

Force and Stress Analysis of the Pin of an Induction Furnace Pusher: The Effect of Radial and Axial Clearance between the Involved Members and the Length of the Pin Support

Research Article

Mohamad Sadegh Mirjalili¹, Mohammad Jafari Gelooyak² , Mohsen Soltani³

 [10.22067/jacsm.2025.88795.1276](https://doi.org/10.22067/jacsm.2025.88795.1276)

Abstract: In this paper, the investigation and analysis of a pin in the pusher of the induction furnace was carried out numerically. First, by simulation of the pusher mechanism in MATLAB's SimScape/SimMechanics toolbox, the force on the pin was calculated in the worst-case condition of the device. Then, the pin was simulated and analyzed in the finite element software Abaqus. The obtained results showed that with the increase in axial and radial clearance, the maximum amount of stress and the area with high stress distribution intensity in the pin increased. Also, the increase in axial clearance causes the stress distribution to be drawn to the supports. With the increase in radial clearance, the arc forming the contact area of the pin and supports decreases and the loads are concentrated at the lower area and will have an effect of impact loading. Also, increasing the length of the involved support for zero radial clearance has no effect on the stress distribution on the pin. Therefore, excessive length only results in additional costs.

Keywords: Pin, Stress analysis, Radial clearance, Axial clearance, Finite element

1. Introduction

Insufficient knowledge and inadequate research regarding pin dimensions, axial clearance, and length of the involved support cause the pin to fail under the applied loads, ultimately resulting in structural damage. Generally, through proper analyses, the most suitable dimensions and clearances for pins can be obtained to reduce maintenance and repair costs while extending the service life of structures. Grant et al. established through parametric studies that for specific geometry ratios, such as width-to-hole diameter greater than 4, there is minimal variation in maximum circumferential stress [1]. Additionally, Aslam et al. demonstrated that the boundary element method provides a robust alternative for capturing steep stress gradients in lugs where displacements and tractions are represented independently [2].

Despite valuable research conducted in the field of pins, no comprehensive study has been performed to date on pin force analysis, pin stress analysis, investigation of

the effects of axial clearance between the involved support and the loaded member, the effect of radial clearance between the pin and engaged members, and the effect of length of the involved support. While research exists for longitudinal loads, Strozzi et al. have provided critical interpolating expressions for maximum equivalent stress in lugs specifically subject to inclined or off-axis loading [3]. Furthermore, Antoni and Gaisne expanded the field by developing analytical models that utilize Fourier series to evaluate stress distributions in lugs featuring complex bush fittings and elastoplastic expansion [4]. Therefore, this paper addresses the force and stress analysis of pins installed in the induction furnace pusher.

2. Simulation

In this paper, the pin located at the connection point between the stick and connecting rod in the pusher of the induction furnace was subjected to a static force analysis under the most critical operating conditions. The pin has a diameter of 70 millimeters and a length of 275 millimeters. The length of the surrounding support is 100 millimeters, positioned at a distance of 2.5 millimeters from the middle support. In addition, the middle support exerts a load of 174,000 newtons on the pin over a length of 70 millimeters. Figure 1 shows the actual image of the analyzed pin.

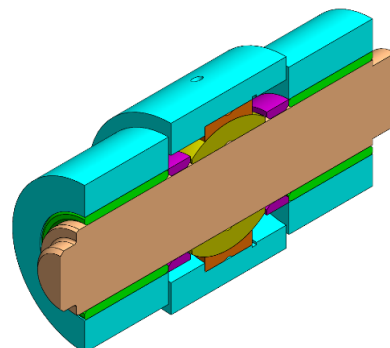


Fig. 1. Actual Image of the Analyzed Pin

* Manuscript received July 05, 2024, Revised July 28, 2025, Accepted September 21, 2025.

¹ M.S Graduate, Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

² Corresponding author: Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

Email: m.jafari@yazd.ac.ir.

³ PhD graduate, Hoshyar Drayat Rahvar Machine Company (HIDRAM), Yazd, Iran.

3. Results and Discussion

It is initially assumed that the pin has only axial clearance and its radial clearance is considered to be zero for the pin simulation analysis. Subsequently, the effects of axial clearance and length of the involved support are investigated. Finally, the performed analyses are repeated with radial clearance included, and its effects are examined.

By analyzing the pin specified in Figure 1 using the static solver of ABAQUS finite element analysis software, the stress flow in the pin can be observed in Figure 2. Figure 2 shows the stress distribution in the pin for zero radial clearance and 2.5 millimeter axial clearance. It can be seen from the figure that the maximum stress value is 69.6 MPa. To examine stress variations, a line was drawn 4 millimeters below the upper surface of the pin from the location of maximum stress according to Figure 2-b. The stress flow along this path was investigated for all different conditions of axial clearances, radial clearances and length of the involved support.

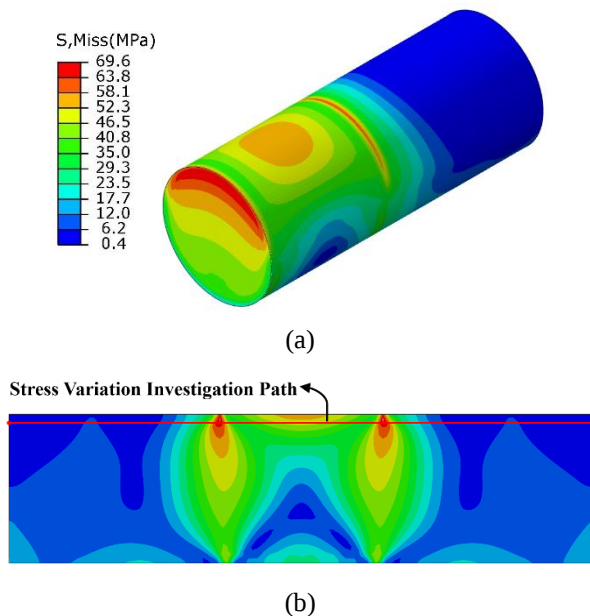


Fig. 2. a) Stress distribution in cross-section of the pin with 2.5 axial clearance and without radial clearance and b) Stress distribution in longitudinal section of the pin

The variation of von Mises stress along the pin length for variable support lengths can be observed in Figure 3. This figure confirms that the longitudinal stress flow in the pin is independent of the surrounding support lengths. The maximum von Mises stress will not change with increasing involved support length.

Subsequently, the effect of axial clearance on the stresses applied to the pin is investigated. Figure 4 shows the variation of von Mises stress along the pin length for variable axial clearance. This figure confirms that the longitudinal stress flow in the pin is dependent on the axial clearance. An increase in axial clearance leads to an increase in the stress within the pin. This observed stress concentration is supported by Li et al., who introduced a calculated width coefficient to modify the standard Hertz

stress model for higher accuracy in clearance-fit designs [5]. The non-linear complexities introduced by such clearances can be normalized using a dimensionless load factor, which describes how the stress field asymptotically approaches a receding contact state [6].

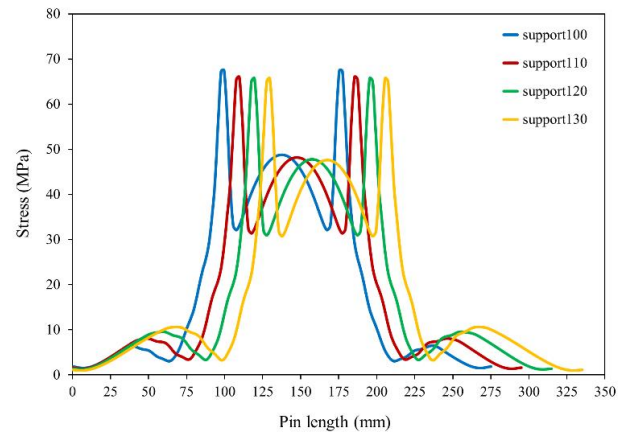


Fig. 3. Von Mises stress variations for zero radial clearance, fixed axial clearance and variable support length

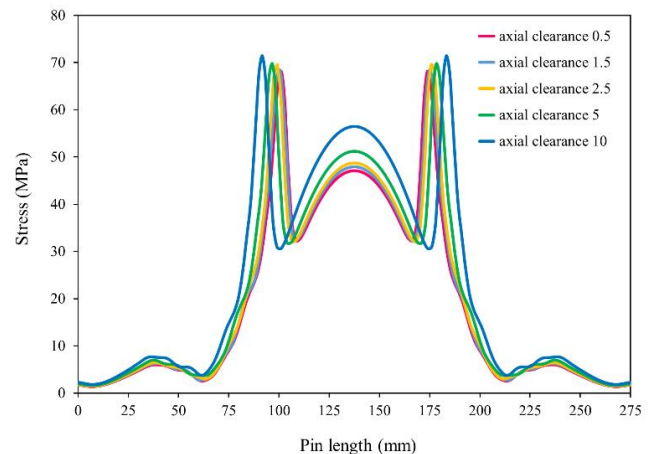


Fig. 4. Von Mises stress variations for zero radial clearance and variable axial clearance

Figure 5 shows the variation of maximum von Mises stress at a constant radial clearance of 0.5 and variable axial clearance. As can be observed from this figure, the maximum stresses increase with increasing the radial clearance compared to the condition without radial clearance, and the stress distribution extends further into the side supports. The extension of stress flow into the side supports becomes more pronounced with increasing axial clearance. In addition, an increase in axial clearance leads to an increase in stress that is greater than the increase in stress in the state without radial clearance.

