

شبیه‌سازی عددی تغییرات پارامترهای هندسی ایندیوسرهای طراحی شده بر عملکرد هیدرولیکی یک پمپ گریز از مرکز

داود پورعبداله

سید عبدالکریم پیمبرپور

امیر فرهاد نجفی*

سید احمد نوربخش

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

چکیده

بهره‌مندی از ایندیوسر جهت جلوگیری از کاهش فشار حدفاصل ورودی پمپ گریز از مرکز تا ابتدای پره و بهبود عملکرد آن در سرعت‌های مخصوص مکش بالا، دارای کارکرد موثری می‌باشد. ایندیوسر چرخشی محوری با تعداد پره‌ی کمتر از چرخ پمپ (۳ یا ۴) و زاویه‌ی حمله‌ی کوچک بوده، در بالادست محور چرخ پمپ نصب و با آن می‌چرخد. در این تحقیق پس از طراحی ایندیوسر برای یک پمپ، عملکرد آن با تغییر پارامترهای هندسی به صورت عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج عددی نشان داد که افزایش نسبت گام از ۲۴٪ به ۴۸٪ باعث افزایش فشار از ۱۰٪ به ۳۴٪ می‌شود در صورتیکه با افزایش نسبت طول به قطر از

$\frac{7}{12}$ به $\frac{16}{12}$ ، افزایش فشار تقریباً ثابت و برابر ۲۳٪ می‌گردد. ملاحظه شد که با افزایش گام در دبی‌های کم، هد تولیدی چرخ پمپ کاهش می‌یابد. این

موضوع می‌تواند بعثت عدم تبعیت جریان از هندسه ایندیوسر و در نتیجه ایجاد شرایط نامناسب در ورودی چرخ پمپ باشد. اما با کاهش آن در دبی‌های بالا، هد مذکور، بعثت ایجاد چرخش معکوس در خروجی ایندیوسر و ورودی پمپ، افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: ایندیوسر، پمپ گریز از مرکز، نسبت گام پره، نسبت طول به قطر پره، تحلیل عددی.

Numerical Simulation for Effects of Inducer Geometrical Variations on a Centrifugal Pump Hydraulic Performance

D. Pourabdollah

S. A. Payambarpour

A. F. Najafi

S. A. Nourbakhsh

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Abstract

Using inducers in order avoiding pressure reduction at the centrifugal pump impeller inlet and consequently increasing pump performance at high suction speeds are important in many applications. The inducer which is an axial pump with lower number blades than impeller's (usually 3 or 4), located on the upstream impeller and rotates with the same rotational speed and direction as the pump. In this research, changing inducer design parameters such as the blade pitch and the length to the diameter ratio on its and pump hydraulic performance is investigated, numerically. The results show that using inducer and changing its blade pitch ratio from 0.24 to 0.48, causes average pressure ratio increasing from 10% up to 34% at the pump impeller inlet. Unlike the pitch ratio changing effects, increasing the length to blade diameter ratio from 7/12 to 16/12 show a fairly constant average pressure ratio increasing up to 23%. For the large pitch ratio, pump impeller induced head; decreases for low flow rate. Meanwhile, decreasing pitch ratio in high flow rate causes flow counter rotation at the pump impeller inlet that increases the pump impeller head.

Keywords: Inducer, Centrifugal pump, Blade pitch ratio, Length to diameter ratio, Numerical Simulation.

۱- مقدمه

عملکرد پمپ در فشارهای ورودی کم بدون احتمال بروز کاویتاسیون، یک مزیت محسوب می‌شود. بعنوان مثال پمپ‌هایی که گاز طبیعی مایع را از یک مخزن ذخیره به مخزن دیگری انتقال می‌دهند، توانایی عملکرد آنها در سرعت مخصوص مکش بالا، منجر به انتقال بیشتر سوخت می‌شود [۲]. یکی دیگر از کاربردهای رایج آن در وسایل نقلیه‌ی فضایی است که در آنها استفاده از ایندیوسر در پمپ با سرعت مخصوص مکش بالا، امکان استفاده از مخزن پیشران با فشار پایین را فراهم ساخته و باعث کاهش وزن سیستم و هزینه‌ی کل از ایندیوسر در پمپ‌های سوخت هواپیما می‌گردد [۳].

تحقیقات صورت گرفته در خصوص ایندیوسر را می‌توان به دو

ایندیوسر یک پمپ محوری با هد پایین بوده که در بالادست چرخ پمپ سانتریفوژ به منظور جلوگیری از بروز کاویتاسیون در آن نصب می‌شود. مشخصه‌ی رفتاری هیدرولیکی یک ایندیوسر به گونه‌ای است که هد خالص مکش مورد نیاز آن به میزان قابل توجهی از مقدار مورد نیاز برای چرخ معمولی پمپ سانتریفوژ کمتر می‌باشد. هر چند ایندیوسر باعث افزایش مقدار فشار مکش در ابتدای چرخ پمپ سانتریفوژ می‌گردد، اما نقش موثری در هد تولید شده توسط پمپ ندارد [۱]. کاربردهای متعددی در صنعت وجود دارد که در آنها قابلیت

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: afnajafi@ut.ac.ir

شود. اگر تعداد پره پروانه پمپ مضربی از تعداد پره ایندیوسر باشد، جریان خروجی از ایندیوسر با مولفه‌ی چرخشی مناسب‌تری وارد پمپ می‌گردد [۱۵]. آگستینو و همکارانش [۱۶] یک ایندیوسر محوری مخروطی با مدل مرتبه کاهش یافته^۳ برای طراحی اولیه و عملکرد غیرکاویتاسیونی را بررسی نمودند. مدلی که ارائه شده توانست با تعریف پارامترهای هندسی، توضیح میدان جریان سه بعدی، مشخصات و کنترل بارگذاری پره و پیش‌بینی مشخصات غیرکاویتاسیونی پمپاژ ایندیوسرهای مارپیچ با زاویه‌ی گام متغیر و هاب مخروطی، به خوبی عملکرد ایندیوسر توربوپمپ‌ها را تحلیل نماید.

بررسی پارامترهای طراحی ایندیوسر نظیر نسبت گام و نسبت طول به قطر پره ایندیوسر بر عملکرد غیرکاویتاسیونی و تأثیر آنها بر افزایش فشار ورودی به پروانه پمپ با سرعت مخصوص مشخص و همچنین تغییرات عملکرد هیدرولیکی چرخ پمپ موضوعی است که در این پژوهش به آن پرداخته می‌شود. در بررسی پارامترهای ذکر شده تعداد پره‌های ایندیوسر ثابت در نظر گرفته می‌شوند.

۲- تولید هندسه

۲-۱- اندازه هندسه و مشخصه‌های پمپ مورد استفاده

در تحقیق حاضر، اثرات هیدرولیکی استفاده از ایندیوسر برای یک پمپ صنعتی یک مکشه بر عملکرد آن، که پیش از این در موسسه تحقیقاتی توربوماشین‌های آبی دانشگاه تهران در پژوهش دیگری مورد استفاده قرار گرفته بود [۱۷]، مورد بررسی قرار می‌گیرد. جزئیات پارامترهای هندسی و مشخصه‌های عملکردی پمپ مذکور به طور خلاصه در جدول ۱ ارائه شده است.

