



## تعیین توزیع نیروی پیش‌بار و عمر خستگی پیچ‌های سرسیلندر در موتور دیزل دریایی

شهاب مرادی کلارده<sup>۱</sup> و سید وحید حسینی<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران.

<sup>۲</sup> استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱۱/۱۱؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۹/۰۲/۱۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۲۹

### چکیده

پیچ‌های سرسیلندر در موتور دیزل دور بالا می‌بایست با وجود نیروی پیش‌بار بالا علاوه بر الزامات استاندارد پیچ‌ها، تحت نیروهای سیکلی مکانیکی و حرارتی حد دوام بالایی داشته باشند و نیروی همبندی یکنواختی را جهت آب‌بندی به سرسیلندر وارد کنند. در پژوهش حاضر جهت بررسی عملکرد پیچ‌های ساخته شده، ابتدا نیروی پیچ‌ها نو و کارکرده در شرایط هم‌بندی سرد تخمین زده شد. سپس مقدار تغییر نیروهای پیچ در شرایط کارکرد گرم موتور با وجود بارهای سیکلی ناشی از احتراق محاسبه شد. از بحرانی‌ترین نیروی محاسبه شده جهت بررسی حد دوام پیچ در آزمون خستگی تک محوره استفاده شد. پیچ ساخته شده توانست، تحت نیروهای ناشی از گرم شدن و احتراق موتور بیش از یک میلیون سیکل عمر کند که نشان از عمر بی‌نهایت قطعه در شرایط واقعی دارد؛ همچنین با بررسی اثر استفاده مجدد پیچ‌ها در فرایند نگهداری و تعمیرات مشاهده شد که نیروی پیش‌بار پیچ کارکرده نسبت به پیچ نو حدود ۸٪ افزایش می‌یابد. بر اساس نتایج بدست آمده، توزیع یکنواخت نیروهای پیش‌بار نشان از دقت مناسب روش گشتاور-زاویه جهت هم‌بندی پیچ‌ها تا ناحیه تسلیم دارد و سبب بهبود فرایند آب‌بندی و اثر سرسیلندر می‌شود. این نتیجه با آزمون تجربی کاغذ فوجی نیز تایید شد.

**کلمات کلیدی:** پیچ سرسیلندر؛ توزیع نیرو؛ شرایط واقعی کارکرد؛ موتور دیزل دریایی؛ آزمون خستگی.

## Determination of Cylinder Head Bolts Force Distribution and There's Life in Real Condition of Marine Diesel Engine

Sh. Moradi Kelardeh<sup>1</sup>, S.V. Hosseini<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> MSc. Student, Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran.

<sup>2</sup> Assis. Prof., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran.

### Abstract

Cylinder head bolts in high-speed diesel engines must meet classical standard requirements. Moreover, they should seal cylinder head gasket due to uniform distribution of clamping forces with high durability under thermal and mechanical cyclic loads. In present study, to evaluate the performance of newly designed bolts, at first, the clamping force in cold assembly was calculated using theoretical and experimental results. Then in real engine condition, the amount of clamping force variation was derived with combustion load under hot condition. The most critical force was used to test the bolt durability in a uniaxial high cycle fatigue test. The experimental test confirmed infinite life of the bolt. Also, results show preload of used bolt could be increased about 8% that is important for maintenance and repair services. In addition, torque-angle assembly procedure precisely tightened the bolt near yield stress condition and improved sealing of the cylinder head gasket. Fuji paper test confirmed this analytical uniform clamping force results too.

**Keywords:** Cylinder Head Bolt; Force Distribution; Real Condition; Marine Diesel Engine; Fatigue test.

## ۱- مقدمه

اتصالات پیچ به وسعت در سازه‌های مهندسی مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد. آگاهی از روش‌های هم‌بندی و دقت اعمال نیرو، شرایط حاکم بر عملکرد پیچ و بررسی عمر خستگی در طراحی و ساخت پیچ‌ها، بسیار حائز اهمیت است. روش‌های هم‌بندی<sup>۱</sup> با در نظر گرفتن دستیابی به پیش‌بارهای دقیق و تکرارپذیر، یکی از اصلی‌ترین موضوعات در اتصالات پیچ‌های استحکام بالا است. چندین روش برای اندازه‌گیری غیرمستقیم نیروی هم‌بندی و تغییرات طول پیچ وجود دارد که عمومی‌ترین روش، استفاده از آچار کنترل گشتاور به دلیل سادگی استفاده، سادگی ابزار و وجود جداول استاندارد گشتاور و نیرو است. زمانی که پیچ‌های یکسان با گشتاور برابری بسته می‌شوند، اساساً به دلیل تفاوت ضریب اصطکاک، کشش‌های یکسانی در پیچ‌ها اعمال نمی‌شود. طبق رابطه که موتوش<sup>۲</sup> و استاندارد VDI 2230 ارائه می‌دهند، عموماً اصطکاک سبب تحلیل رفتن ۹۰٪ از گشتاور اعمالی شده و تنها حدود ۱۰٪ از گشتاور به کشش در پیچ تبدیل می‌شود [۱ و ۲]؛ همچنین برخی از گزارش‌ها در استفاده از آچار گشتاورسنج برای اندازه‌گیری پیش‌بار، خطای ذاتی فاجعه‌آمیزی تا بیشتر از ۵۰٪ را نیز نشان می‌دهند. این مقدار خطا در نیروی پیش‌بار سبب مشکلاتی در طراحی اتصالات پیچی به‌خصوص در اتصالات بحرانی می‌شود [۳]؛ بنابراین به‌منظور مستقل کردن نیروهای پیش‌بار از ضریب اصطکاک و دستیابی به نیروهای دقیق‌تر از روش کنترل زاویه دوران پیچ استفاده می‌شود. عموماً در هم‌بندی قطعات قوای محرکه موتوری تعیین مقدار مناسب گشتاور، پیچیده است و اغلب مواقع در موتورهای دیزل از روش ترکیبی هم‌بندی با کنترل زاویه و گشتاور استفاده می‌شود. در این روش رابطه بین زاویه دوران و نیروی محوری پیچ در ناحیه الاستیک خطی است. در ابتدای فرایند هم‌بندی، مقداری گشتاور تا نقطه شروع خطی شدن نیروی محوری اعمال می‌شود. این ناحیه به‌عنوان نقطه سانگ<sup>۳</sup> معرفی می‌شود. استاندارد JIS<sup>۴</sup> مقدار گشتاور مورد نیاز برای رسیدن به این نقطه را پیشنهاد می‌کند. حدود

۴۰٪ از نیروی پیش‌بار با گشتاور و باقی‌مانده آن با کنترل زاویه اعمال می‌شود [۴]. از روش هم‌بندی کنترل زاویه‌ای در ناحیه الاستیک یا الاستیک-پلاستیک پیچ در نیروهای پیش‌بار بالا و در اتصالات با طول زیاد استفاده می‌شود. روش کنترل زاویه پلاستیک قابلیت اعمال نیروی محوری با دقت بالاتری را نسبت به روش کنترل زاویه الاستیک دارد و از آن معمولاً برای هم‌بندی برخی از قطعات در سیستم قوای محرکه استفاده می‌شود، اما مشکلات استفاده مجدد پیچ‌ها وجود خواهد داشت.