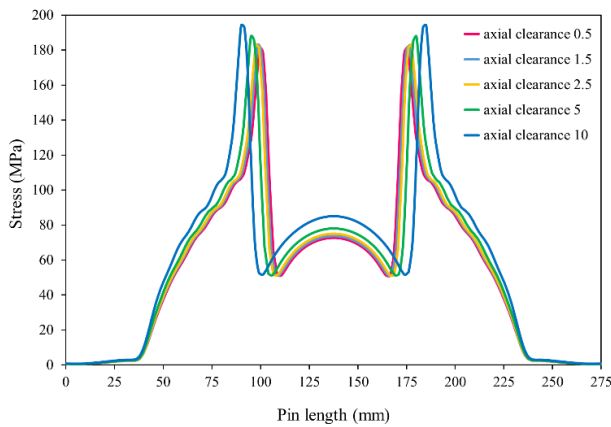


Fig. 5. Von Mises stress variations for 0.5 mm radial clearance and variable axial clearance

Figure 6 shows the variation of maximum von Mises stress at a constant axial clearance of 2.5 mm and variable radial clearance. As can be observed from this figure, the maximum stresses increase with increasing radial clearance, but the extent of this increase decreases with increasing clearance. As radial clearance increases, the arc forming the contact area between the pin and the bearing supports decreases, and the loads are applied with greater concentration at the corner points of the side supports. Radi and Strozzi's 2D analytical solutions confirm that these clearances result in distinct "pressure bumps" at contact extremities rather than point forces, matching your observation of concentrated loads at corner points [7]. Similarly, Marouani and Hassine proposed parabolic distribution models for these contact regions, allowing designers to promptly approximate contact pressure under varying load angles [8].

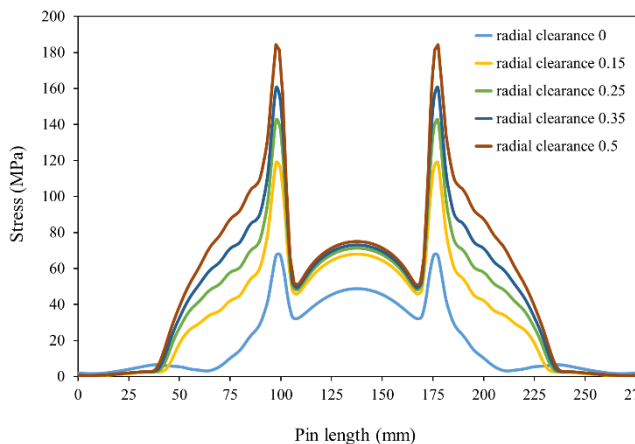


Fig. 6. Von Mises stress variations for constant axial clearance of 2.5 mm and variable radial clearance

4. Conclusion

The numerical analysis of the pin demonstrated that axial and radial clearances have a significant effect on stress distribution. An increase in axial clearance leads to an increase in stress and its transfer to the bearings, while radial clearance has a greater influence on stress changes than axial clearance, although the extent of this increase decreases with increasing radial clearance. It was also

found that bearing support length has no effect on stress when there is no radial clearance. Taking into account the interactions of both types of clearance, as well as design and manufacturing constraints, it is ultimately possible to achieve optimal stress by striking an appropriate balance between increasing axial clearance and reducing radial clearance, or vice versa. This insight can serve as a useful guide for optimizing pin design.

5. Reference

- [1] R. J. Grant, J. Smart, and P. Stanley, "A parametric study of the elastic stress distribution in pin-loaded lugs," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 29, no. 4, pp. 299-307, 1994. <https://doi.org/10.1243/03093247V294299>
- [2] A. Aslam, G. S. Sekhon, and R. Kumar, "Elastic Analysis of A Pin Loaded Lug," *Journal of Aircraft*, vol. 41, no. 2, pp. 365-371, 2004. <https://doi.org/10.2514/1.222>
- [3] A. Strozzi, A. Baldini, and M. Nascimbeni, "Maximum Equivalent Stress in a Pin-Loaded Lug Subject to Inclined Loading," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 41, no. 4, pp. 297-309, 2006. <https://doi.org/10.1243/03093247JSA150>
- [4] N. Antoni and F. Gaisne, "Analytical modelling for static stress analysis of pin-loaded lugs with bush fitting," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 35, no. 1, pp. 1-21, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2010.05.002>
- [5] Y. Li, R. Huang, S. Zhao, and J. Wang, "Contact pressure analysis of pin-loaded lug with clearance," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 6, 2022. <https://doi.org/10.1177/16878132221107475>
- [6] M. Ciavarella, A. Baldini, J. R. Barber, and A. Strozzi, "Reduced dependence on loading parameters in almost conforming contacts," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 48, no. 9, pp. 917-925, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2006.03.016>
- [7] E. Radi and A. Strozzi, "Advancing contact of a 2D elastic curved beam indented by a rigid pin with clearance," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 149, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2022.104313>
- [8] H. Marouani and T. Hassine, "A stress distribution modelization of a neat fit pin-loaded hub," *World Journal of Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 414-421, 2018. <https://doi.org/10.1108/WJE-03-2017-0057>



تحلیل نیرویی و تنش پین پوشر کوره القائی: تأثیر لقی شعاعی و محوری بین اعضای درگیر و طول تکیه گاه پین*

مقاله پژوهشی

محسن سلطانی^(۳)محمد جعفری^(۲)محمدصادق میرجلیلی^(۱)

doi 10.22067/jacsm.2025.88795.1276

چکیده در این مقاله به بررسی و تحلیل یک پین در پوشر کوره القائی پرداخته شده است. ابتدا با شبیه سازی پوشر در محیط سیم مکانیک از نرم افزار متلب، نیروی وارد بر پین در بدترین حالت کاری دستگاه محاسبه گردید. سپس به شبیه سازی و تحلیل پین در نرم افزار المان محدود آباکوس پرداخته شد. اثر لقی محوری بین تکیه گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی بین پین و عضوهای درگیر و اثر طول تکیه گاه، روی تنش های وارد بر پین مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه سازی نشان داد که با افزایش لقی محوری و لقی شعاعی، مقدار بیشینه تنش در داخل پین افزایش می یابد. همچنین افزایش لقی محوری باعث می شود که توزیع تنش به داخل تکیه گاه ها کشیده شود. با افزایش لقی شعاعی، کماتی که سطح تماس پین و تکیه گاه ها را تشکیل می دهد کاهش می یابد و بارها در محل گوشه تکیه گاه های کناری با تمرکز بیشتری وارد می شوند و اثر ضربه ای خواهند داشت. همچنین افزایش طول تکیه گاه درگیر برای لقی شعاعی صفر تأثیری روی تنش های وارد بر پین ندارد، لذا بزرگ گرفتن بیش از حد آن، فقط باعث هزینه اضافی می شود.

واژه های کلیدی پین، تحلیل تنش، لقی شعاعی، لقی محوری، المان محدود.

مقدمه

وارد شده ارزیابی می شوند که آیا آن ها در طی کارکرد واقعی دستگاه می توانند تنش های وارد شده را تحمل کنند یا دچار شکست می شوند. تحلیل استاتیکی و دینامیکی سازه، نقش مهمی در تعیین استحکام قطعات در تولید محصول نهایی دارد که باعث می شود قطعات استفاده شده در محصول نهایی از لحاظ ایمنی مورد تأیید باشند و در طی عملکرد دستگاه در بحرانی ترین حالات، دچار شکست یا گسیختگی نشوند. اگر قطعه ای نتواند با موفقیت این مرحله را بگذراند و استحکام آن مورد تأیید نباشد، فرایند طراحی مجدداً تکرار می شود تا زمانی که از لحاظ تحلیل مورد تأیید قرار بگیرد. برای این منظور ممکن است جنس قطعه، ابعاد قطعه و لقی های آن تغییر کند. عدم دانش و تحقیق کافی نسبت به ابعاد پین، لقی محوری و طول تکیه گاه های درگیر سبب

پین وسیله ای است برای جلوگیری از جابه جایی نسبی بین قطعات و حفظ کردن وضعیت اجزای گردان که برای اتصال و انتقال حرکت مورد استفاده قرار می گیرد. این نوع اتصال اجازه می دهد که شی در نقطه اتصال مفصل ها چرخش داشته باشد. اغلب دستگاه های مکانیکی که به طور معمول نیاز به خم شدن و یا باز کردن دارند از این اتصال استفاده می کنند؛ لذا پین جزو عضوهای پرکاربرد در ماشین آلات معدنی، راه سازی و حتی فولادی است.

برای تحلیل و بهینه سازی هر یک از پین های دستگاه های مختلف، بعد از به دست آوردن نیروهای وارد بر پین ها در بحرانی ترین حالات کاری، از لحاظ استحکام در برابر بارهای

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۴/۱۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۴/۶/۳۰ می باشد.

(۱) کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

(۲) نویسنده مسئول: استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.

