشتاور را انجام می دهند. اما به دلیل شرایط دینامیکی و عدم قطعیت پارامترهای موثر [۱] در اغلب موارد حصول اطمینان از عملکرد اتصال، کاری مشکل است.

تحقیقات و مطالعات بسیاری در مورد رفتار اتصالات پیچی و همچنین علل شل شدن پیچها در طی دهه ها صورت گرفته است که از این میان یانکر در سال ۱۹۶۹ با انتشار مقاله ای [۲] نشان داد که احتمال شل شدن پیچها در حالتی که اتصال تحت بارهای دینامیکی و نوسانی عرضی قرار بگیرد بیشتر از حالتی است که تحت بار کششی باشد. پایه و اساس فرضیه وی بر قانون شناخته شده فیزیک در مورد اثر اصطکاک بر هم کنشهای دو قطعه جامد استوار است. هرگاه یک نیروی خارجی در هر جهتی بر نیروی اصطکاک بین دو جسم غلبه کند، جسم می تواند در هر جهت دیگری با نیرویی که اساساً کوچکتر از نیروی اصطکاک است حرکت داده شود. یانکر رزوه های پیچ را به سطح شیب‌داری تشبیه می کند که وزنه ای روی آن قرار دارد که همان نیروی پیشبار پیچ است. مهمترین بخش تحقیق یانکر، پیشنهاد دستگاه آزمون شل شدن پیچ است که امروزه با نام "دستگاه آزمون یانکر" کاملاً شناخته شده و مورد استفاده است. وجود این دستگاه باعث شده تحقیقات بسیاری با استفاده از آن صورت پذیرد و بسیاری از سازوکارهای جلوگیری از شل شدن پیچ با یکدیگر مقایسه شوند. در این دستگاه می توان پیچ را همراه با واشر با گشتاور مورد نظر بست و با روشن کردن دستگاه، ارتعاشات عرضی کنترل شده ای به اتصال وارد آورد و با نمایش پیشبار پیچ، شل شدن آن را مورد پایش قرار داد و حتی گاهی شل شدن چرخشی پیچ را با چشم مشاهده کرد.

بعدها بر اساس این یافته و روش آزمون پیشنهادی یانکر استاندارد [۳] برای نحوه و شرایط انجام آزمون یانکر تدوین شد. با استفاده از این روش تحقیقات بسیاری [۷-۴] صورت پذیرفته است.

انجمن مهندسان آلمان [۸] روشی سیستماتیک برای محاسبه یک اتصال تک پیچ در بارگذاری های مختلف ارائه داده است که با استفاده از آن با مشخص بودن تمامی شرایط مرزی می توان محاسبات لازم را انجام داد و نه تنها در آلمان بلکه در بسیاری از کشورها بعنوان یک استاندارد در محاسبات پیچ مورد رجوع قرار می گیرد.

همچنین ساکای [۹] با ارایه مثالهای کاربردی با رویکردی مشابه [۸] به تشریح کاربرد فرضیات و روشهای بکارگیری آنها در مثالهای واقعی مهندسی پرداخته است.

اونگار [۱۰] به مطالعه اثر فواصل در اتصال، مواد قطعات متصل و صافی سطح بر اتلاف انرژی و خواص میراکنندگی در اتصالات خشک و روانکاری شده با هدف بکارگیری یافته ها به خصوص در صنعت هواپیما پرداخته است. او پی برد که نرخ اتلاف انرژی در اتصال بطور غیرخطی با دامنه نیروی اعمالی رابطه دارد.

فررو و همکاران [۱۱] با استفاده از روشی تجربی و مدلسازی فیزیکی آن به بررسی رفتار اصطکاک ماکروسکوپیکی دو سطح خشک فولادی در تماس با یکدیگر برای حالتی که میزان جابجایی کوچکتر از ۱۰۰ میکرون و سرعت لغزش کمتر از ۰٫۲ میکرومتر بر ثانیه است پرداخته اند که در آن به کاهش ضریب اصطکاک ناشی از لغزش سطوح اتصال نسبت به حالت ایستا و شبه ایستا اشاره شده است. وی نشان داد با افزایش دامنه لغزش، ضریب اصطکاک کاهش می یابد و مدت زمان ماندن در حالت بدون لغزش در ضریب اصطکاک بین دو جسم موثر است. او پی برد که تنها وقتی ضریب اصطکاک به مقدار ایستایی خود نزدیک می‌شود که زمان ماندن در حالت ایستا کافی باشد.

پای و هس [۱۲] اثر مکان پیچ در اتصال دو تیر با طول زیاد بر مقاومت آن نسبت به شل شدن در اثر ارتعاشات را با استفاده از روش المان محدود و آزمون تجربی بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند که چون بر اساس یافته یانکر [۲] نیروهای برشی پویا از موثرترین عوامل در شل شدن پیچ است، قرار دان پیچ در نواحی که باعث وارد آمدن نیروی برشی بیشتر بر پیچ می‌شود احتمال شل شدن را بیشتر می کند.

اما در هیچ کدام از کارهای قبلی که بدان اشاره شد، به صراحت به شرایط مرزی و بارهای واقعی در موتور برای طراحی اتصالاتی مانند چرخ طیار پرداخته نشده است و اغلب شرایط مرزی و بارهای وارد به عنوان ورودی مسایل در نظر گرفته شده و گاهی تناقضاتی در نحوه اعمال شرایط مرزی در مراجع مختلف مشاهده می‌شود که تشخیص روش صحیح، نیازمند تمرکز بر شرایط واقعی این اتصالات و رفتار آنها است. در این پژوهش تلاش شده است شرایط مرزی بررسی و برخی از عوامل موثر بر عملکرد اتصال شناسایی و ارزیابی شوند. ابتدا با استفاده از محاسبات تغییر شکل و پیچش مجموعه میل لنگ، چرخ طیار و میرانه ارتعاشات پیچشی، گشتاور انتقالی در اتصال پیچی چرخ طیار بدست آمد. سپس با استفاده از محاسبات و روابط حاکم بر اتصال پیچی، تاثیر پیشبار و همچنین لقی بین چرخ طیار بررسی و محاسبه شد و سپس با استفاده از آزمون دور بحرانی، نتایج محاسبات صحت گذاری گردید.

۲- مدلسازی اتصالات پیچی

برای محاسبه اتصالات پیچی، پیکره بندی اتصال باید ساده سازی شود تا به یک مدل مکانیکی قابل محاسبه تبدیل گردد که در این صورت

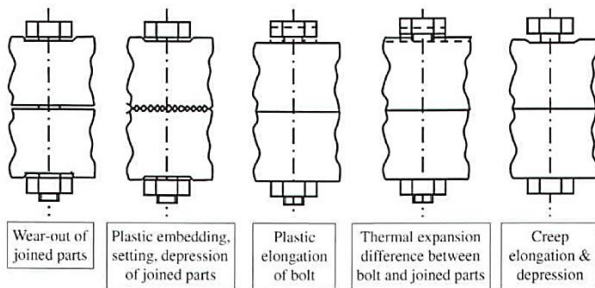
- آزادسازی تنش مواد^۵
- تغییرات دمایی
- اضافه بار اتصال

همچنین می توان به طور کلی شل شدن پیچ را به دو دسته اصلی تقسیم کرد [۹]:

- شل شدن چرخشی
- شل شدن غیر چرخشی^۷

شل شدن چرخشی وقتی رخ می دهد که رزوه های داخلی و خارجی نسبت به هم در جهت باز شدن پیچ بچرخند. شل شدن چرخشی بر اساس بار وارد بر آن به سه نوع تقسیم می شود. سه نوع بارگذاری وجود دارد که عبارتست از بار برشی، بار پیچشی و بار کششی. در مقابل شل شدن چرخشی، اتصال با بار پیچشی بعنوان حساس، اتصال با بار پیچشی بعنوان حساس و اتصال با بار کششی بعنوان ایمن شناخته می شود [۹].

کاهش پیشبار حتی در مواقعی که چرخش نسبی در رزوه ها در جهت باز شدن رخ نمی دهد اتفاق می افتد. پیشبار در پیچ بدلیل ایجاد نیروی الاستیک کششی در پیچ و فشاری در قطعات متصل ایجاد می شود. هر دلیلی که به کاهش این کشش منجر شود باعث شل شدن غیر چرخشی خواهد شد.