پارامتر	مقدار
نسبت قطر بیرونی به قطر درونی	$D_1/D_2 = 0.25$
نسبت عرض بیرونی به عرض درونی	$b_2/b_1 = 0.28$
تعداد پره	6
زاویه حمله پره	19.7°
زاویه فرار پره	20°
ضریب دبی طراحی	$\phi_D = 0.078$
ضریب هد طراحی	$\psi_D = 0.119$

برای فراهم شدن امکان تحلیل عددی پمپ، ابتدا می‌بایست تا مدل سه بعدی کامپیوتری چرخ و حلزونی تهیه می‌شد. از اینرو، ابتدا چرخ و حلزونی پمپ تجاری موجود با استفاده از دوربین‌های سه‌بعدی اندازه‌برداری شده و در نرم‌افزار کتیا^۴ مدل‌های سه‌بعدی مربوطه تهیه گردید [۱۸-۱۷]. با استفاده از این مدل، میدان جریان سیال برای تولید شبکه قابل دستیابی خواهد بود. از آنجا که مدل سه بعدی تولید شده به دلیل داشتن سطوح ریز فراوان کیفیت لازم را برای تولید شبکه محاسباتی نداشتند و همچنین با توجه با اینکه مدل مدنظر بر مبنای

بخش رژیم جریان کاویتاسیونی و غیرکاویتاسیونی تقسیم‌بندی نمود. ایندیوسر بر هد و بازده پمپ تأثیر اندکی داشته و در مقابل اثرات مطلوبی در جلوگیری از افت فشار در ورودی پره پمپ دارد، به طوری که هد مکش مثبت خالص پمپ در صورت وجود ایندیوسر تا سه برابر نسبت به حالت بدون آن افزایش می‌یابد [۴]. از این رو پژوهش‌های متعددی در مورد عملکرد ایندیوسر در جریان‌های کاویتاسیونی صورت گرفته است. در رابطه با رفتار کاویتاسیونی ایندیوسر، نتایج تجربی نشان می‌دهد که نواحی حفره‌ای در اطراف لبه‌ی راهنما و سمت مکش رخ می‌دهد [۵]. پژوهش‌ها همچنین نشان داد که بهینه شدن شکل لبه‌ی راهنما موجب هموارتر شدن منحنی هد کاویتاسیون [۶] و پیچش آن موجب کاهش عدد کاویتاسیون بحرانی^۱ و افزایش سرعت مخصوص مکش می‌شود [۷]. از طرفی با وجود پیچش لبه‌ی راهنما، بازده کمتر شده و نوع کاویتاسیون از کاویتاسیون نوک پره به کاویتاسیون پیوست شده یا ثابت تغییر می‌نماید [۸]. افزایش شیب لبه‌ی راهنما باعث بهبود قابل ملاحظه‌ای در عملکرد کاویتاسیونی در دبی‌های زیاد و کاهش نوسانات فشار می‌شود [۹].

هندسه پروفیل هاب (پایه) ایندیوسر نیز در رفتار کاویتاسیونی ایندیوسر دارای اهمیت می‌باشد به طوری که ایندیوسر مخروطی در ضریب کاویتاسیون بحرانی، دارای برتری نسبی بوده که البته عملکرد آن برای تمام دبی‌ها بسیار ناپایدار می‌باشد [۱۰]. این در حالیست که ایندیوسر استوانه‌ای (دارای نسبت قطر هاب به نوک پره بیشتر)، دارای عملکرد پایدارتری است. مدل‌سازی فیزیکی و شبیه‌سازی کاویتاسیون لبه‌ی راهنما در کاربرد یک ایندیوسر صنعتی دارای سه پره با استفاده از دو روش دینامیک سیالات محاسباتی مدل اثر فصل مشترک و مدل کسر حجمی برای ایندیوسر، نشان داد که هر دو مدل پیش‌بینی خوبی از شروع کاویتاسیون و همچنین ابعاد حفره اصلی ارائه می‌دهند و کاهش افت هد ناشی از کاویتاسیون عمدتاً به دلیل افزایش تلفات و کاهش انرژی ذخیره شده می‌باشد [۱۱]. بررسی پدیده‌ی سرج^۲ و خفگی در ایندیوسر دارای سه و چهار پره، مشخص نمود که برای ایندیوسر چهار پره ناپایداری‌های سرج، بسیار قوی‌تر می‌باشد [۱۲].

در مورد رفتار غیرکاویتاسیونی، ایندیوسرهایی با تعداد پره‌های سه و چهار، مورد بررسی قرار گرفتند. در دبی طراحی رفتار هر دو ایندیوسر مشابه بوده، اما تفاوت‌های عمده در دبی‌های خارج از نقطه طراحی مربوط به افزایش زیاد نیروهای روتور تا حدود سه برابر برای ایندیوسر دارای سه پره نسبت به چهار پره می‌باشد. همچنین در این دبی‌ها، ایندیوسر چهار پره افزایش فشار بیشتری را در مقایسه با سه پره نشان می‌دهد [۱۳]. هندسه‌های مختلف ایندیوسر دارای سه پره با گوشه‌های تیز در لبه‌ی راهنمای نوک پره به میزان اندکی عملکرد پمپاژ را ارتقاء می‌دهند. هندسه‌ی لبه‌ی راهنمای گرد شده، علت اصلی کاهش جزئی هد ایندیوسر و کاهش شدید اما تدریجی عملکرد مکش؛ در عدد کاویتاسیون نزدیک به شرایط افت ناگهانی هد می‌باشد [۱۴]. تأثیر تعداد پره ایندیوسر بر توزیع فشار پروانه پمپ به صورت عددی نشان می‌دهد که با افزایش تعداد پره ایندیوسر، توزیع فشار در پروانه پمپ غیریکنواخت‌تر شده و به موجب آن توزیع سرعت نیز غیریکنواخت می‌-

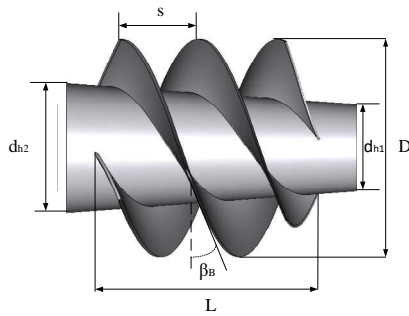
^۳Reduced order model

^۴Catia

^۱ Critical Cavitation

^۲ Surge

می‌آید.



شکل ۱- توصیف پارامترهای هندسی ایندیوسر

در تحقیق حاضر، با توجه به معادلات طراحی که در ادامه بدانها اشاره شده است (معادلات ۱ تا ۴)، ابعاد اصلی ایندیوسر برای پمپ مورد بررسی، مشخص گردید. برای نقطه شروع طراحی، ابتدا ابعاد خروجی ایندیوسر مطابق ابعاد ورودی پروانه پمپ تعیین و سپس سایر مشخصات هندسی بدست آمد. با توجه به اینکه منحنی مشخصه ایندیوسر همانند پمپهای محوری شیب تندتری نسبت به منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز دارد، لذا برای تأمین دبی طراحی پمپ، در تقریب دبی طراحی ایندیوسر، طبق رابطه (۱) مقداری بیشتر از دبی پمپ لحاظ می‌گردد [۲۳، ۲۵].

$$Q_{ind} = (1.1 - 1.15) \times Q_n \quad (1)$$

تعداد پره‌های ایندیوسر معمولاً بین ۲ تا ۴ در نظر گرفته می‌شود [۱۹، ۲۷].

در پژوهش حاضر تعداد پره‌های ایندیوسر ۳، انتخاب شده است. با استفاده از دبی محاسبه شده از رابطه (۱)، قطر بیرونی در ورودی ایندیوسر از رابطه (۲) بدست می‌آید.

$$D = 2.9 \times \left(\frac{Q_{ind}}{k_n \times N \times \tan \beta_B} \right)^{1/3} \quad (2)$$

در رابطه‌ی فوق β_B زاویه پره و k_n ضریب انسداد می‌باشد که از روابط (۳) و (۴) حاصل می‌شوند.

$$\beta_B = \tan^{-1} \phi \quad (3)$$

$$k_n = 1 - \left(\frac{d_{h,imp}}{d_{1,imp}} \right)^2 \quad (4)$$

البته جزئیات طراحی که در مرجع [۲۸] نیز آمده، مورد استفاده قرار گرفته است.