(۳) فارغ التحصیل دکتری، شرکت هوشیار درایت راهور ماشین، یزد، ایران

ایجاد سطح تماس کوچک‌تری می‌شود. در نهایت آن‌ها رابطه‌ای برای محاسبه حداکثر فشار تماسی تکیه‌گاه بر اساس مدل بارگذاری و توزیع تنش معرفی کردند [4]. استروزی و همکاران (۲۰۰۶) به بررسی بیشینه تنش معادل الاستیک در پین تحت تأثیر بار، نسبت قطر سوراخ به عرض تکیه‌گاه و زاویه انتهایی تکیه‌گاه پرداختند و اثرات طول تکیه‌گاه و لقی اولیه میان پین و تکیه‌گاه را بررسی کردند. در نهایت یک عبارت درونیابی برای محاسبه بیشینه تنش معادل الاستیک به عنوان تابعی از نسبت قطر سوراخ به عرض تکیه‌گاه، زاویه انتهایی تکیه‌گاه و زاویه اعمال بار پیشنهاد دادند [5]. سیوارلا و همکاران (۲۰۰۶) با بررسی بر روی پین یافتند که در تماس بدون اصطکاک پین با تکیه‌گاه، سطح تماس معمولاً یا کاهش می‌یابد و یا ثابت باقی می‌ماند در این صورت سطح تماس مستقل از بار است و میدان تنش و جابه‌جایی به طور خطی با پارامترهای بارگذاری تغییر می‌کند [6]. استروزی و همکاران (۲۰۱۱) به بررسی بیشینه تنش تماسی داخل پین پرداختند. آن‌ها مشاهده کردند که برای بارهایی با شیب صفر الی ۴۵ درجه، حداکثر تنش معادل خارج از منطقه تماس رخ می‌دهد و برای بارهای عرضی، حداکثر تنش معادل در نسبت‌های پایین قطر پین به عرض تکیه‌گاه در ناحیه تماس رخ می‌دهد و برای نسبت‌های بالا، حداکثر تنش معادل به سمت خارج از محل تماس حرکت می‌کند [7].

گرنٹ و همکاران (۱۹۹۴) به بررسی اولیه عمر خستگی اتصالات پین پرداختند. آن‌ها اثر تغییر پهنای تکیه‌گاه، موقعیت پین نسبت به انتهایی تکیه‌گاه و لقی پین در تکیه‌گاه را بر روی حداکثر تنش محیطی در اطراف پین بررسی کردند. آن‌ها نسبت عرض تکیه‌گاه به قطر پین، فاصله مرکز سوراخ از انتهایی آزاد تکیه‌گاه به قطر پین و تداخل پین را بر روی بزرگی و موقعیت حداکثر تنش محیطی در اطراف سوراخ مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که تداخل پین و تکیه‌گاه یک اثر بسیار مهم بر روی حداکثر تنش دارد و برای نسبت‌های عرض تکیه‌گاه به قطر پین بیش از ۴ و نسبت‌های ارتفاع تکیه‌گاه به قطر پین بیش از ۳، تغییرات حداکثر تنش کم خواهد بود [8]. استریچ و همکاران (۲۰۱۴) به بررسی یک پین تحت بارگذاری توسط کرنش‌سنج در مکان‌های زاویه‌ای متعدد پرداختند. آن‌ها آزمایش‌هایی برای شرایط تماسی روغنکاری شده و روغنکاری نشده به منظور بررسی اصطکاک انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که یک لقی

می‌شود که پین نتواند نیرویی را که بر آن وارد می‌شود، تحمل کند و بشکند یا پین در درازمدت در جای خود هرز می‌شود و جای خود را گشاد می‌کند که در نهایت به سازه آسیب می‌رساند و خسارات جانی و مالی را در پی دارد. به طور کلی با تحلیل‌های درست می‌توان مناسب‌ترین ابعاد و لقی‌ها را برای پین‌ها به دست آورد تا هزینه‌های تعمیر و نگهداری کاسته شود و عمر کارکرد سازه‌ها افزایش یابد.

اسلام و همکاران (۲۰۰۴) به بررسی تکیه‌گاه با پین صلب درون آن پرداختند و توزیع تنش را در مرز سوراخ تکیه‌گاه به دست آوردند. آن‌ها مشاهده کردند که با تغییر زاویه اعمال نیرو، میزان تنش تغییر می‌کند و تنش در محدوده زاویه خاصی به بیشترین میزان خود می‌رسد سپس به سرعت کاهش می‌یابد و پس از آن دچار کاهش تدریجی می‌شود. آن‌ها همچنین اثر طول تماس پین را بررسی کردند و مشاهده کردند که افزایش لقی پین و تکیه‌گاه، زاویه تماس را کاهش می‌دهد. در حالی که افزایش بار، تمایل به افزایش زاویه تماس دارد [1]. رادی و همکاران (۲۰۲۳) به بررسی دوبعدی پین پرداختند و روابط غیر خطی بین بار اعمالی، زاویه تماس و توزیع فشار ایجاد شده را به دست آوردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که توزیع هرتزی برای سطوح با بار کم و ناحیه تماس کوچک صدق می‌کند در حالی که برای ناحیه‌های تماسی بزرگ و بارهای بیشتر، فشار در مرکز ثابت می‌ماند و بیشینه فشار در نزدیکی انتهایی زاویه تماس رخ می‌دهد [2]. طالبی قادیکلایی و همکاران (۲۰۲۴) پدیده شکست نرم در فرایند شکل‌دهی غلتکی یک‌مرحله‌ای را با استفاده از معیار موهر - کلمب اصلاح شده بررسی کردند و تأثیر پارامترهای فرایند شامل ضخامت، زاویه خم و شعاع گوشه بر توزیع آسیب را مورد تحلیل قرار دادند. نتایج آنان نشان داد که افزایش ضخامت ورق و زاویه خم منجر به افزایش سطح آسیب می‌شود، در حالی که افزایش شعاع خم موجب کاهش آسیب و تأخیر در وقوع شکست می‌گردد. این مطالعه با ارائه درک عمیق‌تری از مکانیک تغییر شکل و نحوه توزیع تنش در فرایندهای شکل‌دهی، اهمیت تحلیل دقیق اجزای مکانیکی تحت بارگذاری پیچیده را برجسته می‌سازد [3].

لی و همکاران (۲۰۲۲) به بررسی سه مدل توزیع فشار وارد بر پین پرداختند و مشاهده کردند که فشار تماسی با افزایش ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد و لغزش سطح تماس منجر به

تکیه‌گاه‌ها را نشان دادند [14]. کامر و همکاران (۲۰۱۸) به تحلیل عملکردی مفصل بند انگشتی با استفاده از مواد مختلف پرداختند و مشاهده کردند که برای مواد فیبر کربنی و الیاف آلومینا تغییر شکل کلی مفصل کمتر است [15]. نظری و حسینی نیک (۲۰۲۵) به بررسی تأثیر پارامترهای سرعت، فشار و ضریب اصطکاک بر توزیع دما در سیستم‌های لغزشی خطی پرداختند. یافته‌های آنان نشان داد پارامترهای عملیاتی تأثیر قابل توجهی بر رفتار حرارتی و مکانیکی سیستم‌های تماسی دارند و این رویکرد اهمیت کنترل دقیق پارامترهای طراحی در جلوگیری از شکست زودرس قطعات مکانیکی را برجسته می‌سازد [16].

با توجه به تحقیقات ارزشمند انجام شده در زمینه پین‌ها، تا کنون تحقیق جامعی در مورد تحلیل نیرویی پین، تحلیل تنش پین و بررسی اثرات لقی محوری بین تکیه‌گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی بین پین و عضوهای درگیر و اثر طول تکیه‌گاه انجام نشده است؛ لذا در این مقاله به تحلیل نیرو و تنش پین قرار گرفته در سازه پوشر کوره القایی پرداخته می‌شود. اثرات طول تکیه‌گاه درگیر، لقی محوری و لقی شعاعی بر روی تنش‌های وارد بر پین بررسی می‌گردد؛ لذا در بخش مدل‌سازی در مورد مدل‌سازی پین، تحلیل نیرویی پین و شبیه‌سازی آن با نرم‌افزار المان محدود آباکوس بحث می‌شود. در بخش ارائه نتایج و بحث به بررسی نتایج شبیه‌سازی و تحلیل تنش وارد بر پین با در نظر گرفتن لقی بین دو عضو درگیر و تحلیل طول تکیه‌گاه درگیر در حالت‌های لقی شعاعی صفر و لقی شعاعی متغیر پرداخته می‌شود.

مدل‌سازی

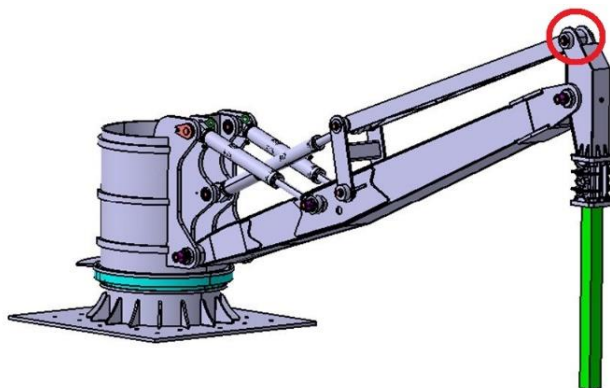
در این مقاله، پین موجود در محل اتصال قسمت استیک به شاتون در دستگاه پوشر کوره ذوب آهن القایی ساخته شده توسط شرکت دانش‌بنیان هیدرام مورد تحلیل نیروی استاتیکی در بحرانی‌ترین حالات کاری قرار گرفت. شکل (۱) پوشر کوره ذوب آهن القایی و موقعیت پین مورد نظر را نشان می‌دهد. برای محاسبه نیروی وارد بر پین، مکانیزم در محیط سیم مکانیک از توبلاکس سیم-اسکیپ نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شده است. مطابق شکل (۲) در این محیط می‌توان به کمک بلوک‌های استاندارد، انواع مکانیزم‌ها را شبیه‌سازی کرد. در این محیط می‌توان مکانیزم‌ها را با ترکیبی از بلوک‌های فیزیکی نشان‌دهنده جرم‌ها و انواع قیود و اتصالات مدل‌سازی کرده و با قرار دادن انواع حسگر و عملگر روی اجرام

اولیه میان پین و سوراخ تکیه‌گاه منجر به ایجاد سطح کوچک‌تری در یک بار معین می‌شود که سبب تنش‌های بزرگ‌تری در تماس می‌شود. همچنین مشاهده کردند که در حالتی که بار با زاویه صفر درجه اعمال می‌شود اثرات اصطکاک در اطراف مرکز تماس بیشتر است و سبب می‌شود تنش محیطی و فشار تماسی کاهش یابد [9]. واردی و همکاران (۲۰۲۰) به بررسی اثرات لقی مفصل لولایی بر رفتار سینماتیکی ربات موازی صفحه‌ای 3RPR پرداختند و نشان دادند که وجود لقی در مفصل باعث افزایش قابل توجه مقادیر سرعت و شتاب، ایجاد خطاهای موقعیت‌یابی و انحراف مسیر می‌شود. آن‌ها با استفاده از نرم‌افزار تحلیل دینامیکی آدامز، تأثیرات لقی را در دو حالت ایدئال (بدون لقی) و واقعی (با لقی) مقایسه کردند و مشخص کردند که لقی مفصل منجر به تولید ضربه، شوک و ارتعاشات در حین عملکرد مکانیزم می‌گردد [10].

