مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دوره 16، شماره 10، ص‌ص 218-228

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل عددی اثر دمپر میانی بر الگوی جریان و عملکرد پره‌های کمپرسور گذرصوتی

مهدی جلالی‌فر[1]، بهزاد قدیری دهکردی[2*]، صالح فلاح[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
3- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
* تهران، صندوق پستی 14115-116، ghadirib@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 18 خرداد 1395
پذیرش: 07 شهریور 1395
ارائه در سایت: 24 مهر 1395

کلید واژگان:
توربوماشین گذرصوتی
دمپر میانی
جدایش ناشی از شوک
الگوی گردابه
نزدیک استال

چکیده

یکی از اهداف مهم و تعیین‌کننده در طراحی کمپرسورهای سرعت بالای موتورهای هوایی، کاهش وزن آنها می‌باشد. لازمه رسیدن به این هدف، افزایش قابلیت تولید فشار در هر طبقه مجزای کمپرسور می‌باشد. رایج‌ترین راه برای این منظور استفاده از پره‌ها با نسبت منظری زیاد است. این پره‌های بلند و نازک، در جریان سیال سرعت بالا در معرض ارتعاشات شدید ناشی از ناپایداری‌های آیروالاستیک قرار می‌گیرند. طراحان برای کاهش ارتعاشات مخرب چنین پره‌هایی، پره‌های مجاور را توسط دمپر میانی به یکدیگر متصل می‌کنند. این دمپرها باعث انسداد جریان و افت کارایی توربوماشین می‌شوند. در این مطالعه سعی شده است تأثیر دمپر میانی بر کارایی آیرودینامیکی توربوماشین بررسی شود. در مطالعاتی که تاکنون در این زمینه انجام شده است کمتر به اثرات دمپر بر شوک پره، گردابه لبه فرار و حاشیه استال پرداخته شده است. در این مقاله، عملکرد آیرودینامیکی یک کمپرسور در دو حالت، یکی بدون دمپر میانی و دیگری با دمپر میانی بررسی و مقایسه شده است. از طرف دیگر، اثرات شوک بر شکل‌گیری جدایش القاء شده توسط شوک در هر دو مورد بررسی شده است نتایج این پژوهش نشان می‌دهد حضور دمپر باعث شده است که بازده آیزنتروپیک کاهش یابد. دمپر 2.7% از طول پره را، که ناحیه ی اطراف دمپر را شامل می‌شود، به میزان 33% از مقدار بدون دمپر دچار افت فشار می‌کند. همچنین آشفتگی‌های ناشی از دمپر باعث می‌شوند که الگوی گردابه لبه فرار پره به هم بریزد.

Numerical study of mid-span damper effect on the pattern of flow and operation of transonic compressor blades

Mahdi Jalalifar, Behzad Ghadiri Dehkordi*, Saleh Fallah

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-116 Tehran, Iran, ghadirib@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 07 June 2016
Accepted 28 August 2016
Available Online 15 October 2016

Keywords:
Transonic turbomachine
Mid-span damper
Shock induced separation
Vortex pattern
Near stall

ABSTRACT

One of the important purposes of aero-engine high speed compressor design is to decrease compressor weight. In order to achieve this purpose, it is required to increase the capability of producing pressure in each individual stage of the compressor. The most common way is use of high pressure aspect ratio blades. These long and thin blades are exposed to serious vibrations in the high speed flow because of the aeroelastic instability. Mechanical designers link adjacent blades by using mid-span shroud (damper) to decrease the blades destructive vibrations. These dampers cause flow blockage and turbomachine performance loss. In this study, the effect of mid-span damper on turbomachine aerodynamic operation has been investigated. In the previous studies there was less focus on the effect of damper on blade shocks, trailing edge vortices and near stall condition. Both with and without mid-span damper have been investigated and compared. On the other hand, the damper effect on the formation and behavior of shock induced separation has been investigated in each of the two cases. As a result isentropic efficiency is decreased. These dampers also cause 33% pressure on blades. To avoid this pressure loss, the blade length is increased by 2.7%. Turbulence due to presence of damper leads to the distortion of vortices pattern in training edge.

1- مقدمه

موتورهای هوایی فن جت پیشرفته برای عملکرد بهینه به نسبت فشارهای بالا نیاز دارند. برای رسیدن به فشارهای زیاد، باید تعداد طبقه‌های کمپرسور افزایش یابند. این کار باعث افزایش وزن کمپرسور و در نتیجه موتور می‌شود. برای کاهش وزن موتور، می‌توان قابلیت تولید فشار در هر طبقه را افزایش داد که نیازی به افزایش تعداد طبقه‌های کمپرسور نباشد. همچنین می‌توان از پره‌های با طول وتر کوتاه استفاده کرد. با توجه به رابطه نسبت منظری (نسبت طول پره به طول وتر) کاهش طول وتر باعث افزایش نسبت منظری می‌شود. پره‌ها که بلندتر و باریک‌تر می‌شوند، فرکانس‌های طبیعی آن‌ها کاهش می‌یابد. کاهش مقدار فرکانس‌های طبیعی منجر به نوسانات تشدید شده در این فرکانس‌ها می‌شود. با دو روش می‌توان کاهش فرکانس‌ها را بدون اینکه تغییر محسوسی در وزن ایجاد شود کنترل کرد. یکی اینکه جنس پره

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. Jalalifar, B. Ghadiri Dehkordi, S. Fallah, Numerical study of mid-span damper effect on the pattern of flow and operation of transonic compressor blades, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 218-228, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

تغییر کند. مثلا به جای فولاد ضد زنگ از تیتانیوم استفاده شود. روش دوم استفاده از شرود موضعی[1] (دمپر میانی) می‌باشد. بهبود جنس پره معمولا پرهزینه است و استفاده از دمپر میانی باعث افزایش وزن پره‌ها می‌شود ولی برای حفظ یکپارچگی بین پره‌ها مناسب است.

از طرف دیگر، دمپر باعث انسداد جریان و افت کارایی توربوماشین می‌شود. وجود دمپر باعث انحراف جریان به سمت‌هاب[2] و شرود می‌شود، که می‌تواند بر کارایی کل ناحیه پره تأثیر منفی بگذارد.

بنسر [1] آزمایش‌هایی را توسط لیزر در ناحیه دمپر یک روتور گذرصوتی انجام داد و به این واسطه شوک‌های ایجاد شده در آن ناحیه را آشکارسازی کرد. بر این اساس یک شوک در لبه حمله پره وجود دارد ولی دو شوک دیگر هم به دلیل وجود دمپر ایجاد شده است. اولین شوک از لبه حمله دمپر که در سمت مکش پره قرار دارد شروع شده است. دومین شوک از محل اتصال دو دمپر مجاور پدید می‌آید. هر دو شوک به صورت شعاعی به سمت نوک انتشار می‌یابند.

اسگر و سندرکاک [2] نشان دادند که اگر توزیع افت فشار کل در ناحیه دمپر مشخص باشد، بازده کل ردیف پره قابل پیش‌بینی است. آن‌ها داده‌های تجربی را با پارامترهای هندسی و آیرودینامیکی ارتباط دادند و در نهایت روشی را برای پیش‌بینی اثر محلی دمپر در نقطه طراحی ارائه دادند. آنها به این نتیجه رسیدند که دامنه ناحیه‌ی اطراف دمپر که تحت تأثیر دمپر قرار گرفته‌اند حدود 10 برابر بیشینه ضخامت دمپر می‌باشد.

یانگ تین [3] با استفاده از یک روش مطالعه و بهینه‌سازی تکراری، نیروی پسای به وجود آمده ناشی از حضور دمپر را کاهش داده است، بطوری که، عمر پره به حداکثر مقدار ممکن برسد.

رابرتز [4]، یک رابطه بین افت‌های ناشی از دمپر موضعی و هندسه پره و المان‌های آیرودینامیکی ارائه کرده است که از نتایج تجربی 19 روتور جریان محوری گذرصوتی که در سرعت نوک پره و بارگذاری متفاوت هستند، استفاده شده است. ناحیه متأثر از دمپر در حدود 10 تا 15 برابر ضخامت حداکثر دمپر به صورت متقارن در اطراف دمپر در راستای پره، گسترده شده است.

جان لیو و همکاران [5]، مطالعه عددی توسط نرم افزار انسیس انجام داده‌اند. مدل آشفتگی به کارگرفته شده مدل کا-اپسیلون و مقدار متوسط y^+ در نزدیکی دیواره، حدود 50 می‌باشد. گشتاور و دبی جرمی در راستای پره برای دو حالت با دمپر و بدون دمپر بررسی شده است. نتیجه این پژوهش این بوده است که به طور خالص در حالتی که دمپر قرار دارد گشتاور کمتر شده است. همچنین در منطقه‌ای که دمپر قرار دارد کار کمتری استخراج می‌شود و برای حفظ شار جرمی، جریان به سمت‌هاب و قاب هدایت می‌شود.

در مقاله دنتون [6]، که در مورد مکانیسم انتروپی در توربوماشین‌ها می‌باشد، افزایش افت به شکل افزایش انتروپی نشان داده شده است. چون به کمک آن، می‌توان تحلیل بهتری روی نتایج انجام داد. علاوه بر این، دسترسی به اندازه آن آسان‌تر و به طور ساده حاصل جمع تمام رشدهای انتروپی در سرتاسر کمپرسور امکان پذیر است.

مدل آشفتگی، تأثیر قابل‌توجهی بر صحت و دقت شبیه‌سازی جریان در توربوماشین‌ها دارد.

سجادی و همکاران [7] با استناد به اینکه مدل کا-امگا اس.اس.تی.[3] برای مسائل توربوماشین‌ها از بیشترین دقت برخوردار است، از این مدل برای بررسی تأثیر پیچش پره روتور بر عملکرد یک کمپرسور محوری گذرصوتی استفاده نموده‌اند.

فلاح و همکاران [8] نیز از مدل کا-امگا اس.اس.تی. بمنظور شبیه‌سازی جریان آشفته در یک کسکید فن استفاده نموده‌اند. آنها دلیل این انتخاب را دقت بالاتر این مدل نسبت به سایر مدل‌های دو معادله‌ای برای بررسی نواحی جریان با گرادیان‌های شدید فشار ذکر کرده‌اند.