شکل ۲: پدیده هایی که به شل شدن غیر چرخشی می انجامند [۹]

۳- محاسبات

شرایط مرزی و بارهای وارد بر چرخ طیار

یکی از مهمترین ورودی ها طراحی، درک بار وارد بر اتصال و یافتن نوع و مقدار صحیح آن است. در مراجع مختلف که به محاسبه اتصالات انتقال دهنده گشتاور پرداخته شده است [۸]، [۹]، همواره گشتاور انتقالی به عنوان ورودی مساله مطرح می شود و چگونگی یافتن آن مورد توجه قرار نمی گیرد.

در مورد اتصال چرخ طیار، برخی بر این باورند که گشتاور خروجی موتور باید ملاک محاسبه باشد. یعنی مثلا برای موتور مورد مطالعه باید

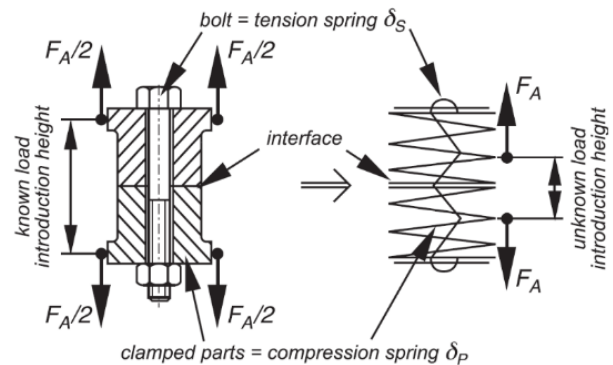
تنها می توان تخمینی از شرایط واقعی داشت و برای دستیابی به شرایط واقعی قطعا آزمون لازم است. مدل های مکانیکی شناخته شده برای این اتصالات با توجه به ابعاد آنها به سه دسته تقسیم می شوند [۸]:

- تک محور: مربوط به اتصالات تک پیچ ساده
- دو محور: مربوط به اتصالات تیر
- سه محور: مربوط به اتصالات صفحه ای

در کل همه اتصالات را می توان با روابط حاکم بر پیچ تک محور محاسبه کرد که برای این منظور باید یک اتصال پیچیده و نامعین استاتیکی به چندین اتصال تک محور تقسیم شود.

اصول محاسبه اتصالات پیچی تک محور

محاسبه اتصال پیچی تک محور بر اساس رفتار الاستیک اتصال در ناحیه پیرامون پیچ استوار است که این ناحیه در هنگام بستن پیچ و در حین کارکرد تاثیرات قابل توجهی بر تغییر شکلها و نیروهای وارد بر پیچ دارد [۸]. نیروها و تغییر شکل های محوری اتصال پیچی تک محور می تواند با استفاده از یک مدل ساده مکانیکی فنر توصیف شود. در این مدل پیچ بعنوان فنر کششی و قطعات اتصال به عنوان فنر فشاری در نظر گرفته می شوند.



شکل ۱: تبدیل اتصال پیچی تک محور به مدل فنر [۸]

شل شدن پیچ

شل شدن پیچ در واقع افت یا کاهش پیشبار پیچ نسبت به پیشبار ایجاد شده در هنگام همبندی است [۹]. شل شدن پیچ می تواند به دلایل مختلف رخ دهد [۸]:

- بستن پیچ های همجوار که از آن به برهم کنش کشسانی^۱ و یا صحبت متقابل یاد می شود.
- نشست سطوح تماس^۳
- شل شدن چرخشی^۴

⁵ Relaxation

⁶ Overloading

⁷ Non-rotational Loosening

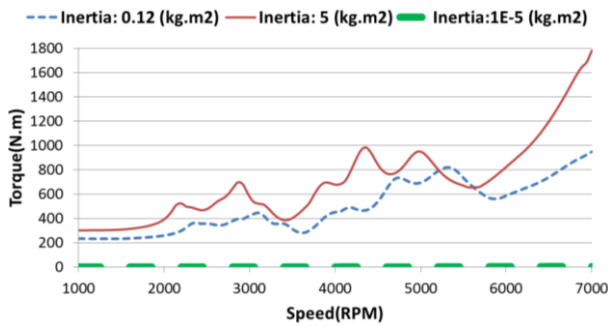
¹ Elastic interaction

² Cross talking

³ Embedding of the contact surfaces

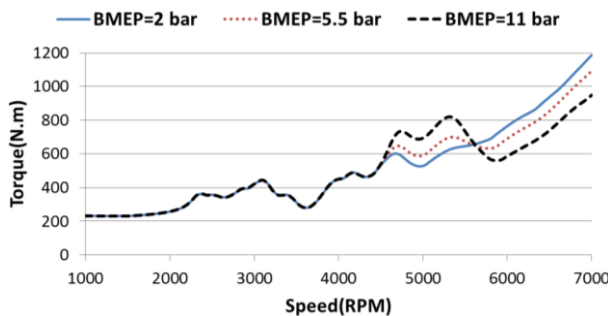
⁴ Rotational Loosening

صفر، گشتاور انتقالی به سمت صفر میل می کند. می توان این موضوع را در شرایط حد بالا نیز امتحان کرد، یعنی با میل دادن ممان اینرسی چرخ طیار به سمت بالا، باید گشتاور لحظه ای انتقالی نیز افزایش یابد که شکل ۴ این فرضیه را تایید می کند. با استفاده از شکل ۴ می توان شرایط مورد امتحان را باهم مقایسه کرد. بنابراین نتیجه می گیریم، خروجی شبیه سازی، می تواند بعنوان گشتاور انتقالی در اتصال بین چرخ طیار و میل لنگ در نظر گرفته شود.



شکل ۴: اثر ممان اینرسی چرخ طیار بر گشتاور لحظه ای در دورهای مختلف برای موتور EF7 (به دست آمده از شبیه سازی)

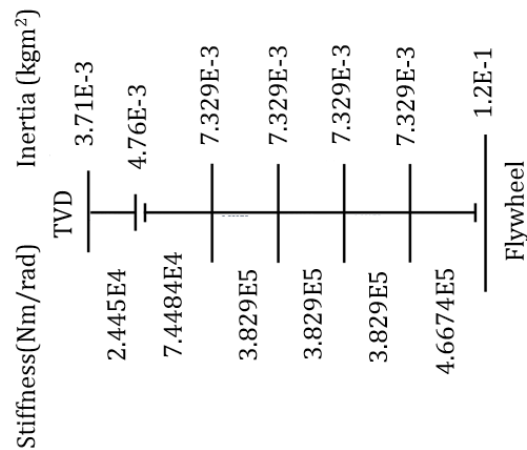
نتایج آزمون های مختلف موتوری انجام گرفته نشان می دهند که بیشترین شکست در این اتصال در آزمون دور بحرانی که در آن بار موتور بسیار ناچیز است رخ می دهد و هیچگاه خرابی در آزمونهای دوام در شرایط تمام بار که حداکثر فشار احتراق و در نتیجه بیشینه نیروی احتراق و همچنین بیشینه گشتاور خروجی موتور اتفاق می افتد گزارش نشده است. پس باید بتوان این موضوع را با شبیه سازی گشتاور انتقالی نشان داد، یعنی انتظار می رود گشتاور انتقالی در شرایط تمام بار کمتر از گشتاور انتقالی در شرایط بار کم و دور بالا باشد. شکل ۵ نشان می دهد با افزایش بار از جزئی به تمام بار (و در نتیجه افزایش فشار احتراق)، گشتاور در حوالی توان بیشینه افزایش می یابد، در صورتی که رفتار آن با افزایش دور کاملاً برعکس است، یعنی در بارهای جزئی گشتاور پیچشی بزرگتر است و این نشان دهنده غلبه اینرسی بر نیروی فشار گاز در دوره های بالاست.



