



## تحلیل عددی جریان نشتی نوک ناپایا در روتور ایزوله شده کمپرسور محوری

ثاراله عباسی<sup>۱\*</sup>، رضا تقوی زنونز<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران

<sup>۲</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳ آذر ۱۳۹۴  
بازنگری: ۲ اسفند ۱۳۹۴  
پذیرش: ۲۳ فروردین ۱۳۹۵  
ارائه آنلاین: ۲۵ مرداد ۱۳۹۵

### کلمات کلیدی:

کمپرسور محوری  
تحلیل عددی  
جریان نشتی نوک  
جریان ناپایا  
استال

**چکیده:** وقوع ناپایایی در کمپرسور اثرات زیادی بر کارایی، راندمان و ساختار جریان دارد. جریان نشتی نوک یکی از عوامل بروز ناپایایی در کمپرسورها می‌باشد. همچنین این جریان می‌تواند به وقوع سلول‌های استال منجر گردد. از این رو شناخت رفتار جریان در منطقه نوک پره از اهمیت زیادی برخوردار است. در این تحقیق از طریق شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی گذرا، در دبی‌های مختلف اعم از شرایط طراحی و شرایط نزدیک استال، فرآیند تغییرات ساختار جریان در روتور ایزوله‌شده یک کمپرسور محوری مورد مطالعه قرار می‌گیرد. طیف فرکانسی جریان نشتی نوک از طریق بررسی سیگنال‌های فشار استاتیکی در منطقه نوک پره مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهند که در شرایط طراحی، میدان جریان کمپرسور بیشتر تحت تاثیر جریان اصلی می‌باشد تا جریان نشتی نوک. اما با نزدیک شدن به شرایط استال، در حوالی نوک پره و در دو سوی فصل مشترک جریان‌های نشتی نوک و جریان اصلی، مناطقی با فشار کم و فشار زیاد ایجاد می‌گردند. اندرکنش دینامیکی این مناطق بر روی هم منجر به وقوع ناپایایی در منطقه درز نوک می‌گردد. بر این اساس، ورتکس نشتی نوک ناپایا دارای رفتاری پریودیک در منطقه درز نوک می‌باشد به‌طوری‌که ورتکس ایجادشده در فرکانسی در حدود فرکانس عبوری پره حرکت کرده و مضمحل می‌گردد.

### ۱- مقدمه

توسط محققین مورد ملاحظه قرار گرفته‌است [۵و۴]. از جمله پیامدهای وقوع ناپایایی در کمپرسور تولید نویز، ارتعاشات پره، افت‌های جریان در کمپرسور، کاهش راندمان و تخریب ساختار جریان درون کمپرسور می‌باشد [۵]. یکی از ناپایایی‌های موجود در کمپرسور به ناپایداری‌های دورانی مشهور است. مایلینخ و همکاران [۴] در یک نقطه عملکردی در نزدیک استال وقوع پدیده‌ای را گزارش کردند که در آن ورتکس نشتی نوک از یک پره به پره دیگر حرکت می‌کند. این پدیده در هر دو کمپرسور سرعت بالا و سرعت پایین مورد مطالعه قرار گرفته است. در این زمینه باء [۷] در تحقیق تجربی، سنسورهای فشار را بر روی کسکید کمپرسور محوری نصب کرده و جریان نشتی نوک پریودیک را مورد ارزیابی قرار داده است. یامادا و همکاران [۸] از طریق تحلیل عددی، به بررسی اثرات جریان نشتی نوک در منطقه نوک پره و رابطه آن با وقوع ناپایداری‌ها پرداخته‌اند. در این تحقیق پردازش سیگنال‌های به دست آمده از طریق آنالیز امواج صورت گرفته است. در بررسی دیگری گاردین و همکاران [۹] به بررسی استال دورانی در یک کمپرسور محوری با رویکرد عددی پرداخته‌اند. فوروکاوا [۱۰] از طریق شبیه‌سازی عددی دریافت که وقوع اضمحلال ورتکس نشتی نوک منجر به ایجاد ناپایایی می‌گردد. گراف [۱۱] از وقوع نوع دیگری از ناپایایی در منطقه نوک پره خبر داد که در بارگذاری زیاد اتفاق می‌افتد. او موفق به کشف نوسانات پریودیک جریان نشتی نوک گردید. ژانگ و همکاران [۵] از طریق تحلیل عددی ایجاد این

در کمپرسورهای محوری وجود درز نوک پره‌ها، امری اجتناب‌ناپذیر است که سبب ایجاد جریان نشتی نوک می‌شود. تحقیقات در ارتباط با جریان نشتی نوک، موضوع بررسی چند دهه گذشته بوده است. جریان نشتی نوک تاثیرات شدیدی روی کارایی و پایداری کمپرسور محوری می‌گذارد و سبب شروع ناپایداری‌های جریان در کمپرسور می‌شود. امروزه نیاز به کمپرسورهای مدرن با قدرت بالا منجر به کاهش تعداد مراحل کمپرسور و کاهش تعداد ایرفویل‌ها در هر ردیف پره گردیده است. از این رو شناسایی جریان نشتی نوک اهمیت زیادی دارد و تاکنون تحقیقات گسترده‌ای صورت گرفته است تا ساختار این جریان پیچیده را شناسایی کرده و دستیابی به بازده بالاتر و طراحی قابل اطمینان‌تر را محقق سازد [۱]. اکثر تحقیقات صورت گرفته در ارتباط با جریان نشتی نوک با دیدگاه پایا انجام شده است؛ به عنوان مثال اثرات اندازه درز نوک و فواصل محوری روتور و استاتور بر عملکرد کلی کمپرسور و راندمان آن با رویکرد پایا یکی از موضوعات مورد مطالعه بوده است [۲]. با توجه به اینکه جریان درون توربوماشین دارای ماهیت ناپایا می‌باشد، به منظور فهم بیشتر میدان جریان در توربوماشین‌ها به‌مرور، دیدگاه سنتی پایا به دیدگاه ناپایا ارتقا یافته [۳] و رفتار ناپایایی جریان نشتی نوک

1 Tip clearance

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s.abbasi@arakut.ac.ir

دیواره‌ها طوری می‌باشد که  $\gamma^+ < 5$  بوده تا بدون استفاده از توابع دیواره و با اعمال شرط عدم لغزش و آدیباتیک، میزان فلاکس لزج در مجاورت دیواره ارزیابی شود. تعداد شبکه در چهار گذرگاه مدل شده ۸۹۰۰۰۰ سلول محاسباتی می‌باشد.

