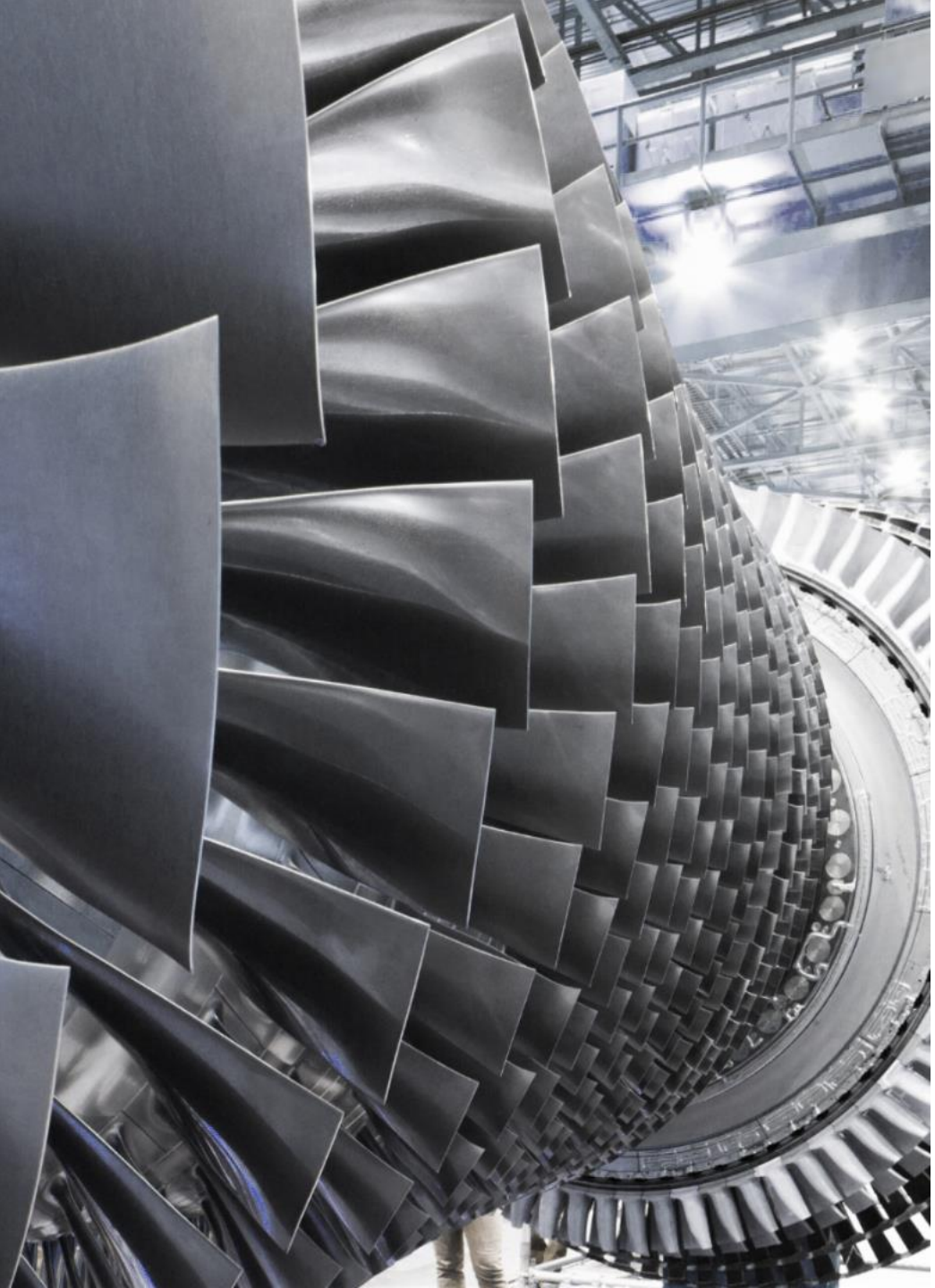


ویژگی های لرزش توربین های گازی

MARK DIMOND

ORBIT THIRD QUARTER 2000

ترجمه علی اکبر وکیلی

بنابر گزارش مجله مهندسی نیروگاه، امسال ۲۰۰ توربین گازی یا احتراقی در ایالات متحده نصب شده است، که به تنهایی به اندازه ۶۶۰۰۰ مگاوات به شبکه برق ایالات متحده اضافه کرده است.
توربین های احتراقی بخش بزرگی از یک نیروگاه تولید برق را بخود اختصاص می دهند و مشکلات ارتعاشی آنها می تواند یکی از چالش های اصلی کارشناسان نگهداری آنها باشد.
هدف این مقاله معرفی ویژگی های لرزش این نوع توربین های بزرگ است.