۳- شبیه سازی عددی

۳-۱- معادلات حاکم

به منظور تحلیل عددی جریان در داخل پمپ گریز از مرکز، معادلات اساسی حاکم بر جریان سیال حل می‌شوند. به دلیل حرکت سیال در کانال بین پره‌های ایندیوسر و حرکت دورانی چرخ پمپ، جملات شتاب کوریولیس^۳ و شتاب گریز از مرکز به صورت جمله چشمه به معادله‌ی حرکت اضافه می‌شوند. به این ترتیب معادلات پیوستگی و مومنوم برای سیال تراکم‌ناپذیر و با فرض حالت دائم به صورت رابطه

روش توده نقاط^۱ ایجاد شده بود، لذا امکان تغییر در پارامترهای مختلف وجود نداشت. از اینرو به منظور سهولت در تغییر پارامترهای هندسی، این هندسه در نرم‌افزار سی اف توربو^۲ بازطراحی و در نهایت هندسه جریان سیال عبوری از اجزای مختلف جهت تولید شبکه استخراج گردیدند. نتایج تجربی این پمپ برای اعتبار سنجی حل عددی برای حالت بدون ایندیوسر مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

۲-۲- طراحی ایندیوسر

در طراحی ایندیوسر برای یک پمپ، پارامترهای اولیه‌ای نظیر سرعت دورانی، دبی جریان، منحنی هد خالص مکش مثبت بر حسب دبی و ابعاد اصلی پمپ تأثیرگذار می‌باشند.

پارامتر مهم دیگر در طراحی ایندیوسر، سرعت مخصوص مکش یا مقدار هد خالص مکش مثبتی است که ایندیوسر می‌بایست آنرا تأمین نماید. ایندیوسرهای مورد استفاده در صنعت معمولاً دارای سرعت مخصوص مکش بین ۴۰۰ تا ۷۰۰ بوده که برای تأمین چنین سرعت‌های مخصوصی، زاویه‌ی برخورد جریان کوچک انتخاب می‌شود [۱۹]. برای پمپ موجود با توجه به ابعاد ورودی پروانه، ابعاد خروجی ایندیوسر مطابق جدول ۲ در نظر گرفته شده است (معرفی پارامترها در شکل ۱).

جدول ۲- پارامترهای طراحی ایندیوسر برای تحلیل عددی

پارامتر	مشخصات هندسی	مقدار	حالت (Case)
نسبت گام به یک طول ثابت	$d_{h2}/D = 0.61$	0.24	I
	$Z = 3$	0.36	II
		0.48	III
نسبت طول به قطر	$d_{h1}/D = 0.39$	7/12	IV
	$d_{h2}/D = 0.61$	10/12	V
	$\beta_{h1} = 19^\circ$	13/12	VI
	$Z = 3$	16/12	VII

جریان سیال در داخل ایندیوسر محوری بوده و قطر هاب در ورودی تا حد امکان کوچک انتخاب می‌شود. عموماً هاب ایندیوسر مخروطی شکل بوده که قطر آن از ورودی ایندیوسر تا ورودی پروانه پمپ تدریجاً افزایش می‌یابد. مانند چرخ‌های محوری، افزایش فشار استاتیک در ایندیوسر با کاهش سرعت نسبی جریان همراه است [۲۱-۲۰]. در این تحقیق، از روش طراحی پره با گام ثابت به خاطر سهولت ساخت پره استفاده شده است. در روش گام ثابت همانند سطوح پیچ، زاویه‌ی پره روی مقاطع استوانه‌ای با محوریت ایندیوسر، ثابت می‌باشد $(\beta_{1B} = \beta(L) = \beta_{2B} = constant)$. این پرها فقط هنگامی که زاویه-ی حمله بزرگ‌تر از صفر باشد $(i_1 = \beta_{1B} - \beta_1)$ و یا اینکه جریان در ورودی کانال پره به صورت $w_1 \leq \bar{C}m_1$ کاهش سرعت یابد، فشار تولید می‌نمایند [۲۲].

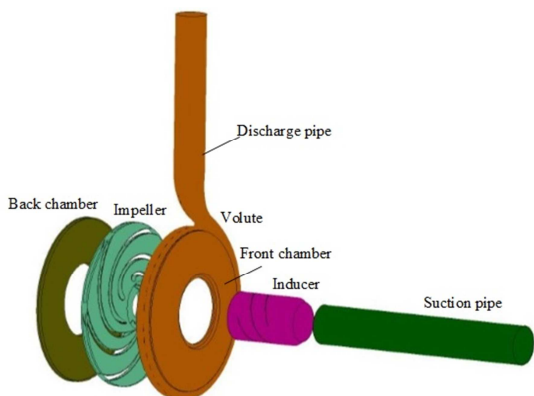
ابعاد و زوایای پره‌های ایندیوسر برای تأمین دبی طراحی پمپ و ایجاد فشار کافی برای ورودی پروانه جهت جلوگیری از کاویتاسیون طبق معادلات و اطلاعات منتشر شده توسط مراجع [۲۳-۲۶] بدست

^۱Cloud of points

^۲CFTurbo

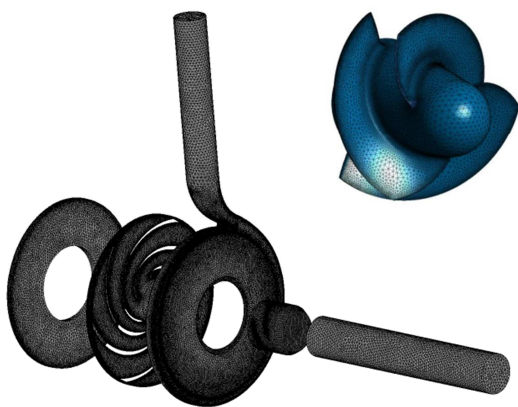
^۳Coriolis Acceleration

تقسیم می‌شود (شکل ۲). در ورودی و خروجی از مجرای مستقیم با طول کافی استفاده می‌شود تا از اثرات هیدرولیکی تجهیزات دوار پمپ به بالا و پائین دست (شرایط مرزی اعمال شده) جلوگیری شود [۳۳]. برای هر کدام از این اجزا به طور مستقل شبکه تولید شده است.



شکل ۲ - نواحی حجم جریان سیال شامل: لوله‌ی مکش، ایندیوسر، پروانه، محفظه جلویی، محفظه پشتی، حلزونی و لوله‌ی تخلیه

شکل ۳، شبکه ایجاد شده برای ایندیوسر، پروانه و حلزونی پمپ را نشان می‌دهد. به علت پیچیدگی هندسی، از سلول‌های شش وجهی و چهار وجهی در نواحی مختلف استفاده گردیده است.



