

بررسی عملکرد شاسی اصلی و مجموعه انتقال قدرت توربین بادی دو مگاواتی تحت بارهای آیرودینامیکی

آیدین غزنوی اسگوئی^{۱*}، عباس بحری^۲

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>نوع مقاله: پژوهشی</p> <p>دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۱۰/۲۷</p> <p>بازنگری مقاله: ۱۴۰۱/۰۲/۰۱</p> <p>پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۲/۱۸</p>	<p>شاسی اصلی یکی از اصلی ترین اجزای بارگیر توربین بادی مگاواتی می باشد. با توجه به نقش شاسی، علاوه بر تحلیل های استحکامی و خستگی، تحلیل تغییر شکل ایجاد شده در شاسی نیز از اهمیت بسزایی برخوردار است. اما برخلاف تحلیل های استحکامی و خستگی، معیار مشخصی برای تحلیل تغییر شکل شاسی اصلی وجود ندارد. از اینرو در این مقاله، علاوه بر ارائه روشی برای استخراج معیارهای مشخص برای ارزیابی تغییر شکل مجاز شاسی و درایوتترین، با کمک شبیه سازی همزمان شاسی و درایوتترین راه حلی برای تعیین جابجایی ها و ارزیابی آن ها تحت بارهای وارده ارائه شده است. همچنین عملکرد شاسی اصلی از جنبه استحکامی نیز بررسی شده است. با توجه به عددی بودن راه پیشنهادی، پیش از بررسی نتایج، در کنار بررسی همگرایی نتایج کیفیت المان ها نیز از جنبه های مختلف بررسی شده تا از صحت نتایج اطمینان حاصل گردد. در نهایت بررسی ها نشان داد که هندسه طراحی شده به عنوان شاسی اصلی، علاوه بر برخورداری از استحکام لازم، از صلبیت کافی نیز در برابر بارهای وارده به توربین بادی برخوردار می باشد و درایوتترین نصب شده بر آن، بدون هیچ مشکلی می تواند به عملکرد خود پردازد. به نحوی که ضریب اطمینان طراحی شاسی، در تحلیل های استحکامی ۱٫۳، ضریب اطمینان یاتاقان سیستم یاو در برابر تغییر شکل ۱٫۷، ضریب اطمینان کوپلینگ سرعت بالا نیز از دیدگاه تغییر شکل، در هر دو جهت محوری و شعاعی برابر ۱٫۱ می باشد. همچنین تحلیل های تغییر شکل مجموعه درایوتترین و شاسی نشان دهنده کاهش عمر ۱۵٪ یاتاقان اول و کاهش عمر ۵۰٪ یاتاقان دوم نصب شده بر محور اصلی توربین را دارد.</p>
<p>واژگان کلیدی:</p> <p>توربین بادی، شاسی اصلی، مجموعه انتقال قدرت، تحلیل تغییر شکل، تحلیل استحکامی، روش المان محدود.</p>	

۱- مقدمه

از ۵۰ درصد برق خود را از منابع تجدیدپذیر تأمین می کنند [۲ و ۳]. در سطح جهان، تصور می شود که با فرض برطرف شدن همه موانع عملی مورد نیاز، پتانسیل فنی طولانی مدت انرژی باد پنج برابر کل تولید انرژی فعلی جهانی یا ۴۰ برابر تقاضای برق فعلی است که این امر مستلزم نصب توربین های بادی بزرگتر در مناطق وسیع، به ویژه در مناطقی با منابع بادی بالاتر می باشد [۴]. در مجموع انرژی بادی در میان منابع انرژی تجدید پذیر بیشترین رشد را

در دهه های اخیر استفاده از منابع تجدیدپذیر به عنوان یکی از منابع اصلی تأمین انرژی، گسترش روزافزون یافته است. انرژی بادی یکی از مهم ترین این منابع می باشد که در سال های اخیر با گسترش تکنولوژی و امکان ساخت توربین های بادی بزرگتر، بیش از پیش مورد توجه کشورهای پیشرفته و در حال توسعه قرار گرفته است [۱]. به نحوی که حداقل ۴۷ کشور در سراسر جهان اکنون بیش

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: aidin.ghaznavi@yahoo.com

۱. استادیار، گروه انرژی های تجدیدپذیر، مرکز توسعه فناوری های توربین بادی، پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران
 ۲. استادیار، گروه انرژی های تجدیدپذیر، مرکز توسعه فناوری های توربین بادی، پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران

داشته است و به کارگیری انرژی باد به مدد رشد تکنولوژی و افزایش اندازه و ظرفیت توربین‌های بادی همچنان ادامه دارد [۵ و ۶].

توربین‌های بادی را می‌توان به دو دسته کلی توربین‌های محور افقی و محور عمودی تقسیم کرد. توربین بادی با محور افقی، پیشینه بیشتری داشته و امروزه هم بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مقابل، مزیت توربین بادی با محور عمودی، عدم حساسیت نسبت به جهت وزش باد و عدم نیاز به یک پایه مرتفع است [۷]. در توربین‌های بادی با محور عمودی روتور اصلی به صورت عمودی قرار می‌گیرد. دو نوع عمده این نوع توربین‌ها، توربین‌های داریوس و ساوونیوس هستند [۸]. در توربین‌های بادی با محور افقی روتور و ژنراتور الکتریکی در بالای یک برج بلند و بر روی شاسی قرار گرفته تا در راستای باد قرار گیرند بیشتر این توربین‌های بادی، با استفاده از گیربکس، سرعت چرخش کند پره‌ها را به سرعت بیشتری برای ژنراتور تبدیل می‌کنند [۹]. در حالت کلی توربین بادی محور افقی متداول دارای اجزای تشکیل دهنده زیادی است [۱۰]. برخی از مهم‌ترین بخش‌های کلی توربین بادی عبارتند از: پره‌ها، سیستم پیچ، محور و بیرینگ‌ها، گیربکس، ژنراتور، ترمز، سیستم کنترل، سیستم یاو، برج و شاسی اصلی [۱۱].

همانطور که عنوان شد یکی از قطعات اصلی توربین بادی، شاسی اصلی که در اصل وظیفه انتقال بار وارده از مجموعه انتقال قدرت (درایوتورین) به برج را دارد. اهمیت این قطعه در این است که تمام اجزای درایوتورین، روی آن نصب شده و در عمل کارکرد صحیح آنها به شاسی مرتبط می‌باشد. یکی دیگر از دلایل اهمیت شاسی اصلی، در این است که این قطعه بر خلاف بسیاری از قطعات دیگر توربین بادی همچون گیربکس، سیستم یاو، یاتاقان‌ها، سیستم پیچ و ... قابلیت تعمیر و نگهداری نداشته و در صورت خرابی و شکست آسیب‌های جدی جبران‌ناپذیری به کل مجموعه توربین بادی وارد می‌سازد. از اینرو طراحی آن باید به نحوی باشد که بدون هیچ آسیبی به خوبی در تمام طول مدت عمر مفید توربین که معمولاً بیست سال در نظر گرفته می‌شود، عمل نماید. در روند طراحی شاسی اصلی [۱۲]، معیارهایی همچون تحلیل استحکامی، تحلیل خستگی و تحلیل تغییر شکل مورد استفاده قرار می‌گیرند.

تحلیل استحکامی به منظور ارزیابی عملکرد شاسی اصلی در بارهای بیشینه وارد شده به توربین که در شرایط کاری

مختلف رخ می‌دهد، انجام می‌گیرد. هدف از تحلیل خستگی نیز بررسی مقاومت و کارکرد شاسی در طول عمر توربین بادی می‌باشد. معمولاً توربین‌های بادی برای طول عمر بیست ساله طراحی می‌شوند که صرفه اقتصادی مناسبی داشته باشند. از اینرو، برخی از قطعات اصلی آن از جمله شاسی اصلی که قابلیت تعویض و تعمیر ندارند، باید برای طول عمر بیست سال مناسب باشند، به نحوی که در این مدت دچار آسیب یا خرابی نشوند.

در بسیاری از تحقیقات انجام شده در حوزه بررسی عددی سازه‌های بارگیر توربین بادی، تمرکز محققین بیشتر بر تحلیل‌های استحکامی و خستگی می‌باشد. به عنوان نمونه در تحقیقی که غزنوی و ترشیزی [۱۲] بر روی تغییر روش ساخت شاسی توربین‌های بادی مگاواتی انجام دادند، رویکرد اصلی بررسی استحکامی و خستگی بوده است و به نوعی تحلیل جابجایی شاسی انجام نشده است. آنها در این تحقیق ابعاد مختلف تغییر شاسی از روش ریخته‌گری به جوشکاری را بررسی کرده‌اند. همچنین در سایر تحقیقات انجام شده بر روی شاسی توربین‌های بادی مگاواتی توسط غزنوی و همکارانش [۱۳ و ۱۴]، انجام شده است، تمرکز تحقیق و نتایج بر روی بررسی خستگی شاسی اصلی بوده است. زویک و ماکولوس [۱۵ و ۱۶] بر روی سازه‌های توربین بادی فراساحلی انجام دادند، فقط بر بحث خستگی متمرکز شدند. هر چند در این تحقیق آنها به ارائه روشی برای ساده سازی محاسبات خستگی توربین‌های بادی پرداخته‌اند و در نهایت روشی ارائه داده‌اند که سریع تر و با محاسبات کمتری نسبت به تئوریهای متداول خستگی می‌باشد، در حالیکه تنها ۶ درصد خطا دارد. همچنین ورپا و همکارانش [۱۷] نیز به بررسی گام‌های طراحی، شبیه سازی، محاسبات بار با در نظر گرفتن پارامترهای محیطی توربین‌های بادی فراساحلی همچون آب و باد که بسیار متغیرند پرداخته‌اند و گام‌های جدیدی برای استانداردسازی این پروسه پیشنهاد داده‌اند. هر چند آنها در این پژوهش به تعامل استاتیکی اجزای سازه‌ای و تغییر شکل آنها همچون شاسی اشاره کرده‌اند اما معیاری برای این ارزیابی از نقطه نظر تغییر شکل مجاز شاسی ارائه نداده‌اند. زوک و همکارانش [۱۸ و ۱۹] با روش حل تکراری سعی در بهینه‌سازی سازه‌ای توربین بادی داشته‌اند که پارامترهای اصلی تصمیم‌گیری در این حل تکراری، عمر خستگی نمونه و تحلیل استحکامی آن بوده است. ژیانگ و