بنابراین در این مقاله نیز از مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی. استفاده شده است.

هدف از این مطالعه، شناسایی دلایل افت و محاسبه افت‌های ناشی از دمپر میانی (یا شرود موضعی) در کارایی آیرودینامیکی کمپرسور می‌باشد. تمرکز مطالعات گذشته بر پیدا کردن رابطه‌ای بین پارامترهای هندسی و آیرودینامیکی بوده است. به اثرات دمپر بر تلفات جریان و مکانیزم این تأثیر توجه کافی نشده است. همچنین نقاط مثبت وجود دمپر در عملکرد آیرودینامیکی پره مطالعه نشده است. مطالعه دقیق و موشکافانه عوامل ایجاد افت آیرودینامیکی زمینه را برای طراحی بهینه پره با دمپر میانی فراهم می‌کند. همچنین پدیده استال یکی از مهمترین بحث‌ها در توربوماشین‌ها می‌باشد که متاسفانه در کارهای گذشته که در مورد دمپر میانی می‌باشند به این پدیده و عواملی که می‌توانند به آن تأثیر بگذارند پرداخته نشده است. ولی در کار حاضر این موضوع یکی از نتایج خیلی مهم مطرح شده است.

به‌دلیل کاربردهای خاص این روتور و تکنولوژی بسیار بالای آن نتایج تجربی برای راستی‌آزمایی نتایج شبیه‌سازی موجود نمی‌باشد. به همین دلیل، ابتدا با شبیه‌سازی جریان در روتور ناسا 37، روند شبیه‌سازی بکار گرفته شده در این مقاله راستی‌آزمایی شده و سپس جریان در روتور مدنظر در حضور و بدون حضور دمپر میانی شبیه‌سازی می‌شود.

2- مشخصات طراحی

در این مطالعه از هندسه‌ی کمپرسور توربوجت J85-GE-21 شرکت جنرال الکتریک استفاده شده است. مشخصات طراحی روتور در جدول 1 آورده شده است. همچنین در شکل 1 هندسه‌ی این روتور نشان داده شده است.

مشخصات عملکردی روتور ناسا 37 نیز در جدول 2 ذکر شده است و سایر مشخصات این روتور در مرجع [9] قابل مشاهده است. از این روتور برای راستی آزمایی نتایج استفاده می‌شود.

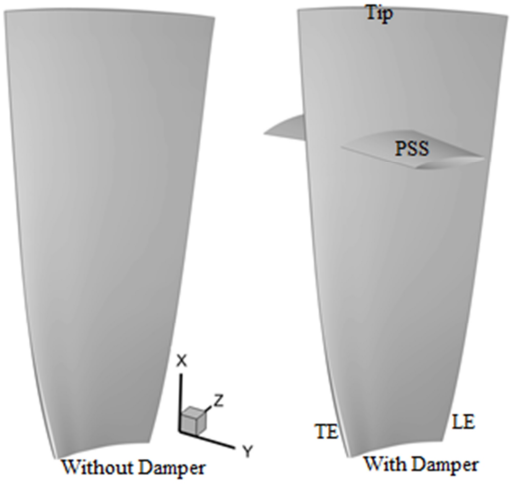

Fig. 1 Blade geometry with and without Damper

شکل 1 هندسه پره با حضور و بدون حضور دمپر

[1] Mid-span shroud
[2] Hub
[3] $k-\omega$ SST

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

جدول 1 مشخصات طراحی رتور استفاده شده در مطالعه حاضر

Table 1 Design parameters of rotor used in the present study

مشخصات	مقدار
تعداد پره	25
ارتفاع متوسط پره	12سانتی متر
طول وتر پره	5.2سانتی متر
نسبت منظری پره	2.4
فاصله دمپر تا نوک پره	3 سانتی‌متر
طول وتر دمپر	2 سانتی‌متر
شعاع لبه حمله و لبه فرار دمپر	0.015 سانتی‌متر
ضخامت بیشینه دمپر	0.18 سانتی‌متر
فاصله لبه حمله دمپر تا لبه حمله پره	2سانتی‌متر
زاویه حمله دمپر	0
سرعت گردش	1741 رادیان بر ثانیه
سرعت نوک پره	348.2 متر بر ثانیه
دبی جرمی کل روتور	24.1کیلوگرم بر ثانیه
بازده نامی	82%

جدول 2 مشخصات طراحی روتور ناسا 37

Table 2 Design parameters of NASA 37 rotor

مشخصات	مقدار
تعداد پره	36
سرعت گردش	1800رادیان بر ثانیه
سرعت لبه‌ی پره	454 متر بر ثانیه
عدد ماخ	1.48
نسبت منظری	1.19
دبی جرمی طراحی نامی	20.2 کیلوگرم بر ثانیه
بازده نامی	87%

2-1- شرایط مرزی

نواحی میدان حل و شرایط مرزی استفاده شده در مطالعه حاضر در شکل 2 نشان داده شده است. به منظور کاهش حجم محاسبات، یک پره از روتور با شرایط پریودیک حل شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است، ورودی و خروجی به ترتیب در فاصله‌ای معادل 4 و 8 برابر طول وتر پره قرار گرفته‌اند [10]. در نتیجه، ورودی در فاصله 20 سانتی‌متری از لبه‌ی حمله و خروجی در فاصله‌ی 40 سانتی‌متری از لبه‌ی فرار است. ایجاد این فاصله به منظور اطمینان از قرار گرفتن دامنه‌ی اغتشاشات در این محدوده است. شرایط مرزی دیواره لزج که در این نرم افزار با عنوان شرط بدون لغزش[1] است برای تمامی سطوح جامد قرار داده شده است. شرایط ورودی فشار و دما در شرایط استاندارد محیطی یعنی 101325 پاسکال و 288.15 درجه کلوین بوده و شدت آشفتگی 5% می‌باشد.

3-معادلات استفاده شده و روش حل

بررسی جزئیات جریان در کمپرسور گذرصوتی، نیازمند حل معادلات سه‌بعدی ناویراستوکس، انرژی و حالت می‌باشد. ماهیت پیچیده‌ی معادلات حاکم، حل تحلیلی این معادلات را محدود می‌کند و تنها برای شرایط ایده‌آل و ساده شده‌ی جریان قابل استفاده هستند. در حالی که روش‌های عددی توانایی حل معادلات پیچیده را نیز دارند. در مطالعه حاضر، حل معادلات ناویراستوکس، انرژی و حالت توسط نرم‌افزار عددی CFX صورت گرفته است.

[1] No slip condition

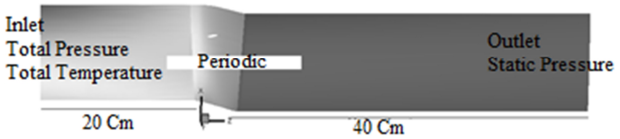

Fig. 2 2D Computational domain and boundary conditions

شکل 2 میدان محاسباتی دوبعدی و شرایط مرزی

این نرم افزار، معادلات فوق را به روش حجم محدود ضمنی و با استفاده از روش کوپل میدان سرعت و فشار و بدون مراحل تصحیح فشار و سرعت حل می‌کند. در این حلگر، معادلات حاکم برای جریان سرعت بالا بر روی شبکه هم‌مکان و با استفاده از الگوریتم رأی و چو [11] حل می‌گردند.

در این پژوهش، برای حل معادلات پایا، معیار همگرایی برای کاهش باقیمانده آر.ام.اس. معادلات مومنتم، پیوستگی، انرژی و حالت کمتر از 10^{-7} درنظر گرفته شده است.

4- مدل آشفتگی

همان‌طور که در مقدمه اشاره شد، از مدل کا-امگا اس.اس.تی. که در رژیم گذرصوتی نسبت به سایر مدل‌ها دارای دقت بالاتری می‌باشد، استفاده شده است. مدل آشفتگی اس.اس.تی. مدلی قوی‌تر از مدل کا-امگا[2] و کا- اپسیلون[3] است. این مدل ترکیبی از هر دو مدل است بطوریکه در نزدیکی دیواره از مدل کا-امگا استفاده می‌کند که در مقایسه با مدل کا-اپسیلون دقت بالاتری دارد و دور از دیواره از مدل کا-اپسیلون که سریع‌تر بوده و برای ناحیه‌ی دور از دیواره دقت لازم را دارد، بهره می‌برد. روابط مربوط به این مدل آشفتگی در مرجع [12] موجود می‌باشند.

5- مدل‌سازی هندسی و شبکه بندی

برای شبکه‌بندی هندسه مورد نظر، هر سه ماژول مختلف در انسیس، بررسی شده است تا مناسب‌ترین ماژول برای این پژوهش انتخاب شود. در توربوگرید[4]، که ابزاری قوی برای شبکه‌بندی، مخصوص توربوماشین‌ها می‌باشد، تنها می‌توان منحنی‌های پره،هاب و شرود نوک را وارد و شبکه بندی کرد. متأسفانه در این ماژول نمی‌توان متعلقات جانبی پره مانند دمپر را وارد کرد و شرایطی برای شبکه‌بندی آن‌ها در نظر گرفته نشده است.

فضای دیگر قابل استفاده برای شبکه‌بندی، مش ورک‌بنچ می‌باشد. هر نوع هندسه چه توربوماشین و چه غیر آن را در این فضا می‌توان وارد کرد و شبکه‌بندی را انجام داد. ایراد بزرگ آن، سخت بودن ایجاد شبکه‌بندی سازمان‌یافته در این ماژول می‌باشد.