- MARK DIMOND

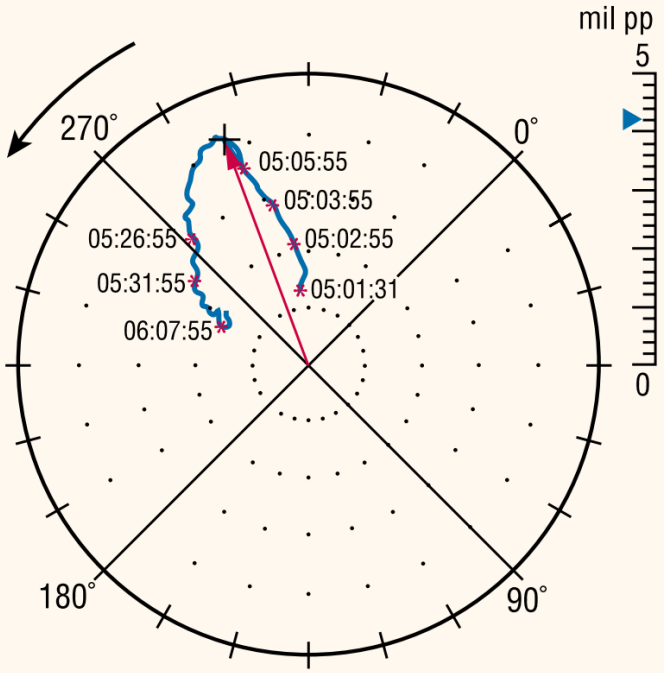
تفاوت توربین های بزرگ با سایر توربوماشین ها

۱- روتورهای توربین گاز معمولا از چندین دیسک و قطعات واسطه که به صورت محوری به هم متصل شده اند ساخته می شوند. این روتورها نسبت به روتورهای سنتی توربوماشین انعطاف پذیری بیشتری دارند. این روتور ها استحکام بالایی دارند، اما معمولا رفتارهای خاصی دارند که برای آنها نرمال است اما اگر این رفتار از توربوماشین‌های معمولی دیده شود جای نگرانی دارد.

این واقعیت که احتراق در مجاورت فیزیکی روتور انجام می شود این ویژگی ها را ایجاد می کند. در طول راه اندازی سرد یک توربین گاز صنعتی بزرگ معمولی، هنگام ۴۵ دقیقه تا یک ساعت اولیه کار ماشین ممکن است افزایش یا کاهش قابل توجهی در ارتعاش ماشین مشاهده شود. این پدیده معمولاً ترانزینت (گذرای) حرارتی نامیده می‌شود و به دلیل انتقال هوای استخراجی از کمپرسور از طریق قطعه یا کوپلینگ اتصال بین کمپرسور و توربین به بخش توربین برای فراهم شدن هوای خنک کاری ایجاد می‌شود (شکل ۱). گرمای احتراق همراه با هوای استخراجی بسیار سردتر کمپرسور باعث ایجاد اعوجاج در اتصالات بین اجزای روتور و نهایتا منجر به خمش روتور می شود. تلورانس های انطباق بالاتر بین اجزای روتور، کمانش شفت را پر اهمیت تر می کند. سازندگان راه حل هایی مانند استفاده از کوپلینگ های منحنی و واسطه های جوشی را برای این مشکل پیاده سازی کرده اند.

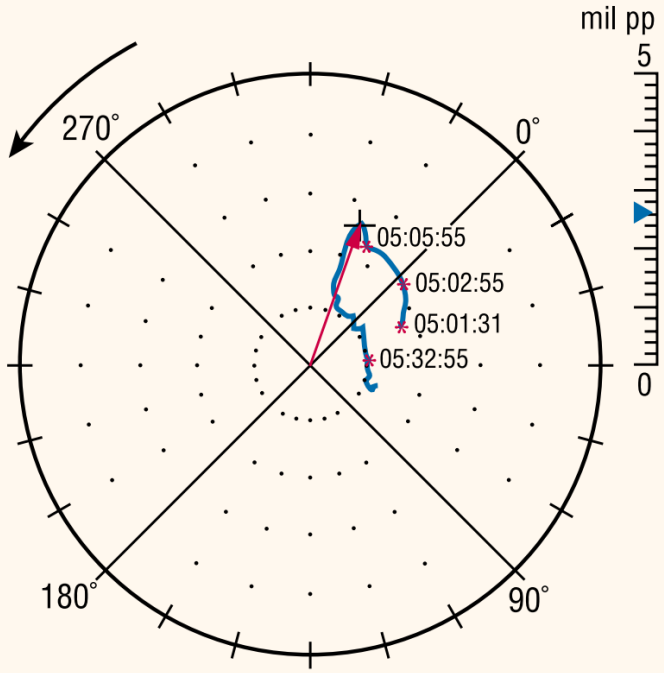
Polar plots showing the effect of the thermal transient on compressor-end and exhaust-end bearings

POINT: 1HD ∠45° Right 1X UNCOMP 4.14
MACHINE: Gas Turbine
From 22JAN1993 05:01:31 To 22JAN1993 07:02:21 Startup



5 mil pp FULL SCALE CCW ROTATION

POINT: 2HD ∠45° Right 1X UNCOMP 2.50
MACHINE: Gas Turbine
From 22JAN1993 05:01:31 To 22JAN1993 07:02:21 Startup



5 mil pp FULL SCALE CCW ROTATION

تصویر ۱

نمایش اثر ترانزینت حرارتی در یاتاقان های سمت کمپرسور و سمت اگزوز، در نمودار قطبی در طول یک ساعت کار اولیه

۱- توربین های گاز معمولاً بالاتر از سرعت بحرانی دوم (رزنانس نابالانس دوم) کار می کنند.