شکل در مجموعه شاسی و درایوتترین و همچنین ارائه معیارهایی کمی برای ارزیابی نتایج بدست آمده از این تحلیل می‌باشد. برای دستیابی به این هدف، در گام اول مجموعه درایوتترین شامل محور، هوزینگ‌ها، بیرینگ‌ها، گیربکس، تورک آرم‌ها، ژنراتور و دمپرهاژنراتور می‌باشد. گفتنی است برای تحقق این موضوع، مدل عددی غیرخطی و با جزئیات فراوان همچون در نظر گرفتن رفتار دقیق و درست یاتاقان‌ها و ساچمه‌های آن، رفتار غیرخطی دسته‌های گیربکس و ... می‌باشد. در نهایت در کنار انجام این مدل‌سازی پیچیده و شبیه‌سازی غیرخطی همزمان رفتار شاسی و مجموعه انتقال قدرت، معیارهای مناسب برای تشخیص قابل قبول بودن تغییر شکل‌های موجود در نقاط مختلف شاسی استخراج و ارائه شده است. این معیارها بر اساس عملکرد هر قطعه و پیرو شرایط کاری استاندارد در نظر گرفته شده توسط سازنده آن قطعه استخراج شده است، هرچند روش ارزیابی جابجایی کامپوننت‌ها، روشی کلی و قابل تعمیم برای توربین‌های بادی دیگر نیز می‌باشد. شایان ذکر است که در مدل‌سازی بخش‌ها و کامپوننت‌های مختلف از اطلاعات دقیق سازندگان آن کامپوننت‌ها استفاده شده است. به طور خلاصه، در این مقاله پس از استخراج بارهای آیرودینامیکی بر اساس استاندارد GL [۲۱]، تحلیل استحکامی شاسی اصلی و تحلیل تغییر شکل شاسی و مجموعه درایوتترین انجام شده و در نهایت ضرایب اطمینان استحکامی و ضرایب اطمینان از دیدگاه تغییر شکل مجاز اجزای مختلف محاسبه شده است.

۲- بارهای وارد به توربین بادی

بارهای توربین بادی بر اساس استاندارد GL [۲۱] محاسبه شده‌اند. بر اساس این استاندارد حالات باری طبق وضعیت طراحی توربین به ۸ دسته کلی تقسیم‌بندی می‌شوند که توربین در طول بیست سال عملکرد خویش، به دفعات در هر کدام از این حالت‌ها و وضعیت‌ها قرار می‌گیرد. از اینرو برای طراحی درست توربین بادی، باید تمام این حالت‌های بارگذاری در شبیه‌سازی در نظر گرفته شوند. این حالت‌ها عبارتند از [۲۲]:

۱. حالت تولید توان: تمامی حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرند در شرایطی هستند که در آنها توربین در حالت تولید توان می‌باشد. این حالات باری متشکل از ۷ حالت است که در آنها پارامترهایی همچون سرعت باد تغییر می‌کند.

همکارانش [۲۰] نیز به بررسی قابلیت اطمینان بخش‌های مختلف توربین از جمله پره‌ها، برج، شاسی پرداخته‌اند و پیشنهاد داده‌اند به جای سیستم‌های کلاسیک طراحی بر اساس ضریب اطمینان از روش‌های به روز طراحی بر اساس قابلیت اطمینان استفاده شود.

علاوه بر دو تحلیل یاد شده، بر خلاف اغلب قطعات بارگیر توربین بادی، تحلیل تغییر شکل شاسی تحت بارهای وارده نیز از اهمیت بسزایی برخوردار است. دلیل اصلی این تحلیل بررسی میزان صلبیت لازم و کافی شاسی اصلی است که عملاً بتواند تحت بارهای وارده، تکیه‌گاه مناسبی برای مجموعه انتقال قدرت ایجاد نماید. چرا که در صورتی که این تکیه‌گاه، از سفتی لازم برخوردار نباشد، عملاً تحت بارهای حداکثری دچار تغییر شکل مضاعف شده که این تغییر شکل علاوه بر افزایش تنش‌های مجموعه درایوتترین باعث کاهش عمر برخی از قطعات آن همچون محور و یاتاقان‌ها می‌گردد. حتی در صورتی که تغییر شکل‌ها افزایش یابد، می‌توان منجر به قفل شدن مجموعه محرک درایوتترین و آسیب‌های اساسی و جبران‌ناپذیری به آن گردد. از اینرو استخراج معیارهای تغییر شکل و همچنین میزان تغییر شکل ایجاد شده در اثر بارهای مختلف ناشی از وزش باد، در طراحی شاسی و توربین بادی امری بسیار ضروری و واجب می‌باشد. مقوله‌ای که بررسی جابجایی‌ها و تغییر شکل شاسی اصلی را نسبت به دو تحلیل استحکامی و خستگی دشوارتر می‌سازد، وابستگی این تحلیل شاسی به خود مجموعه درایوتترین است. در تحلیل‌های استحکامی و خستگی، صرفاً بارهای وارده از مجموعه درایوتترین به شاسی در نظر گرفته می‌شود و بعد از انتقال بار به شاسی، شاسی به صورت مجزا و منفرداً مورد بررسی قرار می‌گیرد. اما در تحلیل تغییر شکل، این روند منجر به نتایج غلط می‌گردد. چرا که خود درایوتترین نیز می‌تواند بر صلبیت شاسی بیفزاید و عملاً برای محاسبه درست و دقیق میزان جابجایی‌ها در شاسی و به تبع آن در درایوتترین، باید این دو مجموعه به صورت همزمان و با در نظر گرفتن جزئیات متعددی در شبیه‌سازی قرار بگیرند. این موضوع انجام مدل‌سازی و شبیه‌سازی لازم برای تحلیل تغییر شکل را بیش از پیش دشوار سازد.

در این مقاله، در ابتدا تحلیل استحکامی شاسی طراحی شده برای توربین بادی دو مگاواتی انجام می‌شود. در ادامه، پس از بررسی نتایج، هدف اصلی ارائه روشی برای محاسبه تغییر

تمام این حالت‌ها به دقت در نرم‌افزار Bladed که یک نرم‌افزار تخصصی مدلسازی و محاسبه بارهای آیرودینامیکی توربین‌های بادی محور افقی می‌باشد، شبیه‌سازی شده و در نهایت تمام مولفه‌های بارهای استاتیکی و خستگی در آنها محاسبه شده است. طبق استاندارد GL، یکی از نقاطی که بارهای آیرودینامیکی شبیه‌سازی شده در آن محاسبه و استخراج می‌شود، مرکز هاب است. شکل (۱) نشان دهنده این دستگاه مختصات مطابق با استاندارد GL می‌باشد.

۳- تحلیل استاتیکی

برای تحلیل استاتیکی شاسی اصلی ابتدا مدل شاسی به همراه محور، هوزینگ‌ها و گیربکس برای مدلسازی مسیر انتقال نیرو و بخشی از برج به منظور مدلسازی درست شرایط تکیه‌گاهی کف شاسی ایجاد شده است (شکل ۲). با توجه به پیچیده بودن هندسه درایوتوربین، و عدم امکان محاسبه نیروهای آیرودینامیکی روی شاسی توسط نرم‌افزار Bladed عملاً امکان انتقال نیروها از هاب به شاسی نمی‌باشد. از اینرو برای محاسبه دقیق نیروها، روی شاسی اصلی نیازمند مدلسازی بخش‌هایی از درایوتوربین می‌باشیم. گفتنی است در این بخش درجات آزادی شافت نسبت به هوزینگ‌ها، گیربکس نسبت به شاسی و برج نسبت به شاسی دقیقاً مطابق واقعیت شبیه‌سازی شده است. به عبارت دیگر، فرض شده است که ترمزهای سیستم یاو در کف شاسی عمل کرده و شاسی امکان دوران حول برج ندارد. تورک آرم‌های برج دقیقاً منطبق بر واقعیت در حالت کششی خنثی بوده و صرفاً در فشار عمل می‌کنند. محور هوزینگ‌ها هم به نحوی شبیه‌سازی شده‌اند که محور قابلیت دوران درون هوزینگ‌ها را دارد. همچنین مطابق با واقعیت توربین بادی طراحی و ساخته شده در پژوهشگاه نیرو، یاتاقان اول در مقابل بارهای محوری آزاد بوده و مقاومت با بارهای محوری با یاتاقان دوم است که این موضوع نیز در شبیه‌سازی‌ها لحاظ شده است.

در مجموع از تعداد ۱۱۲۴۶۰۱ گره و تعداد ۱۵۹۸۷۳۵ المان برای تحلیل عددی مسئله استفاده شده است. برای مش‌بندی کل مدل و به خصوص شاسی اصلی از المان‌های آجری درجه دو استفاده شده است. مزیت عمده المان‌های آجری نسبت به المان‌های هرمی، کم بودن تعداد گره‌ها در مجموع مش‌بندی است. همچنین در روش مش‌بندی منظم

۲. حالت تولید توان همراه با خطا: تمامی حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرند در شرایطی هستند که در آنها توربین در حالت تولید توان بوده و همزمان خطایی در عملکرد توربین رخ می‌دهد.

۳. حالت شروع به کار: شرایطی که در آن توربین در حالت شروع به کار می‌باشد.