قطعات بلوک سیلندر، سرسیلندر و واشر سرسیلندر با استفاده از پیچ‌های سرسیلندر به‌صورت اتصال کششی هم‌بندی می‌شوند. به‌منظور جلوگیری از نشتی گاز محفظه احتراق، نشتی آب خنک‌کننده و روغن روانکاری، فشار واشر آب‌بند باید از حد مشخصی در حین عملکرد موتور بالاتر باشد. اگر نیروی هم‌بندی در ابتدا کم باشد، امکان دارد، نیروی بستن در معرض بارهای حین کار کاهش یافته و حتی به صفر میل کند [۵]. از طرفی افزایش بیش از حد نیروی هم‌بندی باعث ایجاد تنش زیاد در بلوک سیلندر و افزایش اعوجاجات سیلندر می‌شود و احتمال پلاستیک شدن واشر سرسیلندر در حین کارکرد موتور وجود دارد که می‌تواند آب‌بندی اتاق احتراق را دچار مشکل کند. علاوه بر موارد فوق، افزایش بیش از حد تنش‌های کششی می‌تواند به تسلیم شدن پیچ و یا شکست تحت بار خستگی هم منجر شود [۶]. این محدودیت‌ها، دستیابی به مقدار مشخصی از نیروی پیش‌بار به‌منظور جلوگیری از خرابی پیچ و اطمینان از اتصال صحیح را دشوار می‌سازد. یکی از پارامترهای مهم به‌منظور پیش‌بینی نیروی هم‌بندی، تشخیص ضریب اصطکاک در اتصالات پیچی است که برای این منظور مقادیر گشتاور اعمالی برای محاسبه نیروی هم‌بندی باید به‌صورت دقیق گزارش شود. کولو و همکاران [۷]، گشتاور اعمالی به پیچ و نیروی هم‌بندی را توسط آچار گشتاور-زاویه و کرنش‌سنج<sup>۵</sup> اندازه‌گیری نموده و مقادیر ضریب اصطکاک و ضریب گشتاور را محاسبه کردند. لی و همکاران [۸] در بررسی اثر نیروهای خارجی و تغییرات حرارتی نشان دادند که به دلیل تفاوت انبساط حرارتی در سه قطعه متصل شده توسط پیچ، تحت

<sup>1</sup> Clamping

<sup>2</sup> Motosh

<sup>3</sup> Sung

<sup>4</sup> Japanese Industrial Standards

<sup>5</sup> Strain Gauge

سرسیلندر مورد مطالعه قرار گرفتند. تمامی پیچ‌ها دارای مشخصات یکسانی می‌باشند، به‌جز اینکه پیچ‌های بلند دارای طول ۱۷۵/۵ میلی‌متر و پیچ کوتاه دارای طول ۱۲۴ میلی‌متر هستند (شکل ۱). از طرفی پیچ‌ها، دارای پوشش فسفات روی جهت کنترل دقیق‌تر ضریب اصطکاک حین هم‌بندی می‌باشند.

برای اطمینان از عملکرد پیچ‌های ساخته شده در کلاس ۱۲/۹ بر اساس استاندارد BS EN ISO 898-1 آزمون‌های متنوعی در محدوده دمایی ۱۰ تا ۳۵ درجه انجام شده است که نتایج آزمون‌ها در مرجع [۱۲] گزارش شده است.

## ۲-۲- روش انجام آزمون

فرایند هم‌بندی پیچ‌ها توسط آچار گشتاور-زاویه انجام گرفت. تمامی پیچ‌ها قبل از هم‌بندی ابتدا با بنزین تمیز شده و با روغن ایرانول 20W50 روانکاری شدند؛ همچنین سوراخ رزوه سیلندر نیز تمیز شد تا از کنترل دقیق‌تر اصطکاک اطمینان حاصل شود. پیچ‌های کوتاه و بلند سرسیلندر، مطابق شکل ۲ روی سرسیلندر مونتاژ شدند و گشتاور هم‌بندی آنها اندازه‌گیری شد.

پیچ شماره ۱ پیچ کوتاه و سایر پیچ‌ها بلند می‌باشند. مونتاژ پیچ‌ها جهت جلوگیری از تا خوردن و یا گیر کردن واشر سرسیلندر و اعمال یکنواخت‌تر نیروی هم‌بندی مطابق دستورالعمل تولید کننده موتور به صورت حلزونی است. ترتیب بستن پیچ‌ها در هر مرحله از ۳، ۴، ۵، ۲، ۴، ۱ و در باز کردن از پیچ ۱، ۴، ۲، ۵، ۴، ۳ است.



شکل ۱- پیچ‌های بلند و کوتاه با پوشش فسفات روی

تأثیر نیروی خارجی و تغییرات دما، نیروی پیش‌بار پیچ تا صفر کاهش می‌یابد؛ همچنین نشان دادند که چگونه سفتی بر رابطه بین نیروی پیش‌بار و حرارت تأثیرگذار است. ویلیامز و همکاران [۹]، رفتار یک اتصال پیچی ساده تحت اثر بارگذاری کششی جداکننده با استفاده از روش‌های محاسبات تحلیلی سنتی، روش المان محدود و آزمون‌های تجربی را مورد بررسی قرار دادند. آنها دریافتند، روش‌های محاسبات سنتی در پیش‌بینی اثرات نیروی خارجی روی تغییرات نیروی هم‌بندی، مقادیر بیشتری را نسبت به نتایج تجربی و مدل شبیه‌سازی شده ارائه می‌دهند؛ همچنین مرسا [۱۰] به بررسی استحکام خستگی پیچ دمپر یاتاقان با استفاده از رسم نمودار S-N در نیروی پیش‌بار ثابت و نیروهای بارگذاری مختلف پرداخت. او به‌منظور مشاهده شکست ناشی از خستگی، تنش‌ها را تا خرابی رزوه‌های پیچ کپه افزایش داد. مارسلو و همکاران [۱۱]، به آنالیز خواص خستگی پیچ‌های استحکام بالا در شرایط متالورژیکی متفاوت پرداختند. پیچ‌هایی که بعد از عملیات حرارتی نورد شده بودند، تقریباً ۹٪ مقاومت به خستگی بالاتری نسبت به پیچ‌هایی داشتند که قبل از نورد عملیات حرارتی شده بودند.

هدف از این تحقیق بررسی توزیع نیروی پیش‌بار و عمر خستگی پیچ‌های ساخته شده کوتاه و بلند  $M16 \times 1.5$  کلاس ۱۲/۹ در موتور دیزل دریایی دور بالا با نسبت توان به وزن  $1 \text{ kW/kg}$  است. بدین منظور ابتدا با استفاده از نتایج تجربی و ضرایب اصطکاک، نیروی پیش‌بار پیچ‌های نو و کارکرده محاسبه می‌شود. سپس با بررسی اثر نیرو و حرارت ناشی از احتراق در موتور، تاریخچه تغییرات نیرویی در پیچ‌های سرسیلندر بدست می‌آید. در نهایت این پیچ‌ها تحت بارگذاری خستگی تک محوره صحنه‌گذاری می‌شوند.

## ۲- روش تحقیق

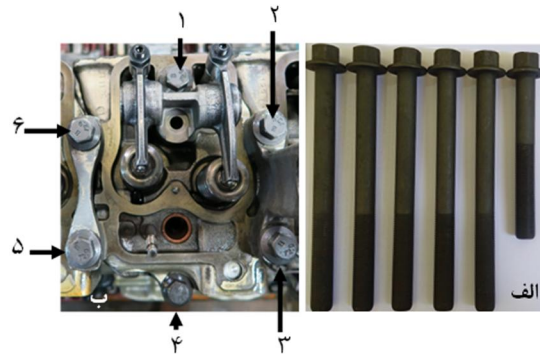
### ۲-۱- معرفی پیچ‌ها

اتصال سرسیلندر به بلوک سیلندر در موتور مورد بررسی با پنج پیچ بلند و یک پیچ کوتاه  $M16 \times 1.5$  انجام می‌پذیرد که در این تحقیق تمامی پیچ‌ها در شرایط هم‌بندی کامل

<sup>1</sup> Stiffness

گشتاور-زاویه برای اندازه‌گیری گشتاور و برای تعیین نیروی پیش‌بار از واشر نیروسنج (مجهز به کرنش‌سنج) استفاده شد. نیروی فشاری اعمالی روی نیروسنج برابر با پیش‌بار اعمالی روی پیچ بود و مقادیر ضریب اصطکاک با در دسترس بودن گشتاور و نیروی هم‌بندی برای هر پیچ محاسبه شد. شکل ۴ نتایج بررسی نیروهای هم‌بندی و گشتاورهای اعمالی و میزان تلفات گشتاور اعمالی را نشان می‌دهد.