بیشتر روتورهای توربین گاز صنعتی بزرگ اولین رزونانس بالانس بین ۱۱۰۰ تا ۱۶۰۰ دور در دقیقه و رزونانس بالانس دوم بین ۲۴۰۰ تا ۲۹۰۰ دور در دقیقه را نشان می دهند. انتظار می رود که رزونانس بالانس سوم بالاتر از سرعت کاری باشد. این سرعت های بحرانی باید در هنگام تجزیه و تحلیل داده های ارتعاش هنگام عیب یابی این نوع ماشین ها و همچنین هنگام انجام عملیات بالانس در نظر گرفته شود. از آنجایی که سرعت کار توربین گاز بالاتر از حالت سرعت بحرانی دوم است، نه بین سرعت بحرانی اول و دوم، ممکن است روش های متداول بالانس دو صفحه ای این نوع روتورها غیر عملی باشد.

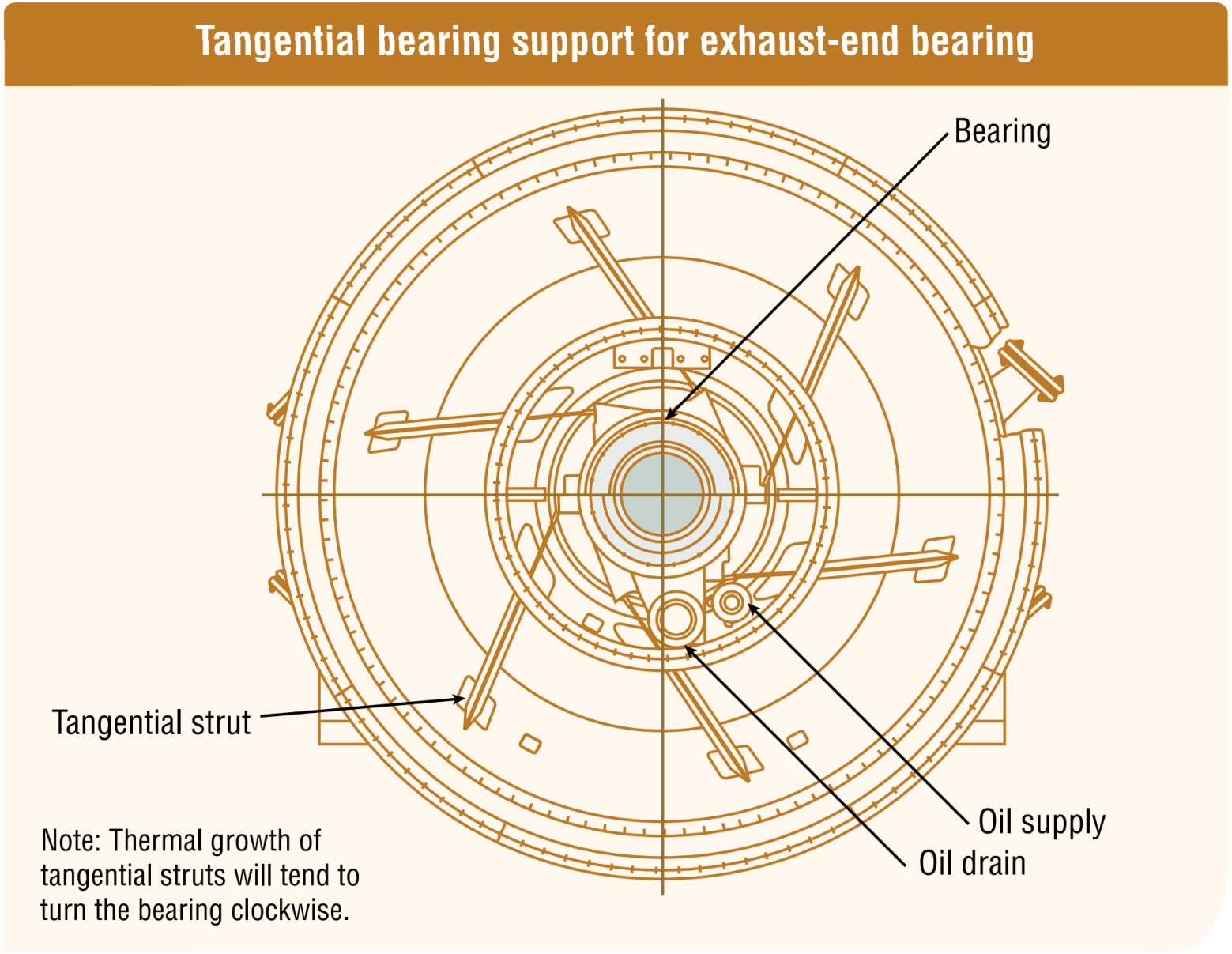
۲- روتورهای توربین گاز نسبت به سازه تکیه گاهی خود بسیار سنگین هستند.

یاتاقان های انتهای کمپرسور و انتهای توربین یا اگزوز گاهی اوقات توسط تیغه های شعاعی یا مماسی و در مسیر گاز نگهداری می شوند. در این حالت سختی دینامیکی سازه تکیه گاهی ممکن است به طور قابل توجهی کمتر از توربوماشین های سنتی باشد. دخالت این سختی دینامیکی بدنه در طول عملیات گذرا (راه اندازی و خاموش شدن) و در هنگام وجود خرابی می تواند قابل توجه باشد. سختی دینامیکی یاتاقان انتهای کمپرسور می تواند به طور قابل توجهی متفاوت از سختی دینامیکی یاتاقان انتهای اگزوز باشد. سختی دینامیکی در جهت افقی معمولاً به طور قابل توجهی کمتر از جهت عمودی است که این پدیده موضوع را پیچیده تر می کند.

علاوه بر پوشش غیر مشخصه سازگار، دمای بالای اگزوز باعث رشد حرارتی قابل توجه و تغییر شکل یاتاقان های انتهایی اگزوز می شود. انواع مختلف سازه های پشتیبانی برای یاتاقان های انتهایی اگزوز تأثیر قابل توجهی بر موقعیت متوسط ظاهری شفت و شکل مدار (مسیر دینامیکی خط مرکزی شفت) دارند.

علاوه بر این رفتار نا مشخص بدنه، دمای بالای اگزوز باعث رشد حرارتی و تغییر شکل قابل توجه یاتاقان های انتهایی اگزوز می شود. انواع مختلف سازه های تکیه گاه یاتاقان های انتهایی اگزوز تأثیر قابل توجهی بر موقعیت متوسط ظاهری شفت و شکل اوربیت آن (مسیر حرکت دینامیکی خط مرکزی شفت) دارند.

به عنوان مثال، شکل ۲ یک توع تکیه گاه یاتاقان طرح مماسی را برای یک توربین گاز نشان می دهد.

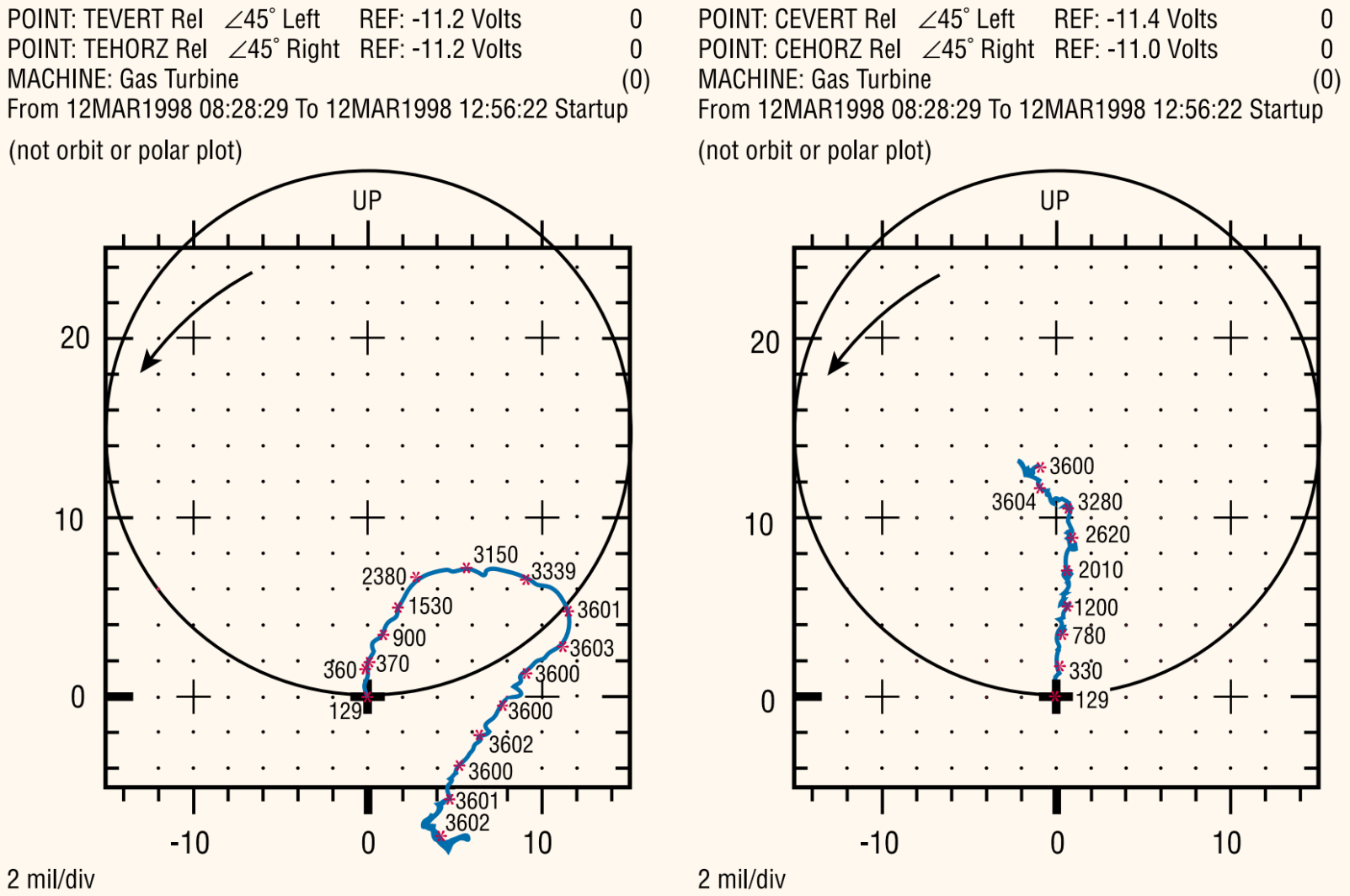


تصویر ۲

تیکه گاه بیرینگ با طرح تیغه های مماسی برای بیرینگ سمت اگزوز

رشد حرارتی تکیه گاه های با تیغه های مماسی تمایل دارد که یاتاقان را در جهت عقربه های ساعت بچرخاند (با دید از انتهای اگزوز) که خلاف جهت چرخش است. این حرکت نمودار حرکت مرکز شفت را مخدوش می‌کند و در مواقعی باعث می‌شود که شفت به‌گونه‌ای به نظر برسد که گویی خارج محدوده فضای یاتاقان در حال حرکت است. نمودارهای موقعیت مرکز شفت در شکل ۳، نمونه ای از نمودارهای معمول مربوط توربین گاز صنعتی معمولی است. این نمودارها با استفاده از داده های راه اندازی جبران سازی (Compensate) شده اند. مدل های دیگر توربین های گازی که دارای سازه تکیه گاه باربر شعاعی و مماسی هستند نیز ویژگی های مشابهی را نشان می دهند.

Typical shaft centerline plot for a common industrial gas turbine



تصویر ۳

یک نمونه نمودار حرکت مرکز شفت مربوط به یک توربین گازی صنعتی معمول.

نتیجه گیری

توربین های گازی ماشین های بسیار پیچیده ای هستند. روتورها و بدنه های انعطاف‌پذیر، تکیه‌گاه‌های نرم، و رشد حرارتی های قابل توجه، آن‌ها را به ماشین های بسیار غیرعادی از تجهیزات دوار تبدیل می‌کند. شناخت ویژگی‌های منحصربه‌فرد توربین‌های گاز، همراه با درک روشنی از برخی از مفاهیم اساسی مورد استفاده در تجزیه و تحلیل و توصیف توربوماشین سنتی، می تواند به درک اصولی تری از رفتارآنها بیانجامد.

در ادامه از یک مورد پژوهی CaseStudy استفاده شده تا کاربرد صحیحی از مفاهیم اولیه تشخیص عیب این نوع ماشین ها نشان داده شود. این گونه مثال ها همچنین به شناخت ویژگی های منحصر به فرد توربین های گاز صنعتی کمک می کند.

مورد پژوهی

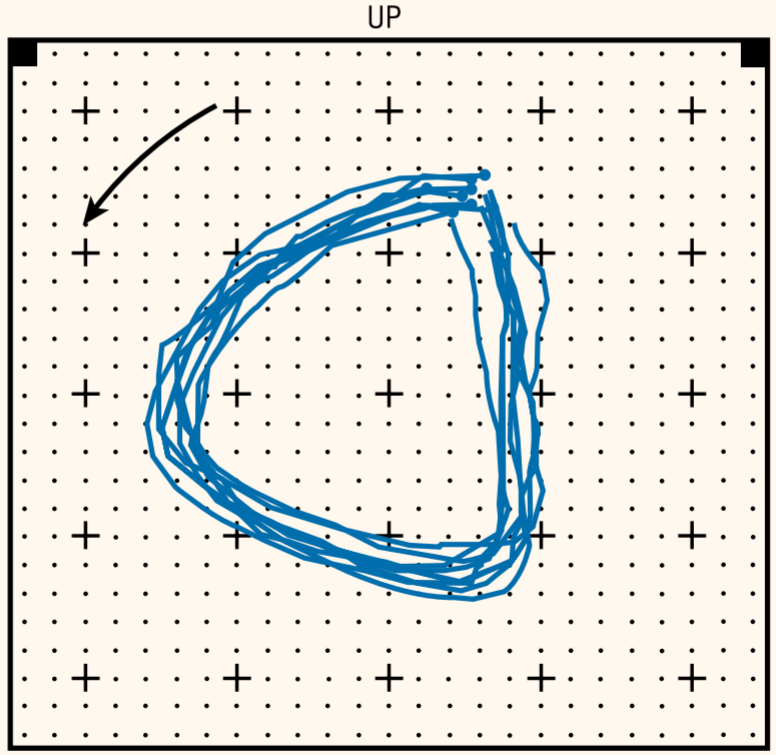
در این مورد پژوهی یک توربین گاز صنعتی بزرگ که در یک کارخانه فرآیندی به عنوان بخشی از یک تأسیسات تولید مشترک قرار دارد مورد بررسی قرار می گیرد. این توربین از سه ماه قبل و بعد از بازسازی، سابقه قابلیت اطمینان (Reliability) ضعیفی داشت. پس از وقوع یک تریپ در بار کامل، تصمیم گرفته شد که نگاه دقیق‌تری به داده‌های لرزش انداخته شود.

پس از حضور در سایت، تاریخچه و داده های قبلی بررسی شد. داده ها نشان داد که پس از زمان بازسازی، هرگونه تغییر قابل توجهی در دمای محیط یا بار واحد، منجر به لرزش زیاد و در پی آن تریپ ماشین می شود. از آنجایی که ماهیت مشکل توسط پرسنل کارخانه ناشناخته بود، واحد پس از آخرین خاموشی مجدداً راه اندازی نشده بود.

تصویر ۴ نمودار اوربیت آخرین راه اندازی را که مربوط به یک ماه قبل است نشان می دهد. در این تصویر مالش در یاتاقان اگزوز قابل مشاهده است. پدیده مالش را می توان از قسمت صاف سمت راست اوربیت شناسایی کرد. اگر چه به نظر نمی رسد که وضعیت مالش بتواند تا چنین مدت طولانی ادامه داشته باشد، اما داده های ارتعاشاتی همراه با علائمی که از ماشین مشاهده شد این تئوری را تقویت می کند.

Orbit plot from data taken during a previous startup (32 samples/rev)

Y: Bearing #2X Comp. ∠45° Left DIR AMPL: 2.93 mil pp
X: Bearing #2Y Comp. ∠45° Right DIR AMPL: 3.01 mil pp
MACHINE: GT-67
15FEB1998 05:36:01 Shutdown DIRECT COMP



ROTATION: X TO Y (CCW)

0.2 mil/div 3598 rpm

تصویر ۴

نمودار اوربیت که در حین آخرین راه اندازی ثبت شده است (۳۲ نمونه در دور)

نرم افزار ®ADRE تحت ویندوز که برای ثبت داده های مانیتورهای لرزش استفاده می شود، نصب شد تا داده های لرزش حین راه اندازی را ثبت کند. در سه ماه گذشته، پرسنل محلی سعی کرده بودند در چند نوبت با اعمال وزنه های بالانس مشکل را برطرف کنند. وزنه های بالانس در هر دو صفحه بالانس سمت کمپرسور و اگزوز اضافه شده بود.

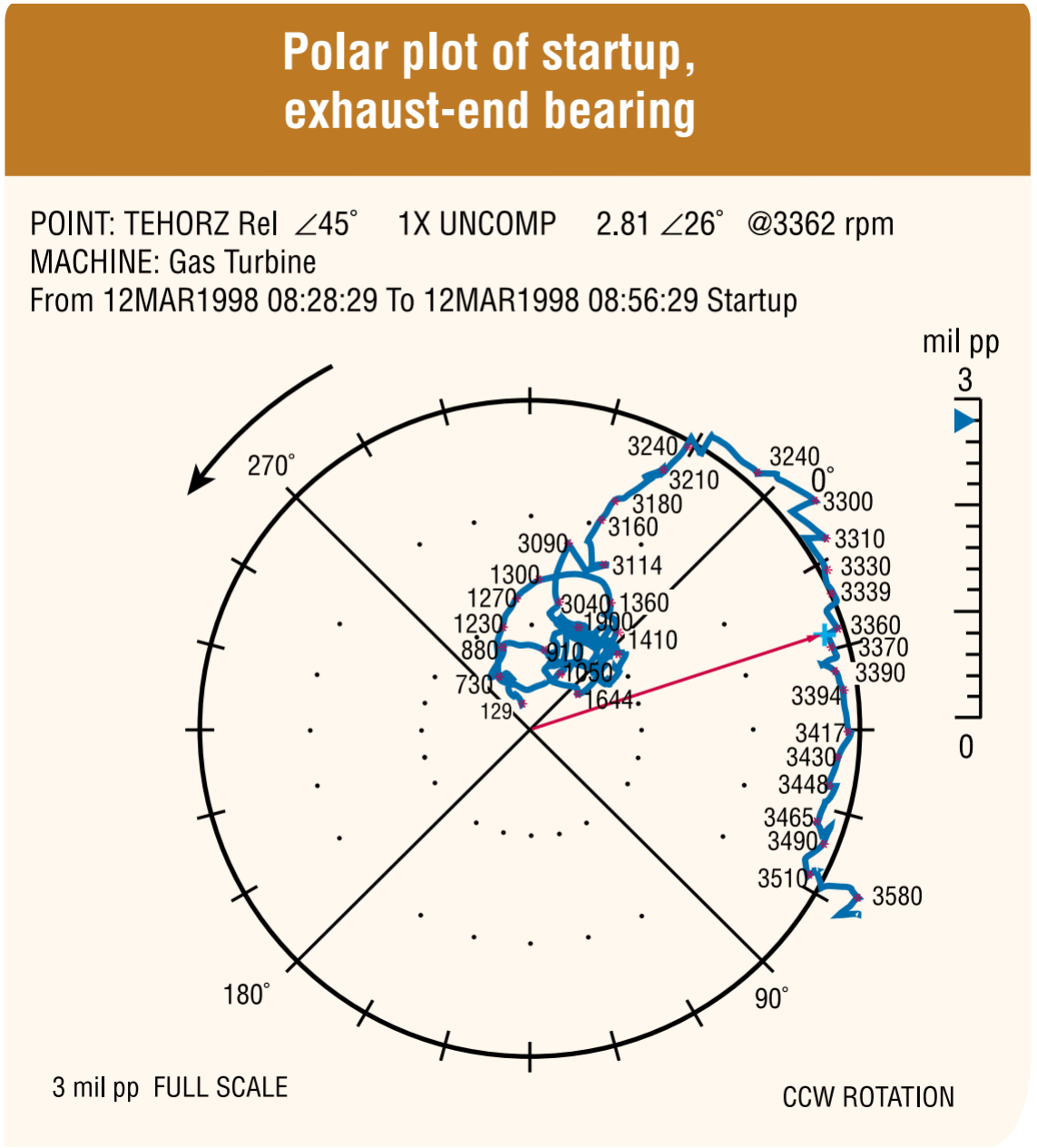
نمودار قطبی که با استفاده از داده های حین راه اندازی ثبت شد، سرعت بحرانی 1200 rpm را نشان میدهد. انتظار می رفت که سرعت بحرانی دوم در حدود 2600 – 2800 rpm مشاهده شود. اما با عبور از این محدوده سرعت هیچگونه رفتار رزنانسی مشاهده نشد. در دور 3000 rpm دامنه لرزش به سرعت به بالای 3 mils pp رسید. در دور 3200 rpm رشد لرزش بطور ناگهانی متوقف شد و فاز از دور 3200 rpm تا 3600 rpm به اندازه 90 درجه تغییر کرد. این نمودار قطبی آشکار کرد که فرکانس طبیعی دوم از دور 2600 rpm به 2800 rpm دقیقا قبل از سرعت کاری انتقال پیدا کرده است. مالش روتور به استاتور سختی تکیه گاهی مستقیم را افزایش می دهد. این افزایش سختی باعث افزایش فرکانس طبیعی می شود. تصویر ۵ یک نمونه از الگوی مالش را نشان می دهد.

در تصویر ۶، اوربیت سرعت های مختلف را در همان راه اندازی مشاهده می کنید. دقت کنید که قسمت مسطح اوربیت نشان دهنده مسیر غیر طبیعی در حرکت مرکز شافت را نشان می دهد. در این رفتار، حرکت شفت پیش بار سنگین را نشان میدهد. همانطور که قبلا گفته شد، جابجایی فرکانس طبیعی دوم نشانه ای از وجود مالش حدس زده شد.

وجود یک پیش بار سنگین همانطور که در شکل اوربیت به وضوح دیده می شود، وجود مالش روتور به استاتور به عنوان محتمل‌ترین اشکال را نشان داد.