در این مطالعه از ماژول آی.سی.ای.ام که ابزار شبکه‌بندی دیگری در مجموعه نرم‌افزاری انسیس می‌باشد، استفاده شده است. مزیت مهمی که این نرم‌افزار دارد، امکان شبکه‌بندی سازمان‌یافته برای هر نوع هندسه‌ای، می‌باشد. نوع شبکه‌بندی در این فضا کاملا بنیادی بوده و متفاوت با سایر ابزارهای شبکه‌بندی است. در این ماژول از روش بلوک‌بندی حول اجسام برای شبکه‌بندی آنها استفاده می‌شود و دست کاربر برای بلوک‌سازی و شبکه‌بندی کاملا باز است. در واقع، هیچ‌گونه هوشمندی و دخالتی از سوی خود نرم‌افزار در شبکه‌بندی صورت نمی‌گیرد. همچنین شبکه‌بندی در این فضا کاملا وابسته به هندسه، خصوصا سطوح جسم است. در نواحی تلاقی سطوح

[2] $k-\omega$
[3] $k-\varepsilon$
[4] Turbogrid

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

مختلف، اتصال دو سطح به هم با حساسیت و دقت بیشتری باید صورت گیرد تا بتوان در این مکان‌ها شبکه را تا حد نیاز ریز کرد. اهمیت این موضوع در فرآیند تولید y^+ نزدیک 1 مشخص می‌شود.

6- راستی‌آزمایی نتایج بر روی مدل ناسا 37

به دلیل نبودن امکانات کافی برای آزمایش کمپرسور و پر هزینه‌بودن آن، نمی‌توان بوسیله انجام آزمایش بر روی کمپرسور مورد نظر، مقایسه‌ای بین نتایج شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی انجام داده و صحت نتایج عددی را تایید نمود. ولی می‌توان از کمپرسور مشابه دیگری که نتایج آزمون آن در دست است استفاده کرد. بدین ترتیب، جریان در کمپرسور دوم را به همان روش بکار گرفته شده در کار تحقیقاتی حاضر شبیه‌سازی عددی شده و نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه می‌شوند. بدین منظور برای تحلیل جریان در روتور، از نتایج آزمایشگاهی که در سال 1995 توسط ناسا برای روتور 37[1] ارائه گردیده، استفاده شده است [13]. روتور 37 یکی از موارد شناخته شده در تست‌های کمپرسورهای جریان محوری می‌باشد که به وسیله مرکز تحقیقات لویس ناسا[2] طراحی شده و بیانگر ساختار جریان ویسکوز سه بعدی پیچیده در پره‌های کمپرسور با جریان محوری گذرصوتی[3] می باشد.

در شکل 3 نمایی از روتور ناسا 37 به همراه دامنه محاسباتی تک پره نشان داده شده است.

پس از آنکه هندسه سه بعدی روتور 37 با استفاده از نرم‌افزار تولید پره[4] ایجاد گردید، شبکه محاسباتی به صورت شبکه با سازمان در محیط شبکه‌بندی توربوگرید ایجاد شده است. شرایط مرزی همانند مدل روتور مدنظر این تحقیق به‌صورت دما و فشار سکون ورودی، فشار استاتیک

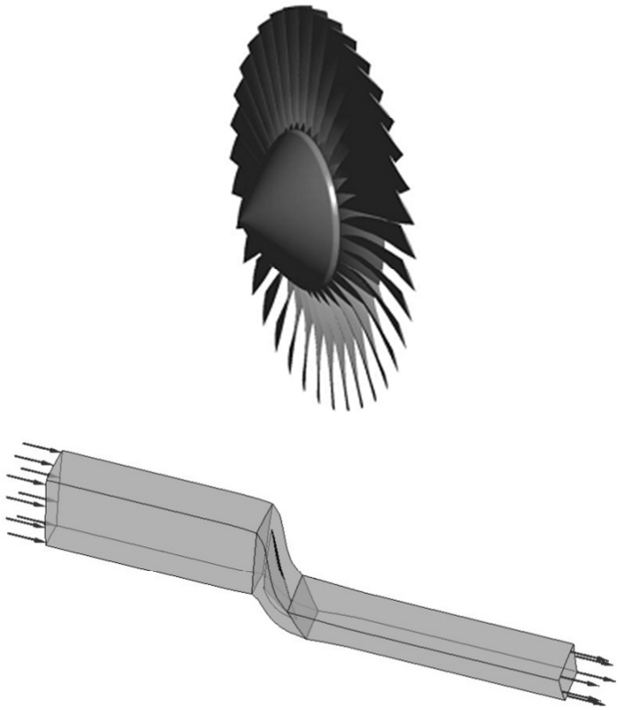

Fig. 3 NASA 37 rotor and Computational domain

شکل 3 روتور ناسا37 و میدان محاسباتی سه‌بعدی

[4] Nasa Rotor37
[5] Nasa Lewis Research Center
[6] Transonic Axial Flow Compressor
[4] BladeGen

خروجی، دیواره پره بدون لغزش و دیواره‌های جانبی با شرط پریودیک فرض شده است.

برای شبیه‌سازی جریان در روتور ناسا 37 و راستی‌آزمایی نتایج ابتدا باید شبکه مناسب و دبی خفگی استخراج شوند. بدین منظور، با استفاده از اطلاعات تجربی و بکارگیری چندین شبکه، جریان گذرنده از روتور در شرایط نزدیک به نامی، شبیه‌سازی شده است. در شکل 4 تغییرات راندمان با تعداد نقاط شبکه نشان داده شده است. همان‌طور که از این نمودار مشخص است، شبکه با 1800000 گره برای شبیه‌سازی مدنظر کافی می‌باشد.

با استفاده از شبکه بدست آمده، دبی خفگی با کاهش فشار استاتیک خروجی استخراج می‌شود. دبی خفگی بدست آمده از آزمایش این روتور 21 کیلوگرم بر ثانیه [10] و دبی بدست آمده از شبیه‌سازی حاضر 20.98 کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

با استفاده از این دبی و شبکه بدست آمده، جریان درون روتور ناسا 37 در فشارهای عملکردی مختلف شبیه‌سازی شده و نتایج با نتایج تجربی مقایسه شده است. شکل 5 تغییرات بازده روتور ناسا 37 نسبت به دبی بی‌بعد شده (نسبت به دبی خفگی) را نشان می‌دهد. مطابق این شکل، با کاهش دبی، و به بیان بهتر، افزایش فشار استاتیک خروجی، اختلاف نتایج تجربی و عددی زیاد می‌شود. در واقع، با افزایش فشار استاتیک، روتور به شرایط استال نزدیک می‌شود. از آنجائیکه در نزدیک استال، طبیعت جریان به سوی ناپایا شدن میل می‌کند، این اختلاف نتایج قابل توجیه می‌باشد.

7-مطالعه استقلال از شبکه

برای بررسی حساسیت حل به شبکه باید بر روی پره هر کمپرسور مطالعه استقلال از شبکه صورت گیرد. به این منظور باید مسئله را با شبکه‌های مختلف حل کرد، تا به شبکه‌ای دست پیدا نمود که نتایج حل، از تعداد نقاط شبکه استقلال داشته باشد یعنی با تغییر تعداد المان‌ها، تغییری در کمیت‌های محاسبه شده ایجاد نشود. برای مستقل‌سازی میدان حل از شبکه، شش شبکه‌بندی مختلف برای پره مورد نظر انتخاب شده است. پارامترهای مورد بررسی، بازدهی آیزنتروپیک روتور و دبی می‌باشد. با توجه به نمودار رسم شده در شکل 6 شبکه‌بندی مناسب تقریبا دارای 1400000 المان می‌باشد؛ این انتخاب بر این مبنا است که، با افزایش تعداد المان‌های شبکه‌بندی از 1400000 به بالا، مقدار دبی و بازده هر دو ثابت شده‌اند. به منظور صرفه‌جویی در زمان محاسباتی تعداد المان‌های کمتر به عنوان شبکه‌بندی مورد نظر انتخاب شده است. شبکه‌بندی نهایی در شکل 7 و در نماهای مختلف نمایش داده شده است.

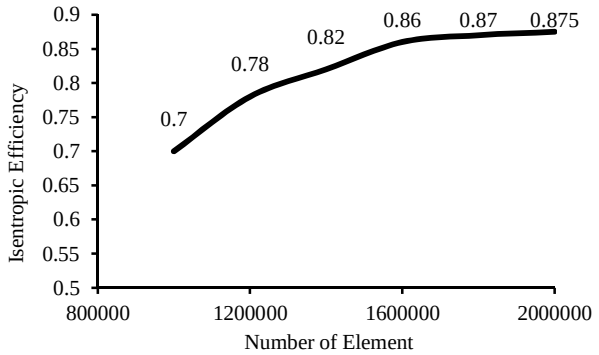

Fig. 4 Variation of Isentropic efficiency versus number of elements for NASA 37 rotor blade

شکل 4 تغییرات بازده آیزنتروپیک نسبت به تعداد المان برای پره رتور ناسا 37

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

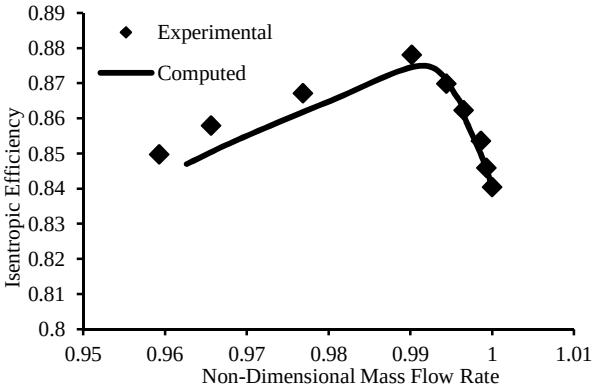

Fig. 5 Variations of efficiency versus non-dimensional mass flow rate for NASA 37 Rotor

شکل 5 تغییرات بازده نسبت به دبی بی‌بعد برای روتور ناسا 37

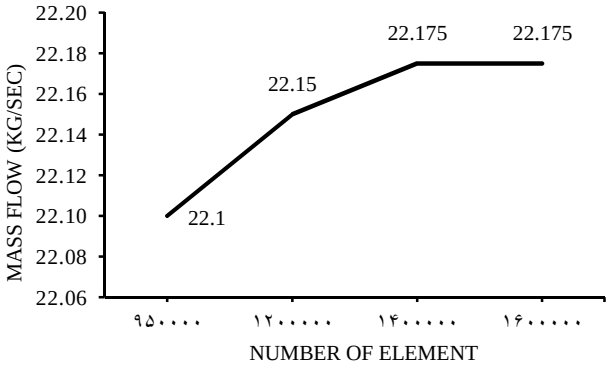

Fig. 6a Variation of mass flow rate versus number of elements for present study rotor blade

شکل 6 الف) تغییرات دبی جرمی نسبت به تعداد المان برای پره رتور مطالعه حاضر

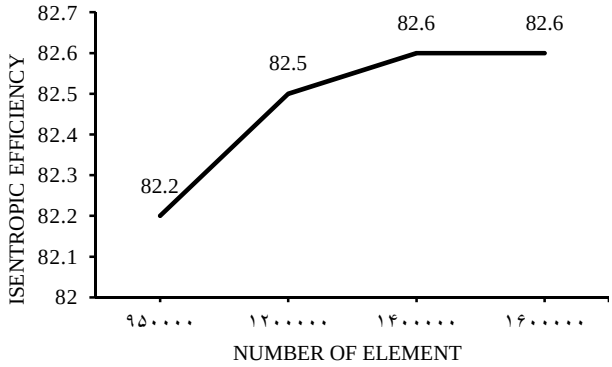

Fig. 6b Variation of Isentropic efficiency versus number of elements for present study rotor blade.