در مرز ورودی، سرعت ورودی و جهت جریان اعمال شده است. توزیع فشار استاتیک با استفاده از قانون تعادل شعاعی در مرز خروجی تحمیل شده است. شرط عدم لغزش بر روی تمام دیواره‌های جامد لحاظ شده است. در طرفین میدان حل شرط پریودیک اعمال گردیده است. به منظور استخراج تنش‌های رینولدز و تخمین ویسکوزیته ادی، از مدل توربولانسی دو معادله‌ای  $k-\omega$ -SST استفاده شده است. معیار همگرایی در حل عددی مقادیر باقیمانده معادلات اصلی به حدود  $10^{-7}$  در نظر گرفته شده است.

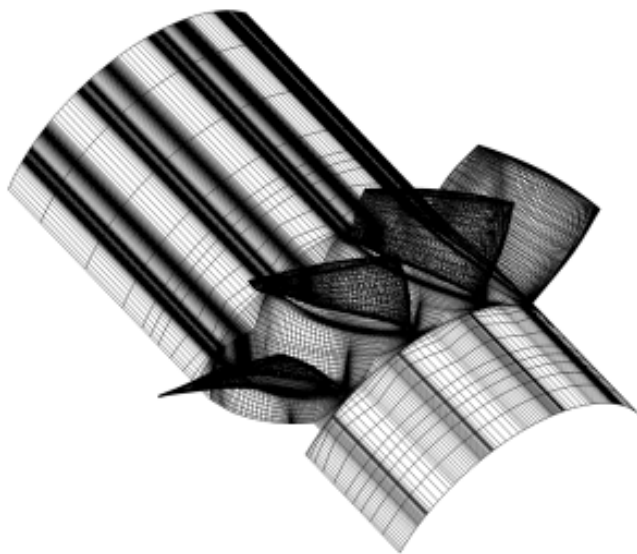


Fig. 1. Computational grid structure on the blades and hub solid walls

شکل ۱: هندسه محاسباتی و توزیع شبکه روی دیواره‌ها

### ۳- نتایج و بحث

۳-۱- مقایسه منحنی‌های عملکرد عددی و تجربی

در شکل ۲ نتایج آزمایشگاهی [۱۳] و عددی ضریب افزایش فشار و بازده در دور چرخش ۱۳۰۰ دور بر دقیقه آورده شده است.  $\psi$  و  $\phi$  پارامترهای عملکردی کمپرسور بوده و به ترتیب عبارتند از ضریب بار و ضریب جریان. پارامترهای مذکور به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\phi = \frac{C_x}{U_t} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta P_0}{0.5 \rho U_t^2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{Q \Delta P}{L} \quad (3)$$

ناپایایی را در یک کمپرسور محوری سرعت‌پایین گزارش کردند. علی‌رغم تحقیقات صورت‌گرفته در این زمینه، روند شکل‌گیری این ناپایایی، مکانیزم وقوع آن و فرکانس‌های ورتکس نشستی نوک نیاز به تحقیقات بیشتر دارد. بدین منظور در مقاله حاضر از طریق تحلیل ناپایایی جریان نشستی نوک در شرایط مختلف عملکردی، تغییرات ساختار جریان در کمپرسور از شرایط طراحی تا شرایط نزدیک استال مورد ارزیابی قرار گرفته و چگونگی رخداد ناپایایی ناشی از جریان نشستی نوک و نحوه گسترش آنها استخراج می‌گردد. همچنین با قرار دادن نقاط مونتورینگ در موقعیت‌های مختلف گذرگاه پره و ثبت سیگنال‌های فشار، از طریق تحلیل فرکانسی به ارزیابی شدت و فرکانس نوسانات فشار در منطقه نوک پرداخته و طیف فرکانسی آن استخراج می‌گردد. در این راستا با تعبیه سنسورهای فشار بر روی پره‌های مجاور پخش محیطی اغتشاشات نیز مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

### ۲- مشخصات مدل و حل عددی

تحقیق حاضر بر روی روتور ایزوله‌شده کمپرسور محوری تک‌مرحله‌ای انجام می‌شود. این روتور در تحقیقات دیگری اعم از تجربی و عددی مورد استفاده قرار گرفته است [۱۰ و ۱۲]. برخی از مشخصه‌های هندسی این کمپرسور، در جدول ۱ داده شده است.

جدول ۱: مشخصه‌های روتور کمپرسور محوری تک مرحله‌ای

Table 1. Single-stage axial compressor rotor characteristics

مقدار	واحد	مشخصه
۲۷۰	میلی متر	قطر پایه
۱/۷	-	اندازه درز نوک (% نسبت به کورد)
۱۱۷/۵	میلی متر	طول کورد نوک
۱۲	-	تعداد پره
۱۳۰۰	دور بر دقیقه	سرعت دورانی
۵۶/۲	درجه	زاویه نصب در نوک

تحلیل جریان با نرم‌افزار تجاری فلوئنت که قابلیت تحلیل سه‌بعدی، لزج و گذرا را داراست انجام شده است. این نرم‌افزار از روش حجم محدود برای حل معادلات به‌دست‌آمده شامل مومنتوم و پیوستگی بهره می‌برد. در حل معادلات گذرا، گسسته‌سازی زمانی با استفاده از روش ضمنی مرتبه دوم انجام می‌شود. کوپل کردن میدان‌های فشار و سرعت از طریق الگوریتم سیمپل صورت می‌گیرد.

شبکه‌بندی این مجموعه به صورت مش سازمان‌یافته چندبلوکه انجام شده است. در شکل ۱، سیستم مش سطوح بر روی دیواره مدل نشان داده شده‌اند. هر گذرگاه جریان شامل ۷۴ گره در جهت جریان، ۵۰ گره در جهت شعاعی، و ۶۰ گره در جهت محیطی می‌باشد. فضای شعاعی بین نوک پره و پوسته کمپرسور به ۱۶ گره تقسیم می‌شوند. چگالی مش در نزدیکی

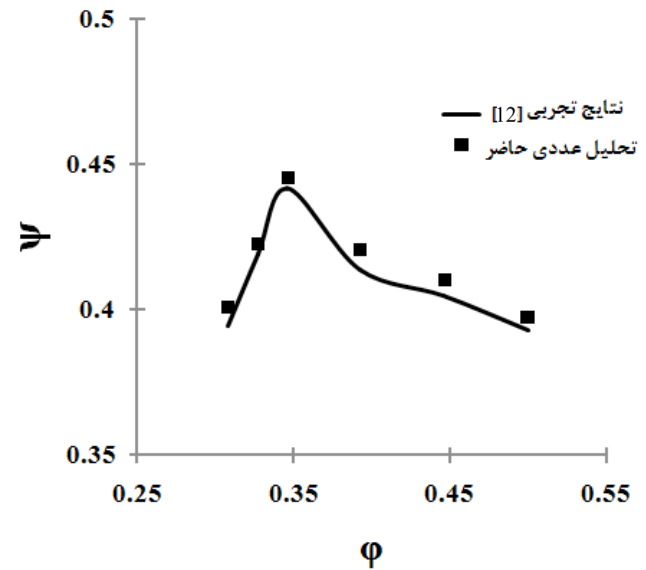
اصلی و همچنین بررسی وقوع ناپایایی، از کانتور ضریب فشار کل نسبی در منطقه درز نوک استفاده می‌شود. جریان قبل از فصل مشترک متعلق به جریان اصلی ورودی و پس از آن متعلق به جریان نشتی نوک است.