شکل ۵: تاثیر دور و بار موتور بر گشتاور انتقالی در دوره های مختلف برای موتور EF7 (به دست آمده از شبیه سازی)

گشتاور انتقالی ۱۵۰ نیوتن متر برای طراحی پیچهای چرخ طیار استفاده شود. اما مقدار این گشتاور برای چنین اتصالی بسیار کم است و برای انتقال آن حتی یک پیچ کافی است. در صورتی که نتایج الگوبرداری اتصالات مشابه در موتورهای گوناگون، نشان می دهد که همواره از شش تا هشت پیچ برای اتصال استفاده می شود. نتایج آزمونهای تجربی نشان می دهند که حتی با شش پیچ در صورتی که همه جوانب مد نظر قرار نگیرد احتمال شکست وجود دارد. بعنوان مثال، در آزمون اول دور بحرانی انجام شده در این پژوهش، حتی وجود شش پیچ که با گشتاور ۷۰ نیوتن متر همبندی شده بودند نتوانست مانع شکست اتصال شود.

فرضیه ای که در این مقاله در مورد گشتاور انتقالی وجود دارد، گشتاور لحظه ای حاصل از پیچش میل لنگ در نقطه اتصال آن به چرخ طیار است. برای این منظور از نرم افزار MATLAB و مدل جرم و فنر [۱۳] برای مدلسازی مجموعه و محاسبه گشتاور پیچشی میل لنگ استفاده شده است (شکل ۳).



شکل ۳: مدل مجموعه میل لنگ، چرخ طیار و میرانه ارتعاشات پیچشی بر اساس مدل [۱۳] (برای موتور EF7)

در این مدل، گشتاور خروجی در محل چرخ طیار با گشتاور خروجی موتور قابل مقایسه نیست و بسیار بزرگتر است. در واقع آنچه به عنوان گشتاور خروجی موتور مورد توجه است، گشتاور متوسط است و اصولاً فلسفه استفاده از چرخ طیار، تبدیل گشتاور نوسانی به گشتاور نسبتاً ملایم با حداقل تغییرات سرعت دورانی خروجی است.

اما سوال اینجاست که آیا گشتاور خروجی لحظه ای حاصل شبیه سازی از طریق اتصال بین چرخ طیار و میل لنگ منتقل می شود یا خیر؟ برای امتحان این موضوع، اگر فرض شود ممان اینرسی چرخ طیار بسیار کم و در حد صفر باشد، این بدان معنی است که انگار چرخ طیار وجود ندارد. در این صورت انتظار می رود نیازی به پیچ برای اتصال چرخ طیار نباشد، یعنی گشتاوری در این اتصال منتقل نشود. شکل ۴ موید این موضوع است و نشان می دهد با میل کردن ممان اینرسی چرخ طیار به سمت

جدول ۲: مشخصات پیچ چرخ طیار

مشخصه	مقدار	واحد
مشخصه جنس پیچ	۱۰،۹	-
مدول الاستیسیته	۲۰۶	kN/mm ²
قطر پیچ	۱۰	mm
گام رزوه	۱،۵	mm
قطر دایره گام	۹،۰۲۶	mm
قطر خارجی نشیمنگاه گل پیچ	۱۶	mm
سطح مقطع پای رزوه	۵۲،۳	mm ²
سطح دایره گام رزوه	۶۴	mm ²
سطح مقطع تنش کششی رزوه	۵۸	mm ²
طول رزوه نشده پیچ	۶	mm
طول آزاد رزوه دار پیچ	۲،۸	mm
طول رزوه در گیر	۱۱،۲	mm
ممان اینرسی سطح مقطع پیچ	۳۲۵،۸	gr.mm ²
روش کنونی بستن پیچ	کنترل گشتاور	
گشتاور بستن پیچ	۷۰	N.m
نوع پوشش پیچ	flZnnc	
ضریب اصطکاک پیچ	۰،۱۲ - ۰،۱۸	-
میزان لقی در رزوه ها	۳۲	μm

با توجه به گشتاور انتقالی بدست آمده در بخش قبل، نیروی برشی وارد بر هر پیچ از معادله ۱ بدست می آید:

$$W_s = \frac{T}{nR} \quad (1)$$

$$W_s = \frac{1295 \times 1000}{6 \times 33} = 6540 \text{ N/piece} = 6.5 \text{ kN/piece}$$

محاسبه میزان افت پیشبار بر اثر نشست

این افت پیشبار که به شل شدن غیرچرخشی می انجامد با استفاده از

معادلات ۲ تا ۸ محاسبه می شود [۹]:

$$L_B = 0.6 d = 0.6 \times 10 = 6 \text{ mm} \quad (2)$$

$$L_N = 0.7 d = 0.7 \times 10 = 7 \text{ mm} \quad (3)$$

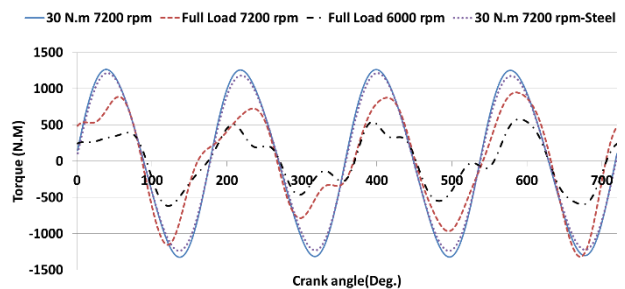
$$\frac{1}{K_B} = \frac{1}{E_B} \left\{ \frac{L_B + L_1}{A_1} + \frac{L_2 + L_N}{A_s} \right\} \quad (4)$$

$$= \frac{1}{206} \left\{ \frac{6 + 6}{64} + \frac{2.8 + 7}{58} \right\} \Rightarrow K_B = 577.8 \text{ kN/mm}$$

$$K_C = \frac{E_C \pi}{L_C 4} \left\{ \left(d_o + \frac{2L_C}{10} \right)^2 - d_h^2 \right\} \quad (5)$$

$$= \frac{110 \pi}{8.8 \cdot 4} \left\{ \left(16 + \frac{2 \times 8.8}{10} \right)^2 - 10.6^2 \right\} = 1993.5 \text{ kN/mm}$$

در شکل ۶ گشتاور انتقالی در شرایط آزمون دور بحرانی (دور ۷۲۰۰ دد و ۶۰۰۰ دد و تمام بار)، شرایط دور زیاد و تمام بار (دور ۷۲۰۰ دد و تمام بار) و شرایط آزمون دور بحرانی با تغییر جنس میل لنگ از چدن به فولاد (افزایش مدول الاستیسیته) باهم مقایسه شده است. همانطور که انتظار می رفت، شرایط آزمون دوام با آنکه در حالت تمام بار صورت می گیرد در مقایسه با آزمون دور بحرانی، به هیچ روی برای اتصال چرخ طیار بحرانی نیست. حتی اگر آزمون دور بحرانی در شرایط تمام بار انجام می شد، گشتاور انتقالی در اتصال کمتر بود.



شکل ۶: مقایسه گشتاور انتقالی در شرایط مختلف در یک چرخه کاری برای موتور EF7 (به دست آمده از شبیه سازی)

بنابراین، بدترین شرایط برای اتصال چرخ طیار به میل لنگ، شرایط دور بالا و بار جزئی است که در آزمون دور بحرانی رخ می دهد و معادل گشتاور ۱۲۹۵ نیوتن متر بصورت سینوسی است، یعنی بار عرضی نوسانی که بدترین شرایط برای لغزش اتصال است [۹].

محاسبه نیروی وارد بر هر پیچ

با استفاده از اطلاعات جداول ۱ و ۲ محاسبات اتصال انجام می شود.