شکل ۳ - نمایی از شبکه محاسباتی برای مجموعه پمپ

برای این بخش ابتدا مدل CAD پمپ با استفاده از نرم افزار سالیدورکس^۴ ایجاد و سپس با انسیس مشینگ^۵، شبکه‌بندی قسمت-های لوله ورودی، پروانه پمپ، حجم‌های عقبی و جلویی بین پروانه و پوسته، حلزونی و لوله‌ی خروجی صورت گرفت. البته پس از طراحی ایندیوسر، هندسه مربوط به آن نیز برای مشبندی و انجام تحلیل‌های عددی مورد استفاده قرار گرفت. در نزدیکی قسمت‌های مهمی همچون لبه‌ی حمله و فرار پره‌های ایندیوسر و پروانه و زبانه‌ی حلزونی که امکان جدایش جریان وجود دارد، شبکه به مقدار لازم ریز شده است. در

(۵) و (۶) نوشته می‌شوند.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right] - 2\varepsilon_{ijp} \Omega_p U_j - [\Omega_i X_j \Omega_i - \Omega_j X_i \Omega_j] \quad (6)$$

که در آن Ω و X بردار دوران در مختصات سیستم و بردار مکان هستند [۳۰-۲۹، ۱۸]. برای حل معادلات از دستگاه مختصات چرخان یا ثابت استفاده می‌شود. برای شبیه سازی عددی جریان در حالت پایا، فصل مشترک میان پروانه و حلزونی، لوله ورودی و ایندیوسر و نیز ایندیوسر و پروانه با انتخاب قابلیت فصل مشترک روتور ایستا^۱ در نرم افزار سی اف ایکس^۲ به یکدیگر مرتبط می‌شوند. در این روش، معادلات حاکم بر جریان برای ناحیه حجم سیال ساکن در سیستم مختصات ثابت و برای ناحیه حجم سیال متحرک در سیستم مختصات دوار متصل به آن (با در نظر گرفتن بخش‌های کریولیس و چرخشی) حل شده، سپس توسط قابلیت فصل مشترک روتور ایستا، تبادل اطلاعات بین دو ناحیه صورت می‌پذیرد [۳۱].

از آنجایی که جریان عبوری از داخل پمپ و کلاً توربوماشین‌ها عموماً متلاطم می‌باشد، از اینرو انتخاب مدلی مناسب برای شبیه‌سازی جریان متلاطم دارای اهمیت فراوانی می‌باشد. با توجه به تطابق بیشتر مدل کی امگا^۳ با نتایج تجربی و همگرایی سریع‌تر این مدل نسبت به سایر روش‌ها [۲۹] و همچنین تجربه موجود در تحقیقاتی مشابه [۳۳-۳۲، ۳۰]، برای مدل‌سازی تلاطم از این مدل استفاده شده است. معادلات انتقال کی و امگا به ترتیب زیر نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* k \omega \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 \quad (8)$$

در روابط فوق لزجت دینامیکی سیال از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید.

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (9)$$

ثابت‌های مدل تلاطمی کی امگا در جدول ۳، ارائه شده است.

جدول ۳- مقادیر ثابت مدل توربولانس کی امگا

α	β	β^*	σ_k	σ_ω
5/9	0.075	0.09	2	2

در این مدل آشفتگی، دو معادله بقایی برای انرژی جنبشی تلاطم و گردابه نوشته شده که با حل این دو معادله مقدار ویسکوزیته تلاطم محاسبه می‌شود. در این مدل از هیچ تابع دیوارهای استفاده نمی‌شود. بنابراین باید چگالی شبکه در کنار دیواره را بسیار بالا برد تا $y^+ \leq 1$ حاصل شود [۳۴].

۳-۲- شبکه بندی

برای تولید شبکه مناسب، در ابتدا مجموعه‌ی پمپ به 5 جزء

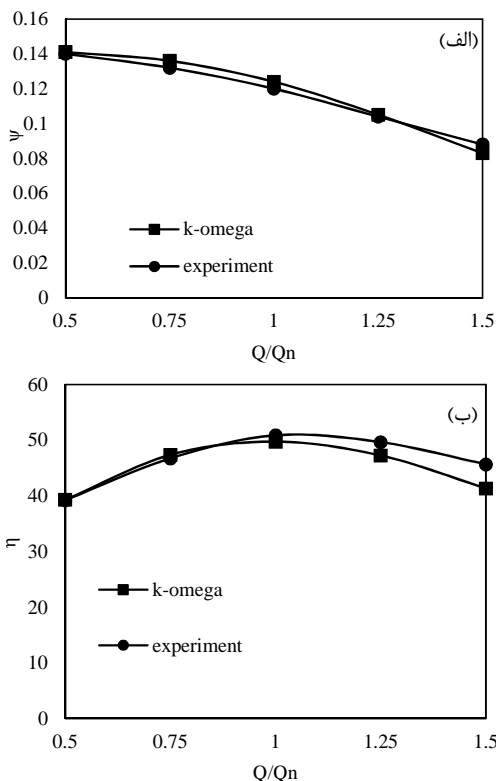
^۱Frozen Rotor Interface

^۲CFX

^۳k- ω

^۴Solidworks

^۵Ansys Meshing



شکل ۵- نتایج تجربی و عددی برای پمپ بدون ایندیوسر (الف) منحنی مشخصه؛ (ب) منحنی راندمان

لازم بذکر است که راندمان ارائه شده در منحنی اخیر، از رابطه ذیل بدست آمده است.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{T \omega} \times 100 \quad (10)$$

پس از اطمینان از صحت کارکرد روش عددی، در ادامه شبیه سازی جریان عبوری از پمپ برای دبی‌های ۵۰، ۷۵، ۱۰۰، ۱۲۵ و ۱۵۰ درصد دبی طراحی پمپ با وجود ایندیوسر صورت پذیرفت. به ازای دبی‌های مذکور، اثر پارامترهای هندسی ایندیوسر شامل نسبت گام پره به طول ثابت ایندیوسر (s و L در شکل ۱) و نسبت طول به قطر پره (L و D در شکل ۱)، برای ایندیوسر دارای ۳ پره، بر عملکرد هیدرولیکی مجموعه پمپ و ایندیوسر مورد بررسی قرار گرفت.

در شکل ۶ تغییرات متوسط فشار نسبت به فشار ورودی از ابتدای لوله مکش تا بعد از ایندیوسر، برای هندسه‌های مختلفی از آن (جدول شماره ۲) نمایش داده می‌شود.

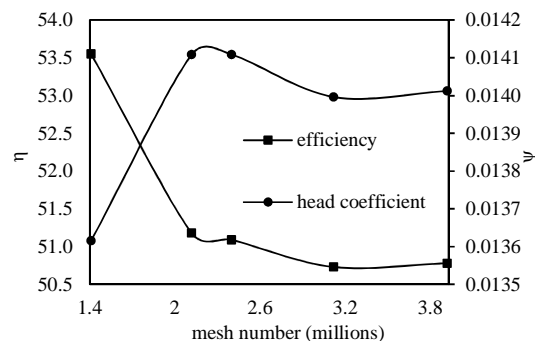
در شکل ۶ (الف) ملاحظه می‌شود که تغییرات گام ایندیوسر به عنوان یک متغیر هندسی، اثر قابل توجهی بر تغییر توزیع فشار متوسط از ابتدا تا انتهای ایندیوسر دارد. با تغییر نسبت گام پره برای یک طول ثابت از ایندیوسر، نسبت فشار ایجاد شده در ایندیوسر به فشار ورودی آن بیشتر شده به طوری که برای نسبت گام برابر با ۰.۴۸ (Case III)، این میزان به صورت تقریبی تا ۳۴٪ در مقایسه با حالت بدون ایندیوسر افزایش نشان می‌دهد. این افزایش برای نسبت گام ۰.۲۴ (Case I) تقریباً برابر با ۱۰٪ می‌باشد.

همانگونه که در نمودار ۶ (ب) دیده می‌شود، با تغییر نسبت طول به قطر ایندیوسر، میزان افزایش فشار تقریباً یکسان می‌باشد (حداکثر

فرآیند ایجاد شبکه، تعامد، نسبت شکلی و ضریب کشیدگی مورد بررسی قرار گرفته و از قرارگیری این مشخصه‌ها در محدوده‌ی مطلوب اطمینان حاصل شد [۳۴].