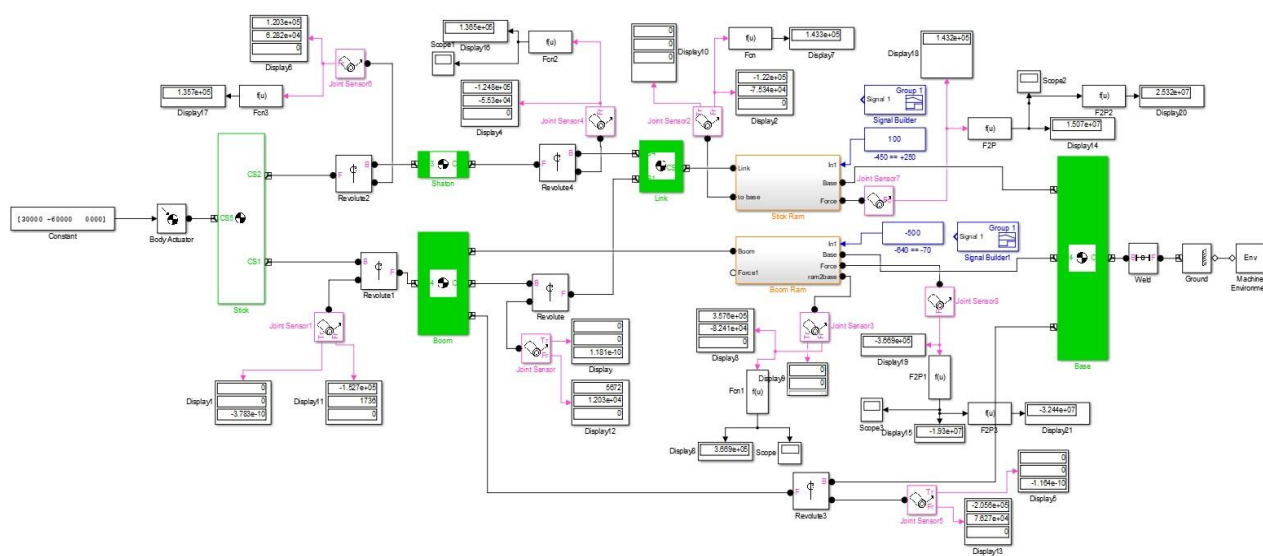
آنتونی و همکاران (۲۰۱۱) به بررسی تغییر شکل پین، بوش، تغییرات تنش‌های شعاعی و محیطی آن پرداختند و مشاهده کردند که محل حداکثر تنش در انطباق‌های مختلف یکسان باقی می‌ماند [11]. ماروآنی و همکاران (۲۰۱۸) به بررسی مجموعه پین و بوش تحت نیروهای شعاعی متفاوت پرداختند و مشاهده کردند که توزیع فشار وارد به تکیه‌گاه در امتداد سطح تماس توسط نیروهای وارد تحت زاویه‌های مختلف از صفر الی ۱۸۰ درجه، یک توزیع سهموی است و نتایج برای تمامی زاویه‌های دیگر معتبر است و طول سطح تماس با تقریب π خواهد بود. در ادامه آن‌ها توزیع فشار را برای زاویه‌های مختلف بارگذاری با نیروی ثابت محاسبه کردند و در قالب چندین نمودار ارائه دادند [12]. داتی و همکاران (۲۰۱۷) به بررسی علت شکست پین تراکتور پرداختند و پین‌هایی با جنس‌های متفاوت و قطرهای یکسان را در شرایط نیرویی یکسان مورد بررسی قرار دادند و اثر تغییر جنس پین را بر تنش برشی به دست آوردند. آن‌ها اثر قطر را نیز بررسی کردند و مشاهده کردند که با افزایش قطر پین، تغییر شکل کلی پین، تنش‌های معادل و تنش‌های برشی کاهش می‌یابد [13]. مارمورینی و همکاران (۲۰۱۲) به بررسی تداخل بوش و شاتون پرداختند و مشاهده کردند که اگر مقدار تداخل از حدی کاهش یابد سبب شل شدن بوش در شاتون می‌شود. آن‌ها با تهیه نمودارهایی امکان تعیین تداخل اولیه برای کاهش شل شدن بوش در تکیه‌گاه را دادند و حداکثر تنش الاستیک ایجاد شده در

طرف کارفرما تعیین می‌شود) و مقایسه نیروهای وارد شده بر پین اتصال استیک به شاتون برای حالت‌های کاری مختلف، نشان داده شد که بیشینه نیروی وارد بر این پین در بدترین شرایط ۱۷۴۰۰۰ نیوتن است.

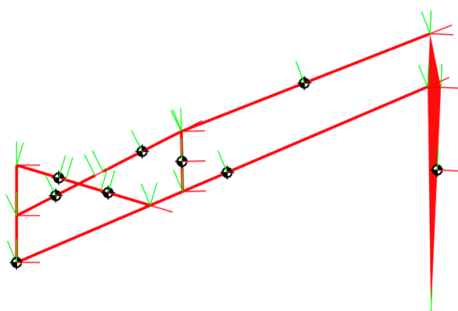
یا اتصالات در هر نقطه دلخواه، مفاصل مختلف را تحریک کرد و نیروهای اعمالی روی اجزای مکانیزم را در حین کار محاسبه کرد. با توجه به بار مطلوب فشاری ۷۰ کیلونیوتن توسط بیلست سر پوش (این مقدار، نیروی مورد نیازی است که پوشر باید توان اعمال آن را داشته باشد. این نیرو با توجه به نوع کارکرد پوشر از



شکل ۱ پوشر کوره ذوب القایی آهن



(الف)



(ب)

شکل ۲ نحوه پیاده‌سازی پوشر در محیط سیم مکانیک از تولباکس سیم‌اسکیپ نرم‌افزار متلب برای تحلیل نیرو: (الف) مدل بلوک دیاگرام و (ب) مدل استخوان‌بندی مکانیزم

دست آوردن نیرو و گشتاور تکیه‌گاهی می‌توان مقدار بیشینه تنش فون میزس در پین را به کمک فرمول‌های (۱)، (۲) و (۳) محاسبه کرد.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (۱)$$

$$\tau_{avg} = \frac{V}{\pi r^2} \quad (۲)$$

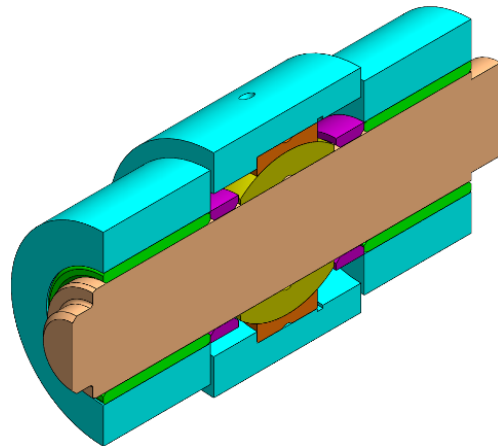
$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{avg}^2} \quad (۳)$$

در روابط بالا σ تنش عمودی ناشی از گشتاور خمشی، M گشتاور تکیه‌گاه، d قطر پین، τ_{avg} تنش برشی متوسط، V نیروی عکس‌العمل تکیه‌گاه، r شعاع پین و σ_v تنش فون میزس است. در ادامه به جزئیات شبیه‌سازی المان محدود پین پرداخته می‌شود. جنس ماده استفاده شده برای شبیه‌سازی پین، مطابق جدول (۱) در نظر گرفته شده است. همچنین برای شبکه‌بندی المان محدود از المان‌های پیوسته مکعبی ۸-نود با انتگرال‌گیری کاهش یافته (C3D8R) استفاده می‌شود. بعد از بررسی وابستگی نتایج به مش، ۱۸۰۰۰۰ المان برای شبیه‌سازی استفاده شد. تماس میان پین و تکیه‌گاه‌ها با ضریب اصطکاک ۰/۰۵ در نظر گرفته شد که از روش پنالتی برای شبیه‌سازی تماس پین و تکیه‌گاه‌ها استفاده گردیده است. شکل (۴) پین مش‌بندی شده را نشان می‌دهد. شکل (۵) شرایط مرزی و بارگذاری وارد بر پین را نشان می‌دهد. با استفاده از نیروهای به دست آمده از نرم‌افزار متلب، نیروی ۱۷۴۰۰۰ نیوتن بر پین وارد گردید. برای شرایط مرزی، کلیه درجات آزادی دو تکیه‌گاه کناری بسته شد. برای تکیه‌گاه وسط، تنها درجه آزادی جابه‌جایی در راستای عمود بر محور پین به منظور قابلیت جابه‌جایی بر اثر اعمال نیرو باز و مابقی درجات آزادی بسته در نظر گرفته شد. برای تحلیل تنش از حلگر استاتیکی نرم‌افزار المان محدود آباکوس استفاده شد.