جدول ۱: مشخصات اتصال

مشخصه	میل لنگ	چرخ طیار	واحد
جنس	GGG70	GG25	-
مدول الاستیسیته	۱۷۰	۱۱۰	kN/mm ²
زبری سطح اتصال	۱۰	۱۰	Rz
ضخامت در محل اتصال	۱۴	۸،۸	mm
قطر نافی	۴۴		mm
لقی نافی	۰،۰۴۶		mm
قطر بین	۸		mm
لقی بیشینه بین	۰،۲۶۶		mm
تعداد پیچها	۶		-
شعاع دایره گام پیچها	۳۳		mm
قطر سوراخ عبوری پیچ	۱۰،۶		mm

محاسبه نیروی حاصل از بستن پیچ

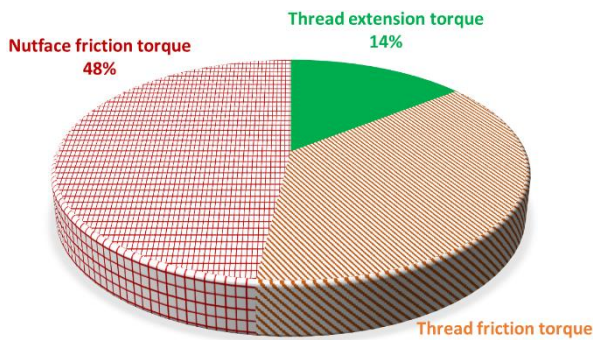
نیروی پیشباری که با روش کنترل گشتاور ایجاد می شود از معادله (۱۱) بدست می آید [۸]:

$$M_A = F_M \left(0.16 \cdot P + 0.58 \cdot d_2 \cdot \mu_s + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{ws} \right) \quad (11)$$

$$F_M = \frac{70}{0.16 \times 1.5 + 0.58 \times 9.026 \times 0.12 + \frac{16 + 10.6}{4} \times 0.12} = 42 \text{ kN (max)}$$

$$F_M = \frac{70}{0.16 \times 1.5 + 0.58 \times 9.026 \times 0.18 + \frac{16 + 10.6}{4} \times 0.18} = 29 \text{ kN (min)}$$

همانطور که مشاهده می شود، تاثیر ضریب اصطکاک پیچ بر نیروی پیشبار چشمگیر است، یعنی با کمینه ضریب اصطکاک، بیشینه پیشبار حاصل می شود که حدود ۴۳ درصد از کمینه پیشبار حاصل از بیشینه ضریب اصطکاک فزون تر است. به علاوه، خطای ابزار بستن نیز می تواند گستره پیشبار را بازتر کند و انتظار می رود کل بازه حدود ۶۰ درصد باشد و همانطور که اشاره شد، از این گشتاور ۷۰ نیوتن متری، تنها بخشی صرف ایجاد پیشبار می شود که با رسم مقدار هر عبارت از معادله فوق این موضوع مشهود است (شکل ۷). در این حالت برای طراحی ایمن، ناگزیر باید بر کمینه پیشبار تکیه کرد (۲۹ کیلونیوتن) که فاصله زیادی با کمینه پیشبار مورد نیاز در شرایط دور بحرانی (۵۸،۷ کیلونیوتن) دارد (شکل ۸). پس با این شرایط، انتظار می رود در حالت بدینانه، هم در شرایط دور بحرانی و هم در شرایط بیشینه سرعت با بار کم حتما لغزش در اتصال اتفاق بیافتد.



شکل ۷: مقایسه سهم گشتاور بستن اتلافی با گشتاور مصرفی برای پیشبار

حال اگر روش بستن پیچ به جای کنترل گشتاور، به کنترل نقطه تسلیم تغییر یابد تغییرات پیشبار کاهش خواهد یافت و از ۴۰ کیلونیوتن تا ۴۴،۷ کیلونیوتن خواهد بود. ولی با این روش گشتاور نهایی در نقطه تسلیم

$$Z = \frac{K_B K_C}{K_B + K_C} = \frac{577.8 \times 1993.5}{577.8 + 1993.5} = 448 \text{ kN/mm} \quad (6)$$

$$\delta_{Smax} = \left(\frac{0.36+0.56}{2} \sum h_{max} \times \frac{1}{3} \right) + \left(\frac{0.2+0.4}{2} \sum h_{max} \times \frac{1}{3} \right) \Rightarrow \quad (7)$$

$$= \frac{0.46 \times 10 + 0.3 \times 10 + 0.3 \times 40}{3} = 6.53 \mu\text{m}$$

$$\Delta F = Z \delta_{Smax} = 448 \times 6.53 = 2925 \text{ N} = 2.9 \text{ kN} \quad (8)$$

محاسبه میزان افت پیشبار بر اثر سایش

هرچند می توان با محدود کردن لغزش به کمتر از لغزش بحرانی از شل شدن چرخشی پیچ جلوگیری کرد، لغزشهای پیاپی می تواند باعث ساییدگی و در نتیجه نشست قطعات و در نهایت شل شدن غیر چرخشی پیچ شود. فرض کنید سایشی به کوچکی ۱۰ میکرون اتفاق بیافتد، آنگاه از معادله (۸):

$$\Delta F = Z \delta_{Smax} = 448 \times 10 = 4480 \text{ N} = 4.5 \text{ kN}$$

علاوه بر این، وارد آمدن نیروهای عرضی تکرارشونده بر بین و یا پیچها می تواند باعث ایجاد تنش خمشی معکوس شونده و در نهایت شکست خستگی بین و پیچ شود.

محاسبه کمینه نیروی پیشبار مورد نیاز برای جلوگیری از لغزش اتصال اصطکاکی چرخ طیار به میل لنگ بسیار شبیه اتصال کلاچ است که نیروی پیچ نقش نیروی کلاچ گیری را بر عهده دارد. نیروی لازم برای جلوگیری از لغزش از روابط زیر بدست می آید [۸]:

$$R_{Ave} = \frac{D_i + D_o}{4} \quad (9)$$

$$R_{Ave} = \frac{44 + 85}{4} = 32.25 \text{ mm}$$

$$F_{min} = \frac{T}{R_{Ave} \cdot \mu_{CS} \cdot n} + \Delta F \quad (10)$$

$$F_{min} = \frac{1295}{0.001 \times 33.25 \times 0.12 \times 6} + 2925 = 58.7 \text{ kN}$$

محاسبه بالا برای شرایط دور بحرانی صورت گرفت. حال بررسی می شود که در شرایط تمام بار موتور و همچنین کم بار در حداکثر دور موتور پیشبار مورد نیاز چقدر است. در شرایط تمام بار شرایط زیر صادق است:

$$F_{min} = \frac{595}{0.001 \times 33.25 \times 0.12 \times 6} + 2925 = 28.6 \text{ kN}$$

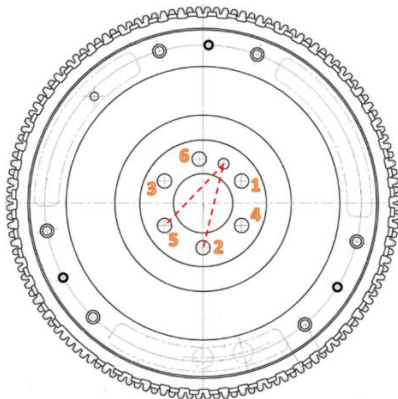
همچنین برای شرایط کم بار سرعت بیشینه داریم:

$$F_{min} = \frac{895}{0.001 \times 33.25 \times 0.12 \times 6} + 2925 = 41.5 \text{ kN}$$

² Fully reversal bending stress

¹ Fretting and wear

کمتر باشد که البته در این صورت امکان سایش و افت پیشبار غیرچرخشی همچنان وجود خواهد داشت. با توجه به فاصله مساوی همه پیچها نسبت به نافی میل لنگ، در محل هر شش پیچ می تواند لغزشی به میزان لقی شعاعی بین حول نافی میل لنگ رخ دهد. به علاوه، به نسبت فاصله پیچها از پین، لغزشی حول پین بدلیل لقی نافی می تواند رخ دهد که با لغزش حول نافی جمع می شود. بنابر این انتظار می رود در مجموع پیچهای ۲ و ۵ در شکل ۱۰ لغزش بیشتری را در محل نشیمنگاه خود تجربه کنند که این میزان لغزش می تواند با محاسبات هندسی بدست آید. میزان لقی بیشینه نافی (۰,۰۴۶ میلیمتر) معادل کماتی از دایره با شعاع دایره گام چیدمان پیچها (۳۳ میلیمتر) است که محیط آن برابر (2πR) است. چون پیچهای ۲ و ۵ به اندازه 2R از پین فاصله دارند، بنابر قضیه تالس، به میزان دوبرابر لقی نافی اجازه لغزش خواهند داشت یعنی ۰,۰۹۲ میلیمتر که این میزان با لقی پین (۰,۲۶۶ میلیمتر) جمع می شود و لغزش کلی از محل پین، لغزش کمتری را تجربه خواهند کرد. برای پیچهای ۳ و ۴ مقدار این لغزش $\pm 0,179$ میلیمتر را بدست می دهد. سایر پیچها با توجه به فاصله کمتر از محل پین، لغزش کمتری را تجربه خواهند کرد. برای پیچهای ۱ و ۶ حدود $\pm 0,14$ میلیمتر است. پس انتظار می رود پیچهای ۲ و ۵ استعداد بیشتری در شل شدن داشته باشند و باید با آزمون بررسی شود که در قسمت بعدی به آن پرداخته می شود.