در شکل ۳ ضرایب فشار نسبی ناپایا در  $0.97$  فاصله شعاعی، با گذر زمان در ضرایب جریان مختلف نشان داده شده‌اند. به منظور بررسی نحوه حرکت جریان در گذرگاه، خطوط جریان نیز به این نمودارها اضافه شده‌اند. در شرایط طراحی ( $\phi=0.5$ ) منطقه کمی از عرض گذرگاه تحت تاثیر جریان نشتی قرار دارد. در این حالت جریان نشتی نوک نسبت به جریان اصلی بسیار ضعیف می‌باشد. لذا جریان ورودی در طول گذرگاه پره حرکت کرده و ناپایایی ایجاد نمی‌گردد. با نزدیک شدن به شرایط استال ( $\phi=0.36$ )، جریان نشتی نوک قدرت کافی جهت اثرگذاری قابل توجه بر توزیع فشار پره مجاور را دارا می‌باشد. بدین ترتیب جریان ورودی توسط جریان نشتی مسدود شده و به سمت سطح فشار پره مجاور حرکت می‌کند. برخورد جریان اصلی ورودی با سطح فشار پره مجاور منجر به ایجاد نقطه سکونی در نزدیکی لبه حمله و در پشت فصل مشترک می‌گردد. نقطه متعلق به جریان اصلی دارای فشار نسبی بالا است. لذا موجب حرکت دادن نقطه مرتبط با جریان نشتی نوک با فشار نسبی پایین در سوی دیگر فصل مشترک می‌شود. این حرکتها منجر به ایجاد ناپایایی می‌گردد. به منظور درک راحتتر مطالب ذکرشده، در شکل ۳ مناطق فشار بالا با نماد  $H$  و مناطق فشار پایین با نماد  $L$  آورده شده است. از سوی دیگر، برخورد جریان نشتی نوک قوی با سطح فشار پره مجاور منجر به برهم خوردن توزیع فشار بر روی آن سطح نیز می‌شود که خود یکی دیگر از عوامل وقوع ناپایایی می‌باشد.

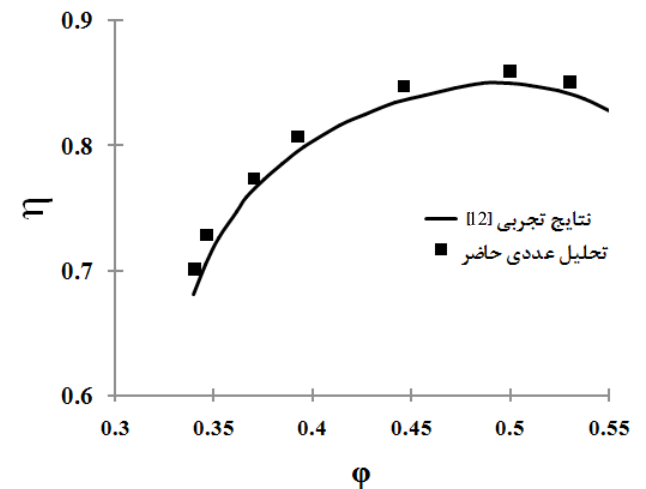
بنابر نتایج آزمایشگاهی حاصله توسط اینو و همکاران [۱۲]، مرکز ورتکس نشتی نوک دارای کمترین مقدار فشار استاتیک میانگین می‌باشد. در شکل ۴ کانتور فشار استاتیک بی‌بعدشده در  $97\%$  راستای شعاعی پره در ضرایب جریان مختلف نمایش داده شده است. به منظور مشخص کردن نحوه حرکت جریان، خطوط جریان در یک لحظه بر روی این کانتور الحاق گردیده است. در شرایط طراحی ( $\phi=0.5$ ) جریان اصلی بدون ایجاد ورتکس نشتی نوک قوی از گذرگاه عبور کرده و میدان جریان به صورت پایا می‌باشد. در  $\phi=0.36$  مناطقی با فشار کمینه مشاهده می‌گردد که در حول آن فشار افزایش یافته است. با گذر زمان این مناطق کم فشار از لبه حمله یک پره به سمت سطح فشار پره مجاور حرکت کرده، پس از برخورد با این سطح روانه پایین دست گذرگاه شده و سپس مستهلک می‌گردد. در این شرایط عملکردی، زمان حرکت ورتکس نشتی نوک از زمان ایجاد تا زمان مستهلک شدن برابر  $T$  می‌باشد. بنابراین، ورتکس نشتی نوک دارای یک رفتار پریودیک با فرکانسی در حدود فرکانس عبور پره می‌باشد.

به منظور شناسایی رفتار کلی جریان نشتی نوک ناپایا شامل شدت، مکان و اندازه ورتکس نشتی نوک ناپایا می‌توان از کانتور مقادیر ناپایایی متوسط‌گیری شده فشار استاتیک بهره گرفت. این پارامتر به صورت بی‌بعد شده در  $97\%$  فاصله شعاعی پره در شکل ۵ نشان داده شده است.

همان طور که از شکل ۲ دریافت می‌شود، نتایج عددی و آزمایشگاهی در تطابق خوبی با یکدیگر واقع شده‌اند و بیشترین میزان اختلاف نتایج تجربی و عددی  $3\%$  می‌باشد که قابل قبول است.



الف) ضریب بار آیرودینامیکی بر حسب ضریب جریان



ب) راندمان بر حسب ضریب بار

Fig. 2. Compressor blade row performance map

شکل ۲: منحنی عملکرد کمپرسور

### ۳-۲- نتایج تحلیل ناپایایی جریان

به منظور بررسی فرآیند تغییر در ساختار جریان در شرایط مختلف عملکردی، تحلیل ناپایایی جریان نشتی نوک پره در شرایط مختلف عملکردی از دبی طراحی تا شرایط نزدیک استال انجام می‌گیرد.