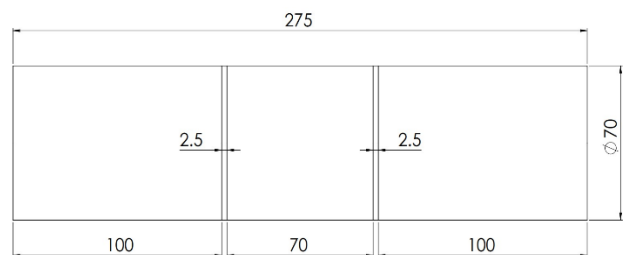
جدول ۱ مشخصات ماده استفاده شده برای شبیه‌سازی پین

Yield strength (N/mm ²)	Young's modulus (N/mm ²)	Poisson's ratio	Density (Kg/m ³)
۳۵۵	۲۱۰۰۰۰	۰/۳	۷۸۵۰

پین مورد نظر دارای قطر ۷۰ میلی‌متر و طول ۲۷۵ میلی‌متر است. طول تکیه‌گاه‌های درگیر اطراف آن ۱۰۰ میلی‌متر است که با ۲/۵ میلی‌متر لقی از تکیه‌گاه وسط قرار گرفته‌اند. همچنین تکیه‌گاه وسط، بار ۱۷۴۰۰۰ نیوتن را در طول ۷۰ میلی‌متر به پین وارد می‌کند. در شکل (۳) تصویر واقعی و شماتیک پین تحلیل شده نمایش داده شده است.



(الف)

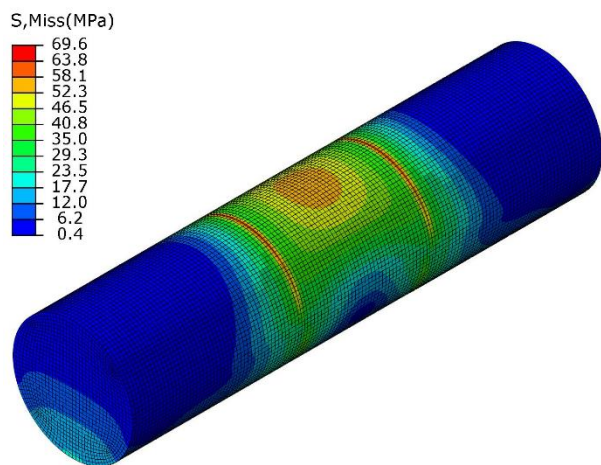


(ب)

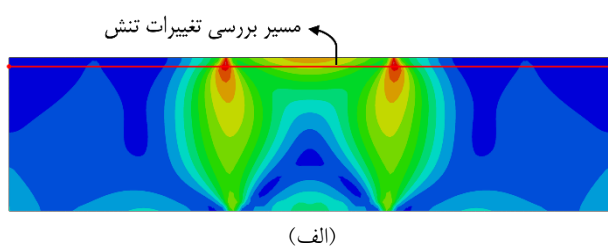
شکل ۳ (الف) تصویر واقعی پین و (ب) تصویر شماتیک پین

برای تحلیل تئوری تیر، فرض می‌شود پین تنها لقی محوری دارد و لقی شعاعی آن صفر در نظر گرفته شده است. اثرات لقی محوری و طول تکیه‌گاه درگیر بررسی می‌شوند. پین با لقی شعاعی صفر همانند تیری با تکیه‌گاه دو سرگیردار است زیرا تکیه‌گاه‌ها جلوی جابه‌جایی و چرخش پین را می‌گیرند. بنابراین به دلیل اینکه پین نمی‌تواند آزادانه بچرخد و جابه‌جا شود، به صورت یک تیر دوسرگیردار با طول ۷۵ میلی‌متر معادل‌سازی می‌شود که بار گسترده‌ای با شدت ۲۴۸۵/۷ N/m روی آن وارد می‌شود. این معادل‌سازی به این دلیل است که با تقریب دانسته بتوان نتایج تئوری را با نتایجی که از نرم‌افزار المان محدود آباکوس به دست آورده می‌شود مقایسه کرد. با ساده‌سازی و به

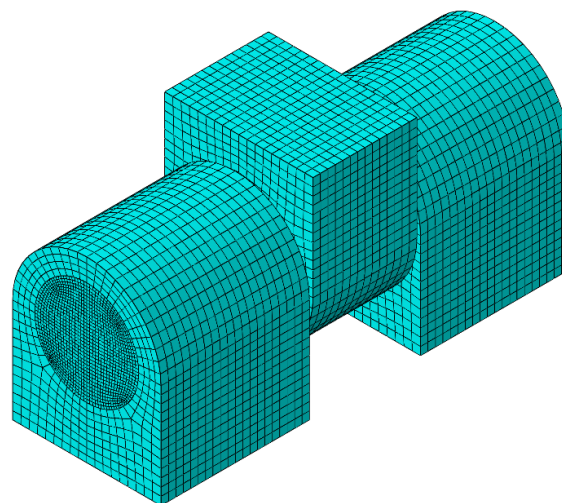
افزایش تعداد المان تا ۱۸۰۰۰۰ المان بررسی شده است و مشاهده گردید افزایش تعداد المان تأثیری بر روی بیشینه تنش فون میزس نخواهد داشت و میزان بیشینه تنش مقدار $69/6 \text{ MPa}$ باقی خواهد ماند. برای بررسی دقیق‌تر توزیع تنش در پین، جریان تنش در برش طولی و عرض پین با در نظر گرفتن لقی محوری $2/5$ و لقی شعاعی صفر مطابق شکل (۷) نمایش داده شده است. از نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که بیشینه تنش در پین در محل شروع تکیه‌های کناری است. در ادامه برای بررسی تغییرات تنش مطابق شکل (۷-الف) خطی به فاصله ۴ میلی‌متر پایین‌تر از سطح بالایی پین از محل ماکزیمم تنش گذرانده شده و جریان تنش در طول این مسیر برای تمام حالت‌های مختلف لقی محوری، شعاعی و تکیه‌گاهی بررسی شده است. علت در نظر گرفتن این فاصله برای بررسی تنش آن است که تنش عمودی ناشی از گشتاور خمشی در بالا و پایین سطح مقطع پین بیشینه است و در وسط صفر می‌باشد. در حالی که تنش برشی ناشی از نیروی برشی در وسط سطح مقطع پین بیشینه است و در بالا و پایین صفر است. بنابراین بیشینه میزان تنش معادل برای این پین، میان وسط سطح مقطع پین و سطح بالایی آن در فاصله ۴ میلی‌متر ایجاد می‌شود.



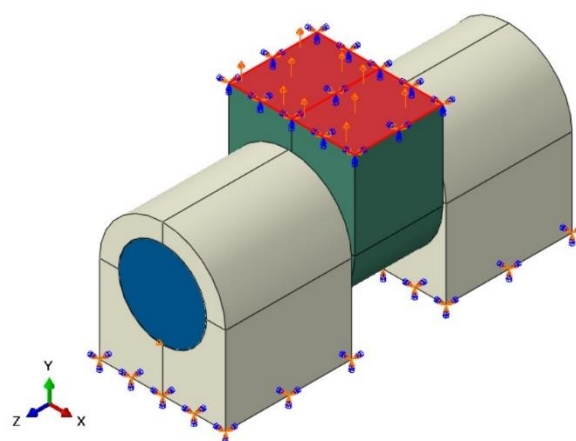
شکل ۶ توزیع تنش در پین با لقی محوری $2/5$ و بدون لقی شعاعی



(الف)



شکل ۴ شبکه‌بندی قطعات برای شبیه‌سازی المان محدود



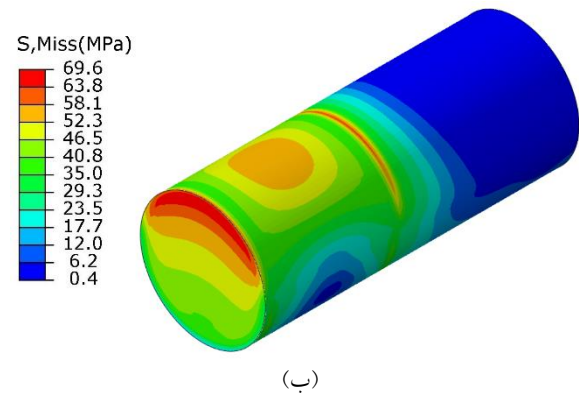
شکل ۵ بارگذاری و شرایط مرزی وارد بر پین

ارائه نتایج و بحث

برای تحلیل شبیه‌سازی پین، در ابتدا فرض می‌شود پین تنها لقی محوری دارد و لقی شعاعی آن صفر در نظر گرفته شده است. سپس اثرات لقی محوری و طول تکیه‌گاه درگیر بررسی می‌شوند. در نهایت تحلیل‌های انجام شده به همراه لقی شعاعی تکرار می‌شود و اثرات آن بررسی می‌شود.