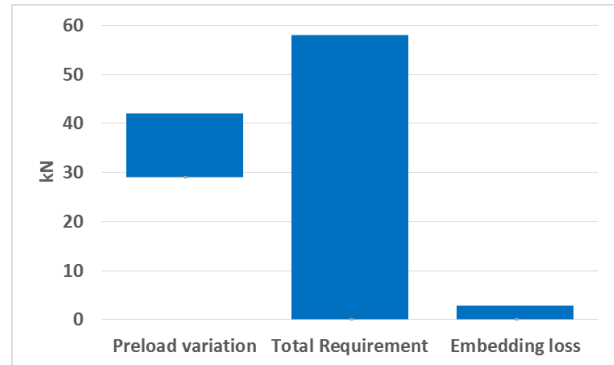


شکل ۱۰: الگوی قرارگیری پیچهای چرخ طیار

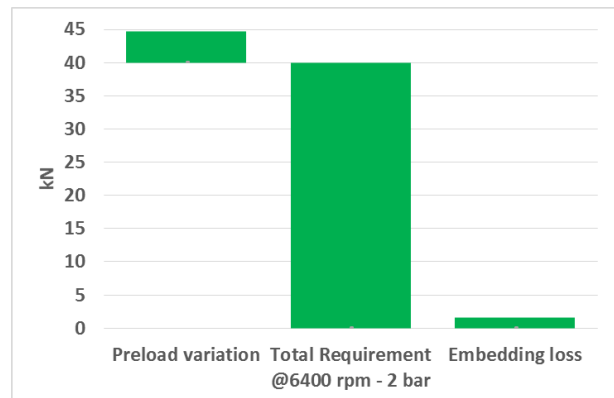
از مقایسه میزان کمان لغزش ($\pm 0,179$ میلیمتر) با لغزش بحرانی ($0,094$ میلیمتر) درمی یابیم که لقی پین و نافی به گونه ای است که در صورت لغزش چرخ طیار (که با پیشبار کنونی دور از انتظار نیست) از لغزش بحرانی می گذرد و باعث شل شدن چرخشی پیچها به خصوص در مورد پیچهای ۲ و ۵ خواهد شد.

حال اگر رواداشت (سوراخ پین در چرخ طیار را به 8F8 تغییر دهیم، لقی بیشینه پین در چرخ طیار از $0,266$ میلیمتر به $0,29$ کاهش می یابد. در نتیجه، لغزش در پیچهای شماره ۲ و ۵ از $0,18$ میلیمتر به $0,06$

بین ۷۵ تا ۹۴ نیوتن متر تغییر خواهد کرد که برای اتصال مشکلی بوجود نمی آورد و تنها نیاز به ابزار مخصوص بستن با روش کنترل نقطه تسلیم است. حال اگر بطور همزمان زبری سطح چرخ طیار از 40 میکرون به 10 میکرون کاهش یابد، دست کم در اتصال در شرایط کارکرد عادی موتور (بجز دور بحرانی) لغزش رخ نمی دهد (شکل ۹).



شکل ۸: مقایسه پیشبار واقعی با پیشبار مورد نیاز



شکل ۹: مقایسه پیشبار واقعی در روش کنترل نقطه تسلیم با پیشبار مورد نیاز در شرایط دور بیشینه کاری

محاسبه لغزش بحرانی

حال که لغزش در این اتصال دور از انتظار نیست، آیا این لغزش می تواند به شل شدن پیچ بیانجامد؟ برای پاسخ به این سوال با استفاده از معادله (۱۲) میزان لغزش بحرانی محاسبه می گردد [۹]:

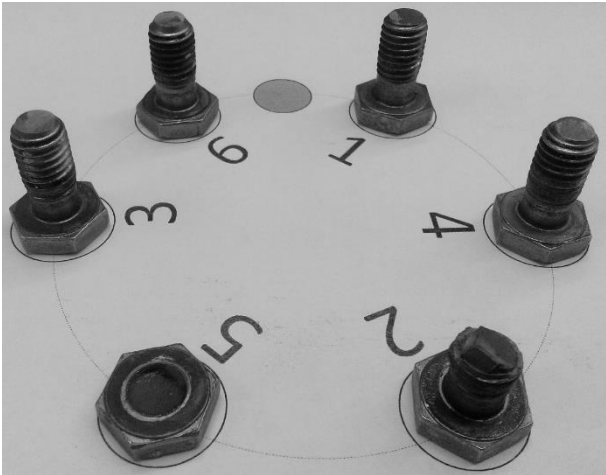
$$S_{cr} = \frac{\Delta T(2L_c + L_{eng})}{L_{eng}} + \frac{F_0 \mu_{ws} L_c^3}{6E_B I_B} \Rightarrow \quad (12)$$

$$S_{cr} = \frac{0.032 \times (2 \times 8.8 + 11.2)}{11.2} + \frac{58.7 \times 0.12 \times 8.8^3}{6 \times 206000 \times 325.8} = 0.094 \text{ mm}$$

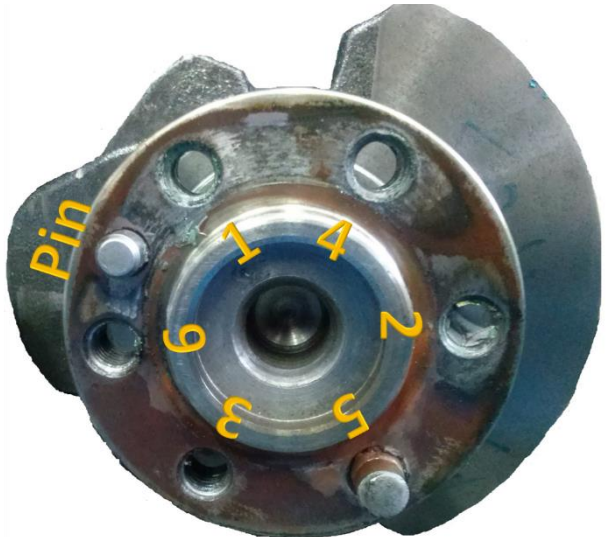
این یعنی اگر در اتصال میزان لغزش بیشتر از $0,094$ میلیمتر باشد، پیچ قطعاً دچار شل شدن چرخشی می گردد. بنابر این بهتر است یا از لغزش جلوگیری شود، یا دامنه لغزش کم شود تا حدی که از لغزش بحرانی

¹ Tolerance

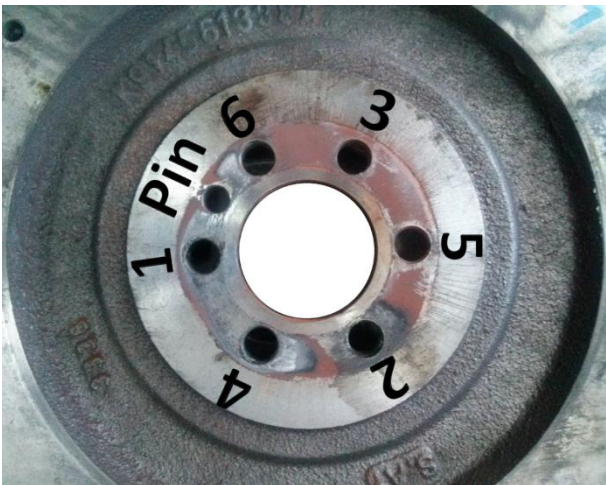
هنگامی که از لغزش بحرانی تجاوز کند باعث شل شدن چرخشی نیز می گردد. بنابر این هم آثار شل شدن چرخشی و هم غیرچرخشی در سطح اتصال قابل مشاهده است.