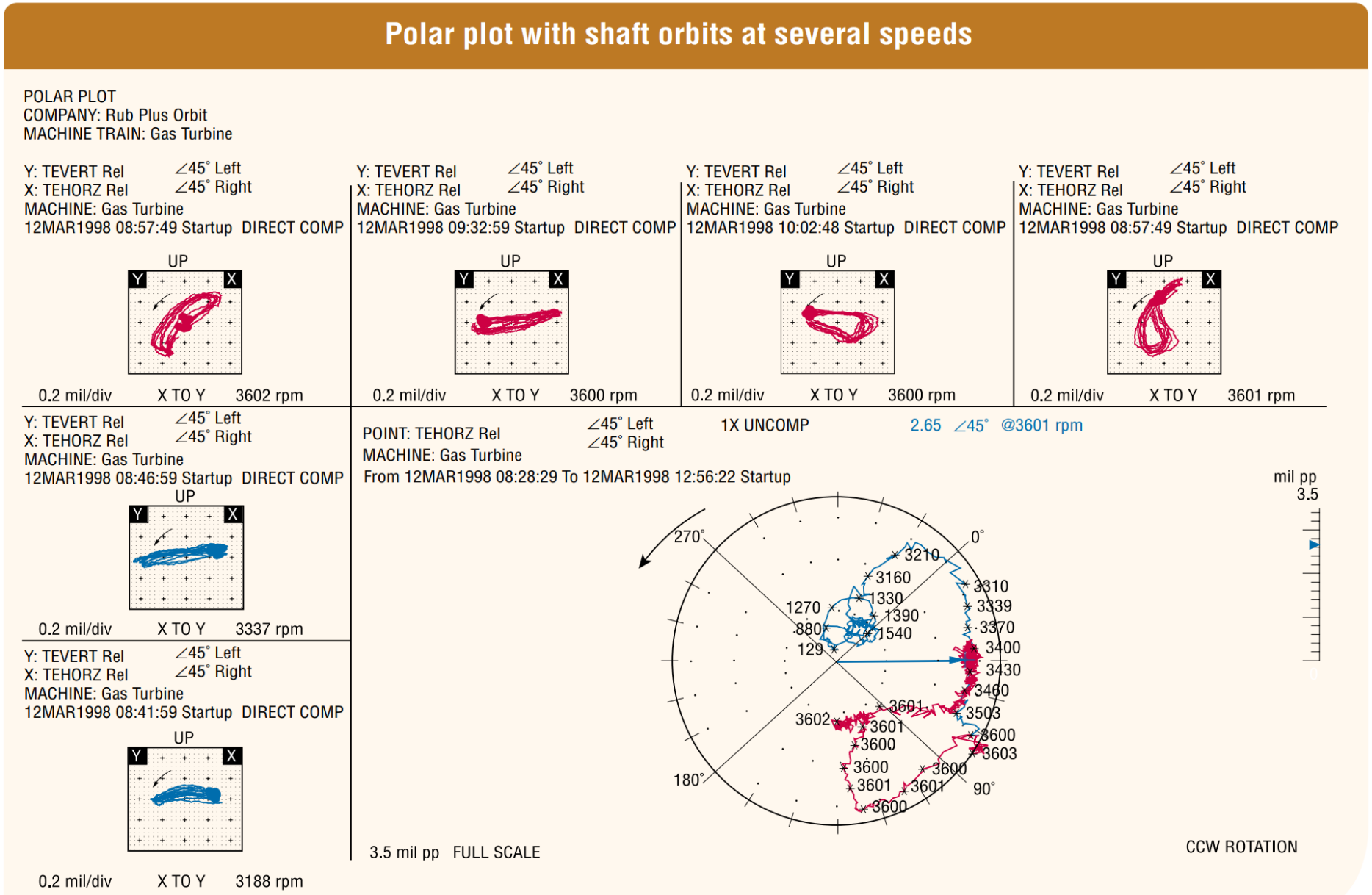
تصویر ۵

نمودار قطبی راه اندازی مربوط به بیرینگ سمت اگزوز.



تصویر ۶

نمودار قطبی همراه با نمودارهای اوربیت برای سرعت های مختلف



به این ترتیب، پس از مذاکره با سازنده اصلی تجهیزات (OEM) مشخص شد که کلرنس سیل توربین به عنوان بخشی از عملیات بهبود اخیرا کاهش یافته است.

احتمال کاهش کلیرنس سیل و شواهد قوی از مالش روتور به استاتور منتج از داده‌های جمع‌آوری‌شده نهایتا منجر به دمونتاژ ماشین و بازرسی سیل ها شد. همانطور که انتظار می رفت، مالش در سیل تایید شد. همچنین، رسوبات سنگین نفت و محصولات جانبی احتراق بر روی سیل توربین مشاهده شد. سیل ها تعویض شدند و دستگاه به سرویس برگشت.

جمع بندی

دو نتیجه مهم از این مورد پژوهی بدست آمد:

۱- رسوبات یافت شده بر روی سیل نشان میدهد که یک پدیده مالش روانکاری ایجاد شده است. اگر این یک مالش بدون روانکاری بود، این وضعیت نمی‌توانست تا سه ماه بدون ایجاد آسیب عمده به دستگاه ادامه داشته باشد. توانایی تشخیص سریع و تعیین دقیق محل مالش بسیار مهم است.

۲- یک سیستم آنلاین می توانست داده ها را به طور خودکار در طول تریپ اولیه ماشین، سه ماه قبل، جمع آوری کند. همچنین این امکان وجود داشت تا قبل از تریپ تغییراتی در دامنه و فاز داشته باشد و احتمالاً پرسنل کارخانه را در مورد مشکل در حال توسعه آگاه کند. در هر صورت، یک سیستم آنلاین می تواند این امکان را فراهم سازد تا شناسایی عیب و تعیین راه حل مشکل سریع‌تر صورت گیرد، به جای اینکه برای راه‌اندازی مجدد دستگاه صرفاً برای جمع‌آوری داده‌ها هزینه های اضافی وارد شود.