در ادامه، نتایج در شرایط طراحی ( $\phi=0.5$ ) و شرایط نزدیک استال ( $\phi=0.36$ ) آورده شده است.

به منظور دستیابی به مرز مشترک جریان نشتی نوک و جریان ورودی

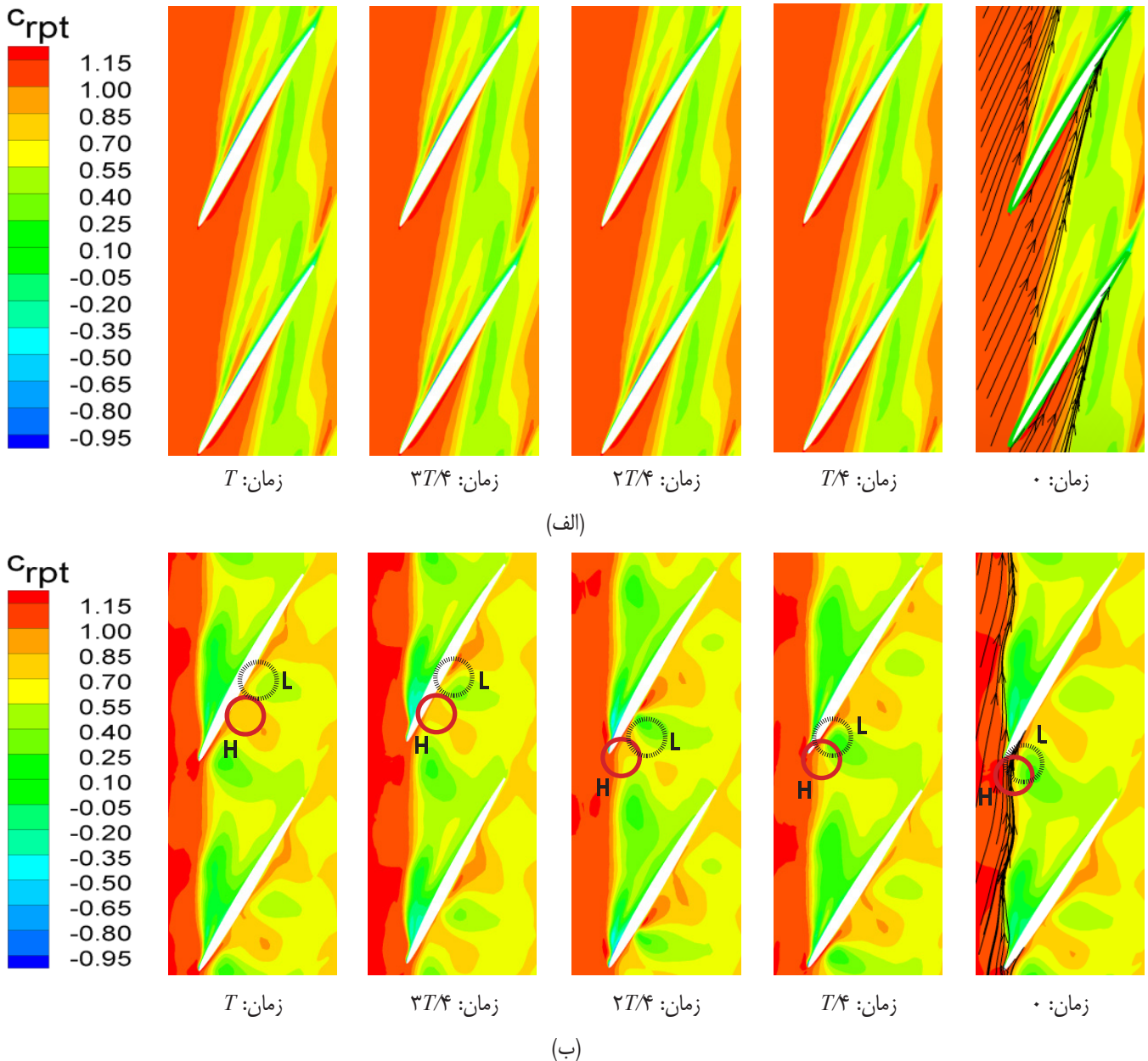


Fig. 3. Relative total pressure coefficient on 97% span stream-surface a)  $\phi=0.5$  and b)  $\phi=0.36$

شکل ۳: ضریب فشار کل نسبی در ۹۷٪ فاصله شعاعی برای الف)  $\phi=0.5$  ب)  $\phi=0.36$

فرار از نماد TE بر روی شکل استفاده شده است. محل قویترین ناپایایی‌ها در  $\phi=0.36$  با استفاده از دواپری نشان داده شده‌اند. مشخص است که در  $\phi=0.36$  قوی‌ترین ناپایایی در فاصله محوری ۲۰٪ کورد محوری از لبه حمله رخ می‌دهد. این مکان محل برخورد ورتکس نشستی نوک به سطح فشار پره مجاور است. مشخص است که در این دبی، موقعیت ناپایایی در نیمه ابتدایی گذرگاه در مجاورت سطح فشار متمرکز شده است. در حالیکه در نیمه دوم گذرگاه متاثر از جریان اصلی به سمت مناطق میانی گذرگاه حرکت می‌کند. طبیعت ناپایایی ورتکس نشستی نوک و پدیده‌های مرتبط با ناپایداری کمپرسور را می‌توان با اندازه‌گیری فشار روی سطح پره روتور بررسی کرد. به‌منظور بررسی کردن فشار استاتیک، تعدادی نقطه مونیتورینگ در منطقه

در شرایط طراحی ( $\phi=0.5$ )، نشانه‌ای از ایجاد ورتکس نشستی نوک قوی، نوسانات و مسیر حرکتی آن وجود ندارد. در حالی که با نزدیک شدن به شرایط استال ( $\phi=0.36$ ) مشخص است که شدت نوسانات فشار ناپایا افزایش یافته است. این نوسانات از لبه حمله پره شروع شده و به سطح فشار پره مجاور ختم می‌شوند. این خط بیانگر مسیر ورتکس نشستی نوک متوسط‌گیری شده نیز می‌باشد [۱۲]؛ به عبارت دیگر ورتکس نشستی نوک حول مسیرش نوسان می‌کند. همانطور که ملاحظه می‌شود ورتکس نشستی نوک به پره مقابل برخورد کرده و در راستای آن حرکت می‌کند. در شکل ۶ مقادیر این پارامتر در موقعیت‌های مختلف محوری از ۲۰٪ تا ۱۰۰٪ کورد تاییدی بر نتایج قبلی می‌باشد. برای نمایش لبه حمله از نماد LE و برای نمایش لبه