شکل ۱۲: وضعیت پیچهای چرخ طیار پس از آزمون دور بحرانی اول



شکل ۱۳: محل نشست چرخ طیار روی میل لنگ پس از شکست پیچها



شکل ۱۴: محل نشست میل لنگ روی چرخ طیار پس از شکست پیچها

میلیمتر که کمتر از لغزش بحرانی (۰,۰۹ میلیمتر) است کاهش خواهد یافت. یعنی در این صورت حتی در هنگام لغزش اتصال، شل شدن چرخشی در هیچ یک از پیچها رخ نخواهد داد. البته باید توجه داشت در صورتی که لغزش به سایش منجر شود، افت پیشبار چرخشی و به دنبال آن شل شدن پیچ اتفاق می افتد.

۴- آزمونهای تجربی

هدف از انجام آزمون دور بحرانی در موتور ارزیابی آن در شرایط سرعت بحرانی است که معمولاً ۲۰ درصد بیشتر از سرعت بیشینه موتور در نظر گرفته می شود. در انتهای آزمون نباید خرابی قابل توجهی رخ داده باشد. این آزمون با استفاده از بستر آزمون با موتور روشن انجام می گیرد و باید از موتور نو با شرایط قابل قبول قطعات استفاده گردد. تجهیزات اندازه گیری و پایش مورد نیاز نیز مانند آزمونهای دوام عادی است. مدت آزمون ۲ ساعت است که در دور ۷۲۰۰ د.د.د و بار جزئی (BMEP=۲ bar) صورت می پذیرد.



شکل ۱۱: موتور نصب شده بر روی بستر آزمون

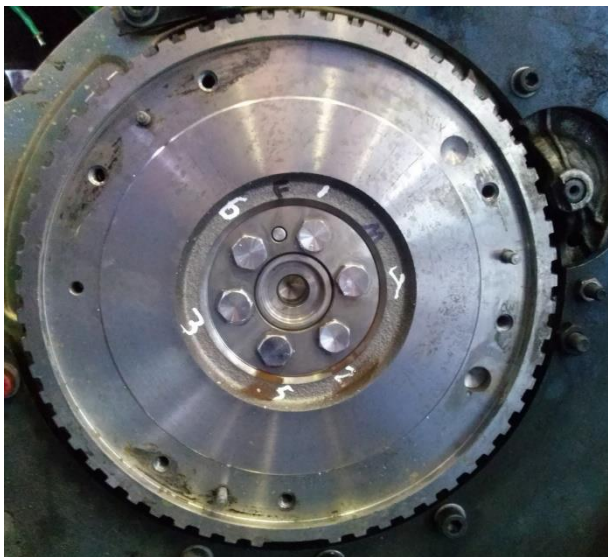
آزمون دور بحرانی با شرایط جدول ۱ و ۲ پس از گذشت حدود یک ساعت از چرخه، آزمون به دلیل ایجاد صدای نامتعارف متوقف شد. پس از بررسی مشخص شد پیچهای شماره ۲ و ۵ شکسته اند (شکل ۱۲)، پیچ شماره ۳ و ۶ نیز کاملاً شل شده اند، اما پیچ ۱ و ۴ همچنان دارای پیشبارند (۳). همچنین آثار ساییدگی و پودر قهوه ای رنگ معروف به کاکائو [۹] که نشان بارز ساییدگی در سطح اتصال است به وضوح قابل مشاهده است (۱۳ و ۱۴). همانطور که قبلاً اشاره شد، ساییدگی در سطح اتصال نشاندهنده لغزش در اتصال است و به شل شدن غیر چرخشی منجر می شود. هرچند خود لغزش نیز

¹ Fired Testbench

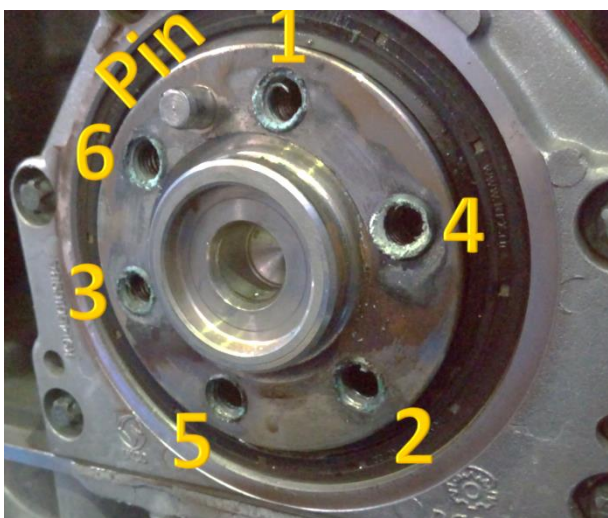
آنها وارد نشده بود (شکل ۱۵). اما همانطور که در شکل ۱۶ مشاهده می شود، باز هم ردپای پودر کاکائو مانند در اتصال دیده شد که این بار این پودر از زیر پیچهای شماره ۲ و ۵ بیرون زده بود. در هنگام باز کردن پیچها، پیچهای ۲ و ۵ با گشتاور بسیار کم باز شد که موید شل بودن آنهاست (جدول ۴). همچنین آثار ساییدگی به وضوح در میل لنگ و چرخ طیار مشاهده شد (شکل ۱۷ و ۱۸).



شکل ۱۵: پیچهای چرخ طیار پس از پایان آزمون دوم دور بحرانی



شکل ۱۶: اتصال چرخ طیار پس از پایان آزمون دوم دور بحرانی



شکل ۱۷: آثار ساییدگی در سطح اتصال میل لنگ به چرخ طیار

این اتفاق در آزمونهای متعدد دور بحرانی مشاهده شده است و اکثرا با شکست تمام پیچها همراه بوده است، اما در آزمونهای دوام گزارشی در این مورد وجود ندارد [۱۴] که این موید شرایط مرزی انتخاب شده برای محاسبات است. در طی آزمون پیشبار پیچها با استفاده از روش فراصوتی^۱ پایش شد تا شل شدن آنها به دقت قابل اندازه گیری باشد که نتایج آن در جدول (۳) قابل مشاهده است.

جدول ۳: نتایج پایش تغییرات پیشبار پیچ در حین آزمون اول دور بحرانی

شماره پیچ	تغییر طول باقیمانده (US-mm)	طول پس از آزمون (US-mm)	تغییر طول پس از آب بندی (US-mm)	تغییر طول پس از بستن (US-mm)	تغییر طول پس از بستن پیچ (US-mm)	طول اولیه (US-mm)
۱	۰,۲۷	۲۴,۴۹	۰	۲۴,۵۳	۰,۳۱	۲۴,۲۲
۲	شکسته	-	-۰,۰۱	۲۴,۹۶	۰,۲۷	۲۴,۷۰
۳	۰,۰۲	۲۴,۸۰	-۰,۰۲	۲۵,۰۴	۰,۲۸	۲۴,۷۸
۴	۰,۳۲	۲۴,۹۳	۰	۲۴,۹۳	۰,۳۲	۲۴,۶۱
۵	شکسته	-	-۰,۰۲	۲۵,۰۹	۰,۲۷	۲۴,۸۴
۶	۰,۰۴	۲۴,۷۴	-۰,۰۲	۲۴,۹۸	۰,۳۰	۲۴,۷۰

همانطور که از جدول (۳) مشخص است، پس از آب بندی موتور بجز در پیچهای ۱ و ۴ مقداری افت پیشبار غیر چرخشی بر اثر نشست سطوح ایجاد شده است، اما میزان آن قابل توجه نیست و مورد قبول است. اما پس از ورود به چرخه آزمون دور بحرانی، پیچهای ۲ و ۵ شکسته اند و پیچهای ۳ و ۶ کاملا شل شده اند، اما پیچهای ۱ و ۴ دارای پیشبار قابل توجهی هستند.