۳-۳- عدم وابستگی تحلیل عددی به شبکه

به منظور استقلال حل از تعداد شبکه، مجموعه‌ی پمپ با تعداد مش‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که در نمودار شکل ۴ نشان داده شده، تغییرات بازده و ضریب هد پمپ با افزایش تعداد مش از ۲ میلیون تا ۳ میلیون به ترتیب ۰.۷۸٪ و ۰.۷۱٪ درصد کاهش می‌یابد و با افزایش آن از ۳ میلیون تا ۴ میلیون، متغیرهای اندازه‌گیری شده به ترتیب ۰.۱۱٪ و ۰.۱۰٪ درصد افزایش می‌یابد. تعداد مش ۳/۴ میلیون به عنوان اندازه شبکه جهت حل عددی انتخاب شد.



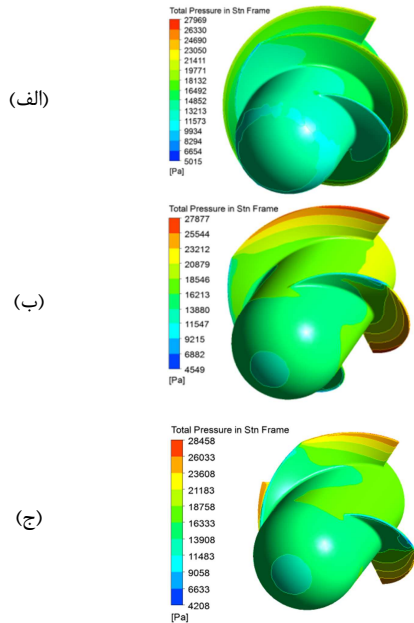
شکل ۴- استقلال حل از شبکه برای بازده و ضریب هد مدلسازی عددی و تحلیل نتایج

۳-۴- مدلسازی عددی و تحلیل نتایج

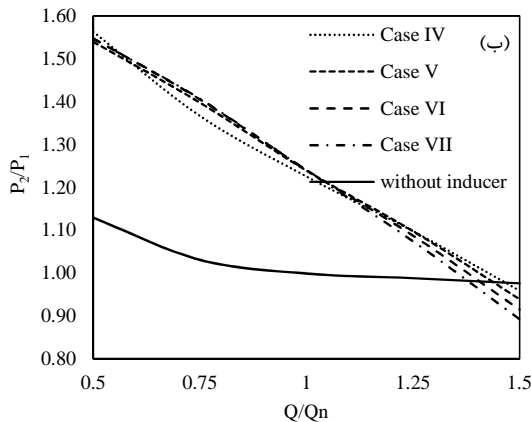
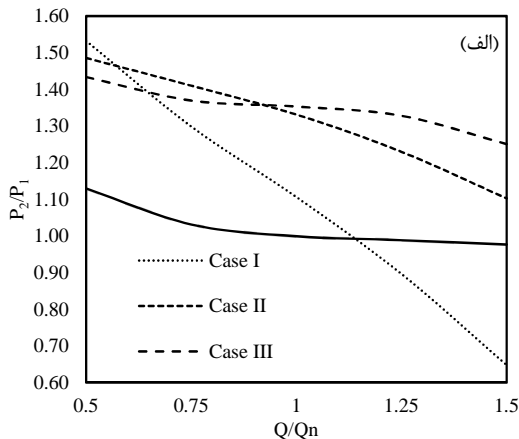
برای اطمینان از صحت کارکرد تحلیل عددی، ابتدا شبیه‌سازی جریان عبوری برای پمپ مورد اشاره در بخش قبلی بدون ایندیوسر انجام گرفت. گسسته‌سازی در راستای مکانی از روش مرتبه بالا^۱ در نظر گرفته شده و برای شرایط مرزی در ورودی و خروجی به ترتیب از متوسط فشار استاتیک و دبی جرمی استفاده شده است. در این مقاله، آب ۲۵°C به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. معیار همگرایی 10^{-5} قرار داده شد. به دلیل اینکه پمپ موجود به روش ریخته‌گری ساخته شده، زبری نسبی تمام دیواره‌ها ($50 \mu m$) لحاظ شده است.

با انتخاب تعداد مش‌های مناسب، جریان داخل پمپ بدون در نظر گرفتن ایندیوسر مورد تحلیل عددی قرار گرفت و نتایج حاصله با نتایج تجربی موجود در مرجع [۱۷] مقایسه گردید. همان‌گونه که در شکل ۵ ملاحظه می‌شود، نتایج رضایت بخش می‌باشد. در بررسی تأثیر شدت تلاطم ورودی بر نتایج، مشاهده شد که با افزایش شدت تلاطم در ورودی از ۵٪ به ۱۰٪ و همچنین نسبت لزجت از ۱۰ به ۱۰۰، ارتفاع تنها به میزان ۰.۱٪ تغییر نمود.

^۱High Resolution



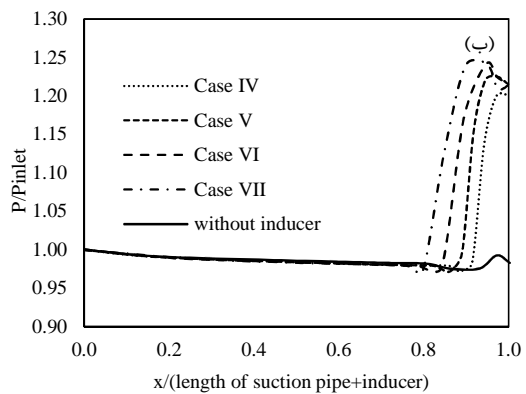
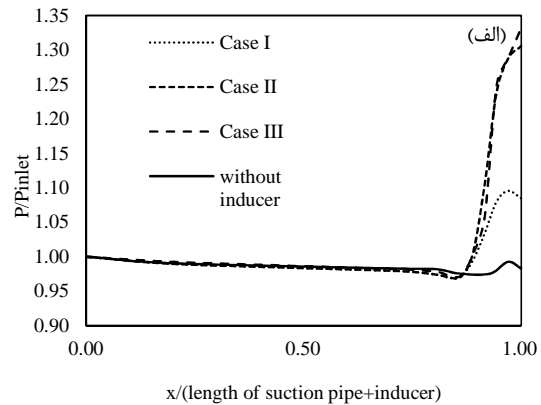
شکل ۷ - کانتورهای فشار بر روی ایندیوسر در دبی طراحی پمپ: Case I (الف) و Case II (ب) و Case III (ج)



شکل ۸ - نسبت فشار متوسط خروجی به ورودی ایندیوسر در دبی‌های مختلف؛ ایندیوسرهایی با (الف) نسبت گام‌های مختلف (ب) نسبت طول به قطرهای متفاوت

اختلاف برای شرایط هندسی متفاوت، حدوداً 5 درصد است). در مقایسه با حالت بدون ایندیوسر، برای ایندیوسری با نسبت طول به قطر $\frac{16}{11}$

(Case VII)، نسبت فشار ۲۳٪ افزایش می‌یابد. نتایج ارائه شده در شکل ۶ نشان می‌دهد که تغییرات نسبت گام در مقایسه با تغییرات نسبت طول به قطر، اثر بیشتری در افزایش نسبت فشار دارد؛ به عبارت دیگر، فشار ایجاد شده در ایندیوسر حساسیت بیشتری به تغییر نسبت گام دارد.