شکل 6 ب) تغییرات بازده آیزنتروپیک نسبت به تعداد المان برای پره رتور مطالعه حاضر

8-شبکه در لایه مرزی

y^+ فاصله بی‌بعد اولین المان تا دیواره و پارامتری است که ظرافت شبکه در لایه مرزی را نشان می‌دهد. شبکه‌بندی در این مطالعه از نوع سازمان‌یافته است. مقدار متوسط y^+ در نزدیکی دیواره‌های پره، بین 10 تا 20 و در نزدیکی دمپر، تقریبا 20 می‌باشد. مقدار y^+ در نوک پره و در نزدیکی دمپر در شکل8 نشان داده شده است. این مقادیر، شرایط y^+ مربوط به مدل آشفتگی کا-امگا اس.اس.تی. را تا حد قابل‌قبولی برآورده می‌کند.

9-تعیین دبی خفگی

معمولا نمودارهای تغییرات پارامترهای توربوماشین‌ها نسبت به دبی بی‌بعد رسم می‌شوند. در واقع، دبی بدست آمده در شرایط عملکردی مختلف، نسبت به دبی خفگی بی‌بعد می‌شوند. بنابراین در هر شبیه‌سازی عددی توربوماشین‌ها لازم است، دبی خفگی محاسبه شود.

با کاهش فشار استاتیک خروجی، دبی و در نتیجه سرعت محوری افزایش، زاویه ورود سیال کاهش و افت‌ها افزایش می‌یابند. افزایش دبی تا جایی می‌تواند ادامه داشته باشد که دبی به یک دبی بحرانی برسد، که بعد از آن دیگر افزایش دبی امکان پذیر نیست. در این نقطه که به عنوان شرایط خفگی معرفی می‌شود، افزایش شدید در افت‌ها و کاهش در نسبت فشار رخ

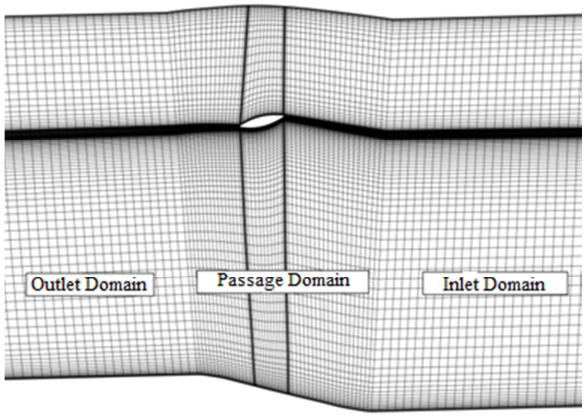

Fig. 7a Passage mesh from side view

شکل 7 (الف) شبکه‌بندی کانال پره از نمای جانبی

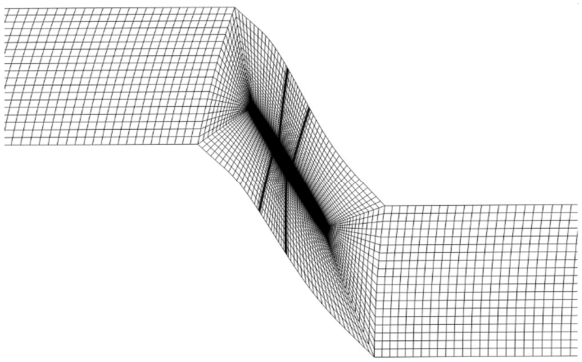

Fig. 7b Passage mesh from top view

شکل 7 ب) شبکه بندی کانال پره از نمای بالا

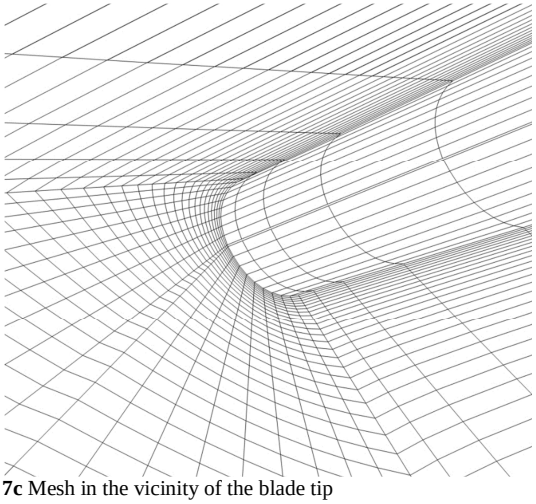

Fig. 7c Mesh in the vicinity of the blade tip

شکل 7 ج) شبکه‌بندی در مجاورت نوک پره

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

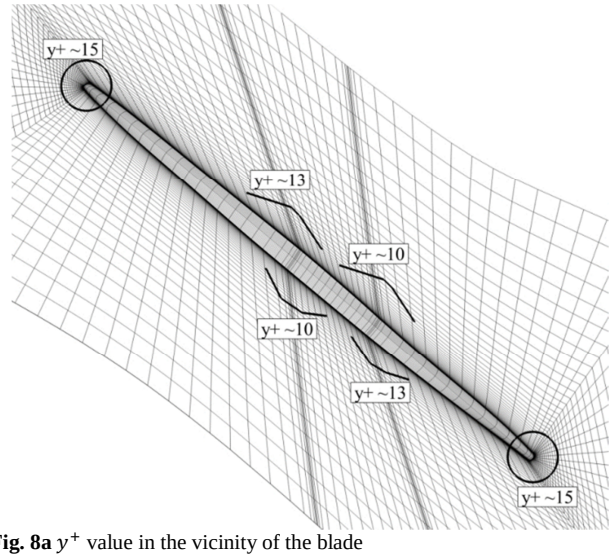

Fig. 8a y^+ value in the vicinity of the blade

شکل 8 الف) مقدار y^+ در نزدیکی پره

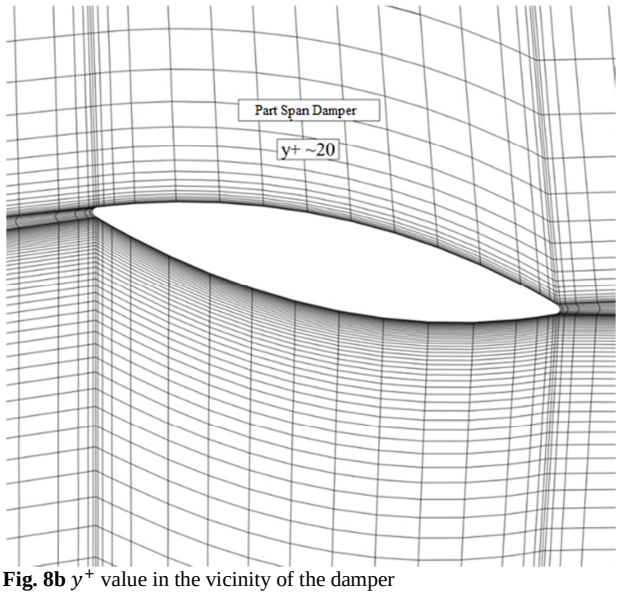

Fig. 8b y^+ value in the vicinity of the damper

شکل 8 ب) مقدار y^+ در نزدیکی دمپر

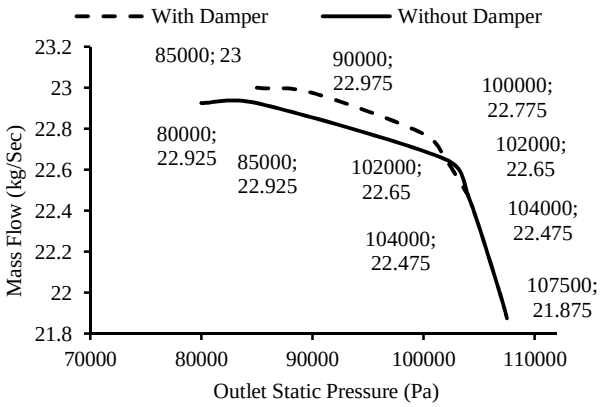

Fig. 9 Variation of mass flow rate versus outflow pressure

شکل 9 تغییرات دبی نسبت به فشار خروجی

می‌دهد. در شکل9 نمودار دبی جرمی بر حسب فشار استاتیک خروجی بیان شده است. در این مطالعه برای پره در حالت بدون دمپر دبی جرمی خفگی 22.925 کیلوگرم بر ثانیه در فشار استاتیک 80000 پاسکال و برای پره‌ی با دمپر دبی خفگی 23 کیلوگرم بر ثانیه در فشار استاتیک 85000 پاسکال به دست آمده است.

10- نتایج و بحث

در این بخش نتایج عددی این پژوهش تشریح شده و مقایسه‌ای بین عملکرد آیرودینامیکی پره‌ی با دمپر میانی و بدون دمپر میانی انجام می‌شود.

شکل 10 تغییرات بازده و نسبت فشار کل روتور کار حاضر را نسبت به دبی بی‌بعد نشان می‌دهد.

همان‌طور که قبلا اشاره شد، با کاهش دبی بی‌بعد یا به عبارتی با افزایش فشار استاتیک خروجی، بازده و نسبت فشار کل روتور افزایش می‌یابد و در عین حال، به شرایط استال هم نزدیک می‌شود. با استفاده از نمودارهای شکل 10 می‌توان دبی بی‌بعد در هر پره را در حالت استال بدست آورد و سپس با کمک نمودار شکل 9 فشاری که استال در آن رخ می‌دهد را محاسبه کرد. در این مطالعه برای پره‌ی بدون دمپر دبی بی‌بعد استال حدودا معادل 0.96 بدست آمده است. با توجه به اینکه دبی خفگی برای روتور با این پره 22.925 کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد، در نتیجه استال حدودا در فشار استاتیک خروجی 107500 پاسکال رخ داده است. به طور مشابه فشار استاتیک خروجی برای استال در پره‌ی با دمپر حدود 104000 پاسکال بدست آمده است.

برای محاسبه فشار کل، سرعت، انتروپی و بازده که در ادامه به آنها پرداخته شده، فشار استاتیک خروجی 102000 پاسکال در نظر گرفته شده

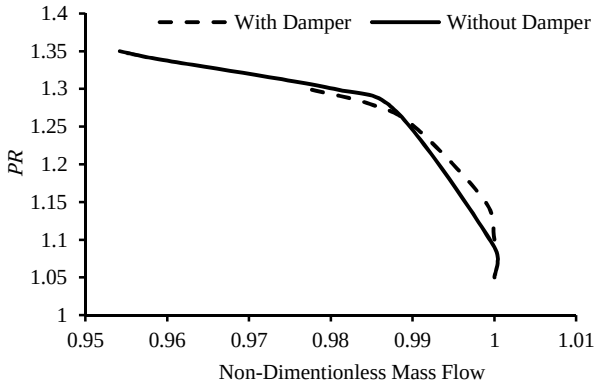

Fig. 10a Variations of efficiency versus non-dimensional mass flow rate (Present Study)

شکل 10 الف) تغییرات بازده نسبت به دبی بی‌بعد (مطالعه حاضر)

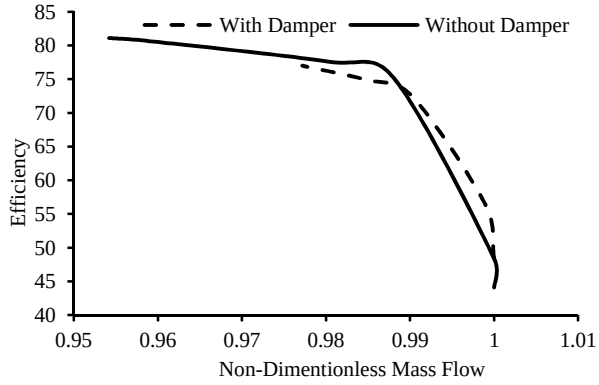

Fig. 10b Variations of total pressure ratio versus non-dimensional mass flow rate (Present Study)

شکل 10 ب) تغییرات نسبت فشار کل نسبت به دبی بی‌بعد (مطالعه حاضر)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

که نزدیک به شرایط استال است. همچنین خطی که اندازه‌گیری‌ها روی آن صورت گرفته است و نمودارها رسم شده‌اند (مکان پراب)، موازی و بعد از لبه فرار، در فاصله‌ی محوری تقریبا 0.06 برابر طول وتر، می‌باشد.

در مقدمه بیان شد که بنسر [1] شوک‌های موجود در اطراف پره‌ی همراه با دمپر را با استفاده از لیزر آشکار کرده است. این شوک‌ها در شکل 11 نشان داده شده‌اند. یک شوک در لبه حمله پره و دیگری در لبه حمله دمپر واقع در سمت مکش پره، قرار دارد. دومین شوک دمپر از محل اتصال دو دمپر مجاور پدید می‌آید. هر دو شوک به صورت شعاعی به سمت نوک انتشار می‌یابند. دومین شوک دمپر به دلیل جفت شدن نادرست دمپرهای مجاور به وجود می‌آید. بنابراین، قدرت این شوک به عدد ماخ روی سطح دمپر و موقعیت شعاعی دمپرها نسبت به یکدیگر بستگی دارد. از آنجایی که در اکثر جریان‌های گذرصوتی، عدد ماخ روی سطح دمپر باید کمتر از عدد ماخ ورودی در لبه حمله دمپر باشد، پس افت ناشی از شوک اول نسبت به شوک دوم در اولویت قرار دارد. در شکل12 کانتور شوک برای دو حالت بدون دمپر و با دمپر نشان داده شده است. در حالت بدون دمپر، یک شوک در لبه حمله پره که ناشی از انسداد جریان گذرصوتی توسط پره می‌باشد، رخ می‌دهد. با توجه به شکل 12 هر چه جریان به گلویی کانال جریان بین دو پره نزدیک می‌شود، برای بقای دبی جرمی سرعتش افزایش می‌یابد. این مسئله باعث ایجاد شوکی دیگر روی سطح پره در سمت مکش آن می‌شود. شوک اول تقریبا از میانه پره (x=17Cm) شروع شده است. شوک دوم از نزدیکی‌هاب تا نزدیکی نوک پره گسترده شده است. شکل 13 شوک روی پره در زمان حضور دمپر را نشان می‌دهد. در این شکل دیده می‌شود که دمپر در دو مکان مختلف در راستای وتر پره قرار گرفته است. در شکل سمت راست دمپر نزدیک لبه فرار پره و در شکل سمت چپ دمپر نزدیک لبه حمله پره واقع شده است. در پره سمت چپ دیده می‌شود که دمپر در مکانی قرار گرفته است که شوک دوم پره منفصل شده است. طوری که شوک تقریبا از نزدیک‌هاب شروع شده و تا نزدیکی دمپر ادامه دارد و دوباره از بالای دمپر شوک شروع می‌شود. در پره سمت راست مشاهده شده است در صورتی که دمپر نزدیک لبه فرار پره باشد شوک دوم پره بدون انفصال به مسیر خود ادامه می‌دهد. در کار بنسر بیان شده است که شوک اول دمپر ناشی از وجود دمپر می‌باشد. طبق گفته‌های بالا و شکل‌های مربوطه می‌توان این ادعا را رد کرد. در اینجا به دلیل اینکه کانال یک پره بررسی شده است، شوک دوم دمپر مشاهده نشده است. برای

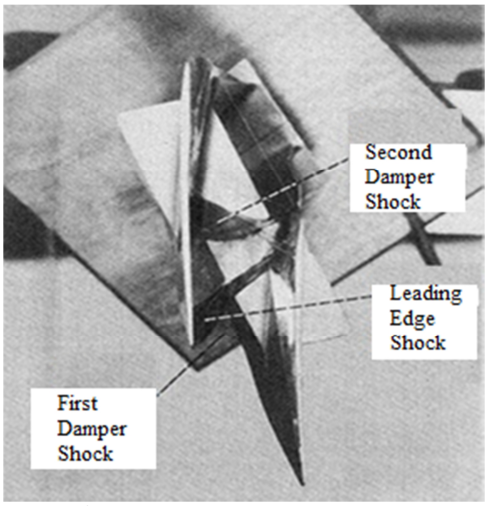

Fig. 11 Shocks of the blade with damper

شکل 11 شوک‌های پره‌ی دارای دمپر[1]

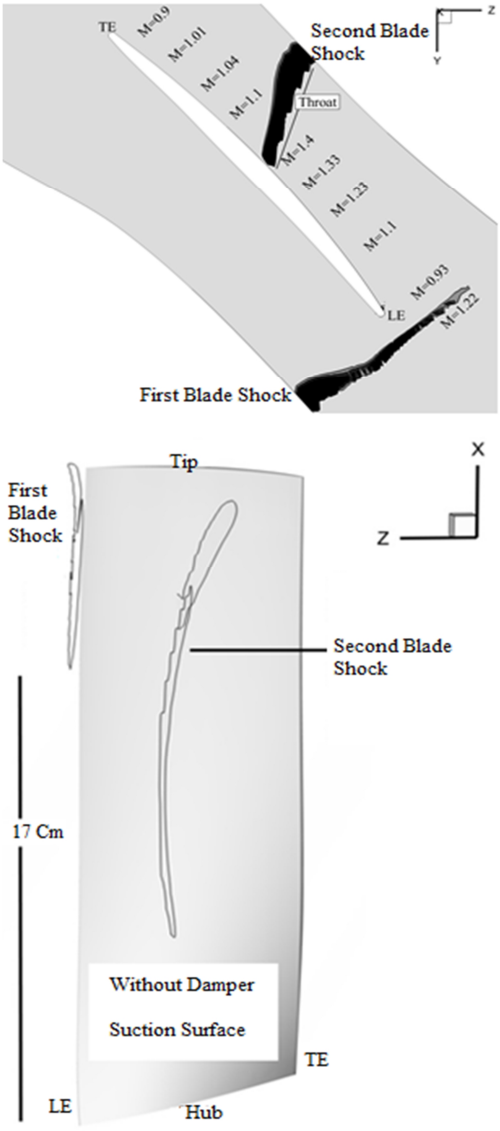

Fig. 12 Investigation shocks on surface

شکل 12 بررسی شوک‌های روی پره

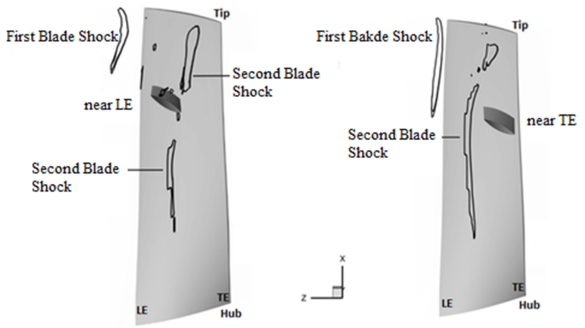

Fig. 13 Comparison of shocks on the blade for two blades with damper at different position

شکل 13 مقایسه شوک‌ها روی پره برای دو دمپر در موقعیت‌های مختلف

مشاهده این شوک نیاز به شبیه‌سازی حداقل دو پره می‌باشد.

10-1- مطالعه دقیق اثر شوک بر جریان روی یک پره‌ی بدون دمپر میانی

شکل 14 کانتور شوک و انتروپی را در یک شکل نشان می‌دهد.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

تداخل موج شوک با جریان لایه مرزی[1] در جریان‌های گذرصوتی و مافوق‌صوتی معمولا مشاهده می‌شود. انواع پدیده‌های جریان از جمله جدایش جریان، جریان گردابه‌ای، ناپایداری، اختلاط پیچیده و آشفتگی بعد از آن اتفاق می‌افتد. از اثراتی که تداخل موج شوک با لایه مرزی می‌گذارد می‌توان به افزایش نیروی پسا و کاهش نیروی برا، همچنین گرمایش آیرودینامیکی و افزایش ناپایداری‌ها اشاره کرد. این جدایش جریان، به دلیل تداخل موج شوک با جریان لایه مرزی رخ داده است که به آن جدایش لایه مرزی القا شده توسط شوک[2] گفته می‌شود. این تداخل دارای چهار الگوی ضعیف، متوسط، قوی و خیلی قوی می‌باشد. در تداخل ضعیف، ماخ موضعی قبل از شوک بین 1 تا 1.2 می‌باشد. در این نوع تداخل جدایش جریان اتفاق نمی‌افتد. در تداخل متعادل جدایش اولیه‌ی خیلی کوچکی رخ می‌دهد. ماخ موضعی بین 1.2 تا 1.32 می‌باشد. در تداخل قوی که ماخ موضعی بین 1.32 تا 1.5 است، جدایش بزرگی در فاصله‌ای بعد تداخل موج شوک با لایه مرزی اتفاق می‌افتد. در نهایت هنگامی که ماخ بیشتر از 1.5 باشد، تداخل خیلی قوی رخ می‌دهد که منجر به جدایش بزرگ و پیچیده‌ای می‌شود [14].

همان‌طور که مشخص است، بعد از شوک، انتروپی افزایش یافته است. تداخل شوک با لایه مرزی در شکل 14 نشان داده شده است که باعث افزایش انتروپی بعد از آن شده است. از آنجاییکه شوک در سطح مکش پره رخ می‌دهد، در نتیجه این سطح از پره انتروپی بیشتری نسبت به سطح فشار دارد.

شکل 15 نمای نزدیکی از مکان شروع افزایش انتروپی یعنی نقطه1 را نشان داده است. بعد از شوک، سرعت به شدت کاهش و فشار استاتیک افزایش می‌یابد. این اتفاق باعث ایجاد گرادیان‌های فشار معکوس در لایه مرزی می‌شود. سرعت در لایه‌مرزی خلاف جهت سرعت محوری شده که در ادامه می‌تواند منجر به جدایش جریان و تولید گردابه شود.

شکل 16 گردابه تولیدی نشان داده شده در شکل 14 (نقطه 2) را نشان می‌دهد. این گردابه در اثر جدایش لایه مرزی ناشی از شوک (SIS)، به وجود آمده است. این گردابه در راستای پره در لبه فرار وجود دارد که البته از نوک وهاب به سمت وسط پره گردابه بزرگتر می‌شود.

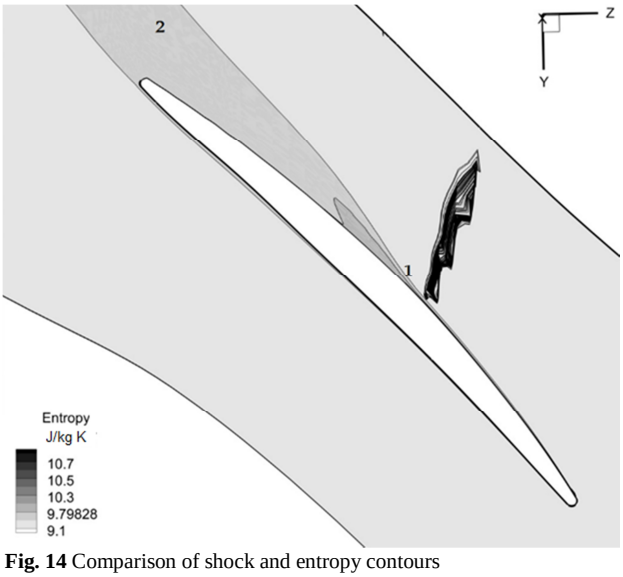

Fig. 14 Comparison of shock and entropy contours

شکل 14 مقایسه کانتور شوک و انتروپی

[1] Shock wave/boundary layer interaction (SBLI)
[2] Shock Induced Boundary Layer Separation (SIS)

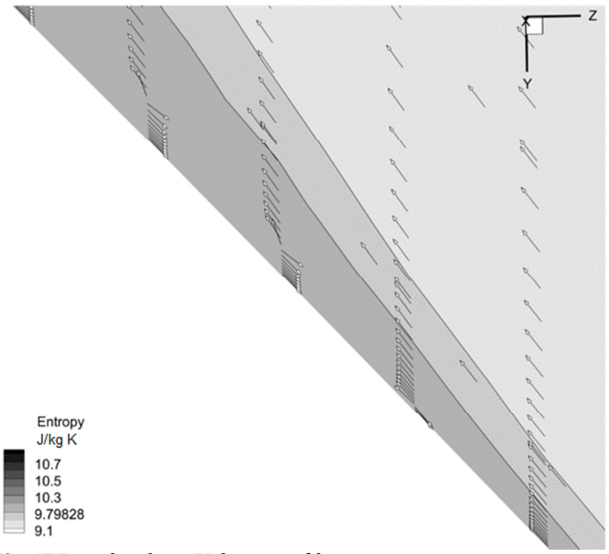

Fig. 15 Boundary layer Velocity profile

شکل 15 پروفیل سرعت لایه مرزی

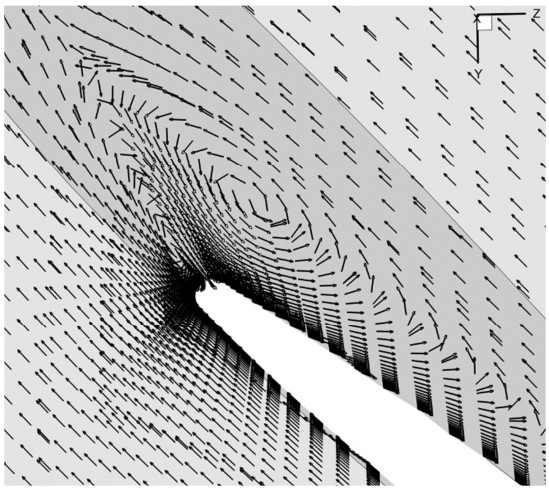

Fig. 16 Blade training edge vortex

شکل 16 گردابه در لبه فرار پره

10-2- اثر حضور دمپر بر الگو و مشخصه‌های جریان

در شکل 13 نشان داده شد که شوک پره در فاصله بین‌هاب تا دمپر و در سطح مکش پره اتفاق می‌افتد. همچنین در بالا گفته شد که بعد از محل وقوع شوک، به دلیل گرادیان‌های معکوس، انتروپی افزایش می‌یابد. در نتیجه در پره‌ای که دمپر دارد، انتروپی به دلیل تداخل شوک با لایه مرزی، ازهاب تا دمپر رو به افزایش است. همان‌طور که گفته شد، با توجه به مکان دمپر در راستای وتر پره می‌تواند شوک روی دمپر ایجاد شود. در شکل 17(الف) دمپر تقریبا در میانه پره قرار گرفته است. در نتیجه این چیدمان، شوک دوم پره منفصل شده و از بالای دمپر دوباره ادامه یافته است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، تداخل قوی اتفاق افتاده منجر به جدایش جریان و شکل‌گیری گردابه شده و در نتیجه انتروپی را افزایش داده است. شکل 17(ب) نشان می‌دهد که بخشی از سیال از پایین حول لبه فرار می‌چرخد و به سمت بالای آن حرکت می‌کند که باعث افزایش انتروپی بعد از لبه فرار دمپر می‌شود. در شکل 17(ج) نمودار تغییرات انتروپی در راستای پره رو خط پراب رسم شده است. از این نمودار اینطور به نظر می‌آید که دمپر باعث کاهش انتروپی می‌شود. با بررسی کانتور انتروپی، که در شکل 17(ب) نشان

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

داده شده است، معلوم می‌شود که بعد از لبه فرار دمپر انتروپی افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که انتروپی بعد از افزایش در پشت دمپر به

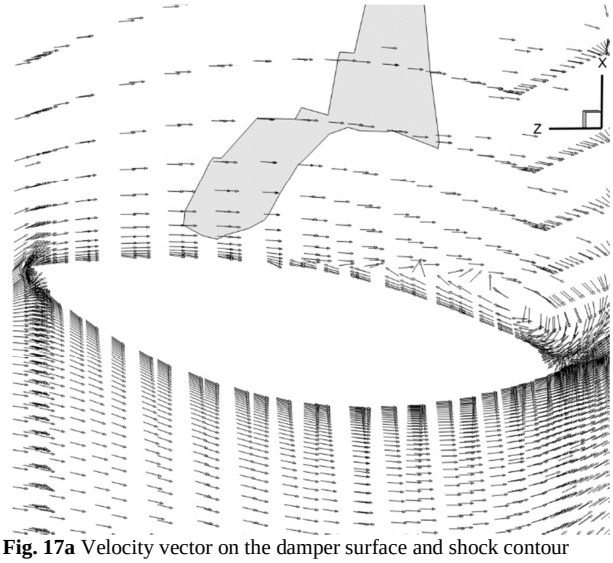

Fig. 17a Velocity vector on the damper surface and shock contour above it

شکل 17 الف) بردار سرعت روی دمپر و کانتور شوک در بالای آن

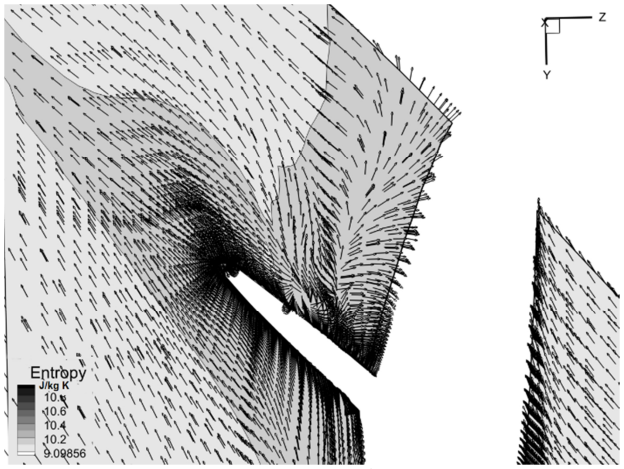

Fig. 17b Flow streamlines in the bottom of damper

شکل 17 ب) خطوط جریان در سطح زیر دمپر

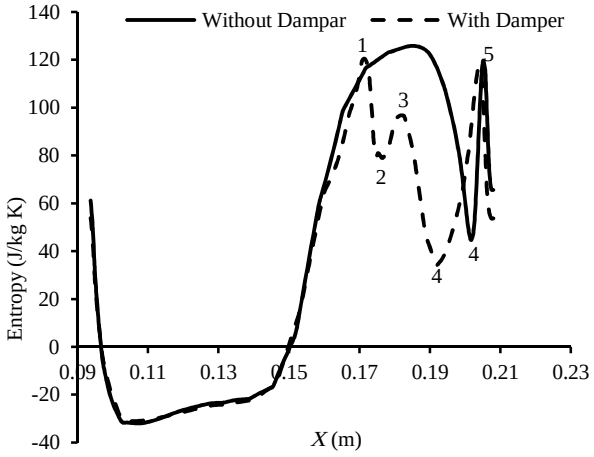

Fig. 17c Entropy distribution in blade spanwise direction

شکل 17 ج) توزیع انتروپی در راستای اسپن پره

تدریج کاهش یافته و این کاهش بعد از لبه فرار پره به حداکثر مقدار خود میرسد. به همین دلیل است که نمودار انتروپی بعد از پره کاهش انتروپی را نشان می‌دهد. بنابراین، افزایش افت ناشی از دمپر فقط روی پره وجود دارد و جریان محوری خروجی از پره انتروپی بالایی ندارد. همان‌طور که گفته شد دمپر باعث افزایش انتروپی شده و در بالای دمپر اثر آن همچنان وجود دارد. شکل 18 توزیع آنتروپی در دو مقطع پایین و بالای دمپر را نشان می‌دهد. به دلیل وجود شوک دوم پره در سطح مکش، انتروپی در نواحی پایین دمپر بیشتر است. در نواحی بالای دمپر، اثر دمپر باعث شده شوک پره از بین رفته و انتروپی کاهش بیابد؛ اما در سطح فشار، انتروپی زیاد ناشی از دمپر همچنان حضور دارد. به همین دلیل است که در نمودارهای فشار و سرعت در راستای پره، تا قبل از دمپر نمودارها برای هر دو حالت با دمپر و بدون دمپر خیلی به هم نزدیک هستند و بعد از آن تغییرات صورت می‌گیرد (شکل‌های 19 و 20).

برای بررسی اثر دمپر، علاوه بر انتروپی بایستی تغییرات سرعت محوری و فشار کل هم مطالعه شود. اهمیت مطالعه سرعت محوری در جدایش جریان روی دمپر و گردابه پشت آن می‌باشد. فشار کل در راستای پره بررسی می‌شود تا مشخص شود دمپر چه میزان و در کدام منطقه بیشتر باعث افت فشار می‌شود. با این مطالعات در صورت تغییر در هندسه دمپر می‌توان با مقایسه میزان افت‌ها و همچنین اندازه‌ی گردابه‌ها، هندسه مناسبی برای دمپر طراحی کرد. شکل 19 تغییرات سرعت محوری در راستای پره را نشان می‌دهد. کاهش سرعت دقیقا در مکان دمپر رخ می‌دهد و بعد از آن روندی شبیه روند پره بدون دمپر را دارد. همچنین این اتفاق برای فشار کل در

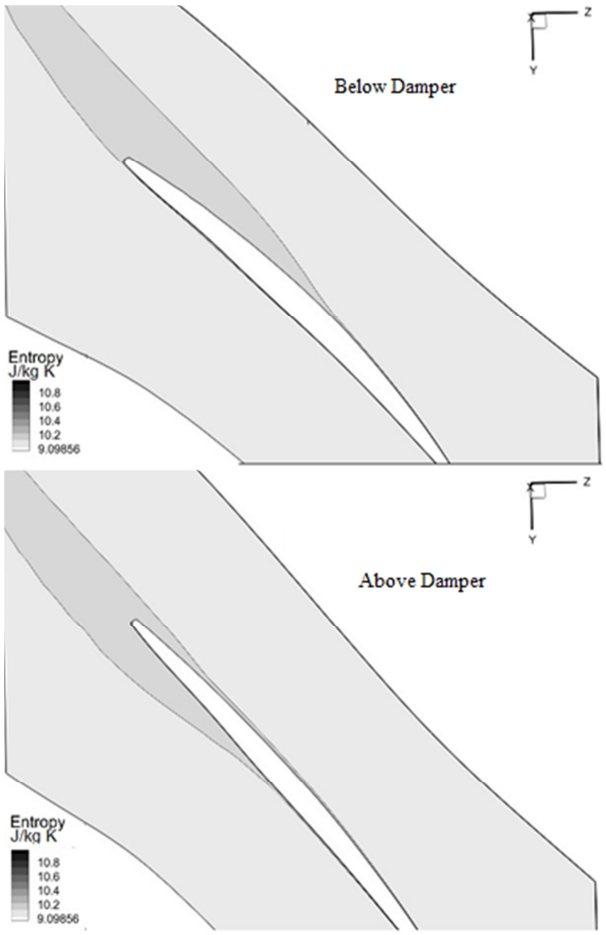

Fig. 18 Entropy contour at the top and bottom of the damper

شکل 18 کانتور انتروپی در دو مقطع بالا و پایین دمپر

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

راستای پره هم می‌افتد. با توجه به شکل 20، در نمودار پره بدون دمپر مشاهده می‌شود که قبل از نقطه 1 و بعد از نقطه 2 فشار کاهش پیدا کرده است با اینکه اگر شرایط ایده‌ال باشد و هیچ افتی وجود نداشته باشد می‌توان انتظار داشت که ازهاب تا نوک پره، فشار افزایش یابد. در شرایط واقعی، در نزدیکی‌هاب، افت فشار ناشی از جریان ثانویه و در نزدیکی نوک ناشی از جریان ثانویه و نشتی نوک وجود دارد. قسمت میانی پره یعنی فاصله بین نقاط 1 تا 2 فشار افزایش یافته است. با حضور دمپر، قسمت میانی پره دچار نوسانات فشار می‌شود که بین دو نقطه $2'$ ،$1'$ قرار گرفته است و دقیقا در مکانی که دمپر قرار دارد، فشار به طور ناگهانی کاهش یافته است. طوری که حدودا 10 برابر ضخامت بیشینه دمپر را در طرفین خود تحت تأثیر قرار می‌دهد. در مطالعه انجام شده توسط رابرتز [4] ناحیه متاثر از دمپر حدود 10 برابر بیشینه ضخامت دمپر می‌باشد.

با توجه به اینکه وظیفه اصلی روتور کمپرسور افزایش فشار از طریق افزایش انرژی جنبشی است، می‌توان انتظار داشت که دمپر باعث کاهش بازده شود. همچنین همان‌طور که گفته شد دمپر، انتروپی جریان روی دمپر در پشت لبه فرار و بالای آن را افزایش داده است. این پدیده‌ها افزایش افت و کاهش بازده را پیش‌بینی می‌کند. برای بررسی عددی این موضوع، بازده‌ی دو پره یکی بدون دمپر و دیگری با دمپر محاسبه شده است که به ترتیب 75.3 و 74.9 درصد بدست آمده است. طبق پیش‌بینی، بازده پره‌ی با دمپر کاهش یافته است.

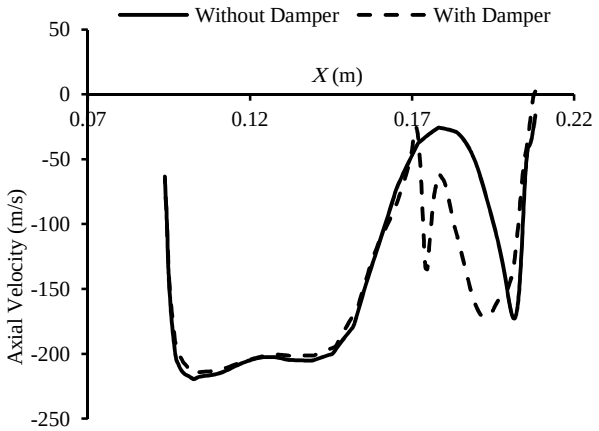

Fig. 19 Axial velocity distribution in the blade spanwise direction

شکل 19 سرعت محوری در راستای پره

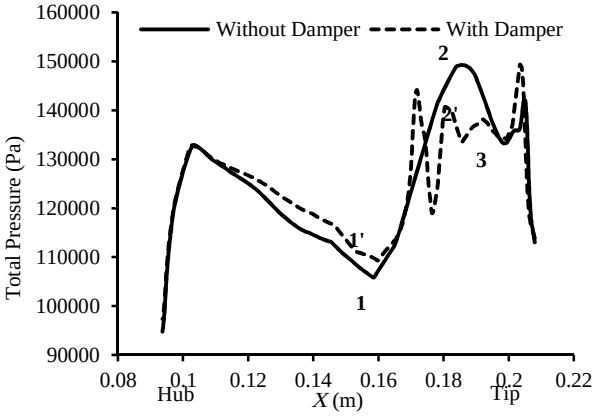

Fig. 20 Total pressure distribution in the blade spanwise direction

شکل 20 فشار کل در راستای اسپن پره

3-10- تأثیر دمپر بر تولید گردابه و تأثیر آن بر استال

همان‌طور که در شکل 16 نشان داده شد، در لبه فرار پره گردابه‌ای شکل می‌گیرد. با بررسی دقیق، مشخص شده است که این گردابه در پره‌ی بدون دمپر تا فاصله شعاعی 18 سانتی‌متری حضور دارد. در پره‌ی با دمپر، این گردابه تا فاصله 16 سانتی‌متری شکل می‌گیرد. با توجه به نمودار سرعت محوری در شکل 19، سرعت روی دمپر کاهش یافته است که امکان جدایش جریان و تشکیل گردابه در پشت لبه فرار دمپر وجود دارد. همان‌طور که در شکل 21 مشاهده می‌شود در پشت لبه فرار دمپر گردابه‌ای کوچک شکل گرفته است. همچنین در شکل 17الف هم وجود گردابه‌ای روی دمپر نشان داده شد. در صورتی که این گردابه‌ها جدا شده و به پره‌های دیگر منتقل شوند می‌تواند شرایط استال دوار را فراهم کند. با مقایسه حاشیه استال برای دو پره مورد مطالعه در این مقاله، مشخص شده است که پره‌ی بدون دمپر در فشار کل خروجی 107500 پاسکال و با دمپر در فشار کل خروجی 103000 پاسکال دچار استال می‌شوند.

برای حل مشکلات ناشی از دمپر، بایستی تغییراتی در پارامترهای هندسی آن مانند شعاع لبه حمله، بیشینه ضخامت، طول وتر و زاویه حمله ایجاد کرد و تأثیرات آنها را بر کاهش افت‌ها و عملکرد آیرودینامیکی روتور به ویژه استال مطالعه کرد. این موضوع، در تحقیقات آینده بررسی خواهد شد.

11- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

رایج‌ترین راه برای افزایش قابلیت تولید فشار در هر طبقه مجزای کمپرسور استفاده از پره‌ها با نسبت منظری زیاد است. طراحان برای کاهش ارتعاشات مخرب چنین پره‌هایی، پره‌های مجاور را توسط دمپر میانی به یکدیگر متصل می‌کنند. در این مطالعه سعی شده بود با شبیه‌سازی دو پره، یکی با دمپر و دیگری بدون آن، تأثیر دمپر بر کارایی آیرودینامیکی توربوماشین بررسی شود. نتایج بدست آمده در زیر به صورت خلاصه آورده شده است:

- در کمپرسور گذرصوتی مدنظر یک شوک در لبه حمله پره و شوکی دیگر در میانه پره اتفاق می‌افتد. در صورت حضور دمپر میانی انفصال در شوک دوم پره، مشاهده می‌شود. این انفصال به مکان دمپر در راستای وتر پره بستگی دارد.

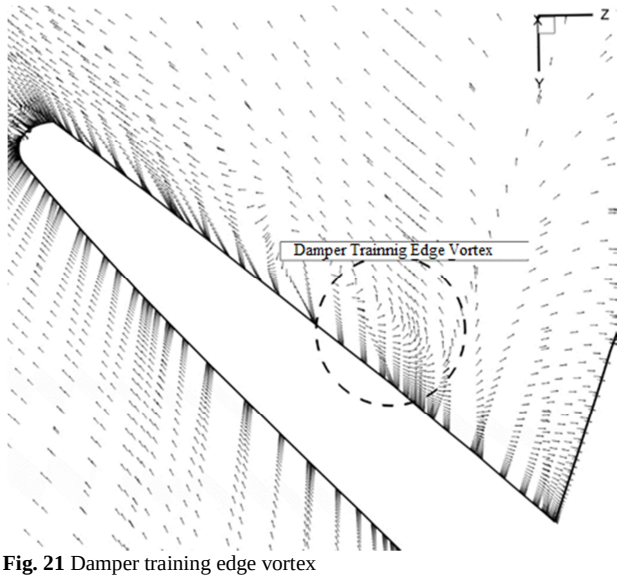

Fig. 21 Damper training edge vortex

شکل 21 گردابه پشت لبه فرار دمپر

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]

- تداخل شوک با لایه مرزی با توجه به قدرتش می‌تواند منجر به جدایش جریان و تولید گردابه شود. همچنین منجر به افزایش انتروپی در سمت مکش پره می‌شود.
- الگوی توزیع انتروپی، فشار و سرعت، قبل از دمپر، برای هر دو پره با دمپر و بدون دمپر مشابه می‌باشد. در سطح زیرین دمپر مقادیر پارامترهای ذکر شده بیشینه می‌باشند ولی از آن به بعد با حضور دمپر افت می‌کنند. این افت تا روی دمپر ادامه دارد و با گذر از دمپر دوباره همان روند پره بدون دمپر حاکم می‌شود.
- انتروپی در لبه فرار دمپر و روی پره افزایش می‌یابد. با دور شدن از لبه فرار پره انتروپی کاهش یافته طوری که در بعد از لبه فرار پره انتروپی خیلی کاهش یافته است. در زیر دمپر سطح مکش پره به دلیل حضور شوک پره و در بالای دمپر سطح فشار پره به دلیل حضور دمپر انتروپی بیشتری دارد. افزایش انتروپی ناشی از دمپر باعث کاهش فشار و سرعت در راستای پره و بعد از آن می‌شود.
- تأثیر نهایی دمپر بر کارایی آیرودینامیکی روتور را با کاهش بازده ایزنتروپیک رتور با پره دارای دمپر نسبت به پره بدون دمپر در بهترین شرایط، 0.5% کمتر می‌باشد که در کاربردهای صنعتی مقدار قابل ملاحظه‌ای است و بهینه‌سازی هندسه دمپر را اجتناب‌ناپذیر می‌کند.
- در پره بدون دمپر، در راستای پره و در لبه فرار آن گردابه‌ای وجود دارد که در میانه پره بزرگتر است و به سمت‌هاب و نوک که پیش می‌رود قدرت آن کاهش می‌یابد.
- در پره‌ی با دمپر، گردابه ازهاب تا حدود یک سانتی‌متری دمپر وجود دارد ولی از ان بعد تشکیل نمی‌شود. فقط در پشت لبه فرار دمپر شکل می‌گیرد که ناشی از آن می‌باشد.
- در صورت وجود دمپر احتمال دارد گردابه‌ای در پشت آن شکل بگیرد. این گردابه می‌تواند شروع استال دوار را تسریع کند. هندسه دمپر نقش خیلی مهمی را در تولید گردابه دارد.

12- تقدیر و تشکر

بیشتر شبیه‌سازی‌های این مقاله در مرکز پردازش داده‌های ابری دانشگاه تربیت مدرس انجام شده است. از این طریق از همکاری این مرکز صمیمانه تشکر می‌شود.

13- مراجع

[1] W. A. Benser, E. E. Bailey, T. F. Gelder, Holographic studies of shock waves within transonic fan rotors, *ASME. Journal of Power and Energy*,Vol. 97, No. 1, pp. 75-83, 1975.
[2] G. M. Esgar, D. M. Sandercock, Some observed effects of part- span dampers on rotating blade row performance near design point, *NASA TM X-2696*, Vol. 501, No. 24, pp. 28, 1973.
[3] Y. Wu, J. Moine, J. J. Marra, Y. Ting Wu, C. K. Funk, P. F. Hsu, R. Zhou, C. S. Subramanian, C. X. Campbell, Design optimization of Turbomachinery Components with Independent FEA and CFD tools in an optimization software environment - a mid-span shroud ring study case, *Energy Systems Analysis*, Vol. 4, No. IMECE2011-62083, pp. 8, 2011.
[4] W. B. Roberts, A Design Point Correlation for Losses due to Part-Span Dampers on Transonic Rotors, *Journal of Engineering for Power*, Vol. 101, No. 3, pp.7,1979.
[5] J. Liu, H. Mistry, M. Santhanakrishnan, A. Stein, S. Dey, J. Slepski. Aerodynamic performance assessment of part-span connector of last stage bucket of low pressure steam turbine, *Proceedings of the ASME 2011 Power Conference*, Vol. 1, No. 55265, pp. 545-550;6 pages July, 2011.
[6] J. D. Denton, The 1993 IGTI scholar lecture: Loss mechanisms in turbomachines, *ASME. Journal of Turbomachine*. Vol. 115, No. 4, pp. 621-656, 1993.
[7] S. M. Sajjadi, M. R. Aligoodarz, H. Karrabi, Effect of rotor blade twist on axial transonic compressor performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 154-160, 2014. (in Persian فارسی).
[8] S. Fallah, B. Ghadiri Dehkordi, G. Heidarinejad, Numerical investigation of turbulence characteristics of flow in fixed and oscillating transonic fan cascade,*Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 16, pp. 231-242, 2014. (in Persian فارسی).
[9] T. Houghton, I. Day, Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 133, No. 2, pp. 11, 2011.
[10] H. Khaleghi, M. Boroomand, A. Tousi, J. Teixeira, Stall inception in a transonic axial fan, *Journal of Power and Energy*, Vol. 222, No. 2, pp. 199-208, 2008.
[11] L. Hilgenfeld, L. Fottner, Experimental investigation of turbulence structures in a highly loaded transonic compressor cascade with shock/laminar boundary layer interactions,*The 5th Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements*, Mallorca, Spain, 2002.
[12] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, 1994.
[13] R. S. Simonyi, R. J. Roelke, R. G. Stabe, B. C. Nowlin, D. DiCicco; Aerodynamic Evaluation of Two Compact Radial Inflow Turbine Rotors, *NASA Lewis Research Center*,Vol. 505, No. 10, pp. 76, 1995.
[14] T. Setoguchi, Shock Induced Boundary Layer Separation, *8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, Lyon, France, July-2007.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.45.6]