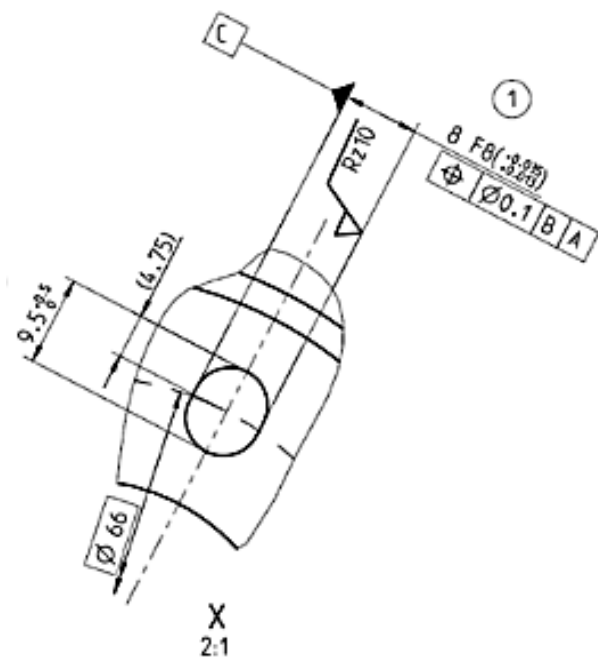
بدیهیست در صورت ادامه آزمون با این وضعیت، شکستن تمام پیچها دور از انتظار نبود همچنان که در اغلب آزمونهای دور بحرانی این اتفاق رخ داده است.

انجام آزمون دوم دور بحرانی با افزایش پیشبار پیچ افزایش پیشبار به کمک تغییر روش بستن پیچ از روش کنترل گشتاور به روش کنترل نقطه تسلیم^۲ و استفاده از پیچهای در محدوده بالای استحکام صورت گرفت. این آزمون به ظاهر با موفقیت به پایان رسید و در طی دو ساعت آزمون هیچگونه خرابی مشاهده نشد. پس از اتمام آزمون، طول پیچها اندازه گیری شد و اتصال از لحاظ ظاهری مورد بررسی قرار گرفت. پیچها کاملا سالم بودند و آسیبی به

² Yield Controlled tightening

¹ Ultrasonic

اندکی چرخیده اند که اندازه گیری نیز نشان از شل شدن بخشی از پیشبار پیچها دارد. اگرچه این بار دامنه لغزش پیچها در ابتدا کمتر از لغزش بحرانی بود، اما لغزشهای کوچک بعث کم بودن پیشبار باعث می شود که ساییدگی در سطوح اتصال پیش آید و افت پیشبار غیر چرخشی را شاهد باشیم. با ادامه یافتن افت پیشبار، شرایط برای شل شدن چرخشی و ترکیبی نیز فراهم می شود.



شکل ۱۹: تغییر سوراخ پین چرخ طیار به شکل لوبیایی



شکل ۱۸: آثار ساییدگی در سطح اتصال چرخ طیار به میل لنگ

جدول ۴: نتایج پایش تغییرات پیشبار پیچ حین آزمون دوم دور بحرانی

شماره پیچ	گشتاور باز کردن پیچ (N.m)	تغییر طول باقیمانده پیچ (US-mm)	طول پس از پایان آزمون (US-mm)	تغییر طول پس از بستن (US-mm)	زاویه در نقطه تسلیم (°)	گشتاور در نقطه تسلیم (N.m)	طول اولیه (US-mm)
۱	۴۸	۰.۱۸	۲۴.۵۴	۰.۴۳	۲۴.۷۹	۳۲	۸۵.۴
۲	۳.۵	۰.۰۴	۲۴.۴۶	۰.۲۸	۲۴.۸۰	۲۷	۸۱.۴
۳	۷۶.۵	۰.۲۹	۲۴.۸۴	۰.۴۰	۲۴.۹۵	۳۲	۸۶.۱
۴	۶۵.۷	۰.۲۰	۲۴.۶۰	۰.۲۷	۲۴.۷۷	۲۹	۸۳.۶
۵	۳.۷	۰.۰۴	۲۴.۵۶	۰.۳۶	۲۴.۸۸	۳۲	۸۸.۳
۶	۶۳.۷	۰.۱۲	۲۴.۱۷	۰.۳۷	۲۴.۴۲	۲۷	۷۸.۹

جدول ۵: نتایج پایش تغییرات پیشبار پیچ حین آزمون سوم دور بحرانی

شماره پیچ	گشتاور باز کردن پیچ (N.m)	تغییر طول باقیمانده پیچ (US-mm)	طول پس از پایان آزمون (US-mm)	تغییر طول پس از بستن (US-mm)	زاویه در نقطه تسلیم (°)	گشتاور در نقطه تسلیم (N.m)	طول اولیه (US-mm)
۱	۵۷.۸	۰.۲۳	۲۴.۹۹	۰.۴۵	۲۵.۲۱	۴۲	۹۱
۲	۵	۰.۱۲	۲۴.۸۶	۰.۴۸	۲۵.۲۲	۴۲	۸۹.۳
۳	۷۰.۵	۰.۲	۲۴.۹	۰.۴۶	۲۵.۱۶	۵۱	۱۰۰.۸
۴	۸۴.۵	۰.۳	۲۴.۷۶	۰.۴۴	۲۴.۹	۴۳	۹۳
۵	۴.۶	۰.۱۴	۲۴.۶۴	۰.۴۷	۲۴.۹۷	۴۴	۹۰.۱
۶	۷.۴	۰.۱	۲۴.۵۸	۰.۴۳	۲۴.۹۱	۴۲	۸۹.۶

۵- بحث بر روی نتایج

با استفاده از محاسبات لغزش بحرانی و لقی پین پیش بینی شد که پیچهای شماره ۲ و ۵ پتانسیل شل شدن بیشتری دارند که دقیقاً این موضوع با مشاهدات همه آزمونهای دور بحرانی تطابق دارد. حتی در

بنابراین می توان دریافت که افزایش ۳۰ درصدی پیشبار باعث به تعویق افتادن شل شدن پیچها و کاهش لغزش آنها می شود، اما نمی تواند از لغزش جلوگیری کند. همچنین با توجه به شل شدن کامل پیچهای ۲ و ۵، دامنه لغزش از مرز لغزش بحرانی گذشته و باعث شل شدن چرخشی کامل این دو پیچ شده است. پیشبار در بقیه پیچها نیز به حدود نصف مقدار اولیه رسیده که نشانگر آغاز شل شدن آنهاست.

انجام آزمون سوم دور بحرانی با تغییر لقی پین چرخ طیار این آزمون برای صحت گذاری تنها تغییر سوراخ پین به شکل لوبیایی (شکل ۱۹) و با پیچهای با استحکام در محدوده متوسط انجام شد.

بر خلاف آزمونهای گذشته، این بار آزمون بدون هیچ شکستی به پایان رسید. پس از جدا کردن موتور از لگام ترمز، مشاهده شد که پیچها

آزمون سوم صحنه ای بر این امر است. در این آزمون تنها با تغییر لقی بین، آزمون با موفقیت و بدون شکست تا انتها ادامه یافت. اما همچنان ساییدگی باعث افت پیشبار و شل شدن پیچها شد. همچنین با مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج آزمونهای متعدد دوام، فرضیه بکار گرفته شده در مورد بارهای وارد بر اتصال به اثبات رسید که بنا بر این فرضیه، سخت ترین شرایط برای اتصال چرخ طیار به میل لنگ در دوره های زیاد و بار کم موتور است.