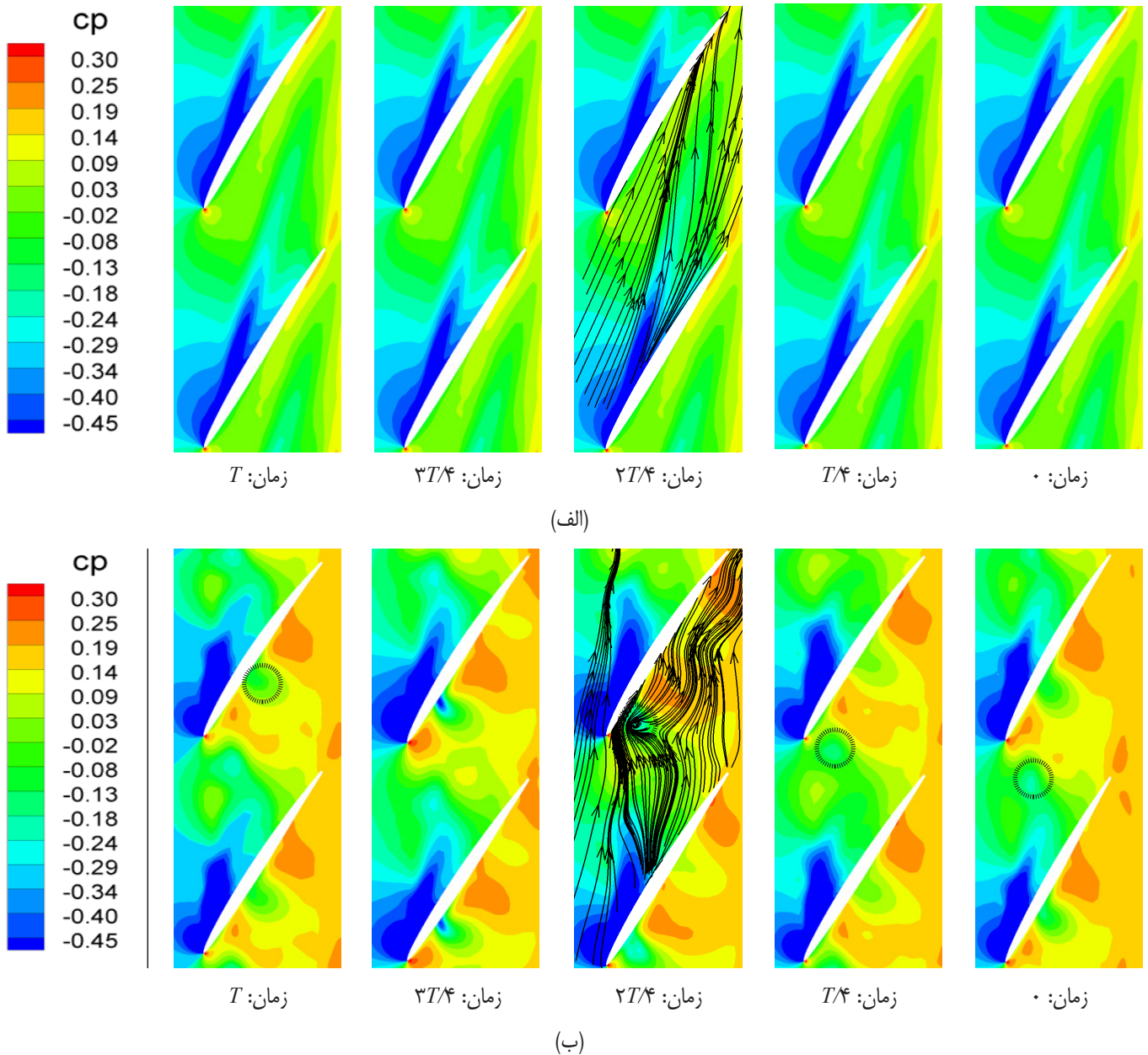


Fig. 4. Static pressure coefficient on 97% span stream-surface a)  $\phi=0.5$  and b)  $\phi=0.36$

شکل ۴: ضریب فشار استاتیک در ۹۷٪ فاصله شعاعی برای (الف)  $\phi=0.5$  (ب)  $\phi=0.36$

نوک پره قرار داده می‌شوند. فرآیند داده‌برداری سیگنال‌های فشار استاتیک در حین انجام تحلیل ناپایایی جریان صورت می‌گیرد. در هر گام زمانی، داده‌های فشار پس از همگرایی نهایی جمع‌آوری می‌گردد.

در تحلیل حاضر، هفت نقطه مونیتور در نوک پره از ۱۰٪ تا ۹۰٪ طول کورد در جهت جریان بر روی سطح فشار قرار داده شده‌اند (P1 تا P7). موقعیت این نقاط به صورت شماتیک در شکل ۷ نشان داده شده‌اند. این نقاط بر روی پره نصب شده و با پره در حال چرخش هستند. از آنجا که علاوه بر میزان فرکانس‌های ایجادشده در منطقه درز نوک، نحوه پخش اغتشاشات در جهت محیطی نیز حائز اهمیت است نقاط محاسباتی بر روی سطوح فشار تمام پره‌ها (۴ پره) قرار داده شده‌اند. در شکل‌های ۸ و ۹، سیگنال‌های خام

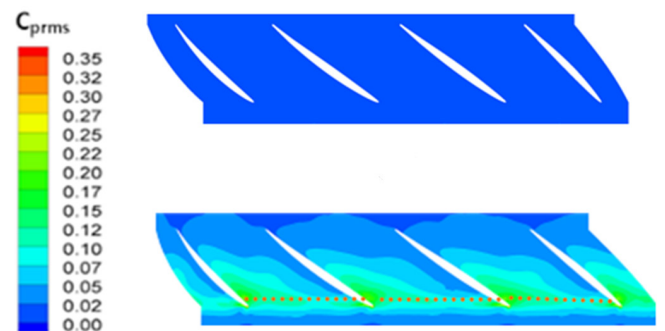


Fig. 5. Unsteady fluctuations of static pressures on 97% span stream-surface: a)  $\phi=0.5$  and c)  $\phi=0.36$

شکل ۵: ضریب نوسانات فشار استاتیک در ۹۷٪ فاصله شعاعی برای (الف)  $\phi=0.5$  (ب)  $\phi=0.36$

ساختار جریان تطابق دارد. ملاحظه می‌گردد که در  $(\varphi=0/36)$  فرکانس غالب در تمام نقاط در راستای کورد یکسان بوده ولی دامنه نوسانات تفاوت دارد. در این حالت بیشترین دامنه نوسانات در نقطه P1 (نزدیکی لبه حمله) رخ می‌دهد که حکایت از برخورد ورتکس نشستی نوک با سطح فشار پره مجاور در نزدیکی لبه حمله می‌باشد.