با تحلیل پین با ابعاد مشخص شده در شکل (۵) توسط حلگر استاتیکی نرم‌افزار آباکوس، می‌توان جریان تنش در پین را مشاهده کرد. شکل (۶) توزیع تنش در پین برای لقی شعاعی صفر و لقی محوری $2/5$ میلی‌متر را نشان می‌دهد. از شکل واضح است که مقدار بیشینه تنش برابر با $69/6 \text{ MPa}$ است. نتایج حاصله وابسته به مش نیستند و اثر مش با کوچک‌تر کردن مش در پین و

آباکوس برای طول تکیه‌گاه متغیر قابل مشاهده است. از داده‌های موجود در این جدول مشخص است که طبق نتایج حاصل از تئوری و تحلیل‌های المان محدود، طول تکیه‌گاه‌های اطراف تأثیری بر مقدار تنش در داخل پین برای حالت لقی شعاعی صفر ندارد. شبیه‌سازی سه‌بعدی مسئله در المان محدود و در نظر گرفتن حالت سه‌بعدی تنش و جریان تنش و حل تئوری برای حالت ساده شده، علت تفاوت نتایج حاصل از تئوری و شبیه‌سازی است.



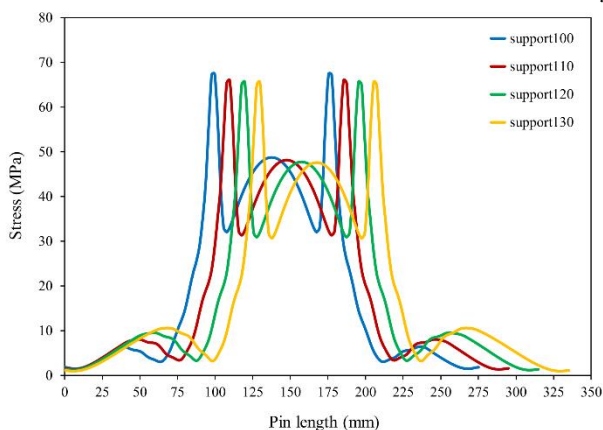
شکل ۷ (الف) توزیع تنش در برش طولی پین و (ب) توزیع تنش در برش عرضی پین با لقی محوری ۲/۵ و بدون لقی شعاعی

جدول ۲. بیشینه تنش فونمیزس برای طول تکیه‌گاه متغیر

طول تکیه‌گاه (mm)	نتایج حاصل از شبیه‌سازی (MPa)	نتایج حاصل از تئوری (MPa)	خطای نتایج
۱۰۰	۶۹٫۵۶	۵۲٫۲۶	۰٫۳۳
۱۱۰	۶۸٫۱۳	۵۲٫۲۶	۰٫۳
۱۲۰	۶۷٫۸۲	۵۲٫۲۶	۰٫۳
۱۳۰	۶۷٫۸۱	۵۲٫۲۶	۰٫۳

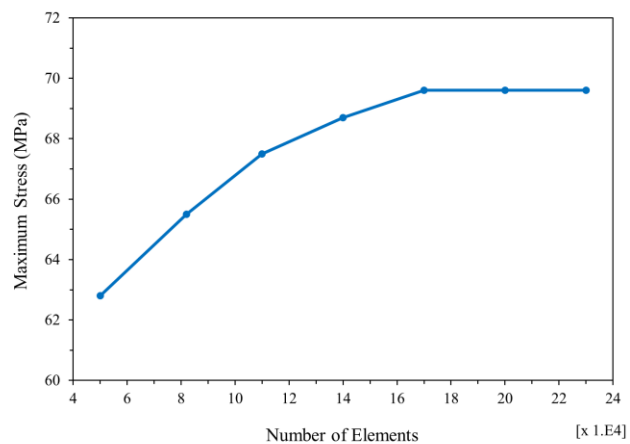
پس از تحلیل اولیه لازم است اثر مش بررسی شود تا نتایج حاصل، وابسته به مش نباشند. ابتدا از حداقل تعداد المان ۵۰۰۰۰ تحلیل انجام می‌شود سپس به ترتیب تعداد المان افزایش می‌یابد و در هر مرحله نتایج ثبت می‌شود. در شکل (۸) اثر مش بر بیشینه تنش قابل مشاهده است. همان طور که قابل مشاهده است با کوچک‌تر کردن مش پین و افزایش تعداد المان تا ۱۸۰۰۰۰، بیشینه تنش تغییری نخواهد کرد.

در شکل (۹) تغییرات تنش فونمیزس در طول پین (برای خط مسیر نشان داده شده در شکل (۷-الف) برای طول تکیه‌گاه متغیر قابل مشاهده است. این شکل بازهم مؤید این حرف است که جریان تنش طولی در پین وابسته به طول تکیه‌گاه‌های اطراف نیست.



شکل ۹. تغییرات تنش فونمیزس برای لقی شعاعی صفر و طول تکیه‌گاه متغیر

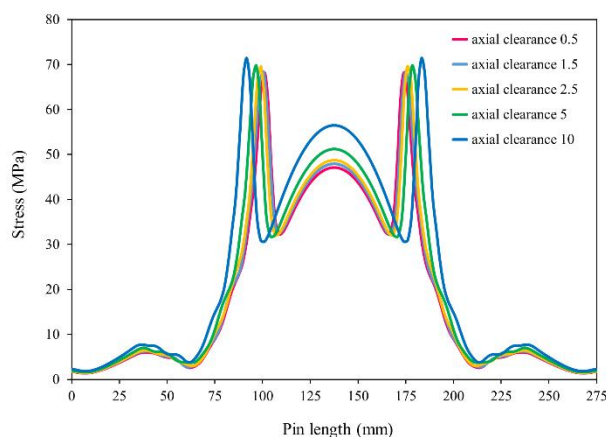
در ادامه به بررسی اثر لقی محوری بر تنش‌های وارد شده بر



شکل ۸. نمودار بیشینه تنش بر حسب تعداد المان

برای بررسی افزایش طول تکیه‌گاه، تغییری در طول تکیه‌گاه وسط ایجاد نمی‌شود و لقی بین تکیه‌گاه‌ها همان ۲/۵ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود و به ازای افزایش طول تکیه‌گاه اطراف، به اندازه دو برابر آن به مقدار طول پین افزوده می‌شود. در جدول (۲) نتایج بیشینه تنش فونمیزس به دست آمده از تئوری و

است و افزایش لقی محوری باعث افزایش تنش در پین می‌شود. برای واضح‌تر شدن اثر لقی محوری بر روی توزیع تنش در داخل پین، جریان تنش برای برش طولی دو حالت لقی محوری ۰/۵ و ۱۰ در شکل (۱۱) نمایش داده شده است.



شکل ۱۰ تغییرات تنش فونمیزس برای لقی شعاعی صفر و لقی محوری متغیر

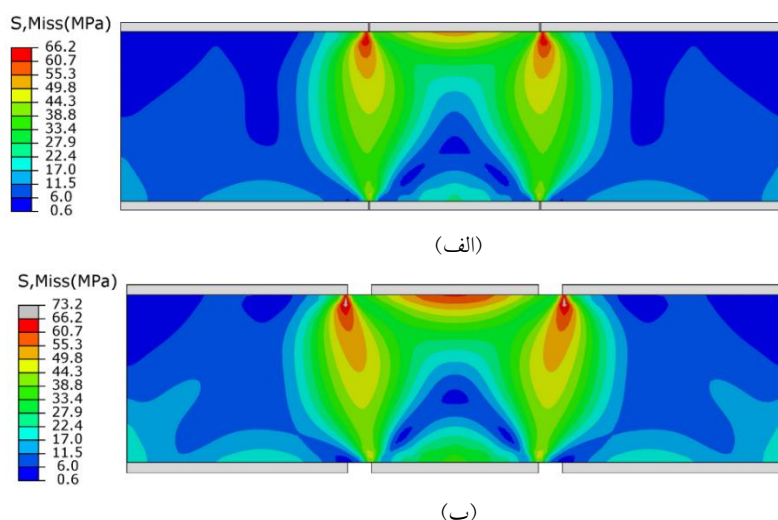
همان‌طور که از شکل‌های (۱۰) و (۱۱) قابل مشاهده است با افزایش لقی، علاوه بر اینکه تنش‌ها افزایش می‌یابند، جریان تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری کشیده می‌شود. لذا همواره باید در طراحی سازه‌ها این نکته را در نظر گرفت که تا جایی که امکان دارد لقی محوری بین اجزا در کمترین مقدار ممکن باشد. یکی از اهداف کلی مقاله بررسی جریان تنش‌های سه‌بعدی در پین است که شبیه‌سازی المان محدود نسبت به تئوری به خوبی آن را نشان می‌دهد.

پین پرداخته می‌شود. برای بررسی افزایش لقی محوری، تغییری در طول پین ایجاد نمی‌شود و لقی بین تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابد. متناسب با افزایش لقی، طول تکیه‌گاه‌های اطراف تغییر می‌کنند و کوچک‌تر می‌شوند؛ ولی تغییری در طول تکیه‌گاه وسط ایجاد نمی‌شود؛ بنابراین با افزایش لقی محوری، طول قسمت بین دو تکیه‌گاه در نظر گرفته شده افزایش می‌یابد و انتظار می‌رود که مقادیر تنش فونمیزس افزایش پیدا کنند. در جدول (۳) نتایج بیشینه تنش فونمیزس به دست آمده از تئوری و آباکوس برای لقی محوری متغیر قابل مشاهده است. از داده‌های موجود در این جدول مشخص است که طبق نتایج حاصل از تئوری و تحلیل-های المان محدود، با افزایش لقی محوری، مقدار تنش در داخل پین برای حالت لقی شعاعی صفر افزایش می‌یابد.

جدول ۳ بیشینه تنش فونمیزس برای لقی محوری متغیر و لقی شعاعی صفر

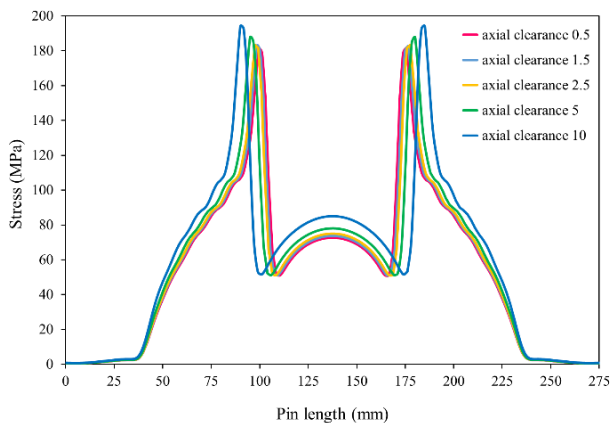
لقی محوری (mm)	نتایج حاصل از آباکوس (MPa)	نتایج حاصل از تئوری (MPa)	خطای نتایج
۰/۵	۶۶/۱۶	۴۹/۹۵	۰/۳۲
۱/۵	۶۸/۴۲	۵۱/۰۷	۰/۳۴
۲/۵	۶۹/۵۶	۵۲/۲۶	۰/۳۳
۵	۶۹/۷۸	۵۵/۵۳	۰/۲۶
۱۰	۷۱/۴۷	۶۳/۳۸	۰/۱۳

در شکل (۱۰) تغییرات تنش فونمیزس در طول پین برای لقی محوری متغیر قابل مشاهده است. این شکل باز هم مؤید این حرف است که جریان تنش طولی در پین وابسته به لقی محوری



شکل ۱۱ اثر افزایش لقی محوری بر جریان تنش در حالت لقی شعاعی صفر و لقی محوری (الف) نیم میلی‌متر و (ب) ۱۰ میلی‌متر

محوری موجب افزایش تنش می‌شود که شدت این افزایش در مقایسه با افزایش تنش در حالت بدون لقی شعاعی بیشتر است. در شکل‌های (۱۳) جریان تنش و تغییر شکل پین در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری با فاکتور بزرگ‌نمایی ۲۰ در برش طولی پین با لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری ۲/۵ قابل مشاهده است.

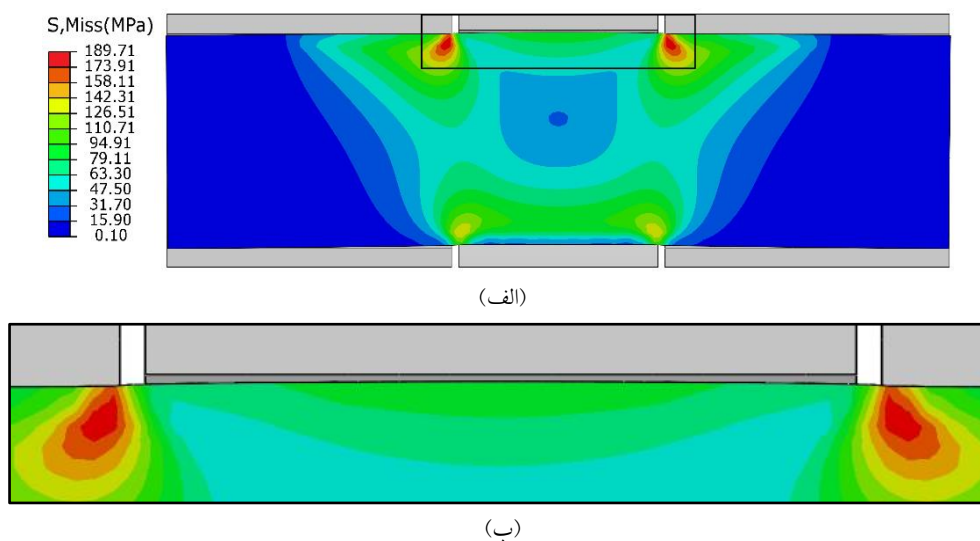


شکل ۱۲ تغییرات تنش فونمیزس برای لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری متغیر

از آنجا که انطباق اکثر قطعات و اتصالات نیازمند تolerانس است، برای قراردادن پین در محل تکیه‌گاه‌ها نیازمند لقی شعاعی هستیم. از طرف دیگر به دلیل محدودیت تماس تکیه‌گاه‌ها به یکدیگر، لازم است لقی محوری را میان تکیه‌گاه‌ها رعایت کرد. به همین منظور در ادامه اثر تغییرات تنش فونمیزس بیشینه برای لقی شعاعی متغیر و لقی محوری متغیر به صورت مجزا بررسی شده است.

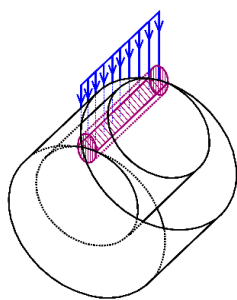
برای بررسی اثر تغییرات تنش فونمیزس بیشینه برای لقی شعاعی ثابت و لقی محوری متغیر، تغییری در طول پین ایجاد نمی‌شود و لقی شعاعی میان پین و تکیه‌گاه‌ها ۰/۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است و لقی محوری میان تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابد. متناسب با افزایش لقی، طول تکیه‌گاه‌های اطراف تغییر می‌کند و تغییری در طول تکیه‌گاه وسط ایجاد نمی‌شود. در شکل (۱۲) تغییرات تنش فونمیزس بیشینه برای لقی شعاعی ثابت ۰/۵ و لقی محوری متغیر قابل مشاهده است.

همان طور که از شکل (۱۲) قابل مشاهده است با اضافه شدن لقی شعاعی، بیشینه تنش‌ها نسبت به شکل (۱۰) افزایش می‌یابند و توزیع تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری بیشتر کشیده شده است. همچنین با افزایش لقی محوری، این کشیدگی جریان تنش به داخل تکیه‌گاه‌های کناری بیشتر می‌شود. همچنین افزایش لقی



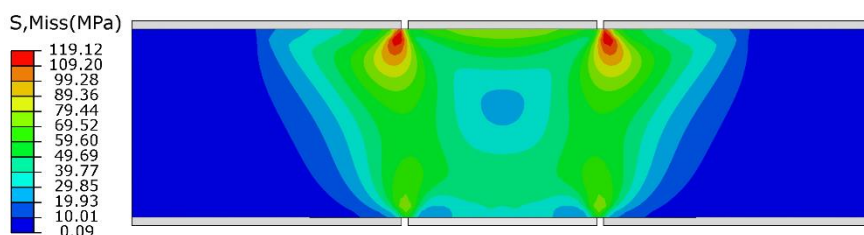
شکل ۱۳ (الف) توزیع تنش در پین با لقی شعاعی ۰/۵ و لقی محوری ۲/۵ و (ب) دفرمگی پین در محل مشخص شده

دستگاه‌ها جنس پین را سخت‌تر از تکیه‌گاه‌ها در نظر می‌گیرند اثر افزایش تمرکز تنش در تکیه‌گاه‌ها و گشاد شدن آن‌ها بیشتر خواهد بود. محدوده مشخص شده در شکل (۱۵) منطقه بحرانی در تمامی تحلیل‌ها است. این سطح قرمز با افزایش لقی شعاعی، از شکل هلالی که در لقی صفر دارد به سطح کوچک‌تری تبدیل می‌شود و سبب وارد شدن نیرو در مساحت کمتر و افزایش تنش می‌شود.

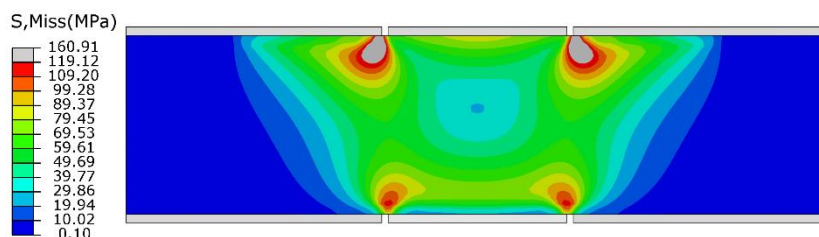


شکل ۱۵ محدوده بحرانی

در شکل (۱۶) اثر افزایش لقی شعاعی و افزایش تمرکز تنش در برش طولی و عرضی پین در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری نمایش داده شده است. طبق شکل (۱۴) بیشینه تنش در حالت لقی‌های شعاعی ۰/۱۵، ۰/۳۵ و ۰/۵ برابر با ۱۱۹/۱۲، ۱۶۰/۹۱ و ۱۸۹/۷۱ مگاپاسکال می‌باشد که در شکل (۱۶) به منظور بررسی بهتر افزایش جریان تنش با افزایش لقی شعاعی، بیشینه تنش برای هر سه حالت روی عدد ۱۱۹ مگاپاسکال محدود شده است. توزیع تنش نشان داده شده در شکل برای لقی‌های شعاعی متغیر مؤید این نکته است که با افزایش لقی شعاعی، تنش‌ها با شدت بیشتری به پین وارد می‌شوند و اثر مخرب آن بیشتر است.