نتیجه گیری

در این پژوهش با تغییراتی که در طراحی اتصال پیچی بین چرخ طیار و میل لنگ از جهت تغییر روش بستن پیچ ها (از روش گشتاور به روش نقطه تسلیم، افزایش پیش بار و تغییر طراحی بین و استفاده از سوراخ لوبیایی با تکیه بر محاسبات تئوری انجام شد، طراحی این اتصال بهبود پیدا کرده و نتایج زیر به دست آمد:

- بدترین شرایط برای اتصال چرخ طیار به میل لنگ و حتی اتصالات مشابه آن، سرعت دورانی زیاد و بار کم است.
- گشتاور انتقالی در محل اتصال به چرخ طیار حاصل از پیچش میل لنگ باید مبنای طراحی اتصال و پیچها قرار گیرد.
- گشتاور متوسط خروجی موتور معیار مناسبی برای طراحی اتصال چرخ طیار نیست و بسیار کوچکتر از گشتاور لحظه ای انتقالی است.
- افزایش ممان اینرسی چرخ طیار، به افزایش گشتاور انتقالی در اتصال می انجامد که نیاز به افزایش تعداد پیچها و افزایش پیشبار پیچ است. بدیهی است با کاهش ممان اینرسی نیز پیشبار کمتر و تعداد کمتری پیچ لازم است.
- عواملی مانند ضریب اصطکاک در سطح اتصال و شعاع محل قرارگیری پیچها نقشی حیاتی در استحکام اتصال بازی می کنند که با افزایش آنها ضریب اطمینان افزایش می یابد.
- انتخاب روش و ترتیب مناسب برای بستن پیچ و کنترل مناسب پیشبار می تواند مانع خرابی شود و یا آن را به تعویق بیندازد. از بین روشهای رایج، روش کنترل نقطه تسلیم و بستن پیچها در چند مرحله یکی از بهترین روشهاست.
- افزایش پیشبار پیچ به شرطی که باعث لهیدگی سطح قطعه نشود، احتمال شل شدن و شکست پیچ را به شدت کاهش می دهد.
- کاهش لقی بین چرخ طیار و محدود کردن لغزش، احتمال شل شدن چرخشی را کاهش می دهد و حتی با کاهش دامنه حرکت و محدود کردن ساییدگی سطح اتصال، شل شدن غیر چرخشی را محدود می کند و خرابی اتصال را به تعویق می اندازد.

آزمون اول که بدون تغییر در طرح اصلی اتصال آزمون صورت گرفت، مشاهده شد که پیچهای شماره ۲ و ۵ دچار شکست شدند که نتیجه شل شدن و افت پیشبار و در نتیجه وارد آمدن تنشهای نوسانی و خستگی است.

بر اساس محاسبات، نیرویی که مانع شل شدن پیچها شود نیاز به تغییر اساسی در ساختار اتصال و یا تغییر طرح پیچ است. اما برای اینکه اثر افزایش پیشبار در رفتار اتصال مطالعه شود، آزمون دوم با افزایش ۳۰ درصدی نیروی پیشبار انجام شد که باعث شد آزمون بدون شکست تا انتها ادامه یابد. در انتهای آزمون بررسی ها حاکی از ساییدگی و افت پیشبار غیرچرخشی بود. همچنین در این آزمون بصورت واضح شل شدن پیچهای ۲ و ۵ اثبات شد.



شکل ۲۰: چرخش پیچهای چرخ طیار پس از آزمون دور بحرانی سوم



شکل ۲۱: آثار ساییدگی سطح چرخ طیار در اثر لغزش در آزمون سوم

محدود کردن لغزش در اتصال نه تنها احتمال شل شدن چرخشی را کاهش می دهد بلکه ساییدگی سطح قطعات را نیز محدود می کند که

- [5] B. S. M. a. X. Y. S. A. Nassar, "Effect of Threaded Fastener Condition on Low Cycle Fatigue Failures in Metric Bolts Under Transverse Loading," in 2008 SAE World Congress, Detroit, Michigan, 2008.
- [6] R. Kumar, "CAUSES AND PREVENTION OF LOOSENING IN PRESTRESSED BOLTS," *Mechanica Confab*, vol. 2, no. 4, pp. 11-16, 2013.
- [7] W. Eccles, *Tribological Aspects of the Self-Loosening of Threaded Fasteners*, University of Central Lancashire, 2010.
- [8] V. D. Ingenieure, VDI 2230, Systematic calculation of high duty bolted joints-Joints with one cylindrical bolt, Duesseldorf, Germany: Verein Deutscher Ingenieure, 2003.
- [9] T. Sakai, *Bolted joint engineering fundamentals and applications*, Berlin, Germany: DIN Deutsches Institut fuer Normung e. V., Beuth verlag GmbH, 2008.
- [10] E. Unger, "The status of engineering knowledge concerning the damping of built-up structures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 26, p. 141-154, 1973.
- [11] E. Y. ., J. B. ., S. R. J.F. Ferrero, "Analysis of a dry friction problem under small displacements: application to a bolted joint," *Journal of Wear*, vol. 256, p. 1135-1143, 2004.
- [12] D. H. N.G. Pai, "Influence of fastener placement on vibration-induced loosening," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 268, pp. 617-626, 2003.
- [13] Ortjohann, T., Rebbert, M., Maassen, Robers, M. "Kurbelwellensimulation" *MTZ Motortech Z* (2006) 67: 394.
- [14] Dipl.-Ing. K. Maassen, "Development of the 1.7l NA Bi-Fuel Engine, Mechanical Testing 800 Hours Durability Run Standard Cycle", October 2006.

تشکر و قدردانی

از تمامی دوستان و همکاران گرامی در شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) بخاطر همکاری صمیمانه برای انجام این پژوهش سپاسگزاریم. به ویژه از آقای مهندس مجید کرباسی فروشها، آقای مهندس سیدعبدالرزاق طاهایی، آقای دکتر مهدی بالو، آقای مهندس رسول نوری، آقای دکتر سید اشکان موسویان، آقای دکتر حسین زارعی، آقای مهندس ابولفضل هدایتی، آقای مهندس احسان شارخی، آقای ابولقاسم منصوری، آقای التماس مختاری، آقای محمد رئوفی و همچنین آقای مهندس امیر صفایی برای حمایت‌های بی دریغ در تمامی مراحل این تحقیق کمال تشکر را داریم. همچنین از مدیریت محترم شرکت اطلس پمپ سپاهان برای تامین نمونه های چرخ طیار و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) برای حمایت علمی و مالی تشکر می نمایم.

مراجع

- [1] C. P. R.A. Ibrahim, "Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 279, p. p 857-936, 2005.
- [2] G. H. JUNKER, "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration," *SAE Technical Paper*, vol. 78, p. 22, 1969.
- [3] DIN, "DIN 65151- Dynamic testing of the locking characteristics of fasteners under transverse loading conditions (vibration test)," DIN, 2002-08.
- [4] K. T. M. C. Shriram Dravid, "Role of Washers in Controlling loosening of Full Threaded Bolted Joints," in 2nd International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering, ICIAME, 2014.



EF7 engine flywheel bolted joint design improvement by theoretical and experimental investigations

M. Asadi Taheri^{1*}, A. Hajiali Mohammadi², S. Alizadehnia³

¹Irankhodro Powertrain Company (IPCo), Tehran, Iran, mo_asadi@ip-co.com

²Mechanical Engineering Department, Semnan University, Semnan, Iran, ahajiali@semnan.ac.ir

³Irankhodro Powertrain Company (IPCo), Tehran, Iran, s_alizadehnia@ip-co.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 22 December 2017

Accepted: 21 February 2018

Keywords:

EF7 Engine

Flywheel

Crankshaft

Bolt

Joint

ABSTRACT

Bolted joints are of the most importance in engine connections. One of important engine bolted joints is the flywheel-crankshaft connection which transmits the engine output torque. Any failure or loosening of flywheel bolts may result in a catastrophic engine damage due to the fact that this joint is considered as a safety issue because of its location and high rotational speed. The most known failure mechanism of flywheel joint is the “Bolt Loosening” due to joint slippage which starts with micro slip and propagates to macro slip causing surface fretting and preload loss and ends up with fatigue fracture of the bolts. Many factors may cause or jeopardize flywheel bolts failure e.g. surface roughness, friction coefficient at the interface, flywheel pin and bolts clearance, threads pitch, bolt preload and external loads acting on the joint. In this study, besides defining and validation of the transmitted torque in the joint, using the general bolted joints equations and combining general rules of such joints, at first it was shown that it needs basic changes in the joint to avoid slippage completely. Then, by calculating the critical slip and comparing it with the probable joint slippage, it was proved that the joint slippage can be limited to a value lower than the critical slip in order to prevent the rotational loosening of the bolts by designing the flywheel pin hole to a proper value. At the end, the theory was validated by performing three “Engine Over-Speed” tests.