در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ سیگنال‌های فشار استاتیک و فرکانس‌های آنها در نقطه متناظر P1 بر روی پره‌های مختلف نشان داده شده است. مشخص است که در  $(\varphi=0/36)$ ، فرکانس‌ها و دامنه سیگنال‌های فشار استاتیک، دقیقاً مشابه یکدیگر هستند. این بدان معنی است که میدان جریان در گذرگاه‌های مختلف شرایط یکسانی را تجربه می‌کند. وجود چنین وضعیتی در شرایط طراحی بدیهی است اما نکته قابل توجه این است که حتی با وقوع ناپایایی در شرایط نزدیک استال، در  $(\varphi=0/36)$  اندرکنش دینامیکی میان پره‌های مجاور مشاهده نمی‌گردد.

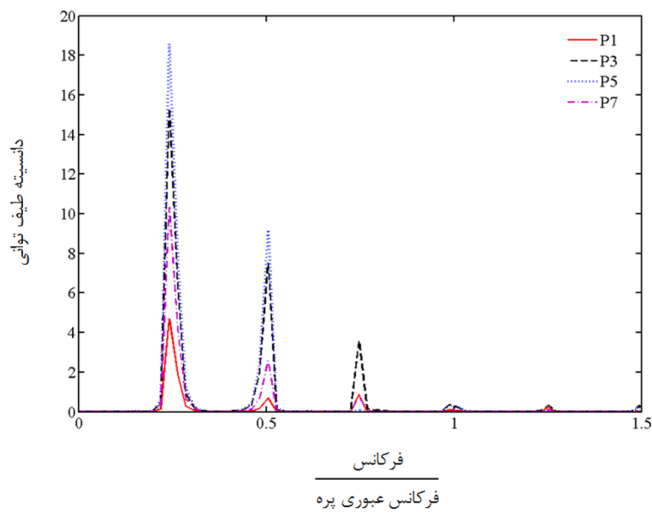
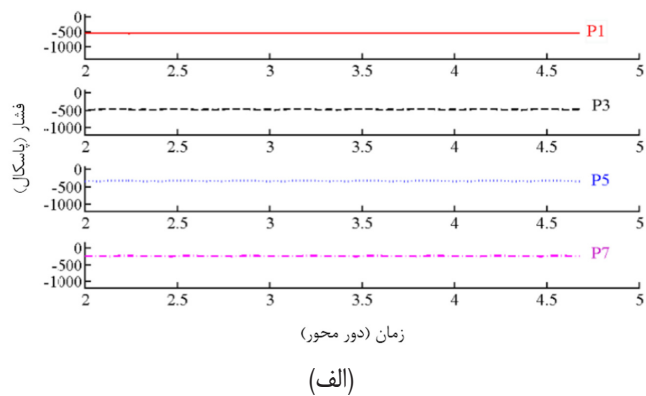


Fig. 8. a) Raw signals of instantaneous surface static pressures and b) their frequency spectra at different axial positions at design condition  $(\varphi=0.5)$

شکل ۸: الف) سیگنال‌های خام فشار استاتیک و ب) طیف فرکانسی در نقاط محاسباتی در طول کورد در شرایط طراحی  $(\varphi=0/5)$

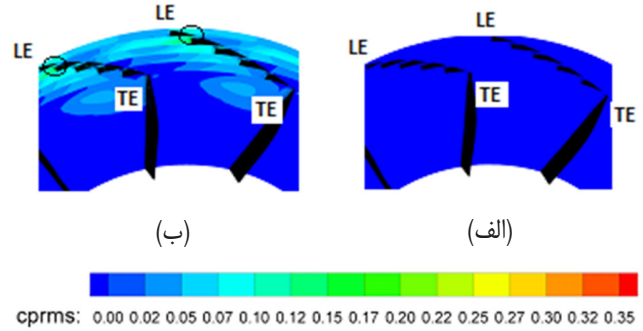


Fig. 6. Unsteady fluctuations of static pressure coefficient at different axial positions: a)  $\varphi=0.5$  and c)  $\varphi=0.36$

شکل ۶: ضریب نوسانات فشار استاتیک در فواصل محوری برای  $\varphi=0/36$  (الف) و  $\varphi=0/5$  (ب)

فشار استاتیک نقاط P1 تا P7 در روی یک پره به همراه تحلیل فرکانسی آنها نشان داده شده است. در شرایط طراحی  $(\varphi=0/5)$ ، سیگنال‌های فشار استاتیک و تحلیل فرکانسی آنها، وجود نوسانات با دامنه بسیار کم را نشان می‌دهند. این مطلب حکایت از ضعیف بودن جریان نشستی نوک نسبت به جریان اصلی دارد. لذا جریان غالب در شرایط طراحی، جریان اصلی می‌باشد و جریان نشستی نوک نقش موثری را ایفا نمی‌کند.

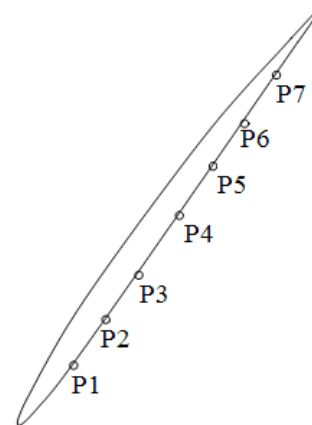


Fig. 7. Positions of the monitoring points in the rotor tip region.

شکل ۷: موقعیت نقاط مونتورینگ چرخان نصب شده بر روی سطح فشار در نوک پره

در شرایط نزدیک استال  $(\varphi=0/36)$  فرکانس غالبی در حدود  $1/1$  فرکانس عبوری پره ظاهر می‌شود. از آنجا که نقاط مونتورینگ بر روی سطح فشار پره نصب شده و با پره می‌چرخند، بنابراین در طیف فرکانسی، فرکانس عبوری پره مشاهده نمی‌گردد. لذا فرکانس غالب مشاهده‌شده، فرکانس نوسانات ورتکس نشستی نوک می‌باشد. این فرکانس، فرکانس اضمحلال ورتکس نشستی نوک می‌باشد. در شکل ۴ مشاهده گردیده که زمان تولید تا استهلاک ورتکس نشستی نوک در شرایط نزدیک استال تقریباً برابر  $T$  (زمان عبور پره به اندازه یک گام) بوده که فرکانسی در حدود فرکانس عبوری پره را نتیجه می‌دهد. بر این اساس نتایج حاصل از تحلیل فرکانسی با مشاهدات