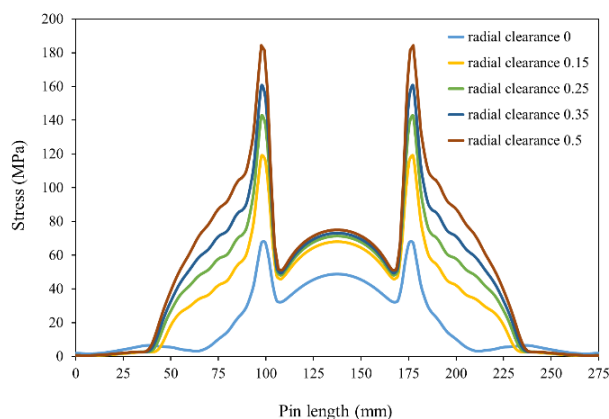


(الف)



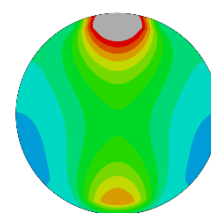
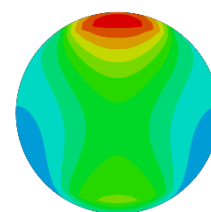
(ب)

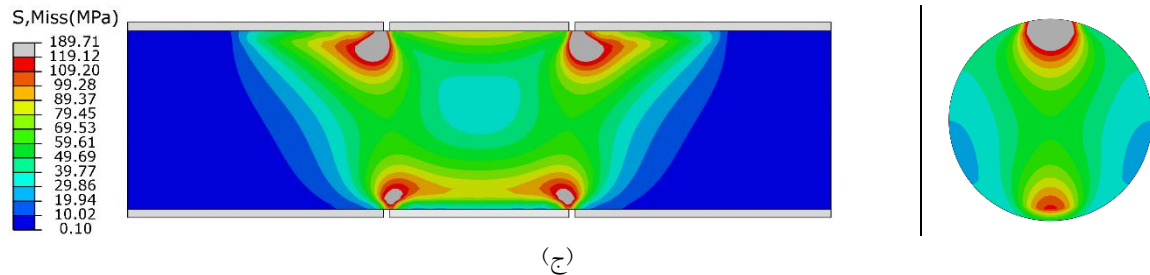
برای بررسی اثر تغییرات تنش فونمیزس بیشینه در لقی محوری ثابت و لقی شعاعی متغیر، تغییری در طول پین و تکیه‌گاه‌ها ایجاد نمی‌شود و تنها لقی شعاعی میان پین و تکیه‌گاه‌ها افزایش می‌یابد. در شکل (۱۴) تغییرات تنش فونمیزس بیشینه برای لقی محوری ثابت ۲/۵ و لقی شعاعی متغیر قابل مشاهده است.



شکل ۱۴ تغییرات تنش فونمیزس برای لقی محوری ثابت ۲/۵ و لقی شعاعی متغیر

همان‌طور که از شکل (۱۴) قابل مشاهده است با اضافه شدن لقی شعاعی، بیشینه تنش‌ها افزایش می‌یابند ولی شدت این افزایش با ازدیاد لقی کاهش می‌یابد. با افزایش لقی شعاعی، کمانی که سطح تماس پین و تکیه‌گاه‌ها را تشکیل می‌دهد کاهش می‌یابد و بارها در محل گوشه تکیه‌گاه‌های کناری با تمرکز بیشتری وارد می‌شوند و اثر ضربه‌ای خواهند داشت. در نتیجه به پین و تکیه‌گاه‌ها تنش‌های بیشتری وارد می‌شود. به دلیل اینکه در اکثر





شکل ۱۶ توزیع تنش فون میزس برای لقی محوری ثابت و لقی شعاعی متغیر در برش‌های طولی و عرضی بین (الف) ۰/۱۵، (ب) ۰/۳۵ و (ج) ۰/۵

متغیر موجب افزایش تنش می‌شود و جریان تنش را به داخل تکیه‌گاه‌ها می‌کشاند. لذا تا جایی که امکان دارد لقی محوری بین اجزا در کمترین مقدار ممکن باشد.

۳. بیشینه تنش بین با اضافه شدن لقی شعاعی نسبت به حالت لقی شعاعی صفر به شدت افزایش می‌یابد.

۴. افزایش تنش داخل بین با افزایش لقی شعاعی رابطه مستقیم دارد ولی شدت افزایش سیر نزولی دارد.

۵. با دانستن اثر هر دو لقی و محدودیت‌های طراحی و ساخت می‌توان با افزایش لقی محوری و کاهش لقی شعاعی و بالعکس به یک بیشینه تنش بهینه در بین رسید.

برای نتیجه‌گیری بهتر در مورد اثر لقی محوری و لقی شعاعی بر روی تغییرات شدت تنش در بین، بیشینه تنش فون میزس بر حسب مگاپاسکال برای تمامی حالات بررسی شده در جدول (۴) نشان داده شده است. این جدول نشان می‌دهد که لقی شعاعی نسبت به لقی محوری اثر شدیدتری بر روی تغییرات تنش دارد و با افزایش لقی شعاعی تنش شدیدتر افزایش می‌یابد.

جدول ۴ بیشینه تنش فون میزس بر حسب مگاپاسکال برای لقی محوری و لقی شعاعی متغیر

لقی شعاعی (mm)	لقی محوری (mm)	صفر	۰/۵
۰/۵	۱۸۶/۹۹	۶۶/۱۶	
۱/۵	۱۸۸/۲۶	۶۸/۴۲	
۲/۵	۱۸۹/۷۱	۶۹/۵۶	
۵	۱۹۳/۰۹	۶۹/۷۸	
۱۰	۱۹۹/۸۸	۷۱/۴۷	

نتیجه‌گیری

در این مقاله به بررسی و تحلیل یک پین به صورت عددی پرداخته شد. اثر لقی محوری بین تکیه‌گاه و عضو تحت بارگذاری، اثر لقی شعاعی و اثر طول تکیه‌گاه بر روی تنش‌های وارد بر پین مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بررسی‌های انجام شده عبارتند از:

۱. افزایش طول تکیه‌گاه درگیر در حالت لقی شعاعی صفر بر روی تنش تأثیر ندارد.
۲. افزایش لقی محوری در حالت لقی شعاعی صفر و لقی شعاعی

مراجع

[1] A. Aslam, G. S. Sekhon, and R. Kumar, "Elastic Analysis of A Pin Loaded Lug," Journal of Aircraft, vol. 41, no. 2,

- pp. 365-371, 2004. <https://doi.org/10.2514/1.222>
- [2] E. Radi and A. Strozzi, "Advancing contact of a 2D elastic curved beam indented by a rigid pin with clearance," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 149, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2022.104313>
- [3] H. Talebi-Ghadikolaee, H. Moslemi Naeini, V. Zal and F. Ahmadi Khatir, "Formability Study in Roll Forming Process: Insights into the Influence of Process Parameters on Damage Distribution," *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 36, no. 2, pp. 115-128, 2024. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.84727.1207>
- [4] Y. Li, R. Huang, S. Zhao, and J. Wang, "Contact pressure analysis of pin-loaded lug with clearance," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 6, 2022. <https://doi.org/10.1177/16878132221107475>
- [5] A. Strozzi, A. Baldini, and M. Nascimbeni, "Maximum Equivalent Stress in a Pin-Loaded Lug Subject to Inclined Loading," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 41, no. 4, pp. 297-309, 2006. <https://doi.org/10.1243/03093247JSA150>
- [6] M. Ciavarella, A. Baldini, J. R. Barber, and A. Strozzi, "Reduced dependence on loading parameters in almost conforming contacts," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 48, no. 9, pp. 917-925, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2006.03.016>
- [7] A. Strozzi, A. Baldini, M. Giacomini, E. Bertocchi, and L. Bertocchi, "Maximum equivalent stress in a pin-loaded lug in the presence of initial clearance," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 46, no. 8, pp. 760-771, 2011. <https://doi.org/10.1177/0309324711423587>
- [8] R. J. Grant, J. Smart, and P. Stanley, "A parametric study of the elastic stress distribution in pin-loaded lugs," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 29, no. 4, pp. 299-307, 1994. <https://doi.org/10.1243/03093247V294299>
- [9] T. P. Stritch, "An investigation into the behaviour of thick pin-loaded joints under a bearing load," *University of Limerick*, 2022. [Online].
- [10] S. Varedi-Koulaei, M. Bamdad, and B. Fathi, "The Effects of Revolute Joint Clearance on the Kinematic Behavior of the 3RPR Planar Parallel Manipulator," *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 31, no. 1, pp. 53-68, 2020. <https://doi.org/10.22067/fum-mech.v31i1.85234>
- [11] N. Antoni and F. Gaisne, "Analytical modelling for static stress analysis of pin-loaded lugs with bush fitting," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 35, no. 1, pp. 1-21, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2010.05.002>
- [12] H. Marouani and T. Hassine, "A stress distribution modelization of a neat fit pin-loaded hub," *World Journal of Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 414-421, 2018. <https://doi.org/10.1108/WJE-03-2017-0057>
- [13] S. Datey, A. A. Rangari, A. A. Dongre, K. A. Paraskar, and S. V. Lidbe, "Analysis of Knuckle Joint used in Mahindra 575 DL," *IJARIE*, vol. 3, no. 2, pp. 1527-1538, 2017.
- [14] L. Marmorini, A. Baldini, E. Bertocchi, M. Giacomini, R. Rosi, and A. Strozzi, "On the loosening mechanism of a bush press-fitted in the small end of a connecting rod," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, no. 3, pp. 312-324, 2012. <https://doi.org/10.1177/0954407011417498>

- [15] M. Kumar and R. Kumar, "Enhancement of Structural Performance of Knuckle Joint with Composite Material using Ansys Structural," International Journal of Innovative Research and Scientific Studies, vol. 4, no. 12, pp. 886-890, 2018.
- [16] F. Nazari and H. Hosseini Nik, "Study the Effect of Speed, Pressure, and Friction Coefficient on the Distribution of Contact Stresses," Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics, vol. 37, no. 4, p. 45, 2025. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2025.90513.1294>