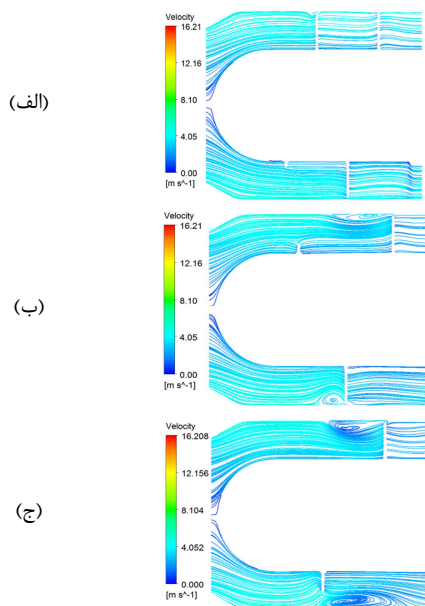


شکل ۶ - تغییرات نسبت فشار متوسط به فشار از ورودی لوله مکش تا ورودی پروانه پمپ در دبی طراحی پمپ؛ ایندیوسرهایی با (الف) نسبت گام مختلف (ب) نسبت طول به قطر پره متفاوت

بعنوان نمونه کانتورهای فشار بر روی سطح ایندیوسرهای حالت‌های I تا III در شکل ۷ نمایش داده شده‌اند. همانگونه که انتظار می‌رود تغییرات فشار برای ایندیوسرهای مزبور در دبی طراحی پمپ با آنچه که در شکل ۶ (الف) برای تغییرات متوسط فشار نشان داده شد، هماهنگی دارد.

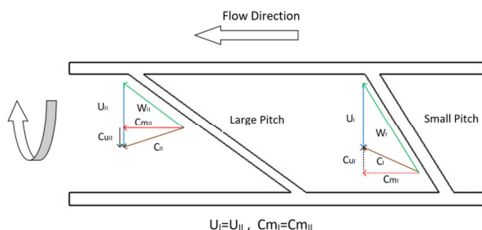
شکل ۸ میزان تغییرات نسبت فشار متوسط خروجی به ورودی ایندیوسر را، برای هندسه‌های متفاوت (جدول ۲) و البته تغییر دبی عبوری نمایش می‌دهد. نتایج شکل ۸ (الف) نشان می‌دهد که نسبت فشار خروجی به ورودی ایندیوسر در یک دبی مشخص، با تغییر نسبت گام، بصورت قابل ملاحظه‌ای تغییر می‌نماید. البته در نسبت گام‌های کوچک و برای دبی‌های زیاد، فشار خروجی از ایندیوسر حتی نسبت به حالت بدون آن می‌تواند شدیداً کاهش یابد (شرایطی که در آن نسبت فشار کمتر از ۱ می‌گردد [۳۵]).

انتظار داشت که ورودی جریان به چرخ پمپ تحت تأثیر گردابه‌های ایجاد شده، باعث فاصله از شرایط مناسب طراحی و در نتیجه کاهش هد تولیدی در چرخ پمپ گردد.



شکل ۱۰ - خطوط صفحه‌ی نصف‌النهاری ایندیوسر در دبی طراحی پمپ: (الف) Case I، (ب) Case II، (ج) Case III

علاوه بر این، نتایج شکل ۹ نشان می‌دهد که در دبی‌های کم، میزان هد تولیدی در چرخ پمپ با افزایش گام کاهش می‌یابد. این رفتار با توجه به این نکته که انحراف خطوط جریان از مسیر تعریف شده در طراحی ایندیوسر، با افزایش گام (پهنای مسیر عبوری جریان) بیشتر بوده و در نتیجه جریان ورودی به چرخ پمپ از شرایط مناسب دور خواهد شد، قابل توجه می‌باشد. البته همانگونه که در شکل ۹ ملاحظه می‌شود، با افزایش دبی از مقداری معین، هد تولیدی در چرخ پمپ دارای ایندیوسری با گام کوچک، افزایش یافته است. این رفتار با توجه به مثلث‌های سرعت جریان خروجی از ایندیوسر قابل تفسیر خواهد بود. شکل ۱۱ طرحواره جریان خروجی از ایندیوسر (برای جهت جریان از راست به چپ) با دو گام کوچک (سمت راست) و بزرگ (سمت چپ) را نشان می‌دهد.



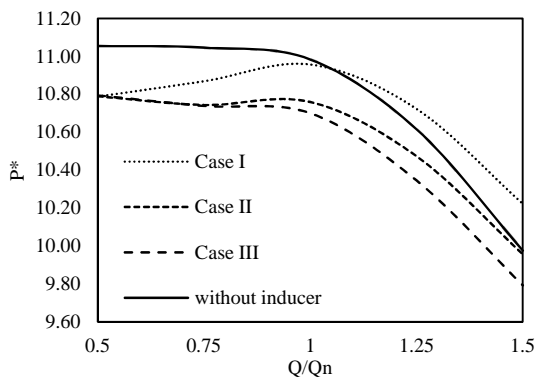
شکل ۱۱- مثلث‌های سرعت در خروج از پره‌های ایندیوسر برای گام کوچک و بزرگ

با فرض دبی عبوری یکسان که با مولفه‌های C_{m1} و C_{m11} نمایش

از آنجا که در دور ثابت برای یک پمپ، میزان حجم جاروب شده توسط ایندیوسر با گام‌های مختلف متفاوت خواهد بود، لذا بعنوان مثال و برای یک دبی عبوری، وجود تفاوت در نسبت فشار برای ایندیوسرهایی با گام‌های مختلف، منطقی می‌نماید. به نظر می‌رسد که بزرگ بودن گام در دبی‌های بالا، مانع کمتری در برابر جریان بوده و نسبت افزایش فشار کمتر کاهش می‌یابد.

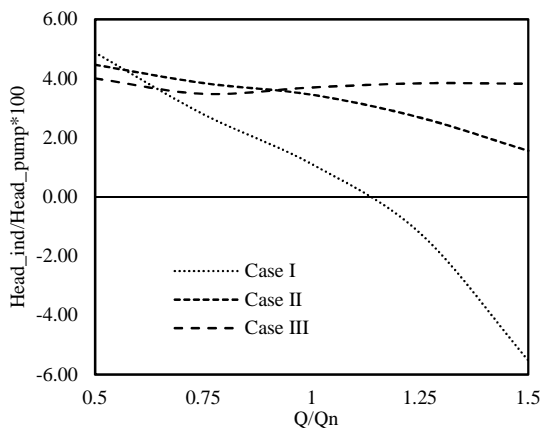
در شکل ۸ (ب) ملاحظه می‌شود که برای یک گام ثابت، افزایش نسبت طول به قطر باعث افزایش فشار شده که البته با افزایش دبی به دلیل زیادتر شدن تلفات هیدرولیک، این افزایش فشار کاهش می‌یابد. همانطور که ملاحظه می‌شود، نتایج ارائه شده در شکل ۸ نیز نشان می‌دهد که عملکرد ایندیوسر نسبت به تغییرات گام، حساس‌تر از تغییر نسبت طول به قطر آن می‌باشد. نتایج ارائه شده در شکل‌های ۶ و ۸ اثر ایندیوسر با پارامترهای هندسی مختلف، بر ایجاد فشار در جریان عبوری از آنرا مورد بررسی قرار داد. اما در ادامه، اثر ایندیوسر بر رفتار هیدرولیکی چرخ پمپ و البته سهم آن در هد تولیدی پمپ مورد توجه و تحلیل قرار می‌گیرد.

با تعریف پارامتر بدون بعد $P^* = (P_3 - P_2)/P_1$ ، اثر وجود ایندیوسر بر کارکرد چرخ پمپ مورد بررسی قرار می‌گیرد. همانگونه که در شکل ۹ مشاهده می‌شود با افزایش گام ایندیوسر، میزان افزایش فشار (هد تولیدی) در داخل چرخ پمپ کاهش می‌یابد. به نظر می‌رسد که تغییرات هندسه جریان در خروجی از ایندیوسر و ورودی به چرخ پمپ عامل این رفتار می‌تواند باشد.



شکل ۹- تغییرات فشار بی‌بعد شده جریان عبوری از میان چرخ پمپ در دبی‌های مختلف: برای ایندیوسرها با نسبت گام‌های مختلف

برای توصیف کامل‌تر این رفتار، در شکل ۱۰ خطوط جریان سیال عبوری از ایندیوسر با سه گام مختلف نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود در حدفاصل نوک پره و دیواره، نواحی گردابی ایجاد شده که با افزایش نسبت گام پره، ناحیه‌ی گردابی بزرگ‌تر می‌باشد. ایجاد گرداب در لبه بیرونی پره‌های ایندیوسر را می‌توان با استفاده از نتایج شکل ۶ (الف) توجه نمود. شکل مذکور نشان می‌دهد که با افزایش نسبت گام، اختلاف فشار در ایندیوسر افزایش می‌یابد. وجود اختلاف فشار می‌تواند باعث برگشت جریان از ناحیه پرفشار به کم فشار در لبه‌های بیرونی پره‌های ایندیوسر و در نتیجه ایجاد جریان گردابی شود. بدیهی است که افزایش نسبت گام باعث افزایش اختلاف فشار و در نتیجه تشدید جریانهای گردابی خواهد شد. از اینرو می‌توان



شکل ۱۳ - سهم هد تولیدی توسط ایندیوسرها با گام‌های مختلف به هد کلی پمپ در دبی‌های مختلف

۴- نتیجه‌گیری

با بهره‌گیری از شبیه‌سازی عددی، رفتار هیدرولیکی ایندیوسر و همچنین اثر آن بر عملکرد یک پمپ سانتریفوژ مورد بررسی قرار گرفت. پس از اطمینان از صحت کارکرد روش عددی در مقایسه با نتایج تجربی موجود، تحلیل عددی برای مجموعه‌ی پمپ و ایندیوسر به صورت همزمان صورت پذیرفت. تغییر گام ایندیوسر نسبت به یک طول ثابت و همچنین تغییرات طول به قطرهای مختلف برای یک گام ثابت، پارامترهای هندسی مورد بررسی در این تحقیق بوده‌اند. نتایج نشان دادند:

حساسیت عملکرد هیدرولیکی ایندیوسر نسبت به تغییرات گام بسیار بیشتر از تغییرات نسبت طول به قطر می‌باشد. برای هندسه‌های مختلف ایندیوسر، با افزایش دبی میزان نسبت فشار خروجی به ورودی روند کاهشی را نشان دادند.

البته نسبت فشار مذکور برای یک طول به قطر ثابت با کاهش گام در دبی‌های بالا، حتی به زیر ۱ هم خواهد رسید. این رفتار با آنچه که در مراجع معتبر در خصوص بروز عملکرد منفی ایندیوسر و افزایش هد خالص مکش مورد نیاز با افزایش دبی آمده است همخوانی دارد.

در دبی‌های کم، کوچک بودن گام ایندیوسر شرایط مناسبتری برای جریان خروجی و تأمین هد بیشتر در چرخ پمپ فراهم می‌آورد. با کوچک شدن گام و البته افزایش دبی، احتمال بروز چرخش معکوس در خروجی ایندیوسر و در نتیجه افزایش هد تولیدی در چرخ پمپ فراهم می‌گردد.

نتایج همچنین نشان دادند که در یک گام ثابت، افزایش طول به قطر ایندیوسر موجب افزایش چرخش جریان خروجی و کاهش هد تولیدی در چرخ پمپ می‌شود.

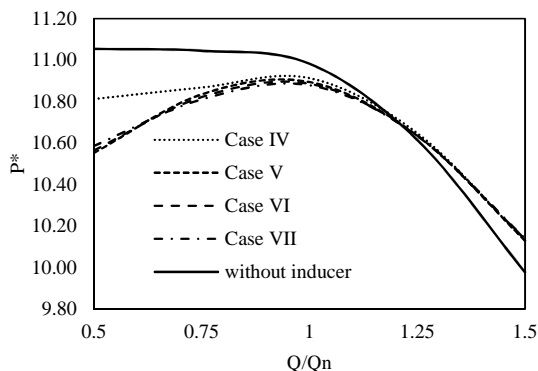
سهم هد تولید شده توسط ایندیوسر در هد کلی پمپ ناچیز می‌باشد.

۵- نمادها

A	سطح ورودی کانال (m^2)
b_2	عرض خروجی پره پمپ (m)
\bar{C}_m	سرعت میانگین جریان (ms^{-1})

داده شده‌اند، با کاهش گام پره ایندیوسر، سرعت مطلق جریان دارای مولفه‌های دورانی و در جهت عکس سرعت خطی دورانی ایندیوسر و البته چرخ پمپ خواهد بود. بدیهی است که در این صورت هد اوپلری چرخ پمپ افزایش خواهد یافت.

با ثابت در نظر داشتن گام ایندیوسر، تغییرات فشار داخل چرخ بر حسب دبی، با افزایش نسبت طول به قطر ایندیوسر در شکل ۱۲ نشان داده می‌شود.



شکل ۱۴- تغییرات فشار بی‌بعد شده جریان عبوری از میان چرخ پمپ در دبی‌های مختلف: برای ایندیوسرها با نسبت طول به قطرهای مختلف

در نسبت‌های زیاد طول به قطر ایندیوسر، جریان سیال طول بیشتری را در کانال مابین پره‌های ایندیوسر و در مسیر دوار طی خواهد نمود. بنظر می‌رسد که در دبی‌های کم، این مسیر طولانی باعث افزایش شدت چرخش جریان؛ همسو با جهت دوران پمپ در خروج از ایندیوسر و ورود به چرخ پمپ می‌شود. این موضوع نیز منطقیاً باعث کاهش هد منتقل شده از چرخ پمپ به سیال می‌شود که نتایج عددی این موضوع را نیز تأیید می‌نمایند.

بررسی درصد سهم ایندیوسر از هد تولیدی توسط پمپ در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود. همانگونه که انتظار می‌رود سهم ایندیوسر در هد تولیدی پمپ بسیار کم خواهد بود [۱]. حتی برای دبی‌های بالا و با فرض کوچک بودن مقدار گام، وجود ایندیوسر نه تنها مثبت نیست بلکه سهم هد منفی داشته و یا به عبارتی باعث کاهش فشار در ورودی چرخ پمپ خواهد شد.

۶- مراجع

[1] Karassik I., Krutzsch W. C., Fraser W. H. and Messina, J. P., Pump Handbook, McGraw-Hill, 2nd Edition, 2008.

[2] Stripling L. B., and Acosta, A. J., Cavitation in Turbopumps, Part 1, ASME J. Fluids Eng., 84(3), pp. 326-338, 1962.

[3] d'Agostino L., Turbomachinery Developments and Cavitation, VKI Lecture Series on Fluid Dynamics Associated to Launcher Developments, von Karman Institute of Fluid Dynamics, Rhode-Saint-Genese, Belgium, Apr. 15-17, STO-AVT-LS-206, Paper No. NBR 12-1, 2013

[4] Hong S., Kim D., Kim J., Choi Ch., and Kim Ji., Study on Inducer and Impeller of a Centrifugal Pump for a Rocket Engine Turbopump, Proc. IMechE Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 227(2), pp. 311-319, 2012.

[5] Wegner M., Acosta A. J. and Tsujimoto Y., Panel Discussion on Inducer Design Criteria, Journal of Rotating Machinery, pp. 229-237, 2003.

[6] Arnone A., Boncinelli P., Capuani A., Spano E. and Rebattet C., "ARIANE 5" tplex Inducer Design Strategies to Enhance Cavitating Performance, Concept NREC CAV, B-7.004, 2001.

[7] Acosta A. J., Tsujimoto Y., Yoshida Y., Azuma S. and Cooper P., Effects of Leading Edge Sweep on the Cavitating Characteristics of Inducer Pumps, Journal of Rotating Machinery, pp. 397-404, 2001.

[8] Mishra A. and Gosh P., Predicting Performance of Axial Pump Inducer of LOX Booster Turbo-Pump of Staged Combustion Cycle Based Rocket Engine Using CFD, Materials Science and Engineering, IOP Conf. 2015.

[9] Bakir F., Kouidri S., Noguera R. and Rey R., Experimental Analysis of an Axial Inducer Influence of the Shape of the Blade Leading Edge on the Performances in Cavitating Regime, Journal of Fluids Engineering, Vol. 125, pp. 293-301, 2003.

[10] Bakir F., Kouidri S., Mejri I. and Rey R., Hub Shape Effects Under Cavitation on the Inducers Performance, Fifth International Symposium on Cavitation CAV 2003, 1-4, 2003.

[11] Bouziad Y., Farhat M., Guennoun F., Kueny J. and Avellan F., Physical Modelling and Simulation of Leading Edge Cavitation Application to an Industrial Inducer, Fifth International Symposium on Cavitation CAV 2003, 1-4, 2003.

[12] Watanabe T., Kang D., Cervone A., Kawata Y. and Tsujimoto Y., Choked Surge in a Cavitating Turbopump Inducer, Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 1, No. 1, pp. 64-75, 2008.

[13] R. C. Cluff, R. K. Lundgreen, and S. E. Gorrell, "A Comparison of three-bladed and four-bladed Inducers at On and Off Design Flow Rates." pp. 1-12, 2013

[14] Pace G., Valentini D., Pasini A., Torre L., Fu Y. and d'Agostino L., Geometry Effects on Flow Instabilities of Different Three-Bladed Inducers, J. Fluids Eng., vol. 137, No. 4, p. 41304, 2015.

[15] Ning C., Wang Y., Zhu Z. T., Xie S. F., Zhao L. F., and Liu Z. C., Numerical Calculation for Cavitation Flow of Inducer, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering Vol. 72, No. 32025, 2015.

[16] Agostino L., Torre L., Pasini A., and Cervone A., A Reduced Order Model for Preliminary Design and Performance Prediction of Tapered Inducers, the 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics Rotating Machinery, Feb. 17-22, 2008.

[17] Alemi H., Volute Geometry Modification of Centrifugal Pump in Direct and Reverse Modes Using Numerical and Experimental Methods to Reduce Radial Force, PhD Thesis, School of Mechanical Engineering, University of Tehran, 2014. (in Persian فارسی)

[18] Mohammadipour D., Najafi A. F., Alemi Arani H. and Riasi A. R., Numerical Analysis on the Effects of Impeller

D	قطر نوک پره ایندیوسر (m)
D ₁	قطر درونی چرخ پمپ (m)
D ₂	قطر بیرونی چرخ پمپ (m)
d _{h,imp}	قطر هاب پروانه (m)
d _h	قطر هاب ایندیوسر (m)
d _{1,imp}	قطر ورودی پروانه (m)
g	شتاب گرانش (ms ⁻²)
k	انرژی جنبشی توربولانس (m ² s ⁻²)
H	هد تولیدی پمپ (m)
k _n	ضریب انسداد
L	گام پره، طول (m)
N	سرعت دورانی (s ⁻¹)
P	متوسط فشار (kgm ⁻¹ s ⁻²)
P ₁	متوسط فشار ورودی ایندیوسر (kgm ⁻¹ s ⁻²)
P ₂	متوسط فشار خروجی ایندیوسر (kgm ⁻¹ s ⁻²)
P ₃	متوسط فشار خروجی چرخ (kgm ⁻¹ s ⁻²)
P _{inlet}	متوسط فشار ورودی لوله مکش (kgm ⁻¹ s ⁻²)
Q	دبی (m ³ s ⁻¹)
s	فاصله‌ی نقاط مشابه روی پره (m)
T	گشتاور وارد بر بخش دوار پمپ (N.m)
U _j	سرعت (ms ⁻¹)
U	سرعت محیطی جریان (ms ⁻¹)
w	سرعت نسبی جریان (ms ⁻¹)
x	فاصله طولی (m)
Z	تعداد پره

علائم یونانی

μ	لزجت دینامیکی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
ν	لزجت سینماتیکی (m ² s ⁻¹)
β	زاویه‌ی نسبی پره
ρ	چگالی (kgm ⁻³)
ψ	ضریب هد
ω	فرکانس تلاطم
φ	ضریب جریان

بالانویس‌ها

*	مقدار بدون بعد شده
زیرنویس‌ها	
1	ورودی به ایندیوسر
2	خروجی از ایندیوسر
B	پره ایندیوسر
i	زاویه‌ی حمله (درجه)
ind	ایندیوسر
n	دبی نامی پمپ
t	تلاطم
*	مقدار بدون بعد شده توسط پارامترهای طراحی

- Geometry Parameters for a Centrifugal Pump in Reverse Operation, *Modarres Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 9, pp. 13-24, 2017. (in Persian فارسی)
- [19] Gülich J. F., *Centrifugal Pumps*, Third Edition, Fig.6.21, Berlin, Springer, 2014.
- [20] Huzel D. K. and Huang D. H., *Design of Liquid Propellant Rocket Engines*, Washington, D.C. 1967.
- [21] Lakshminarayana B., Fluid Dynamics of Inducers Review, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 104, pp. 411-427, 1982.
- [22] Lakshminarayana B., Visualization Study of Flow in Axial Flow Inducer, *Journal of Basic Engineering*, pp. 777-787, 1972
- [23] Furst R, Desclaux, J., A Simple Procedure for Prediction of NPSH Required by Inducers. *ASME FED*. 81, 1-9, 1989.
- [24] Jacobsen, J.K.: NASA space vehicle criteria for liquid rocket engine turbopump inducers. NASA SP-8052 (1971)
- [25] Janigro A and Ferrini, F.: Inducer Pumps. Von Karman Inst. LS. 61, (1973)
- [26] NASA (ed.): Liquid rocket engine axial-flow turbopumps. NASA SP-8125 (1978)
- [27] Collins Cluff R.: An investigation of off-design operation in high suction performance inducers. MSc Thesis, Faculty of Brigham Young University, (2015).
- [28] Pourabbollah D., Numerical fluid flow analysis to investigate the effect of Inducer design parameters on a centrifugal pump performance, MSc Thesis, School of Mechanical Engineering, University of Tehran, 2017. (in Persian فارسی)
- [29] Ansys FLUENT User's Guide, Version 15, 2014.
- [30] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M. and Najafi A. F., Effects of Volute Curvature on Performance of a Low Specific-Speed Centrifugal Pump at Design and off Design Conditions, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, No. 4, pp. 1-10, 2016.
- [31] Ehghaghi M. B. M. and Vajdi M., Numerical and Experimental Study of Splitter Blades Effect on the Centrifugal Pump Performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, Tabriz, pp. 398-410, 2015. (in Persian فارسی)
- [32] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M. and Najafi A. F., Effects of Volute Tongue Profile the on Performance of a Low Specific-Speed Centrifugal Pump, *Journal of Power and Energy*, Vol. 229, No. 2, pp. 10-20, 2015.
- [33] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M. and Najafi A. F., Mechanics Development of New Multi Volute Casing Geometries for Radial Force Reduction in Centrifugal Pumps, *Journal of Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 9, No. 1, pp. 1-11, 2015..
- [34] Salim S. and Cheah S., Wall Y+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows, *Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists*, Kowloon, Hong Kong, March 18-20, 2009.
- [35] Selecting Centrifugal Pumps, KSB Aktiengesellschaft, Communications (V5), 67225, Frankenthal/Germany, 2005.