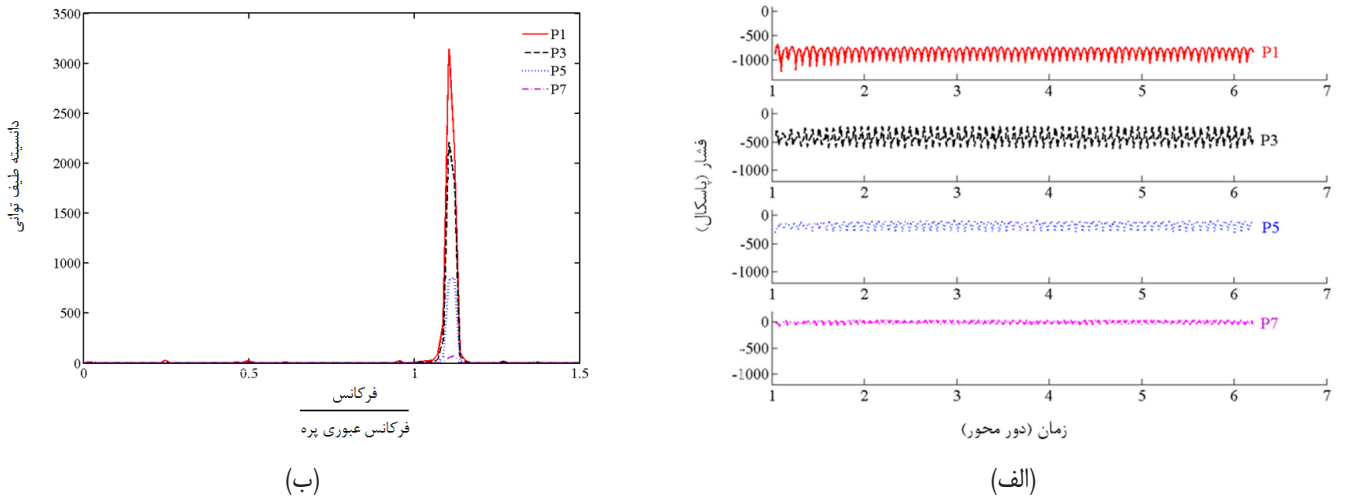


Fig. 9. a) Raw signals of instantaneous surface static pressures and b) their frequency spectrums at different axial positions at near stall condition ( $\varphi=0.36$ )  
 شکل ۹: الف) سیگنال‌های خام فشار استاتیک و ب) طیف فرکانسی در نقاط محاسباتی در طول کورد در شرایط نزدیک استال ( $\varphi=0.36$ )

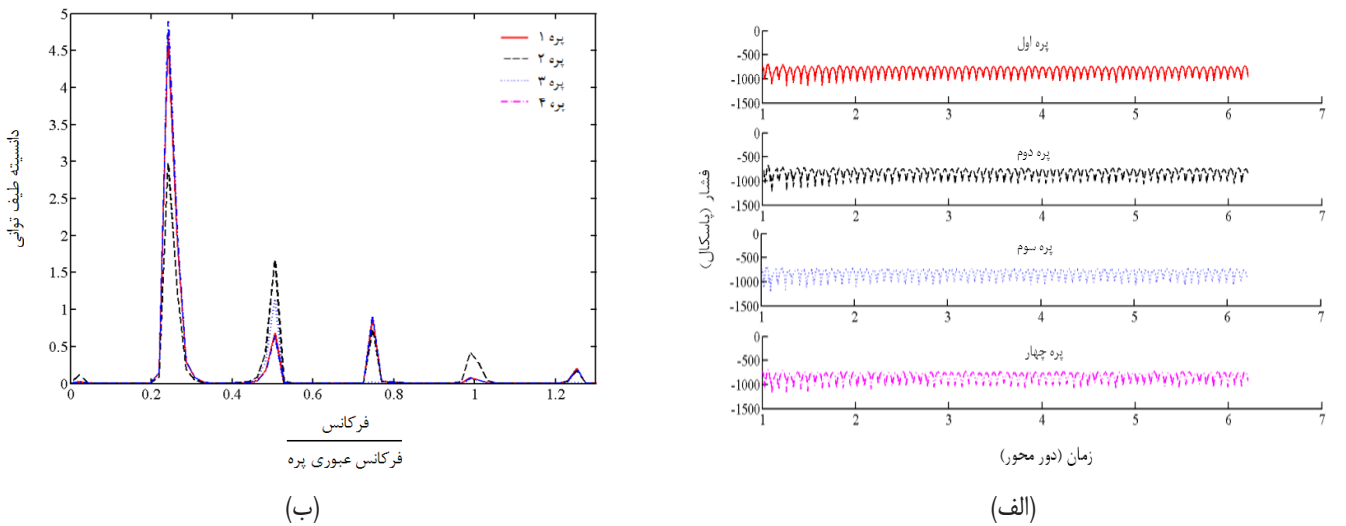


Fig. 10. a) Raw signals of instantaneous surface static pressures and b) their frequency spectrums at point P1 of each blade at design condition ( $\varphi=0.5$ )  
 شکل ۱۰: الف) سیگنال‌های خام فشار استاتیک و ب) طیف فرکانسی در نقطه P1 در شرایط طراحی ( $\varphi=0.5$ )