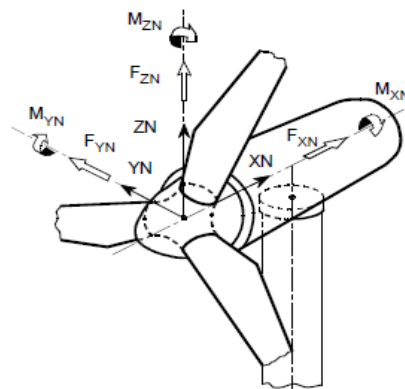
۴. حالت توقف عادی: تمامی حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرند در شرایطی هستند که در آنها توربین در حالت توقف عادی می‌باشد.

۵. حالت توقف اضطراری: در این شرایط توربین در حالت توقف اضطراری است.

۶. حالت پارک: تمامی حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرند در شرایطی هستند که در آنها توربین در حالت توقف و یا بی‌باری می‌باشد.

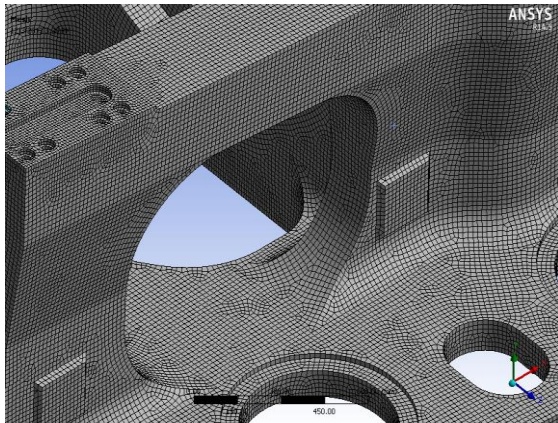
۷. حالت پارک به همراه خطا: حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرد در شرایطی می‌باشند که در آن توربین در حالت توقف بوده و همزمان خطایی در عملکرد توربین رخ میدهد.

۸. حالت حمل و نقل، نصب و تعمیر و نگهداری: تمامی حالات باری که در این دسته قرار می‌گیرند در شرایطی هستند که در آنها توربین در حالت حمل و نقل، نصب و یا تعمیر و نگهداری می‌باشد.



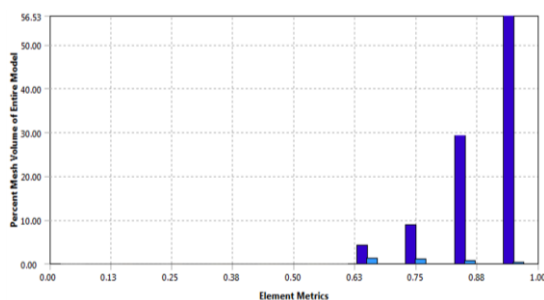
شکل ۱: دستگاه مختصات استفاده شده برای محاسبه بارهای وارد به شاسی اصلی بر اساس استاندارد GL [۲۱].

تعداد بارهای خستگی به نحوی می‌باشند که با تکرارهایش دوره بیست ساله عمر توربین بادی را پوشش می‌دهند. بارهای استحکامی نیز به نحوی انتخاب شده‌اند که در بین تمام بارهای وارده در طول مدت بیست سال، یکی از شش مولفه نیرو و یا گشتاور در مرکز دستگاه مختصات نشان داده شده در شکل (۱)، بیشینه و یا کمینه باشد.



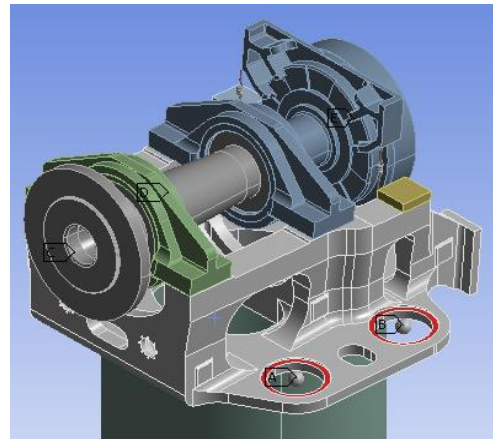
شکل ۳: بخشی از مدل مش‌بندی شده شاسی اصلی و اندازه و کیفیت مش‌بندی منظم استفاده شده

با توجه به پیچیده بودن هندسه، همچنین متغیر بودن تنش و یا جابجایی بیشینه در بارگذاری‌های مختلف، بررسی همگرایی نتایج به طور کامل اثبات کننده کیفیت بالا و مناسب نتایج نمی‌باشد. چرا که در بررسی همگرایی معمولا تغییرات کمیت بیشینه ناشی از آن تحلیل بر اساس تعداد المان‌ها ارزیابی می‌شود و عملا امکان غفلت از سایر نواحی هندسه در این روش وجود دارد. از اینرو، و با توجه به حساسیت بالای این دسته از تحلیل‌ها در پروژه ملی ساخت توربین بادی دو مگاواتی، علاوه بر بررسی همگرایی نتایج، کیفیت مش‌بندی نیز از دیدگاه پارامترهای مختلف روش اجزای محدود مستقلا بررسی شده است. کیفیت المان‌ها در شکل (۴) نشان داده شده است. در نمودار عدد ۱ نشان دهنده بهترین کیفیت و عدد ۰ نشان دهنده بدترین کیفیت المان‌بندی با لحاظ کردن همه پارامترهای روش اجزای محدود می‌باشد. همانطور که در شکل (۴) مشاهده می‌شود، کیفیت همه المان‌ها، بالای ۶۰ درصد و همچنین بیش از ۸۰ درصد المان‌های استفاده شده در تحلیل از کیفیتی بالای ۰.۸۵ برخوردارند که این موضوع نشان دهنده مناسب بودن سائز و روش المان‌بندی استفاده شده برای این هندسه پیچیده می‌باشد.



شکل ۴: کیفیت المان‌های استفاده شده در تحلیل عددی

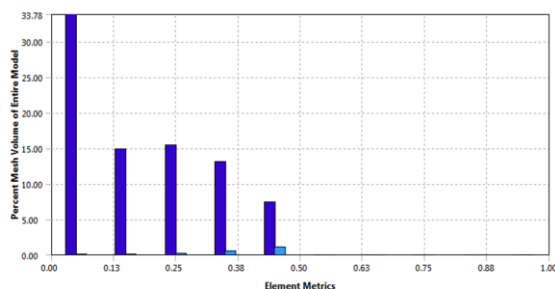
موجود در نرم افزار ANSYS، امکان تسلط بر جوانب مختلف موثر بر کیفیت المان‌بندی، در زمان استفاده از المان‌های مکعبی بیشتر و بهتر میسر است. دلیل اصلی غیر خطی بودن المان‌ها، نیز وجود سطوح منحنی کوچک و بسیار در هندسه طرح می‌باشد. عملا با استفاده از المان‌های غیرخطی، در تعداد کمتری المان نسبت به حالتی که المان‌ها خطی باشند، نتایج همگرا می‌شوند [۲۳].



شکل ۲: شبیه‌سازی شاسی اصلی و مجموعه انتقال قدرت و بخشی از برج توربین بادی

در مدل هندسی شاسی اصلی، تمام جزئیات موجود در مدل ساخته شده از قبیل تمام سوراخ‌ها، فیلت‌ها و مواردی از این دست لحاظ شده است. شکل (۳) نشان‌دهنده بخشی از جزئیات یاد شده در مدل مش‌بندی شده شاسی می‌باشد. شایان ذکر است، همانطور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، با وجود هندسه پیچیده و در نظر گرفتن تمام جزئیات هندسی شاسی، با این حال همچنان از روش مش‌بندی منظم برای ساخت مدل المان محدود استفاده شده است تا علاوه بر تسلط بر سائز و اندازه المان‌ها، کیفیت المان‌ها نیز بهتر باشند. همانطور که در این تصویر نیز مشاهده می‌شود، مش‌بندی شاسی با دقت بسیار بالایی انجام شده است و با استفاده از روش مش‌بندی منظم، عملا اکثر مش‌ها هم اندازه می‌باشند. این موضوع نتایج بدست آمده را قابل اتکا می‌کند، چرا که در صورت عدم مش‌بندی مناسب، روش المان محدود می‌تواند منجر به خطاهای چشمگیری گردد.

همانطور که ذکر شد، باتوجه به این موضوع که اساس و شالوده تحلیل المان محدود بر مبنای مش‌ها و المان‌بندی استوار می‌باشد، پیش از شروع تحلیل‌ها، کیفیت المان‌ها باید از همه نظر بررسی گردد.



شکل ۵: پارامتر خمیدگی برای المان‌های استفاده شده در تحلیل عددی

رابطه بین خمیدگی و کیفیت المان در جدول ۱ نشان داده شده است [۲۸]. شکل (۵)، مقادیر خمیدگی محاسبه شده برای المان‌های استفاده شده برای تحلیل‌های این مقاله را نشان می‌دهد که با کمک رابطه ۱ محاسبه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود این پارامتر برای همه المان‌ها، کمتر از مقدار ۰٫۵ می‌باشد که نشان‌دهنده خوب بودن نحوه مش‌بندی سازه برای انجام تحلیل‌های مختلف می‌باشد.

در ادامه با توجه به حساسیت بالای نتایج تحلیل عددی به کیفیت مش‌بندی، بحث استقلال نتایج از مش‌بندی هندسه نیز بررسی شده است که در شکل (۶) مشاهده می‌گردد. هرچند این همگرایی به ناچار فقط می‌تواند در تنش‌های بیشینه و یا کمینه بررسی شود. در اینجا از بین همه حالت‌های مختلف بارگذاری، تحلیل استحکامی دو حالت بارگذاری مختلف که یکی از آنها، بحرانی‌ترین حالت بارگذاری بوده است. به منظور اطمینان بیشتر، همگرایی نتایج با همان تعداد المان، در بارگذاری دیگری نیز مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که در شکل (۶) مشاهده می‌شود در مش‌بندی‌های نهایی تغییرات نتایج زیر پنج درصد بوده است. از اینرو با توجه به استقلال نتایج بدست آمده و همچنین بررسی پارامترهای مختلف المان‌بندی استفاده شده، می‌توان نتیجه گرفت که مش‌بندی با تعداد ۱۵۹۸۷۳۵ المان، به نتایج دقیق و بدون خطاهای عددی ممکن منجر خواهد شد.

به منظور افزایش دقت مسئله، شرایط مرزی کاملاً مشابه با واقعیت شبیه‌سازی شده‌اند. به عنوان مثال، در مدل عددی درجات آزادی کوپلینگ سرعت پایین، بیرینگ‌ها و همچنین تورک آرم‌ها دقیقاً مشابه با واقعیت می‌باشد. جنس شاسی از چدن EN-GJS-400-18U-LT می‌باشد که خواص آن در جدول ۲ آورده شده است.

شایان ذکر است که در حالت کلی کیفیت المان بر اساس پارامترهای زیر سنجیده می‌شود [۲۴]:

✓ نسبت ابعاد المان^۱: این پارامتر یکی از اساسی‌ترین پارامترهای تعریف شده در روش المان محدود است که به نسبت اضلاع المان به یکدیگر اشاره می‌کند و برای المان‌های هرمی و یا مکعبی، بهترین حالت عددی یک می‌باشد [۲۵].

✓ انحراف موازی^۲: که ضرب داخلی بردارهای یکه در راستای اضلاع روبروی المان محاسبه می‌شود و هدف از آن، در نظر گرفتن موازی بودن اضلاع المان می‌باشد [۲۶].

✓ حداکثر زاویه کنج المان^۳: با توجه به اصول المان محدود، هرچه زاویه گوشه المان‌ها بزرگ باشد، عملکرد آن را تحت تأثیر قرار می‌دهد. به عنوان نمونه، المان‌هایی با زوایای نزدیک ۱۸۰ درجه از عملکرد مناسبی برخوردار نیستند. بهترین زاویه برای المان‌های مثلی ۶۰ درجه و برای المان‌های مستطیلی ۹۰ درجه می‌باشد [۲۷].

✓ خمیدگی المان^۴: یکی از معیارهای اولیه کیفیت مش‌بندی می‌باشد. در حالت کلی این پارامتر از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (1)$$

که در آن، θ_{max} بزرگترین زاویه المان، θ_{min} کوچکترین زاویه θ_e زاویه المان می‌باشد.

جدول ۱: رابطه بین پارامتر خمیدگی و کیفیت المان [۲۸].

مقدار خمیدگی	کیفیت المان
۱	المان خطا
۰٫۹-۱	بد
۰٫۷۵-۰٫۹	ضعیف
۰٫۵-۰٫۷۵	متوسط
۰٫۲۵-۰٫۵	خوب
۰٫۲۵- >	عالی
۰	المان متساوی الاضلاع

³ Maximum Corner Angle

⁴ Skewness

¹ Aspect Ratio

² Parallel Deviation

همانطور که در شکل (۷) مشاهده می‌شود، تنش در برخی از نقاط محدود بدلیل وجود تمرکز تنش هندسی در سازه افزایش یافته است. در حد امکان سعی شده است با ایجاد فیلت در هندسه این تمرکز تنش را کاهش داد، اما به هر حال به دلیل برخی محدودیت‌های هندسی نیز بخشی از این تمرکز تنش وجود دارد.

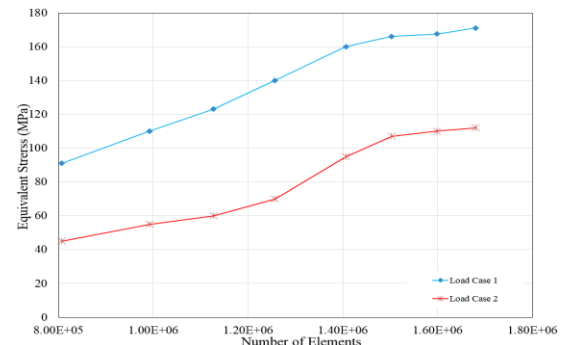
در مجموع تحلیل استاتیکی شاسی اصلی حکایت از تحمل پذیری هندسه طراحی شده برای شاسی اصلی توربین بادی مگاواتی دارد. ضریب اطمینان شاسی اصلی در تحلیل‌ها خستگی معادل ۱,۳ می‌باشد.

۴- تحلیل جابجایی

پیش از محاسبه مقدار جابجایی نقاط مختلف شاسی، باید برای این نقاط معیارهایی بدست آورد که در نهایت بتوان میزان جابجایی شاسی را با آن نقاط مقایسه و ارزیابی کرد. از اینرو در ابتدا بر اساس کارکرد نقاط مختلف، معیارهای متفاوتی برای کامپوننت‌های نصب شده بر روی شاسی‌ها ارائه می‌گردد. سپس در هر بخش، با توجه به معیار در نظر گرفته شده، جابجایی‌ها روی شاسی محاسبه شده و نتایج آن ارائه می‌گردد. نکته حایز اهمیت دیگر در مورد نحوه محاسبه جابجایی خالص در نرم‌افزار ANSYS می‌باشد. نتایج اولیه جابجایی بدست آمده در نرم‌افزار برای نقاط مختلف شاسی شامل تغییر شکل شاسی و همچنین جابجایی صلب و دوران کل قطعه شاسی می‌باشد. چرا که دستگاه مختصات انتخابی در نرم‌افزار، ثابت بوده و درکی نسبت به دوران و جابجایی شاسی ندارد. از اینرو پیش از شروع تحلیل‌ها، این دوران و جابجایی صلب از میزان تغییر شکل نقاط مختلف مورد نظر کاسته شده است و در نهایت فقط تغییر شکل خالص خود شاسی، برای انجام محاسبات در نقاط مورد نظر بدست آمده است.

۴-۱- بیرینگ سیستم یاو

یکی از مهم‌ترین اعضای نصب شده روی شاسی اصلی، بیرینگ سیستم یاو می‌باشد که در صورت عدم عملکرد صحیح توربین با چالش‌های جدی مواجه خواهد شد. این یاتاقان در مجموعه انتقال قدرت توربین بادی (درایوتربین) نمی‌باشد، اما یکی از اجزای اصلی در کنترل توربین بادی است که در مسیر انتقال قدرت نیز قرار دارد. همچنین تعویض این یاتاقان، مستلزم پیاده کردن پره‌ها، ناسل و کل توربین بادی است که این موضوع مستلزم صرف هزینه

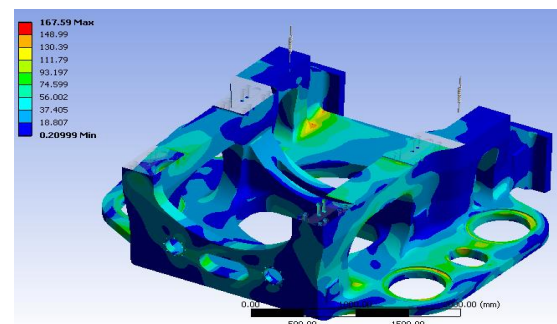


شکل ۶: همگرایی نتایج در دو حالت بارگذاری مختلف برای تنش بیشینه معادل

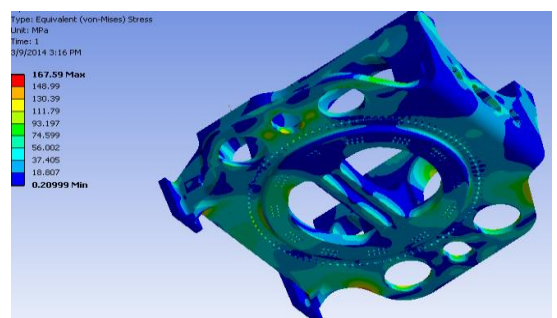
در ادامه کانتور تنش شاسی اصلی در بحرانی‌ترین حالت بارگذاری نشان داده شده است. از میان تمام حالت‌های بارگذاری مختلف که برای تحلیل استاتیکی طبق استاندارد GL در نظر گرفته شده است، یکی از حالت‌های بارگذاری بحرانی‌ترین نتیجه را در برداشته است که ضریب اطمینان سازه نیز بر اساس این بار در نظر گرفته شده است.

جدول شماره ۲: مشخصات چدن مصرفی [۱۴].

مشخصات ماده	ضخامت نمونه (mm)	استحکام نهایی (Mpa)	استحکام تسلیم (Mpa)	تغییر طول (%)
EN-GJS-400-18U-LT	۳۰ - ۶۰	۳۹۰	۲۳۰	۱۵
	۶۰ - ۲۰۰	۳۷۰	۲۲۰	۱۲



(الف)



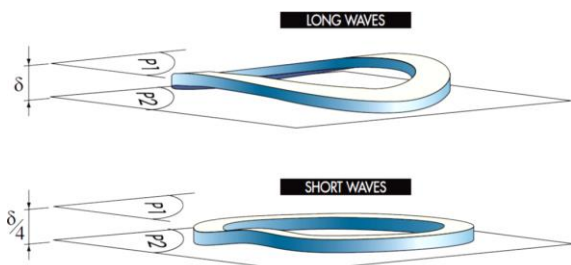
(ب)

شکل ۷. کانتور تنش معادل در بحرانی‌ترین حالت بارگذاری در نماهای مختلف

جدول ۴: بیشترین میزان تغییر شکل قابل قبول برای محل

نصب بیرینگ سیستم یو [۳۰]

قطر بیرینگ (mm)	۷۵۰	۱۰۰۰	۱۵۰۰	۲۰۰۰	۳۰۰۰
بیشترین تغییر شکل (mm)	۰,۳	۰,۳۵	۰,۵۵	۰,۶۵	۱,۰۰



شکل ۸: حالت‌های مختلف تغییر شکل بیرینگ سیستم یو

برای بررسی این حالت نیز تمام بارهای ارائه شده توسط استاندارد GL که در حالت استاتیکی بیش از ۱۶ حالت بارگذاری می‌باشد مورد تحلیل قرار گرفته اند تا بحرانی‌ترین حالت بدست بیاید. شایان ذکر است که بارگذاری بحرانی در موارد مختلف یکسان نیستند و حالت بحرانی بسته به محل بررسی متفاوت است. به تعبیر دیگر، بحرانی‌ترین حالتی که منجر به تعیین ضریب اطمینان تنشی شاسی اصلی شده است، در تحلیل تغییر شکل یاتاقان سیستم یو بارگذاری بحرانی نمی‌باشد. از اینرو برای تعیین بیشترین تغییر شکل، باید تمام حالت‌های بارگذاری تعریف شده در استاندارد GL بررسی شود. این موضوع برای سایر بخش‌ها نیز صادق است و بار بحرانی بدست آمده در یاتاقان سیستم یو، لزوماً برای بیرینگ‌ها و هوزینگ‌های محور و یا بقیه اجزای توربین بار بحرانی نیست. در نهایت تغییرات بدست آمده برای محلی که بیرینگ سیستم یو در آن نصب می‌شود، در محیط دایره بیرینگ در شکل (۹) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار اعوجاج ایجاد شده در محل نشیمن یاتاقان یو در بدترین حالت برابر ۰,۵۷ می‌باشد که از حالت حدی نشان داده شده جدول ۴ بسیار کمتر می‌باشد. ضریب اطمینان از این لحاظ برابر ۱,۷ می‌باشد.

شکل (۱۰) نشان دهنده میزان بیضی شدن و حرکت صلب بیرینگ سیستم یو در بحرانی‌ترین حالت می‌باشد. نمودار نقطه چین موقعیت بیرینگ یو قبل از اعمال بار و تغییر شکل را نشان می‌دهد و نمودار دیگر موقعیت محیط بیرینگ

بسیار بالا و زمان زیاد می‌باشد. از اینرو، طول عمر مناسب و متناسب با طول عمر توربین بادی، و همچنین عملکرد صحیح آن از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. یکی از مهم‌ترین فاکتورهای موثر بر این دو موضوع، تغییر شکل یاتاقان می‌باشد که اگر از محدوده مجاز تعیین شده توسط طراح یاتاقان و سازنده آن، تجاوز کند، علاوه بر کاهش چشمگیر طول عمر یاتاقان، بعضاً می‌تواند منجر به قفل شدن آن نیز گردد.

محل نصب بیرینگ سیستم یو بر روی شاسی اصلی دارای دو معیار برای تغییر شکل می‌باشد:

✓ اعوجاج محل نصب بیرینگ یو

✓ بیضی شدن^۱ محل نصب بیرینگ یو

اولین محدودیت مربوط به تغییر شکل شاسی عبارت است از ضخامت محل نصب آن که از جدول ۳ تبعیت می‌کند. بیرینگ انتخابی برای سیستم یو، با قطر ۳۰۰۰ میلیمتر می‌باشد که به تبع آن ضخامت محل نصب آن، یعنی کف شاسی اصلی، بیش از ۸۰ میلیمتر انتخاب شده است. به بیان دیگر، این عدد شرط لازم طراحی شاسی می‌باشد. هر چند شرط کافی برای آن نیست. همچنین شایان ذکر است که در تعیین ضخامت این محل، تحلیل تنش و ضرایب اطمینان تنشی نیز ملاک تصمیم‌گیری در طراحی هندسه شاسی بوده است.

جدول ۳: کمترین میزان ضخامت زیر بیرینگ سیستم یو [۲۹]

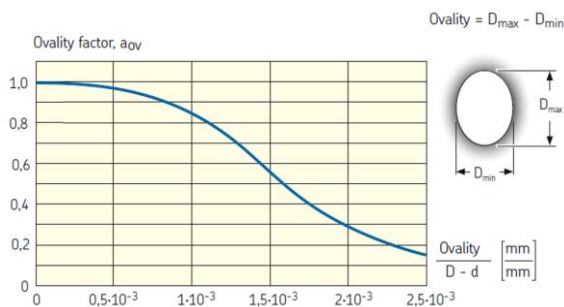
قطر بیرینگ (mm)	۷۵۰	۱۰۰۰	۱۵۰۰	۲۰۰۰	۳۰۰۰
حداقل ضخامت (mm)	۳۰	۳۵	۵۰	۶۰	۸۰

از طرف دیگر شرایط تکیه‌گاه بیرینگ باید به گونه‌ای باشد که تغییر شکل محل نصب در بحرانی‌ترین حالت بارگذاری هم از مقادیر موجود در جدول ۴ تجاوز نکند. این مقادیر در دو حالت بررسی می‌شوند. حالت اول، تغییر شکل بزرگ و در سراسر محیط بیرینگ می‌باشد که نباید مستقیماً از مقادیر جدول ۴ تجاوز کند و حالت بعدی، تغییر شکل‌های موضعی است که فقط در بخشی از بیرینگ رخ می‌دهد که یک چهارم اعداد ارائه شده در جدول یاد شده می‌باشد [۳۰]. تفاوت این دو حالت در شکل (۸) به صورت کامل نشان داده شده است.

^۱ Ovality

$$L = a_{skf} a_{ov} \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{c}{p} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (2)$$

که در آن a_{skf} ، فاکتور اصلاح عمر، است که از نمودار مربوط به شرکت سازنده بدست می آید. از بین پارامترهای مطرح شده، تنها پارامتری که به تغییر شکل مربوط می شود، a_{ov} است. همانطور که در رابطه ۲ مشاهده می شود، طول عمر یاتاقان با فاکتور مربوط به تغییر شکل و بیضی شدن آن، رابطه ای مستقیم دارد. به بیان دیگر هر چه قدر که میزان بیضی شدن یاتاقان افزایش یابد، از طول عمر یاتاقان کاسته خواهد شد. هرچند این تغییرات به صورت خطی نمی باشد. این فاکتور از روی نمودار شکل (۱۱) بدست و به کمک محاسبه میزان تغییر شکل قطره‌های دایره یاتاقان محاسبه می شود. با توجه به بیضی شدن بدست آمده در بحرانی ترین حالت بارگذاری مربوطه، و به کمک نمودار شکل (۱۱)، ضریب کاهش عمر برای یاتاقان سیستم یاو، a_{ov} ، در حدود ۰٫۹۸ می باشد. به بیان دیگر، با توجه به رابطه ۲، تغییر قطرهای ایجاد شده در یاتاقان سیستم یاو که ناشی از طراحی کف شاسی می باشد، تأثیر مخرب چندانی در کاهش عمر یاتاقان سیستم یاو ندارد، از اینرو طراحی شاسی از این دیدگاه نیز مورد قبول می باشد.



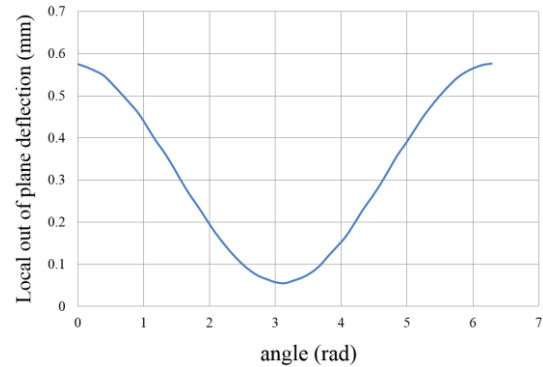
شکل ۱۱: نمودار تعیین پارامتر مربوط به تغییر شکل [۳۱]

۴-۲- ایجاد زیر مدل^۱ مجموعه انتقال قدرت و محاسبه

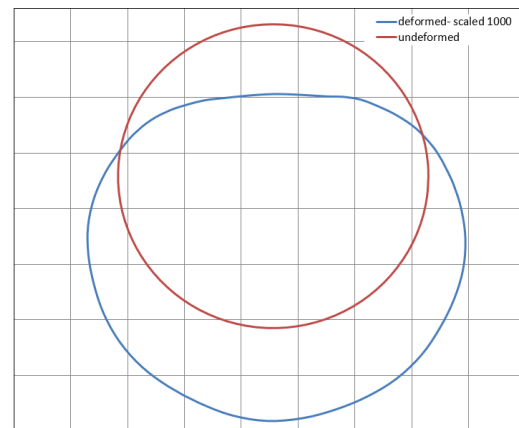
تغییر شکل‌های مرتبط با آن

برای محاسبه میزان تغییر شکل‌های محور، هوزینگ‌ها و بیرینگ‌ها نیاز به مدل‌سازی دقیق مجموعه با در نظر گرفتن درجات آزادی، هندسه و مش‌بندی کاملاً دقیق مجموعه می باشد. با توجه به حجم بالای المان‌های مورد نیاز در تحلیل شاسی، امکان شبیه‌سازی همزمان کل درایوترین با جزئیاتی همچون ساچمه‌های بیرینگ‌ها و ... در کنار شاسی

سیستم یاو بعد از اعمال بار در بحرانی ترین حالت را نشان می دهد. به منظور وضوح بهتر، نمودار تغییر شکل یافته بزرگ نمایی شده است تا این موضوع واضح تر باشد. با بررسی نمودارهای شکل (۱۰) مشخص می شود که میزان بیضی شدن بیرینگ سیستم یاو در حدود ۴ میلیمتر می باشد.



شکل ۹: تغییر شکل بیرینگ یاو در بحرانی ترین حالت



شکل ۱۰: تغییر شکل (بیضی شدن) بیرینگ یاو در بحرانی ترین

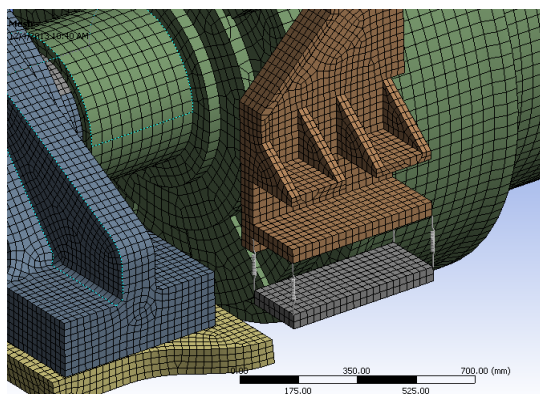
حالت باری در نظر گرفتن تأثیر این تغییر شکل در طول عمر بیرینگ می توان از رابطه ارائه شده توسط شرکت SKF استفاده کرد. در حالت کلی طبق رابطه پیشنهادی توسط این سازنده جهانی مطرح در زمینه یاتاقان، عمر بیرینگ‌ها تحت تأثیر عواملی همچون پارامترهای زیر است:

- ✓ P: بار معادل وارد شده به بیرینگ (kN)
- ✓ n: سرعت دورانی (r/min)
- ✓ η_c : سطح آلودگی
- ✓ U: ویسکوزیته روانکار در دمای عملکرد
- ✓ a_{ov} : تغییر شکل یاتاقان

رابطه ضریب عمر (L) و پارامترهای مختلف عنوان شده عبارت است از [۳۱]:

^۱ SubModel

بازوهای آن نیز بدون هیچ ساده‌سازی در زیر مدل درایوتترین شبیه‌سازی شده است.



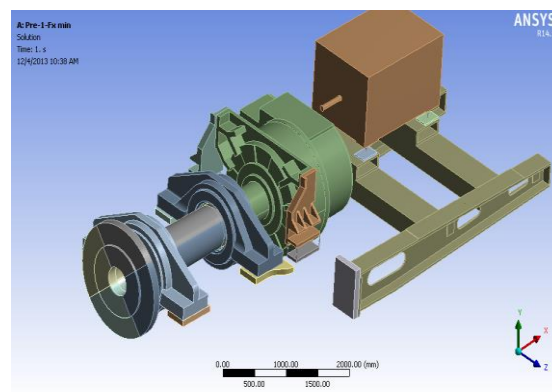
شکل ۱۳: مدل‌سازی گیربکس و اتصالات بازوهای گیربکس

در مجموع زیرمدل ساخته شده برای مجموعه انتقال قدرت (درایوتترین) دارای ویژگی‌های زیر است:

- ✓ مدل‌سازی دقیق هندسه نهایی طرح (بدون ساده سازی‌های تاثیرگذار در نتیجه تحلیل المان محدود).
- ✓ مدل‌سازی دقیق درجات آزادی شامل: تورک آرم-ها، دمپ‌های ژنراتور، بیرینگ‌ها، هوزینگ‌ها و محور.
- ✓ در نظر گرفتن اثر جابجایی شاسی عقب.
- ✓ مدل‌سازی دقیق رفتار بیرینگ‌ها با شبیه سازی تمام ساچمه‌های یاتاقان به کمک فنرهای غیرخطی.

برای مدل‌سازی اثر ساچمه‌های بیرینگ‌های نصب شده روی محور اصلی، از المان فنر استفاده شده است. نکته قابل توجه این است که عملکرد ساچمه‌های بیرینگ به گونه ای است که تنها در حالت فشاری عمل می‌کنند و تحت نیروهای کششی خنثی بوده و عملاً باری را منتقل نمی‌کنند. این موضوع بر تغییر شکل یاتاقان و هوزینگ نگهدارنده آن موثر است. از طرفی امکان شبیه سازی تمام ساچمه‌ها، سطوح تماسی بین آن‌ها و بخش‌های دیگر یاتاقان، بدلیل بالارفتن قابل توجه حجم محاسبات امکان پذیر نیست. لذا برای شبیه‌سازی ساچمه‌های یاتاقان از المان فنر استفاده شده است. فنرها باید رفتاری غیرخطی داشته باشند تا بتوانند وضعیت تماسی بین ساچمه‌های و رینگ‌های داخلی و خارجی یاتاقان را به درستی شبیه سازی کنند. اما فنرهای موجود در نرم‌افزار ANSYS Workbench فنر Combin14 بوده که رفتاری خطی داشته و دارای خاصیت یکسان در

اصلی وجود ندارد. برای محاسبه تغییر شکل‌های مجموعه درایوتترین، باید بسیاری از جزئیات تاثیر گذار در این تغییر شکل در مدل‌سازی دخیل گردند. از طرفی محاسبه تغییر شکل‌های نقاط مختلف فقط با دانستن تغییر شکل‌های نشیمن‌های درایوتترین روی شاسی اصلی امکان‌پذیر است. و صرفاً با حل همزمان هر دو مجموعه درایوتترین و شاسی اصلی، این موضوع امکان‌پذیر است. همچنین مورد دیگری که باید حتماً در مدل‌سازی در نظر گرفت، ثابت بودن دستگاه مختصات در نرم افزار و محاسبه تغییر شکل خالص مجموعه می‌باشد که باید دوران و جابجایی صلب مجموعه از آن کم شود. برای رفع این موارد، کل مجموعه درایوتترین به صورت زیر مدلی در نرم‌افزار ANSYS با جزئیات کامل شبیه‌سازی شده است و این زیر مدل به مدل شاسی اصلی مربوط شده است. به نحوی که جابجایی تکیه‌گاه آنها (بخش‌هایی از شاسی اصلی) صفر در نظر گرفته نشده و زیر هوزینگ‌ها و تورک‌آرم‌ها صرفاً مقید نشده است. بلکه تغییر شکل خالص شاسی اصلی (بخش مربوط به دوران و جابجایی شاسی از مقدار جابجایی کل حذف شده است) در اثر هر کدام از حالت‌های بارگذاری به مجموعه زیر مدل درایوتترین اعمال شده است. هندسه استفاده شده و نحوه مش‌بندی زیرمدل یاد شده به ترتیب در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) نشان داده شده است.



شکل ۱۲: مدل زیر مجموعه برای محاسبه تغییر شکل مجموعه انتقال قدرت

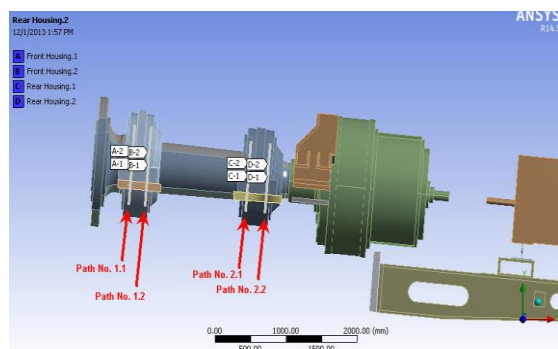
همانطور که در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود، بازوهای گیربکس نیز به دقت با در نظر گرفتن فنرهای غیر خطی شبیه‌سازی شده‌اند. سفتی این فنرها دقیقاً مشابه با ساختار تورک‌آرم‌ها در نظر گرفته شده است و در نتیجه رفتار نیرویی و جابجایی ناشی از تورک آرم کاملاً منطبق بر فیزیک مسئله می‌باشد. هندسه سایر اجزا گیربکس و

با توجه به اینکه هندسه این بیرینگ‌ها متفاوت است، باید برای هر کدام زیر مدل مخصوص به آن را در نظر گرفت. از اینرو برای بدست آوردن سفتی فنرهای معادل هر ساچمه در هر کدام از بیرینگ‌ها، به مدل مخصوص آن بیرینگ مراجعه شده است. گفتنی است که در زیر مدل‌ها، لقی‌ها، و همچنین تمام سطوح تماسی به دقت در نظر گرفته شده است. دلیل این امر پرهیز از در نظر گرفتن این جزئیات در مدل اصلی مجموعه انتقال قدرت (درایوتترین) می باشد. با استفاده از این تکنیک، عملاً جزئیات مسئله حفظ شده است در حالیکه حجم مدل نیز افزایش نیافته است. چرا که در عمل امکان شیه سازی مدلی با تعداد المان یاد شده در مجموعه انتقال قدرت و با در نظر گرفتن تک تک ساچمه‌های بیرینگ‌ها و سطوح تماسی مربوط به آن، امکان پذیر نیست.

۴-۲-۱- تغییر شکل هوزینگ‌ها

برای محاسبه تغییر شکل یاتاقان‌های نصب شده روی هوزینگ‌های محور اصلی، دو مسیر در هر هوزینگ (محل نصب بیرینگ روی هوزینگ) تعیین شده است که در شکل (۱۵) نشان داده شده است.

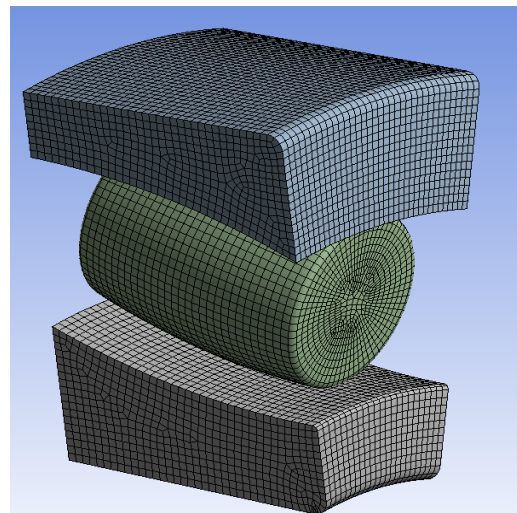
همانطور که پیشتر ذکر شد، این تغییر شکل به صورت مستقیم باعث کاهش طول عمر یاتاقان می گردد که در مقوله طراحی توربین بادی، محاسبه دقیق و درست طول عمر تمام قطعات امری ضروری است.



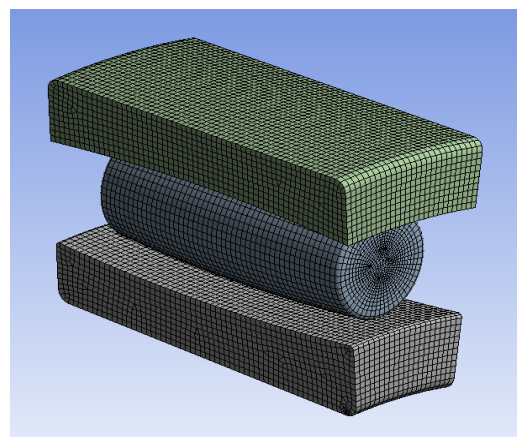
شکل ۱۵: مسیرهایی برای محاسبه تغییر شکل (بیضی شدن) یاتاقان‌ها.

در بیرینگ جلوی توربین بادی، با انجام تحلیل‌ها، بیشترین تغییر شکل و بیضی شدن مقدار ۱,۲۱ می باشد با بررسی نمودار شکل (۱۱)، ضریب α_{00} مقدار ۰,۸۵ می شود. در حالیکه برای هوزینگ عقب، پس از شیه‌سازی‌ها این ضریب مقدار ۰,۵ بدست می آید. لذا با رجوع به رابطه ۲ و با توجه به ضریب بدست آمده، می توان نتیجه گرفت که عمر

کشش و فشار است [۳۲]. از اینرو با کد نویسی در نرم افزار یاد شده از فنرهای غیر خطی که صرفاً تحت فشار عمل کرده و در کشش هیچ مقاومتی ندارد استفاده شده است و عملاً این قابلیت به ویژگی‌های نرم افزار اضافه شده است. همچنین سفتی این فنرها از تحلیل‌های جداگانه که برای استخراج رفتار ساچمه‌ها و بیرینگ‌ها انجام شده است بدست آمده است. این مدل‌ها برای ساچمه‌های هر دو یاتاقان جلو و عقب ساخته شده و با در نظر گرفتن تمام سطوح تماسی به صورت تماس اصطکاکی رفتار غیر خطی ساچمه‌ها و بیرینگ‌ها دقیقاً منطبق بر فیزیک مسئله شیه سازی شده است. سپس با استفاده از خروجی بدست آمده از این مدل‌ها، ثابت فنرهای شیه‌سازی شده در کل زیر مدل درایوتترین محاسبه شده است. شکل (۱۴) نشان دهنده مدل المان محدود برای هر دو بیرینگ می باشد.



(الف)



(ب)

شکل ۱۴: زیر مدل‌های ساخته شده برای محاسبه سفتی فنرهای معادل ساچمه‌ها در مدل کلی درایوتترین:
(الف) هوزینگ جلو، (ب) هوزینگ عقب، روی محور اصلی

می‌باشد. جابجایی شعاعی تنها نیز دارای مقدار جابجایی بیشینه ۱۰ میلی‌متر است و با این‌که نزدیک محدوده شکست کوپلینگ است، اما همچنان زیر این محدوده قرار دارد. به بیان دیگر، ضریب اطمینان جابجایی در کوپلینگ سرعت بالا برای راستای محوری و همچنین در راستای شعاعی به ۱٫۱ بررسی‌ها نشان می‌دهد که کوپلینگ سرعت بالا، در شرایط عملکردی دچار آسیب نخواهد شد، به شرطی که در هنگام نصب، هیچ تغییر شکل ناخواسته‌ای در آن ایجاد نشود. اما اگر در زمان نصب، و یا به دلیل مشکلات ساخت و مواردی دیگر، کوپلینگ دارای اندکی تغییر شکل اولیه باشد، می‌تواند در حالت بحرانی بارگذاری، دچار شکست شود.

Misalignments:

$$\text{axial } K_A = \pm 8 \text{ mm}$$

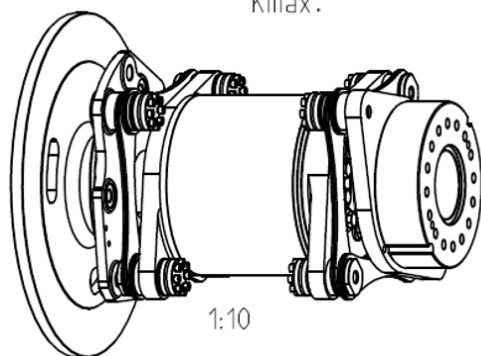
$$\text{radial } K_r = 11 \text{ mm (spacer } L=359,3 \text{ mm)}$$

$$\text{angular } K_w = 1,5^\circ \text{ (each lamina pack)}$$

RADEX Torques

$$T_{KN} = 15000 \text{ Nm}$$

$$T_{Kmax.} = 30000 \text{ Nm}$$



شکل ۱۶: محدودیت عملکردی و نصب کوپلینگ سرعت بالا

[۳۳]

۵- نتیجه گیری

شاسی اصلی و همچنین کل مجموعه انتقال قدرت (درايوترین) توربین بادی ملی دو مگاواتی به کمک روش المان محدود شبیه‌سازی شده است. برای بررسی عملکرد درست و کامل طرح شاسی، سه تحلیل استحکامی، خستگی و تغییر شکل مورد نیاز است. با توجه به پیچیده بودن هندسه و شرایط بارگذاری، روش عددی المان محدود تنها روش موجود بررسی مناسب بودن هندسه و مواد در نظر گرفته شده برای ساخت شاسی اصلی می‌باشد. از اینرو در این مقاله برای بررسی شاسی اصلی از دیدگاه‌های مختلف، از روش المان محدود استفاده شده است. اما از آنجا که

یاتاقان جلو، چندان تحت تاثیر تغییر شکل یاتاقان قرار نمی‌گیرد و صلبیت هوزینگ و شاسی اصلی در مجموع برای این یاتاقان مناسب است. اما طبق رابطه شماره ۲، عمر یاتاقان دوم در حدود ۵۰ درصد نسبت به حالتی تکیه‌گاه‌های آن مناسب باشد، کاهش می‌یابد. از اینرو می‌توان نتیجه گرفت که مجموعه شاسی اصلی و هوزینگ دوم از صلبیت لازم برخوردار نیستند و لذا باید تقویت گردند. هرچند در ارائه طرح تقویت شاسی در محل یاتاقان دوم، باید محدودیت‌های هندسی از جمله ورود نفر به فضای توربین (از کف شاسی) نیز لحاظ گردد. از اینرو امکان تقویت بیشتر شاسی در این نقطه وجود ندارد. اما کاهش طول عمر بیرینگ دوم باید در دفترچه توربین بادی لحاظ شده تا در زمان مناسب و پیش از خرابی بیرینگ، اقدام به تعویض آن کرد و از بروز صدمات اساسی و جبران ناپذیر به توربین بادی جلوگیری کرد.

۴-۲-۲- تغییر شکل کوپلینگ سرعت بالا

یکی از حساس‌ترین قطعات به تغییر شکل، کوپلینگ سرعت بالا، یا کوپلینگ اتصال گیربکس به ژنراتور می‌باشد. از آنجا که این کوپلینگ تقریباً در انتهای مجموعه انتقال قدرت قرار دارد، دارای بیشترین جابجایی می‌باشد. هر چند این موضوع در ساخت این کوپلینگ‌ها لحاظ شده و کوپلینگ‌ها به نحوی ساخته می‌شوند که قادر به تحمل تیرانس قابل توجهی از جابجایی‌های عملکردی باشند، اما در صورت بیشتر شدن این مقدار، این کوپلینگ شکسته و موجب توقف کارکرد توربین خواهد شد که این موضوع علاوه بر ایجاد خسارات احتمالی به ساختار توربین، باعث صرف زمان و بودجه قابل توجه برای تعمیر و رفع عیب توربین خواهد شد.

کوپلینگ اتصال گیربکس به ژنراتور (کوپلینگ سرعت بالا) دارای محدودیت‌هایی است. محدودیت‌های موجود در دو راستای شعاعی و محوری است که مقادیر آن در شکل (۱۶) نشان داده شده است. این مقادیر از طرف شرکت سازنده بیان می‌گردد.

با بررسی تمام حالت‌های بارگذاری، مشاهده می‌گردد که بیشترین جابجایی کوپلینگ سرعت بالا مربوط به حالتی از بارگذاری است که در آن ممان گشتاور حول محور X (در دستگاه مختصات نشان داده شده در شکل ۱) بیشینه است. در این حالت بارگذاری بیشترین جابجایی محوری، ۷٫۲ میلی‌متر است که کمتر از محدوده عنوان شده توسط سازنده

موجود در ANSYS WORKBENCH افزوده شد. ضرایب این فنرها نیز از شبیه‌سازی دقیق ساچمه‌های بیرینگ‌ها و سطوح تماسی مرتبط با آن بدست آمده است. در نهایت با انجام این محاسبات، مشخص شد که شاسی اصلی از نقطه نظر تغییر شکل یاتاقان سیستم یاو، مناسب است. به بیان دیگر شاسی از چنان ضخامتی که مانع از اعوجاج و یا بیضی شدن یاتاقان سیستم یاو برخوردار است. ضریب اطمینان در مقابل اعوجاج یاتاقان سیستم یاو، ۱٫۷ می‌باشد و میزان بیضی شدن این یاتاقان نیز به حدی است که فقط باعث کاهش ۲ درصدی عمر بیرینگ سیستم یاو می‌گردد که قابل صرف نظر کردن است. همچنین بررسی تغییر شکل‌های یاتاقان‌های نصب شده بر روی محور اصلی نشان دهنده کاهش عمر یاتاقان می‌باشد. یاتاقان جلویی توربین کاهش عمری ۱۵ درصدی و یاتاقان دوم، دارای کاهش عمری ۵۰ درصدی می‌باشد. این موضوع نشان‌دهنده نیاز به تقویت هندسه هوزینگ دوم و شاسی در آن نقطه می‌باشد. و اگر در صورتی که این امکان وجود نداشته باشد، باید این کاهش عمر یاتاقان در پروسه تعمیر و نگهداری لحاظ گردد. همچنین بررسی جابجایی کوپلینگ سرعت بالا، نشان از ضریب اطمینان ۱٫۱ هم در راستای شعاعی و هم در راستای محوری دارد. از اینرو این کوپلینگ در شرایط موجود می‌تواند عملکردی بدون مشکل داشته باشد. هرچند به دلیل کم بودن ضریب اطمینان موجود، باید بسیار دقت داشت تا در جریان ساخت و نصب، تغییر شکل اولیه‌ای در توربین ایجاد نشود تا در بارهای بحرانی، دچار گسیختگی نگردد.

مبنای این روش محاسبات عددی است، باید پیش از استفاده از درستی نتایج بدست آمده مطمئن شد. برای این منظور استقلال نتایج از مش‌بندی در دو حالت بارگذاری مختلف بررسی شده است. اما از آنجایی که این بررسی در نتیجه بیشینه تنش معادل شاسی بررسی شده است، و همچنین به دلیل پیچیدگی هندسه شاسی اصلی توربین بادی، در کنار بررسی همگرایی نتایج بدست آمده، پارامترهای دیگری همچون نسبت ابعاد المان، انحراف موازی، حداکثر زاویه کنج المان و خمیدگی المان نیز مورد بررسی قرار گرفتند تا در نهایت از کیفیت مناسب تمام المان‌ها در سازه و نبود خطای محاسباتی در نتایج اطمینان حاصل شود. پس از اطمینان از مناسب بودن المان‌های بندی استفاده شده، شاسی اصلی در تمام بارهای محاسبه شده براساس استاندارد GL تحلیل شده و در نتیجه ضریب اطمینان استحکامی شاسی اصلی ۱٫۳ می‌باشد.

در ادامه تحلیل جابجایی شاسی اصلی و مجموعه درایوتوربین انجام شد. از آنجا که جابجایی‌های شاسی و درایوتوربین موثر از یکدیگر می‌باشد، برای ارزیابی درست جابجایی‌ها، باید مدل شاسی اصلی و درایوتوربین به صورت همزمان تحلیل شود. از اینرو در این تحلیل، زیرمدلی شامل تمام جزئیات مهم و موثر از درایوتوربین ساخته شده است. این جزئیات شامل مواردی همچون تورک‌آرم‌های غیر خطی، یاتاقان‌ها و جزئیات آن همچون ساچمه‌های آن و ... می‌باشد. برای در نظر گرفتن رفتار درست ساچمه‌ها، با استفاده از کدنویسی در نرم افزار قابلیت فنر غیر خطی به المان فنر

مراجع

- [1] D. Raffat, "Renewable Energy (Alternative to fossil fuel energy)." PhD diss., Ministry of Higher Education, 2021.
- [2] C. Harvey, and N. Heikkinen, "Congress Says Biomass Is Carbon-Neutral, but Scientists Disagree." Scientific American E&E News Environment, USA, 2018.
- [3] N. Kilinc-Ata, "The evaluation of renewable energy policies across EU countries and US states: An econometric approach." Energy for Sustainable Development, Vol. 31, April 2016, pp. 83-90.
- [4] Click Energy. 12 Countries Leading the Way in Renewable Energy. Retrieved from: <https://www.clickenergy.com.au/news-blog/12-countries-leading-the-way-in-renewable-energy/>. Accessed on 26 June 2020.
- [5] K. Q. Nguyen, "Wind energy in Vietnam: Resource assessment, development status and future implications ", Renewable energy, Vol. 35, No. 2, February 2007, pp. 1405-1413.
- [6] H. Harajli, V. Kabakian, J. El-Baba, A. Diab, and C. Nassab, "Commercial-scale hybrid solar photovoltaic-diesel systems in select Arab countries with weak grids: an integrated appraisal." Energy Policy. Vol. 137, February 2020, pp. 111190.

- [7] J. K. Kaldellis, and D. Zafirakis. "The wind energy (r) evolution: A short review of a long history." *Renewable energy*, Vol. 36, NO. 7, July 2011, pp. 1887-1901.
- [8] S. A. Moussavi, and A. Ghaznavi, "Effect of boundary layer suction on performance of a 2MW wind turbine." *Energy*, October 2021, pp. 121072.
- [۹] معتکف حاتمی و بهنام ایمانی، "کنترل توربین بادی محور افقی دارای ژنراتور سنکرون به منظور جذب بیشینه انرژی باد." نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۶، شماره ۵۴، پاییز ۱۳۹۷، صفحه ۴۰۳-۴۱۳.
- [۱۰] مهدی بقائی، حسین شاهرودی، و سید محمود هاشمی نژاد، "مدل سازی آیرودینامیک توربین بادی با سکوی پایه کششی"، نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۰، شماره ۳۰، پاییز ۱۳۹۱، صفحه ۱-۱۷.
- [۱۱] خانی زکی، حاجی صمدی و محمد ابراهیم آبادی، "ارائه مدلی تحلیلی جهت تعیین اثرات پارامترهای توربین بادی و مشخصه احتمالی سرعت باد بر میانگین قیمت گرهی بازار برق"، نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۸، شماره ۶۲، پاییز ۱۳۹۹، صفحه ۳۱-۴۲.
- [۱۲] آیدین غزنوی اسگوئی و ابوالفضل موسوی ترشیزی، "طراحی شاسی اصلی توربین بادی ۲ مگاواتی با رویکرد ساخت به روش جوشکاری"، انتشارات پژوهشگاه نیرو، ایران، ۱۳۹۹.
- [۱۳] آیدین غزنوی اسگوئی و مسعود عسگری و حمیدرضا لاری، "بررسی تحلیل خستگی چند محوری شاسی اصلی توربین بادی مگاواتی به روش های مختلف"، بیستمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، شیراز، ایران، ۱۳۹۹.
- [۱۴] آیدین غزنوی اسگوئی و عباس بحری، "تخمین ضریب اطمینان عمر شاسی اصلی توربین بادی دو مگاواتی نصب شده در کلاس دو در چرخه بیست ساله با استفاده از روش دنگ ون"، هفتمین کنفرانس انرژی بادی، تهران، ایران، ۱۴۰۰.
- [15] D. Zwick, and M. Muskulus, "Simplified fatigue load assessment in offshore wind", *Wind Energy*, Vol. 9, NO. 2, February 2016, pp. 265-278.
- [16] D. Zwick, and M. Muskulus, "The simulation error caused by input loading variability in offshore wind turbine structural analysis", *Wind Energy*, Vol. 18, NO. 8, August 2015, pp.1421-1432.
- [17] F. Vorpahl, H. Schwarze, T. Fischer, M. Seidel, and J. Jonkman, "Offshore wind turbine environment, loads, simulation, and design", *Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment*, Vol. 2, NO. 5, October 2013, pp.548-570.
- [18] D. Zwick, , M. Muskulus, and G. Moe, "Iterative optimization approach for the design of full-height lattice towers for offshore wind turbines", *Energy Procedia*, Vol. 24, pp.297-304.
- [19] S. Schafhirt, D. Zwick, and M. Muskulus, "Two-stage local optimization of lattice type support structures for offshore wind turbines", *Ocean Engineering*, Vol. 117, NO.1, May 2016, pp.163-173.
- [20] Z. Jiang, W. Hu, W. Dong, Z. Gao, and Z. Ren, "Structural reliability analysis of wind turbines: A review", *Energies*, Vol. 10, NO.12, December 2017, pp. 2099.
- [21] DNV, GL. "DNV GL-ST-0437: Loads and Site Conditions for Wind Turbines." DNV GL: Oslo, Norway, 2016.
- [22] S. Chapaloglou, D. Varagnolo, F. Marra, and E. Tedeschi. "Data dependent concurrent storage sizing and control design for frequency support in isolated power systems", *European Control Conference (ECC), IEEE*, June 2021, pp. 2092-2097.
- [23] K. J. Bathe, "Finite element procedures". Klaus-Jurgen Bathe, USA, 2006.
- [24] S.S. Rao, "The Finite Element Method in Engineering: Pergamon International Library of Science, Technology, Engineering and Social Studies", Elsevier, USA, 2013.
- [25] J. Robinson, "Basic and shape sensitivity tests for membrane and plate bending finite elements", *NAFEMS*, 1985.
- [26] O. C. Zienkiewicz, Y. C. Liu, and G. C. Huang. "Error Estimates and Convergence Rates for Various Incompressible Elements", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 28, NO. 9, September 1989, pp. 2191-2202.
- [27] J. Brandts, A. Hannukainen, S. Korotov, and M. Křížek, "On angle conditions in the finite element method" *SeMA Journal*, Vol. 56, No. 1, September 2011, pp. 81-95.

- [28] K. Gautam, and S. Shrivastava, "Skew Bridge Analysis using ANSYS", International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 9, NO.6, June 2020, pp. 870-875.
- [29] Catalogue Slewing Bearing, Manual for Installation and Maintenance, defontaine, France, 2022.
- [30] Catalogue Bearing data sheet, rollix, France, 2022.
- [31] Spherical roller bearings, Technical Information, SKF, Publ.No. TI 0401/III, Reg 471 22; 842 2; 845 51, Jun. 2006.
- [32] E. Madenci, and I. Guven. "The finite element method and applications in engineering using ANSYS", Springer, USA, 2015.
- [33] Drive Technology catalogue, made of motion "KTR", Germany, 2022