در مقاله حاضر با استفاده از ضریب اصطکاک  $\mu$  از مرجع [۱۲]، بر اساس رابطه ۱ و با مشخص کردن هندسه پیچ ( $d_2$  قطر متوسط پیچ،  $d_0$  قطر زیر گل پیچ و  $p$  گام پیچ) و



شکل ۲- الف) پیچ‌های سرسیلندر و ب) هم‌بندی پیچ‌ها در سرسیلندر

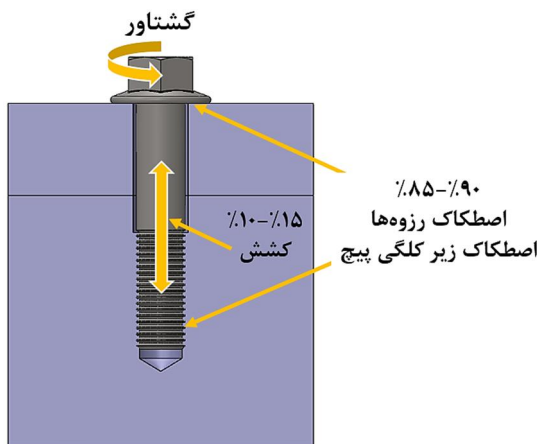
تکرار آزمون برای تمامی پیچ‌ها در دو مرحله انجام گرفت. روش هم‌بندی پیچ‌ها مطابق جدول ۱ است.

جدول ۱- روش هم‌بندی پیچ‌ها

ترتیب بستن	پیچ کوتاه سرسیلندر (CHS)	پیچ بلند سرسیلندر (CHL)
۱-گشتاور (N.m)	۱۰	۱۰
۲-گشتاور (N.m)	۸۰	۸۰
۳-گشتاور (N.m)	۱۶۰	۱۶۰
۴-گشتاور (N.m)	۲۵۰	۲۵۰
۵- زاویه (درجه)	۶۰	۹۰
۶- زاویه (درجه)	۶۰	۹۰



شکل ۳- آچار گشتاور-زاویه دیجیتال و آچار گشتاورسنج ساده



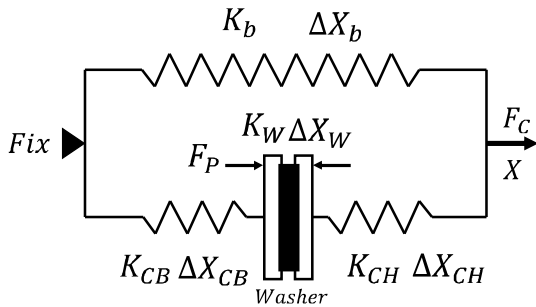
شکل ۴- طرح‌واره نیروی پیش‌بار و میزان تلفات گشتاور

گشتاور مراحل ۱ تا ۴ با استفاده از آچار گشتاورسنج اعمال شد؛ همچنین برای اعمال زاویه‌های مراحل ۵ و ۶ از آچار گشتاور-زاویه‌ای استفاده شد که قابلیت اندازه‌گیری گشتاور معادل آن زاویه‌ها را مطابق شکل ۳ داشت.

### ۲-۳- محاسبه نیروی هم‌بندی

جهت بررسی رفتار پیچ‌های سرسیلندر قبل و حین کارکرد موتور نیاز به تخمین نیروی هم‌بندی است. برای این منظور مقادیر گشتاور اعمالی باید به‌صورت دقیق گزارش شود و اطلاعات ضریب اصطکاک پیچ‌ها نیز در دسترس باشد. جهت تعیین ضریب اصطکاک پیچ‌ها در مرجع [۱۲]، از آچار

اتصال پیچ‌های سرسیلندر را می‌توان به صورت تغییر شکل الاستیک فنر مدل کرد (شکل ۶).



شکل ۶- طرح‌واره رابطه بین نیرو و تغییر شکل قطعات اتصال سرسیلندر

مدل مکانیکی نشان داده شده، استحکام و سفتی اتصال به همراه اجزاء اتصال شونده را نشان می‌دهد. هر قطعه دارای رفتار الاستیکی است که می‌توان آن را به صورت تغییر شکل سفتی نشان داد.  $K_b, K_{cb}, K_{ch}, K_w$  به ترتیب سفتی پیچ، سیلندر، سرسیلندر و واشر سرسیلندر می‌باشند. تغییر شکل الاستیک ناشی از نیروی هم‌بندی پیچ را می‌توان به ترتیب برای تمامی قطعات به صورت  $\Delta X_b, \Delta X_{cb}, \Delta X_{ch}, \Delta X_w$  نشان داد. قطعات به دلیل داشتن سفتی متفاوت، تغییر شکل متفاوتی خواهند داشت؛ بنابراین مقدار تغییر شکل هر قطعه وابسته به نیرو و سفتی آن است که در رابطه ۲ می‌توان مقادیر سفتی برای هر یک از اجزاء را محاسبه کرد. ثابت سفتی برای پیچ را می‌توان به صورت دو فنر سری برای قسمت رزوه‌دار و بدون رزوه با طول و مساحت سطح مقطع هر قسمت محاسبه کرد.

$$K = \frac{EA}{L} \quad (2)$$

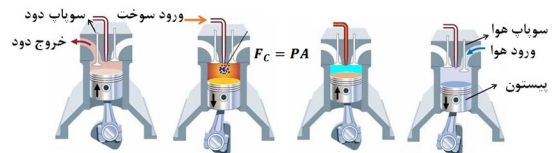
بر اساس رابطه ۲ گل پیچ و مهره (رزوه درگیر) به صورت صلب در نظر گرفته می‌شوند که در واقعیت این گونه نیست. نتایج تجربی نشان‌دهنده آن است که مقادیر تغییر شکل الاستیک پیچ‌ها از مقادیر محاسبه شده بیشتر است. استاندارد VDI 2230 روابطی را به منظور محاسبه مقادیر تغییر شکل اضافی با در نظر گرفتن گل پیچ، دندانه‌های درگیر و آزاد، اتصال با مهره یا به صورت ته بسته را مطابق شکل ۷ ارائه می‌دهد.

همچنین اندازه‌گیری گشتاور هم‌بندی  $T$  می‌توان نیروی پیش‌بار در هم‌بندی واقعی را محاسبه کرد که امکان نصب مستقیم کرنش‌سنج وجود ندارد [۷].

$$F_p = \frac{T}{\mu(0.58d_2 + 0.5d_o) + 0.16p} \quad (1)$$

#### ۲-۴- بررسی عملکرد پیچ با اعمال نیروی خارجی

به منظور بررسی نیروهای اعمالی به پیچ در شرایط کارکرد موتور نیاز به شناخت نوع فرایند احتراق است. در موتور دیزل پرسرعت مورد بررسی، سیکل احتراق به صورت چهار زمانه و با پاشش مستقیم سوخت انجام می‌شود. فشار حداکثر احتراق این موتور ۱۲۰ bar است. در شکل ۵ چرخه کامل موتور دیزل چهار زمانه نشان داده شده است. در مرحله اول سوپاپ ورودی هوا هم‌زمان با حرکت رو به پایین پیستون به درون اتاق احتراق باز شده و با این عمل هوای فشرده شده توسط کمپرسور پرتوان وارد محفظه احتراق می‌شود. در مرحله دوم سوپاپ هوا و دود بسته‌اند و پیستون از مرگ پایین به سمت بالا جهت متراکم کردن هوای محبوس شده حرکت می‌کند. در مرحله سوم احتراق، تزریق سوخت در هوای متراکم دما بالا در اتاق احتراق انجام می‌شود. در این مرحله نیز سوپاپ‌ها بسته‌اند. انرژی آزاد شده از سوختن باعث ایجاد نیروی فشاری بر پیستون خواهد شد که باعث پایین رفتن پیستون می‌شود. در این مرحله بیشترین فشار به سرسیلندر و در نتیجه به پیچ‌ها وارد خواهد شد. در مرحله چهارم گازهای ناشی از سوختن در محفظه سیلندر با حرکت پیستون به سمت بالا و باز شدن سوپاپ دود تخلیه می‌شود. پس از طی شدن این چهار مرحله که در دو دور چرخش میل‌لنگ انجام می‌گیرد، برای ادامه یافتن ایجاد توان، این چرخه تکرار خواهد شد؛ همچنین نیروهای وارد بر پیچ به دلیل افزایش فشار ناشی از احتراق داخلی، افزایش می‌یابد.



شکل ۵- مراحل عملکرد موتور دیزل چهار زمانه پاشش مستقیم

$$\frac{1}{K_{GM}} = \frac{1}{K_G} + \frac{1}{K_{Th}} \quad (7)$$

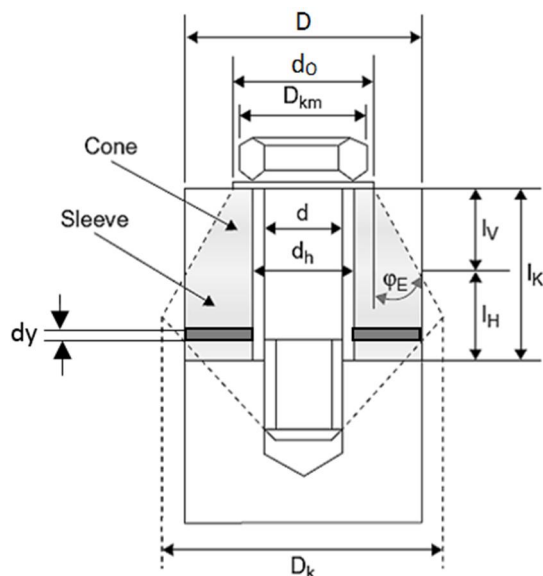
برای محاسبه سفتی رزوه‌های درگیر پیچ  $K_G$ ، سفتی سوراخ رزوه‌دار بلوک سیلندر  $K_{Th}$  و سفتی گل پیچ شش گوش  $K_{SK}$  از روابط ۸ تا ۱۰ استفاده می‌شود [۲].

$$K_G = \frac{E_b A_{d3}}{0.5d} \quad (8)$$

$$K_{Th} = \frac{E_m A_N}{0.33d} \quad (9)$$

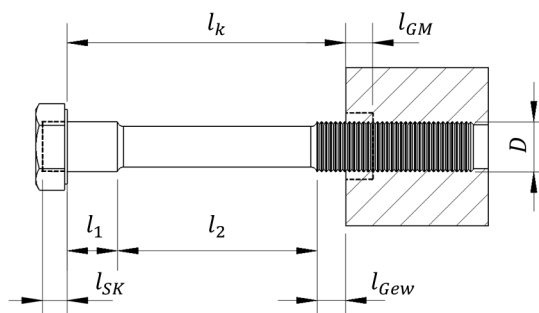
$$K_{SK} = \frac{E_b A_N}{0.5d} \quad (10)$$

سفتی قطعات اتصال به دلیل طبیعت نفوذ نیرو از گل پیچ و ناحیه رزوه پیچیده است. شکل ۸ عمومی‌ترین توزیع تنش مخروط فشار با زاویه نصف رأس  $\varphi_E$  را نشان می‌دهد [۱۵].



شکل ۸- مدل محاسباتی مخروط فشار اتصال پیچ سرسیلندر

معمولاً از توزیع فشار در خارج از محدوده مخروط فشار صرف‌نظر می‌شود. هندسه توزیع فشار در شکل ۸ برای اتصال پیچ سرسیلندر نشان داده شده است. با انتگرال‌گیری از المان  $dy$  در جهت  $y$ ، می‌توان رابطه ۱۱ را برای سفتی قطعات اتصال در صورتی ارائه کرد که  $d_o < D < D_k$  باشد. برای زاویه  $\varphi_E$  مقادیر متفاوتی در کتب مرجع ذکر شده که اکثر آنها در ناحیه ۳۰ درجه است. بررسی‌های جدید حاکی از آن است



شکل ۷- طرح‌واره بخش‌های مختلف پیچ در محاسبه سفتی [۲]

پیچ‌ها دارای چندین قسمت مجزا می‌باشند که می‌توان به صورت قسمت‌های استوانه‌ای با طول و سطح مقطع متفاوت جایگزین شوند. اگر  $E_b$  مدول یانگ پیچ باشد، از دید طول الاستیک  $\Delta_i$  ناشی از نیروی خارجی  $F_c$  را می‌توان برای هر قسمت از پیچ محاسبه کرد (رابطه ۳). برای هر قسمت استوانه‌ای پیچ، مقدار انعطاف‌پذیری الاستیک  $\delta_i$  محوری از رابطه ۴ محاسبه می‌شود؛ بنابراین سفتی کل پیچ  $K_b$  با رابطه فنرهای سری محاسبه می‌شود (رابطه ۵) [۲].

$$\Delta_i = \frac{l_i F}{E_b A_i} \quad (3)$$

$$\delta_i = \frac{1}{K} = \frac{\Delta_i}{F} = \frac{l_i}{E_b A_i} \quad (4)$$

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{K_{SK}} + \frac{1}{K_1} + \dots + \frac{1}{K_{Gew}} + \frac{1}{K_{GM}} \quad (5)$$

تغییر شکل رزوه‌ها در مهره  $\delta_{GM}$  که در خارج از طول درگیر  $l_k$  قرار دارند، سبب تغییر شکل‌های اضافی در پیچ می‌شود. تغییر شکل رزوه‌ها  $\delta_{GM}$  شامل، تغییر شکل ارتجاعی در رزوه‌های درگیر پیچ  $\delta_G$  و سوراخ بلوک سیلندر  $\delta_{Th}$  است (رابطه ۶). تغییر شکل الاستیک سوراخ بلوک سیلندر  $\delta_m$  در نتیجه حرکت نسبی محوری بین رزوه‌های پیچ و بلوک سیلندر به دلیل خم شدن الاستیک و تغییر شکل فشاری دندانها است؛ در نتیجه سفتی  $K_{GM}$  از رابطه ۷ محاسبه می‌شود [۲، ۹].

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_{Th} \quad (6)$$

<sup>1</sup> Elastic Elongation

<sup>2</sup> Elastic Resilience



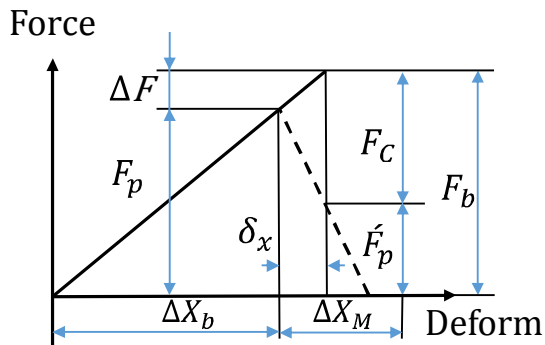
در روابط سنتی به منظور مطالعه اثر نیروی خارجی بر اتصالات پیچی با تعریف سفتی، روابط ۱۳ تا ۱۵ برقرار است.  $F_b$  نیروی پیچ در اثر بار خارجی،  $F_m$  نیروی قطعات اتصال و  $K$  سفتی اتصال است [۹].

$$F_b = KF_C + F_p \quad (13)$$

$$F_m = (1 - K)F_C - F_p \quad (14)$$

$$K = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (15)$$

در شکل ۹ رابطه بین نیرو، تغییر شکل پیچ و اجزاء اتصال شونده به همراه بار خارجی نشان داده شده است. زمانی که بار خارجی ناشی از احتراق  $F_C$  به سرسیلندر اعمال می‌شود، بار کلی پیچ  $F_b$  برابر مجموع نیروی خارجی  $F_C$  و نیروی هم‌بندی باقی مانده  $F'_p$  است. نقطه چین سمت راست نشان دهنده تغییرات ابعادی اجزاء متصل شونده و خط سمت چپ، نشان دهنده تغییر طول پیچ است. اعمال نیروی خارجی سبب کاهش فشردگی اتصال و تغییر شکل‌های اضافی در پیچ می‌شود که از روابط بیان شده قابل محاسبه است. فشار حداکثر ناشی از احتراق سوخت در حالت بسته بودن میل سوپاپ‌ها موتور دیزل ۱۲۰ bar و قطر سیلندر ۱۳۰ mm است که به معنی اعمال نیرویی معادل ۱۵۶ kN به مجموع تمام پیچ‌ها است. چهار پیچ بلند ۲، ۳، ۵ و ۶ که در شکل ۲ نشان داده شده است، در ناحیه فصل مشترک دو سرسیلندر قرار می‌گیرند که ۵۰٪ بار از سیلندر به آنها وارد می‌شود. پیچ‌های ۱ و ۴ اختصاصاً برای هر سرسیلندر استفاده می‌شوند، در نتیجه سهم نیروی خارجی حاصل از احتراق برای هر پیچ برابر ۳۹ kN است. مقادیر سفتی عضوهای این اتصال در جدول ۳ ارائه شده است.



شکل ۹- شماتیک روابط بین نیرو و تغییر شکل اجزاء اتصال

که زاویه این مخروط در اتصالات ثابت نمی‌باشد. در این پژوهش زاویه مخروط فشار بر اساس استاندارد VDI 2230 از رابطه ۱۱ محاسبه شده و سپس از رابطه ۱۲ مقدار سفتی اتصال تخمین زده می‌شود که بیشترین خطا در محاسبه سفتی ۵٪ خواهد بود [۲].

$$\tan\varphi_E = 0.348 + 0.013 \ln\left(\frac{l_k}{d_o}\right) + 0.193 \ln\left(\frac{D}{d_o}\right) \quad (11)$$

$$K_m = \frac{E_m \pi}{\frac{1}{d_h \tan\varphi_E} \ln[A] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} [B]}$$

$$A = \frac{(d_o + d_h)(D - d_h)}{(d_o - d_h)(D + d_h)}$$

$$B = l_k - \frac{(D - d_o)}{2 \tan\varphi_E} \quad (12)$$

ویژگی‌های ابعادی پیچ‌های کوتاه و بلند و سایر داده‌های مورد نیاز برای محاسبات در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- مشخصات پیچ‌های کوتاه و بلند سرسیلندر

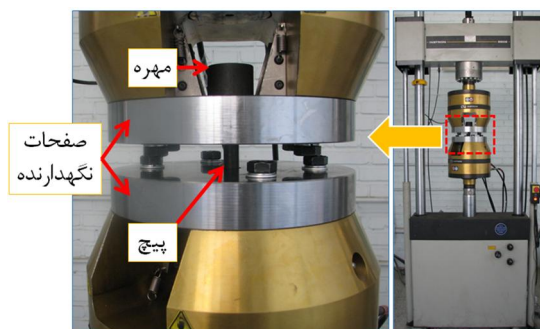
پیچ کوتاه سرسیلندر	پیچ بلند سرسیلندر	
۲۱۰	۲۱۰	۱- مدول یانگ در دمای محیط (GPa) [۱۳]
۲۰۵	۲۰۵	۲- مدول یانگ در دمای ۹۰ درجه سانتی‌گراد (GPa) [۱۳]
۱۶	۱۶	۳- قطر نامی (mm)
۱۴/۹	۱۴/۹	۴- قطر ساق پیچ (mm)
۱۴/۱۶	۱۴/۱۶	۵- قطر داخلی پیچ (mm)
۵۱	۱۰۵/۲۵	۶- طول ساق پیچ (mm)
۲۰	۲۴/۷۵	۷- طول رزوه‌های آزاد (mm)
۷۱	۱۳۰	۸- طول اتصال (mm)
۲۸/۵	۲۸/۵	۹- قطر زیر گل پیچ (mm)
۳۵	۳۵	۱۰- قطر خارجی اتصال (mm)
۱۲/۳	۱۲/۳	۱۱- ضریب انبساط حرارتی (1/°C) [۱۲]
۱۲۱۱	۱۲۱۱	۱۲- استحکام افسست ۰/۲٪ (MPa) [۱۱]
۱۳۳۸	۱۳۳۸	۱۳- استحکام نهایی (MPa) [۱۲]

$$\dot{F}_p = \frac{F_p(\delta_b + \delta_m) - l_k(\alpha_b \times \Delta T_b - \alpha_m \times \Delta T_m)}{\delta_b \times \frac{E_b}{E_{bT}} + \delta_m \times \frac{E_m}{E_{mT}}} \quad (17)$$

با رابطه ۱۷ می‌توان مقدار تغییرات نیروی پیش‌بار پیچ در شرایط کارکرد گرم موتور در دمای ۹۰ درجه سانتی‌گراد را محاسبه کرد.

### ۲-۶- آزمون خستگی

پس از محاسبه اثر بارهای ناشی از پیش‌بار، افزایش دما و احتراق بر پیچ‌های سرسیلندر، می‌توان نیروی‌های استاتیکی و دینامیکی پیچ را به‌دست آورد. سپس جهت ارزیابی دوام پیچ ساخته شده در این شرایط کارکرد واقعی، آزمون خستگی پرچرخه روی پیچ انجام می‌پذیرد. آزمون خستگی با استفاده از دستگاه سرو هیدرولیک خستگی INSTRON 8802 با ظرفیت ۲۵ تن مطابق شکل ۱۰ انجام می‌شود. مقدار طول رزوه‌های درگیر و آزاد مطابق با ابعاد مونتاژی پیچ در بلوک سیلندر انتخاب شد. در این آزمون، فرکانس اعمال بار خستگی ۴ Hz در نظر گرفته شده است.



شکل ۱۰- آزمون خستگی پیچ ساخته‌شده سرسیلندر

### ۳- نتایج

#### ۳-۱- برآورد نیروی هم‌بندی

فرایند هم‌بندی پیچ‌ها بر اساس جدول ۱ انجام و گشتاورهای اندازه‌گیری شده در دو زاویه بستن در جدول ۴ گزارش شد. در آزمون مرحله اول پیچ‌ها نو همراه با پوشش فسفات روی روی رزوه‌ها بوده‌اند. در مرحله دوم همان پیچ‌ها بدون پوشش فسفات روی و فقط با آغشته شدن به روغن بسته شده‌اند تا شرایط همانند فرایند نگهداری و تعمیرات باشد. بر

### جدول ۳- سفتی‌های محاسبه شده برای پیچ‌ها، واشر و اتصال

عضو	سفتی (109 N/m)
۱- سرسیلندر در ناحیه اتصال پیچ کوتاه	۱۲/۹۷
۲- سرسیلندر در ناحیه اتصال پیچ بلند	۷/۲۰
۳- پیچ کوتاه	۰/۳۸
۴- پیچ بلند	۰/۲۳
۵- واشر [۱۴]	۵۰

برای محاسبه سفتی پیچ‌ها از رابطه ۴ تا ۱۰، محاسبه سفتی سرسیلندر از روابط ۱۱ و ۱۲ و برای محاسبه سفتی اتصال پیچ کوتاه و بلند با در نظر گرفتن سفتی واشر سرسیلندر از رابطه ۱۵ استفاده شد.

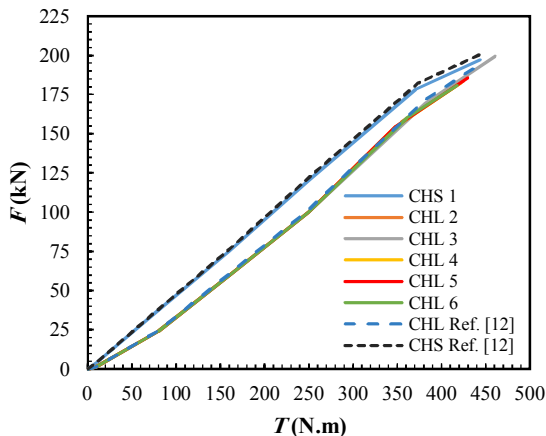
#### ۲-۵- بررسی عملکرد پیچ در اثر گرم شدن موتور

تمامی قطعات موتور در دمای محیط مونتاژ می‌شوند که به هنگام روشن کردن موتور در حالت بدون بار، دمای آنها به تدریج تا ۹۰ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد و تا لحظه خاموش شدن در همان دما باقی می‌ماند. یکی از مهم‌ترین عوامل تغییرات نیرو، تغییرات دمای شرایط کارکرد است. افزایش دما سبب تغییر مدول یانگ می‌شود. از طرفی تفاوت ضریب انبساط حرارتی در پیچ و قطعات اتصال نیز، باعث تغییر ابعاد و در نهایت کاهش و یا افزایش نیرو خواهد شد. تغییر دما  $\Delta T$  سبب تغییر شکل خطی قطعات  $\delta_T$  با ضریب انبساط حرارتی  $\alpha_T$  در طول  $l$  می‌شود (رابطه ۱۶).

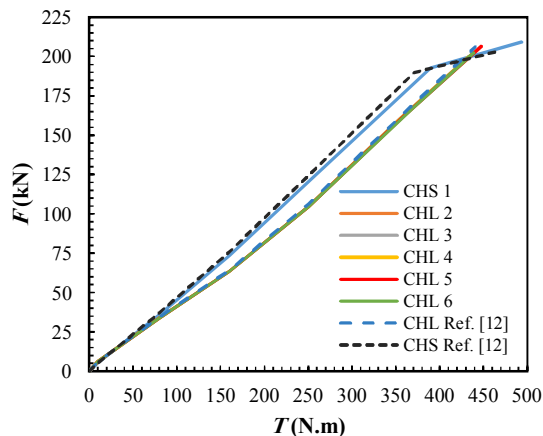
$$\delta_T = \alpha_T \times l \times \Delta T \quad (16)$$

با در نظر گرفتن شرایط دمایی یکسان، در صورتی که ضریب انبساط حرارتی پیچ از بلوک و سرسیلندر بیشتر باشد، نیروی پیش‌بار با افزایش دما، مقداری کاهش می‌یابد؛ ولی اگر ضریب انبساط حرارتی پیچ کمتر باشد، نیروی پیش‌بار افزایش خواهد یافت؛ همچنین با افزایش دما، حتی اگر ضریب انبساط حرارتی قطعات یکسان باشد، مدول یانگ و در نتیجه نیروی پیش‌بار کاهش می‌یابد. مقدار نیروی باقی مانده  $F'_p$  در دمای کاری بر اساس رابطه ۱۷ بیان شده است [۲].





شکل ۱۱- محاسبه نیروهای هم‌بندی پیچ‌های کوتاه و بلند سرسیلندر در مرحله اول و مقایسه آنها با آزمون تجربی



شکل ۱۲- محاسبه نیروهای هم‌بندی پیچ‌های کوتاه و بلند سرسیلندر در مرحله دوم و مقایسه آنها با آزمون تجربی

بودن مقدار تغییرشکل پلاستیک رزوه‌ها، مقدار پیچش و اصطکاک بین سطح زیر گل پیچ و مهره، حدود ۳۰٪ بیان شده است [۵]. نیروی پیش‌بار نهایی که با واشر نیروسنج اندازه‌گیری شد، به ترتیب برای پیچ‌های بلند و کوتاه در مرحله اول ۱۹۳/۴ kN و ۲۰۱/۷ kN و در مرحله دوم ۲۰۶/۳ kN و ۲۰۳/۱ kN است [۱۲].

حداکثر تفاوت نیروهای محاسبه شده در مقایسه با نیروی هم‌بندی اندازه‌گیری شده از مرجع [۱۲] برای تمامی پیچ‌ها در مرحله اول و دوم به ترتیب ۶/۶٪ و ۳٪ است. از طرفی انحراف استاندارد نیروهای پیش‌بار محاسبه شده برای تمامی پیچ‌های بلند و کوتاه در مراحل هم‌بندی اول و دوم به

اساس جدول ۴، مقادیر نیروهای پیش‌بار اعمالی با استفاده از رابطه ۱ و اعمال ضریب اصطکاک محاسبه شده برای هر مرحله مونتاژ از مرجع [۱۲] محاسبه شد.

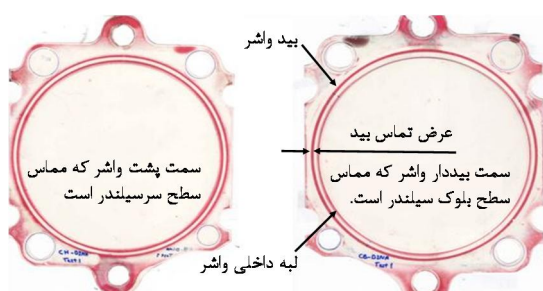
جدول ۴- گشتاورهای اندازه‌گیری شده در مراحل مختلف هم‌بندی

مرحله هم‌بندی	شماره پیچ	گشتاور زاویه اول (N.m)	گشتاور زاویه دوم (N.m)
مرحله اول	۱	۳۷۱	۴۴۴
	۲	۳۵۵	۴۲۵
	۳	۳۸۲	۴۶۱
	۴	۳۴۹	۴۲۲
	۵	۳۴۸	۴۳۰
	۶	۳۶۱	۴۱۸
مرحله دوم	۱	۳۸۹	۴۹۷
	۲	۳۵۹	۴۳۷
	۳	۳۵۳	۴۳۴
	۴	۳۵۵	۴۳۴
	۵	۳۵۶	۴۴۸
	۶	۳۶۸	۴۳۹

شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نیروهای محاسبه شده از رابطه ۱ را با نتایج آزمون (تجربی) اندازه‌گیری نیروی پیش‌بار پیچ توسط واشر نیروسنج مقایسه می‌کند که تطابق خوبی میان آنها برقرار بود.

در جدول ۵ مقادیر تغییرات نیروها به مقدار متوسط و همچنین نسبت به مرجع [۱۲] نشان داده شده است. بر اساس جدول ۵، مقادیر متوسط نیروهای پیش‌بار محاسبه شده برای پیچ‌های بلند در مرحله اول با پیچ نو ۱۸۶/۴ kN و در مرحله دوم با پیچ‌های کارکرده ۲۰۲/۲ kN بود. عدم قطعیت بین گشتاور اعمالی و پیش‌بار پیچ در استفاده از آچار گشتاورسنج حتی با اعمال گشتاورهای دقیق به دلیل نامعلوم

اساس توزیع یکنواختی نیروهای اعمالی در هم‌بندی سرد قابل مشاهده است.



شکل ۱۳- توزیع یکنواخت نیروی اعمالی پیچ‌ها با استفاده از آزمون کاغذ فوجی

### ۳-۲- بررسی اثر تغییرات دما و نیروی احتراق بر نیروی هم‌بندی پیچ

در این مرحله به بررسی اثر تغییرات نیرویی پیچ حین فرایند گرم شدن موتور پرداخته می‌شود (رابطه ۱۷). در ادامه مقدار تغییر نیروهای پیچ بر اثر اعمال فشار احتراق مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در این قسمت به دلیل نیروی هم‌بندی اولیه زیاد (تا ناحیه تسلیم) احتمال ورود پیچ به محدوده پلاستیک به دلیل بارهای کششی خارجی وجود خواهد داشت (نتایج آزمون کشش در جدول ۲ نشان داده شده است). این به معنی ایجاد کرنش پلاستیک و تغییر طول اولیه در پیچ است. با استفاده از نمودار تنش و کرنش مقدار کرنش پلاستیک  $\epsilon_p$  از تنش پلاستیک  $\sigma_p$  محاسبه و در نهایت مقدار افزایش طول  $\Delta L$  از ضرب کرنش پلاستیک در طول ناحیه درگیر محاسبه می‌شود. این مقدار افزایش طول پیچ سبب کاهش نیروی پیش‌بار پس از حذف بار خارجی خواهد شد. برای بررسی بیشتر به منظور ورود یا عدم ورود پیچ در ناحیه پلاستیک در اثر اعمال بار ناشی از احتراق داخلی پس از کاهش نیروی پیش‌بار، اعمال بار به صورت مجدد انجام شد. در نهایت مقدار نیروی پیش‌بار پس از خاموش و سرد شدن موتور گزارش می‌شود. محاسبات بیان شده برای هر دو مرحله هم‌بندی با پیچ نو همراه با پوشش فسفات روی (شکل ۱۴) و پیچ کارکرده بدون پوشش (شکل ۱۵) انجام گرفت.

بر اساس شکل‌های ۱۴ و ۱۵ در مرحله هم‌بندی، نیروهای پیش‌بار محاسبه شده به پیچ‌ها اعمال می‌شود که بر اساس جدول ۲ می‌توان دریافت نیروهای پیش‌بار تقریباً در

جدول ۵- نیروهای هم‌بندی در مراحل مختلف مونتاژ

ردیف	محاسبه نیروی پیش‌بار (kN)	نیروی پیش‌بار اندازه‌گیری شده [۱۲] (kN)	درصد تفاوت نسبت به مرجع [۱۲] (%)	مرحله
۱	۱۹۷/۱	۲۰۱/۷	-۲/۳	مرحله اول
۲	۱۸۳/۷		-۵/۰	
۳	۱۹۹/۳		۳/۱	
۴	۱۸۲/۴	۱۹۳/۴	-۵/۷	
۵	۱۸۵/۹		-۳/۹	
۶	۱۸۰/۷		-۶/۶	
۱	۲۰۹/۱	۲۰۳/۱	۳/۰	مرحله دوم
۲	۲۰۱/۶		-۲/۳	
۳	۲۰۰/۲		-۳/۰	
۴	۲۰۰/۲	۲۰۶/۳	-۳/۰	
۵	۲۰۶/۶		۰/۱	
۶	۲۰۲/۵		-۱/۸	

ترتیب برابر با ۸ kN و ۳/۷ kN است که نشان دهنده پراکندگی کم در محاسبات نیرویی است. وجود یکنواختی قابل قبول در نیروی هم‌بندی پیچ‌ها می‌تواند در اعمال فشار یکنواخت بر سرسیلندر و آب‌بندی بهتر واشر سرسیلندر کمک کند. جهت صحت‌گذاری این یکنواختی، در آزمون تجربی از کاغذ فوجی در پایین و بالای واشر سرسیلندر استفاده شد. کاغذ فوجی، کاغذی سفید رنگ است که دارای دانه‌های رنگی است. زمانی که این کاغذ در مجاورت تنش فشاری قرار می‌گیرد، متناسب با فشار اعمالی دانه‌های رنگی آن می‌ترکند و اثر قرمز رنگی را بر کاغذ به جا می‌گذارند. بر اساس آزمایش کاغذ فوجی، یکنواختی رنگ قرمز در پائین و بالای این کاغذ مشاهده می‌شود که می‌تواند صحت‌های بر اعمال بار یکنواخت پیچ‌ها در شرایط هم‌بندی واقعی باشد. در شکل ۱۳ آزمون کاغذ فوجی با توجه به نیروهای هم‌بندی پیچ نشان داده شده است که معادل ۷۵۴ kN است. بر این

پیچ‌ها به ناحیه پلاستیک، بارگذاری مجدد اعمال و نیروی پیچ‌ها محاسبه شد که عدم ورود به ناحیه پلاستیک را تأیید کرد. در مرحله ششم با حذف مجدد نیروهای خارجی، نیروهای هم‌بندی جدید محاسبه شد. در نهایت نیروی هم‌بندی در دمای محیط پس از خاموش شدن موتور در مرحله هفتم محاسبه شد که نشان دهنده این بود که نیروی هم‌بندی پس از سرد شدن موتور برای پیچ‌هایی که وارد ناحیه پلاستیک نشده‌اند، برابر نیروی هم‌بندی محاسبه شده اولیه است. در صورت عدم سفت کردن مجدد پیچ‌ها و یا هم‌بندی مجدد، چرخه نیرویی برای پیچ‌هایی که تغییر شکل پلاستیک داده‌اند، از مرحله چهارم پس از هر بار روشن و خاموش کردن موتور تکرار می‌شود؛ در نتیجه محدوده نیروهای حداقل و حداکثر خستگی بین ۱۰۷۶ MPa تا ۱۱۳۴ MPa بدست آمد.

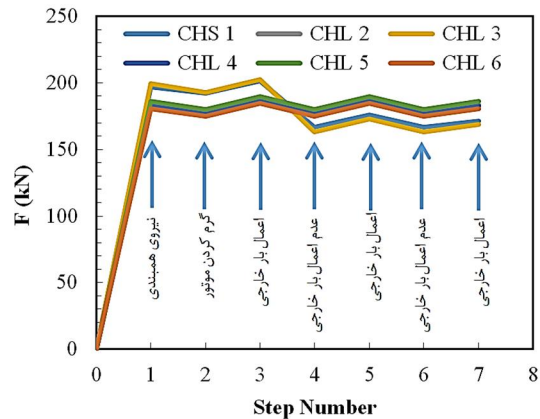
قبل از اعمال شرایط دمایی گرم و بار خارجی، مجموع نیروهای اعمال شده به واشر سرسیلندر برابر با ۷۵۴ kN بود. پس از اعمال این بارها و سرد شدن مجدد موتور، مجموع این نیروها به ۷۰۶ kN رسید. این کاهش ۷٪ با توجه به عملکرد فنی واشر سرسیلندر که در مرجع [۱۴] بررسی شده است، امکان حفظ شرایط آب‌بندی سرسیلندر را فراهم می‌کند.

همچنین آزمون خستگی پرچرخه به صورت کشش تک‌محوره در بحرانی‌ترین حالت محاسبه نیروی پیچ نو بلند سرسیلندر (شکل ۱۴-۵-۱۴) که وارد ناحیه پلاستیک نشده است، برای دو پیچ انجام شد. مقدار نیروی پیش‌بار پیچ ۱۸۴ kN و دامنه آن  $\pm 5$  kN انتخاب گردید. در شکل ۱۶ نمونه‌ای از پیچ آزمون خستگی نشان داده شده است.

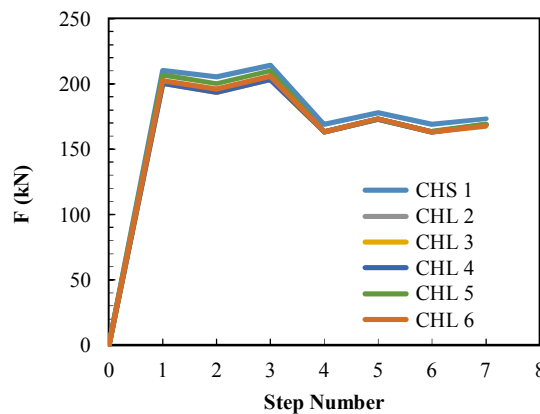
بر اساس شکل ۱۶ هیچ گونه عیب چشمی (ترک پای رزوه و یا لهیدگی) روی پیچ مشاهده نشد. فقط عدم شکست پیچ‌ها در یک میلیون سیکل تأیید کننده عمر بی نهایت و عملکرد ایمن در شرایط کارکرد واقعی موتور است.

#### ۴- نتیجه‌گیری

بر اساس نتایج بدست آمده در این مقاله، روش هم‌بندی گشتاور-زاویه قابلیت اعمال دقیق پیش‌بار به پیچ‌های سرسیلندر (تا ناحیه تسلیم) را دارد؛ همچنین هم‌بندی مجدد پیچ‌ها در مرحله دوم باعث افزایش ۸٪ نیروی پیش‌بار پیچ‌ها نسبت به مرحله اول می‌شود. دو دلیل برای این پدیده



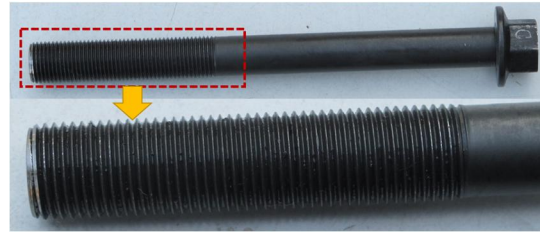
شکل ۱۴- محاسبه اثر نیروهای خارجی بر پیچ‌های نو کوتاه و بلند سرسیلندر همراه با پوشش فسفات روی



شکل ۱۵- محاسبه اثر نیروهای خارجی بر پیچ‌های کارکرده کوتاه و بلند سرسیلندر بدون پوشش فسفات روی

محدوده حد تسلیم قرار دارند. در دومین مرحله، موتور تا قبل از بارگذاری مکانیکی حداکثر، گرم می‌شود. اثر افزایش دما تا ۹۰ درجه سانتی‌گراد باعث کاهش نیروی پیش‌بار پیچ‌ها به دلیل تفاوت ضریب انبساط حرارتی پیچ و سرسیلندر شده است. در سومین مرحله با اعمال نیروی ناشی از احتراق، تعدادی از پیچ‌ها وارد ناحیه پلاستیک شده و با افزایش طول اولیه آنها سبب کاهش نیروی پیش‌بار می‌شوند. مقدار حداکثر تنش محاسبه شده ناشی از بارهای خارجی، از تنش حد شکست پیچ‌ها کمتر است و شکستگی رخ نخواهد داد. در مرحله چهارم با حذف نیروهای خارجی، نیروی پیش‌بار به دلیل وجود ازدیاد طول پلاستیک در بعضی از پیچ‌ها کاهش می‌یابد. در مرحله پنجم به منظور اطمینان از عدم ورود مجدد

نیروی هم‌بندی باقی مانده، (kN)	$F'$
سفتی کل اتصال، (N/m)	$K$
طول، (mm)	$L$
گام پیچ، (mm)	$p$
گشتاور، (N.m)	$T$



شکل ۱۶- نمونه پیچ پس از آزمون خستگی

علائم یونانی

ضریب اصطکاک	$\mu$
ضریب انبساط حرارتی، ( $1/^\circ\text{C}$ )	$\alpha$
نصف زاویه رأس مخروط فشار، ( $^\circ$ )	$\phi_E$
ازدیاد طول الاستیک، (mm)	$\Delta l$
انعطاف‌پذیری الاستیک، (m/N)	$\delta l$
تغییرات دما، ( $^\circ\text{C}$ )	$\Delta T$

زیرنویس‌ها

مربوط به طول ساق پیچ	1
مربوط به قطر متوسط پیچ	2
پیچ	b
مربوط به احتراق داخلی موتور	C
سیلندر	CB
سرسیلندر	CH
مربوط به قطر کوچک پیچ	d3
رزوه‌های درگیر پیچ	G
مربوط به	GM
قطعات اتصال	M
عضوها	M
مربوط به قطر نامی پیچ	N
مربوط به گل پیچ	O
مربوط به نیروی هم‌بندی اولیه	P

وجود دارد. ابتدا اینکه بخشی از گشتاور اعمالی به پیچ صرف شکل‌پذیری رزوه‌های پیچ می‌شود. دوم اینکه اصطکاک رزوه‌های پیچ بدلیل از بین رفتن پوشش فسفات روی مقداری افزایش و کیفیت سطح زیر گل پیچ نیز کاهش می‌یابد. علاوه بر این نیروی پیش‌بار در دومین مرحله هم‌بندی در پیچ‌های مختلف یکنواخت‌تر می‌شود. بدین صورت که انحراف استاندارد پیش‌بار پیچ‌ها در مرحله اول هم‌بندی ۸ kN است و در مرحله دوم هم‌بندی به ۳/۷ kN کاهش می‌یابد. آزمون کاغذ فوجی هم یکنواختی خوبی از عملکرد پیچ‌ها در فرایند هم‌بندی سرسیلندر گزارش می‌کند که با نتایج قبلی همخوانی دارد؛ همچنین در این پژوهش محاسبات بارگذاری ناشی از افزایش دما و احتراق موتور در شرایط کارکرد واقعی انجام شد. نتایج نشان داد که عموماً پیچ‌ها تا محدوده تسلیم هم‌بندی شده‌اند و زمانی که تحت بارگذاری احتراقی قرار می‌گیرند، برخی از پیچ‌ها در همان ابتدا به میزان اندکی تغییر شکل پلاستیک می‌دهند و سپس با کاهش اندک نیروی پیش‌بار، کلیه تغییر شکل‌ها در ناحیه الاستیک اتفاق می‌افتد. پیچ‌های ساخته شده جدید تحت شرایط کارکرد واقعی خود در موتور دیزل دریایی تحت آزمون خستگی تک محوره قرار گرفتند و توانستند آزمون خستگی پرچرخه با یک میلیون سیکل بارگذاری را با موفقیت سپری کنند.

۵- فهرست علائم

مساحت سطح مقطع پیچ، ( $\text{mm}^2$ )	$A$
قطر پیچ، (mm)	$d$
قطر خارجی اتصال، (mm)	$D$
مدول یانگ، (GPa)	$E$
نیروی، (kN)	$F$

- [8] Lei C, Song Y, Zhou Z, Xu W (2011) The loosening mechanism of screw bolts on the first wall graphite tiles in EAST. *Fusion Engineering and Design* 86: 1710-1713.
- [9] Williams J, Anley R, Nash D, Gray T (2009) Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study. *Int J Pres Ves Pip* 86: 420-427.
- [10] Misra R (2012) Determine the Fatigue behavior of engine damper caps screw bolt. *INT J COMPUT Res* 2: 981-990.
- [11] Marcelo A, Uehara A, Utiyama R, Ferreira I (2011) Fatigue properties of high strength bolts. *Procedia Engineer* 10:1297-1302.
- [۱۲] مرادی کلارده ش، حسینی س و (۱۳۹۵) بررسی اثر استفاده از پیچ‌های کارکرده بر ضریب اصطکاک و نیروی همبندی سرسیلندر موتور دیزل دریایی. چهارمین کنفرانس ملی و دومین کنفرانس بین المللی پژوهش‌های کاربردی در مهندسی برق، مکانیک و مکاترونیک، تهران.
- [13] Comprehensive materials database in Swiss company, <http://search.totalmateria.com/MaterialDetails/MaterialDetail?vkKey=1010482&keyNum=640&type=4&hs=0>.
- [۱۴] آتش زرح، قادری س ه، حسینی س و (۱۳۹۴) مقایسه منحنی مشخصه واشر سرسیلندر فلزی از دستگاه بارگذاری موضعی با شبیه سازی المان محدود. نهمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز.
- [15] Lee YL, Ho HC (2012) Design and analysis of metric bolted joints, VDI Guideline and finite element analysis. *Metal Fatigue Analysis Handbook*, ElsevierPress.
- مربوط به گل شش گوش Sk  
دما T  
رزوها Th  
واشر W

## ۶- مراجع

- [1] Motosh N (1976) Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range. *J Eng Ind* 98: 849-851.
- [2] Ingenieure VD, VDI 2230 (2003) Systematic calculation of high duty bolted joints, VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb.
- [3] Kim N, Hong M (2009) Measurement of axial stress using mode-converted ultrasound. *NDT&E Int* 42:164-169.
- [4] Fukuoka T, Takaki T (2004) Evaluations of the tightening process of bolted joint with elastic angle control method. *ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference* 11-18.
- [5] Bickford JH (2007) Introduction to the design and behavior of bolted joints: non-gasketed joints. CRC Press.
- [6] Cho SS, Shin C, Lee C, Chang H, Lee K (2010) Assessment of an engine cylinder head-block joint using finite element analysis. *Int J Automot Techn* 11: 75-80.
- [7] Crococo D, De Agostinis M, Vincenzi N (2011) Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. *Eng Fail Anal* 18: 364-373.