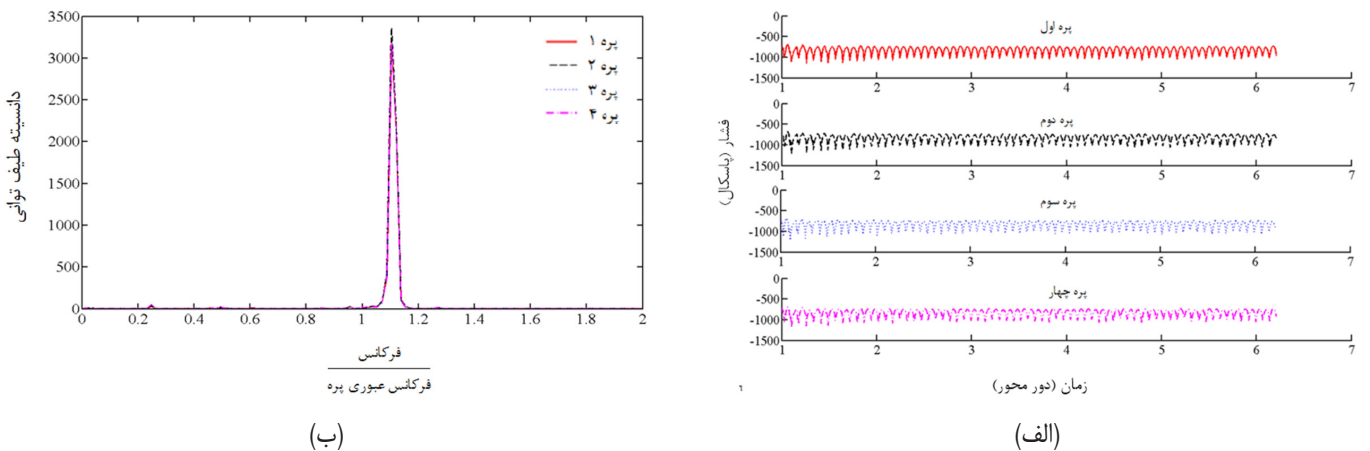


Fig. 11. a) Raw signals of instantaneous surface static pressures and b) their frequency spectrums at point P1 of each blade at near stall condition ( $\varphi=0.36$ )  
 شکل ۱۱: الف) سیگنال‌های خام فشار استاتیک و ب) طیف فرکانسی در نقطه P1 در شرایط نزدیک استال ( $\varphi=0.36$ )

## ۴- نتیجه گیری

در این مقاله، فرآیند تغییرات ساختار جریان در شرایط طراحی و شرایط نزدیک استال در روتور ایزوله شده یک کمپرسور محوری مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج بر اساس شبیه سازی جریان در ضرایب مختلف به صورت ناپایا ارائه گردیده است. مهمترین نتایج حاصل از مقاله حاضر به صورت ذیل قابل جمع بندی می باشد:

- منحنی مشخصه روتور حاصل از حل عددی با نتایج تجربی، تطابق خوبی را نشان می دهند.
- در ضریب جریان طراحی ( $\phi=0.5$ )، ساختار جریان به صورت پایا بوده و نشانه های از وقوع ورتکس نشتی نوک قوی و نوسانات آن مشاهده نمی گردد.
- در شرایط نزدیک استال ناشی از تداخل جریان نشتی نوک قوی و جریان ورودی اصلی، مناطقی با فشار کم و مناطقی با فشار زیاد در منطقه نوک پره ایجاد می گردد که در طول گذرگاه حرکت می کند. همچنین جریان نشتی نوک به سطح فشار پره مجاور برخورد کرده و توزیع فشار در آن سطح دچار تغییر می شود. این رخدادها منجر به وقوع ناپایایی می گردد.
- در شرایط نزدیک استال، با کاهش سرعت ورودی جریان، زاویه برخورد افزایش یافته و جریان نشتی نوک در مقابل جریان اصلی از قدرت بیشتری برخوردار می گردد.
- براساس تحلیل فرکانسی، در شرایط طراحی، نوساناتی که دامنه بزرگی داشته باشند مشاهده نمی گردد. در حالیکه در شرایط نزدیک استال، نوسانات جریان با دامنه نسبتا زیاد با فرکانسی در حدود فرکانس عبوری پره نوسان کرده و ساختار جریان در کمپرسور را تحت تاثیر قرار می دهند.

## فهرست علائم

$c$	اندازه وتر نوک روتور، m
$C_x$	سرعت محوری جریان، $ms^{-1}$
$C_{rpt} = \Delta P_{rel} / 0.5 \rho u_t^2$	ضریب فشار کل نسبی
$C_{p,rms}$	ضریب نوسانات فشار
$L$	قدرت محور، W
$\Delta P$	افزایش فشار کل در هر مرحله، Pa
$Q$	نرخ جریان
$r_c$	شعاع پوسته، m
$r_h$	شعاع ریشه، m
$r$	شعاع، m
$u$	سرعت مماسی پره، $ms^{-1}$
$u_t$	سرعت مماسی نوک روتور، $ms^{-1}$

لبه حمله	LE
لبه فرار	TE
	علائم یونانی
دانسیته سیال، $kgm^{-3}$	$\rho$
ضریب جریان	$\phi$
ضریب بار	$\psi$

## منابع

- [1] R. Emmrich, H. Hönen, R. Niehuis, Time resolved experimental investigations of an axial compressor with casing treatment, *Journal of turbomachinery*, 131(1) (2009) 011018.
- [2] S.N. Danish, S.R. Qureshi, M.M. Imran, S.U.-D. Khan, M.M. Sarfraz, A. El-Leathy, H. Al-Ansary, M. Wei, Effect of tip clearance and rotor-stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor, *Applied Thermal Engineering*, 99 (2016) 988-995.
- [3] B.T. Sirakov, C.S. Tan, Effect of upstream unsteady flow conditions on rotor tip leakage flow, in: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, *American Society of Mechanical Engineers*, 2002, pp. 311-321.
- [4] R. Mailach, I. Lehmann, K.t. Vogeler, Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex, *Journal of turbomachinery*, 123(3) (2001) 453-460.
- [5] H. Zhang, X. Deng, J. Chen, W. Huang, Unsteady tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor, *Journal of Thermal Science*, 14(3) (2005) 211-219.
- [6] D. Wisler, Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing, *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and*, 107(2) (1985) 354-363.
- [7] J. Bae, K.S. Breuer, C.S. Tan, Periodic unsteadiness of compressor tip clearance vortex, *ASME Paper No. GT2004-53015*, (2004).
- [8] K. Yamada, M. Furukawa, T. Nakano, M. Inoue, K. Funazaki, Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor rotor, *ASME Paper No. GT2004-53745*, (2004).
- [9] N. Gourdain, S. Burguburu, F. Leboeuf, G.J. Michon, Simulation of rotating stall in a whole stage of an axial compressor, *Computers & Fluids*, 39(9) (2010) 1644-1655.
- [10] M. Furukawa, M. Inoue, K. Saiki, K. Yamada, The role of tip leakage vortex breakdown in compressor



Aeroengine Congress and Exhibition, *American Society of Mechanical Engineers*, 1999, pp. V001T003A025-V001T003A025.

[12] I. Kuroumaru, M. Fukuhara, Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108 (1986) 7.

rotor aerodynamics, in: ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, *American Society of Mechanical Engineers*, 1998, pp. V001T001A054-V001T001A054.

[11] M.B. Graf, E. Greitzer, F. Marble, O. Sharma, Effects of stator pressure field on upstream rotor performance, in: ASME 1999 International Gas Turbine and

Please cite this article using:

S. Abbasi and R. Taghavi Zenouz, Computational Analysis of Unsteady Tip Leakage Flow in an Isolated Axial Compressor

Rotor Blade Row, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(3) (2017) 485-494.

DOI: 10.22060/mej.2016.737

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:



