

# طراحی پمپهای محوری

ابراهیم شیرانی

دانشیار دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

مهران عامری مهابادی

مربی دانشکده مکانیک - دانشگاه صنایع دفاع

چکیده:

هدف از این مقاله ارائه روشی ساده و عملی و در عین حال با دقت مناسب برای طراحی پمپهای محوری است. روش طراحی به کار رفته، ترکیبی از روشهای تئوری دوبعدی جریان و روش تشابه در توربو ماشینهاست. تئوری دوبعدی جریان بر مبنای بررسی جریان سیال در صفحات جریان، تئوری تعادل شعاعی و جریان با دوران آزاد است. با استفاده از معادلات بقای جرم، منتهم و توزی کاتا جاکوسکی، برای جریان بر روی صفحات جریان، روابطی بین خصوصیات هندسی پره‌ها، خواص سیال و ضرایب لیفت و درگ مقاطع پره‌ها به دست آورده از تئوری تعادل شعاعی و فرض دوران آزاد سیال در هر مقطع، تغییرات شکل هندسی پره‌ها در امتداد شعاع پروانه به دست آورده می‌شود. علاوه بر موارد فوق عواملی نظیر وقوع کاونتاسیون در پره‌ها، جدائی جریان روی پره‌ها و عملکرد مناسب پمپ در محدوده‌ای معقول خارج از نقطه طرح پمپ نیز در طراحی به حساب آورده شده‌اند.

از روش ارائه شده، یک پمپ با هد و دبی مشخص طراحی شده و نتایج حاصل با پمپ نمونه‌ای با مشخصات مشابه مقایسه گردیده است. ابعاد محاسبه شده پمپ با استفاده از روش فوق تا حداکثر ۷ درصد خطا با پمپ مورد نظر مطابقت دارد و منحنیهای عملکرد پمپ طراحی شده با دقت قابل قبولی با پمپ نمونه مطابقت دارد، لذا روش طراحی ارائه شده با دقت مناسبی می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

## Design of Axial Flow Pumps

Ebrahim Shirani

Associate Prof. in Mech. Eng. Dept.

Isfahan Univ. of Tech.

Mehran Ameri- Mahabadi

Instructor, University of Science and

Defence Technology, Isfahan, Iran

### ABSTRACT:

*The purpose of this paper is to present a simple, practical, and relatively accurate method for designing axial flow pumps. The design procedure is the combination of theory of two-dimensional flow and the similarity method used in turbomachines. The two-dimensional flow is analyzed based on consideration of flow in stream surfaces, radial equilibrium theory and free vortex flow assumptions. In addition some phenomena such as cavitation, flow separation over the blades and also suitable off-design performance of the pump have been taken into consideration. Using these assumptions along with the continuity and momentum equations for the flow on the stream surfaces, relations between the blade geometry, flow properties, lift and drag coefficients of blade sections have been obtained.*

*The presented method has been applied to design a pump with a given head and volumetric discharge, and the results have been compared with a well designed typical pump with a similar characteristics. The comparison shows that the calculated dimensions of the pump differ with a maximum of seven percent from the corresponding size of the existing pump. The calculated performance curve accurately predicts the performance of the existing pump. Therefore, the presented design method can be used with acceptable accuracy.*

صفحات جریان و عمود بر آن، تئوری تعادل شعاعی با جریان دوران آزاد [۱]، سیرکولاسیون و تئوری کاتاچاکوسکی استفاده شده است. برای سادگی فرض شده است که سیال در حین حرکت در طول رتور حرکت شعاعی نداشته و صفحات جریان، سطوح جانبی استوانه‌هایی هستند که محور آنها محور پمپ است. شکل‌های (۲) و (۳) به ترتیب صفحات جریان و کسکید پره‌ها که روی صفحه جریان قرار دارند را نشان می‌دهند. در این شکل‌ها، هندسه مسأله و علایم اختصاری به کار رفته برای ابعاد هندسی نیز نمایش داده شده است. روابط به کار رفته در طراحی پمپ به شرح ذیل می‌باشد.

ضریب درگ سیال در حین عبور از پره‌ها از جمع سه ضریب درگ پروفیل مقطع پره‌ها،  $C_{DP}$ ، دیواره‌ها،  $C_{Da}$  و جریان ثانویه،  $C_{DS}$ ، تشکیل می‌شود.

$$C_D = C_{DP} + C_{Da} + C_{DS} \quad (۱)$$

ضریب درگ دیواره با استفاده از افت فشار ناشی از اصطکاک روی دیواره و از معادله ممتنم به دست می‌آید.

$$C_{Da} = \frac{1}{\gamma} f \frac{S}{h} \quad (۲)$$

$f$  ضریب اصطکاک روی دیواره‌ها،  $S$  فاصله متوسط دو پره متوالی و  $h$  ارتفاع پره‌هاست. ضریب درگ جریان ثانویه از رابطه زیر تخمین زده می‌شود [۱].

$$C_{DS} = 0.018 C_L^2 \quad (۳)$$

با استفاده از معادله ممتنم در امتداد دوران محور پمپ در ناحیه‌ای که سیال از رتور عبور می‌کند و با فرض غیردورانی بودن سیال در لحظه برخورد با پره‌های متحرک (پروانه)، زاویه سرعت نسبی سیال قبل از برخورد به پره‌های متحرک از رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$\tan \beta_\infty = \frac{V_a}{u - V_{\theta}/2} \quad (۴)$$

$V_a$  مولفه محوری سرعت سیال،  $V_{\theta}$  مولفه دورانی سرعت سیال در خروج از رتور و  $u$  سرعت خطی پره‌هاست. راندمان هیدرولیکی پروفیل پره‌های متحرک با استفاده از تعریف راندمان هیدرولیکی و معادلات ممتنم به دست می‌آید.

پمپ‌های محوری برای انتقال مایع با حجم زیاد و هد نسبتاً کم و یا به عبارتی در محدوده سرعت‌های مخصوص از 10000 تا 15000 به کار گرفته می‌شوند. شکل (۱) اجزاء مختلف یک پمپ محوری با محور قائم را به طور شناختیک نشان می‌دهد.

تئوری پروانه‌های محوری از اواسط قرن نوزدهم تا پایان این قرن براساس نتایج تلاش‌های فروید، رانکین، گرین هیل و درزاویکی تدوین گردیده که براساس آن دو روش برای طراحی مشخص شده است. یکی تئوری المان پره که قدرت را با نیروهای لیفت و درگ روی پره‌ها ارتباط می‌دهد و دیگری تئوری ممتنم است که قدرت را مستقیماً به تغییر ممتنم سیال ربط می‌دهد. با تکامل یافتن ماشین‌های محاسباتی در دهه‌های اخیر، از حل عددی جریان سیال به عنوان یک روش مناسب برای طراحی، خصوصاً برای انجام کارهای تحقیقاتی، استفاده می‌شود. از جمله روش‌های متعدد عددی به کار رفته برای جریان در داخل توریو ماشینها، روش منفرد [۱] است که به عنوان اولین نوع روش‌های عددی به کار گرفته شده است. همچنین روش تابع جریان و روش انحنای خطوط جریان [۲]، از دیگر روش‌های عددی برای این منظور هستند. از اوایل دهه ۱۹۸۰ به بعد روش‌های عددی حل معادلات ناویر-استوکز برای جریان‌های سه بعدی استفاده شده که دقیقترین نتایج را به دست می‌دهد [۲۶]. در این مقاله هدف استفاده از تئوری دوبعدی جریان و ارائه یک روش نسبتاً ساده برای طراحی است که بتواند با تقریبه‌های مهندسی ابعاد و مشخصات هندسی و نیز عملکرد پمپ محوری طراحی شده را به دست دهد.

## روابط مورد استفاده در طراحی

در این قسمت روابط مورد استفاده در طراحی اجزاء یک پمپ محوری به اختصار توضیح داده می‌شود. در به دست آوردن این روابط از معادلات بقای جرم، ممتنم و انرژی در

$$\eta_p = 1 - \frac{V_a}{u} \frac{\sin \lambda}{\sin \beta_\infty \sin(\beta_\infty + \lambda)} \quad (5)$$

که در آن  $\lambda$  زاویه بین نیروی لیفت و درگ است. ملاحظه می شود که وقتی  $\lambda$  کمترین مقدار خود را دارد، راندمان ماکزیمم می شود [V]. از تئوری تعادل شعاعی و جریان با دوران آزاد رابطه زیر بدست می آید.

$$rV_{T1} = \frac{6.0g}{\sqrt{2}N} \frac{H_d}{\eta_p} \quad (6)$$

$H_d$  هدکل پمپ یا هد تئوری پمپ،  $N$  دور محور و شعاع است. برای برقرار بودن شرط تعادل شعاعی و جریان با دوران آزاد باید  $H_d$  و  $\eta_p$  در تئور ثابت باشند.

ضریب کاویتاسیون بحرانی (عدد تومای بحرانی) به صورت زیر تعریف می شود:

$$\sigma_c = \frac{NPSH}{H} = \frac{h_f + \frac{V_a^2}{2g} + C_k \frac{V_{T1}^2}{2g}}{H} \quad (7)$$

که در آن  $C_k$  ضریب کاهش فشار،  $V_{T1}$  سرعت نسبی سیال در ورود به رتور،  $h_f$  افت در لوله ورودی و  $H$  هدمفید پمپ است. مقدار ماکزیمم مجاز  $C_k$  در پمپها با  $C'_k$  نمایش داده شده و از منحنی شکل (۴) به دست می آید [V]. از طرفی ضریب کاویتاسیون بحرانی در پمپها را می توان با استفاده از تشابه، تابعی از سرعت مخصوص پمپها در نظر گرفت [۹].

$$\sigma_c = \frac{6/3 N_s^{2/3}}{1.0} \quad (8)$$

قطر پروانه با استفاده از اصل تشابه در توربو ماشینها و دیاگرام کردیر که بر این اساس رسم شده است به دست می آید [۱]. این دیاگرام در شکل (۵) نمایش داده شده است. نسبت قطر ریشه به قطر پروانه نیز از طریق تشابه و با استفاده از منحنیهای مرجع [۱] به دست می آید که در اینجا به صورت رابطه زیر بیان شده است.

$$\frac{D_i}{D_o} = \frac{2283/6}{N_s^{0.915}} \quad (9)$$

در روابط فوق سرعت مخصوص،  $N_s$  برحسب  $r.p.m. \sqrt{g.p.m.}/ft^{3/4}$  است.

افت فشار در نازل ورودی به پمپ از رابطه زیر محاسبه

می شود.

$$h_{II} = K_I \frac{V_I^2}{2g} \quad (10)$$

که در آن  $K_I$  بستگی به نسبت شعاع انحنا نازل ورودی به قطر لوله،  $R_I/D_o$ ، داشته و بین 0.05 (برای  $R_I/D_o$  های بزرگ) تا 0.2 (برای  $R_I/D_o$  های کوچک) تغییر می کند. افت فشار در دیفیوزر خروجی پمپ،  $h_{ID}$ ، نیز از رابطه ای شبیه رابطه (۱۰) حاصل می شود که در آن  $K_D$  از رابطه تجربی زیر و برحسب زاویه واگرائی دیفیوزر ( $\theta$ ) و نسبت قطر ورودی به خروجی دیفیوزر به دست می آید.

$$K_D = \frac{2/6 (\sin \frac{\theta}{2})^2 (1 - (\frac{D_1}{D_2})^2)}{(D_1/D_2)^4} \quad (11)$$

سرعت سیال در زانوی رانش را طوری انتخاب می کنند که انرژی جنبشی بر واحد زمان سیال از پنج درصد توان پمپ تجاوز نکند.

$$V_B = \sqrt{0.05 (2gH)} \quad (12)$$

و لذا قطر زانوی رانش از رابطه زیر به دست می آید:

$$D_B = 12 \sqrt{\frac{2Q}{448/8\pi V_B}} \quad (13)$$

در این رابطه  $Q$  برحسب  $V_B$  gpm برحسب ft/sec و  $D_B$  برحسب اینچ است. افت در زانوی رانش عبارت است از:

$$h_{IB} = \frac{0.184 L}{R_e^{1/4}} \frac{V_B^2}{D 2g} \quad (14)$$

$R_e$  عدد رینولدز جریان است. افت در پره های ساکن نیز با استفاده از ضریب درگ در این پرها به دست می آید.

$$h_{IS} = C_D \frac{C_s}{S_s} \frac{V^2}{2g} \quad (15)$$

که در آن  $C_s$ ،  $S_s$  به ترتیب طول وتر و فاصله متوسط دو پره متوالی است. هد کل تولید شده توسط پمپ

$$H_d = H + h_{II} + h_{ID} + h_{IB} + h_{IS} + h_{IV} \quad (16)$$

است. که در آن  $h_{IV}$  افت در پره های راهنما و  $H$  هد مفید پمپ است. صلیبیت پره های متحرک از رابطه زیر به دست می آید.

[۱]

$$\frac{C}{l} = \frac{2V_{IV} \cos \lambda \sin^2 \beta \infty}{C_L V_a \sin(\lambda + \beta \infty)} \quad (17)$$

افت در پره‌های راهنما:

$$h_{IV} = \frac{C_v V_a^2 C_D}{l_v 2g \sin^2 \beta \infty} \quad (18)$$

که در آن  $C_v$ ،  $C_D$  به ترتیب طول وتر و فاصله متوسط دوبره متوالی است. راندمان پمپ عبارت از

$$\eta = \frac{H}{H_d/\eta_p} \eta_m \quad (19)$$

بوده که در آن  $\eta_m$  راندمان مکانیکی پمپ است و بسته به بزرگی و کوچکی پمپ از ۹۴ تا ۹۸ درصد تغییر می‌کند. بالاخره قدرت پمپ از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (20)$$

علاوه بر روابط بالا معیارهای زیر در طراحی پمپ استفاده می‌گردد. ضریب لیفت پره‌ها ۷۰ درصد ضریب لیفت ماکزیمم پره در نظر گرفته می‌شود تا در عملکردهای خارج از نقطه طرح، جدائی جریان و در نتیجه کاهش شدید راندمان و ارتعاش در پمپ ایجاد نشود. تعداد پره‌های رتور از ۲ تا ۵ عدد متغیر است. معمولاً با افزایش سرعت مخصوص، تعداد پره‌ها کاهش می‌یابد. شکل (۶) تعداد پره‌ها را برحسب سرعت مخصوص نشان می‌دهد [۱۱]. تعداد پره‌های راهنما ۵ تا ۸ عدد انتخاب می‌شود. فاصله بین پره‌های ساکن و متحرک حدود ۰.۰۵ قطر رتور است. زاویه واگرائی دیفیوزر حدود ۸ درجه انتخاب می‌شود تا از جدائی جریان در دیفیوزر جلوگیری شود [۱۱]. شعاع خم زانوی رانش در یک پمپ محوری ۱.۲۵ برابر قطر زانو انتخاب می‌شود.

### ایرفویل‌های مناسب برای پروفیل‌های پره‌های ساکن و متحرک

باتوجه به نتایج حاصل از تئوری، ایرفویل‌هایی که به عنوان پروفیل‌های پروانه و پره‌های راهنما انتخاب می‌شوند، باید دارای زاویه سرخوردن،  $\lambda_1$ ،  $(\tan \lambda_1 = C_{Dp}/C_L)$  کوچکی باشند تا افت بر اثر ضریب درگ پروفیل پره‌ها،  $C_{Dp}$  کم باشد. همچنین از زاویه سرخوردن کوچکی در ضریب لیفت‌های پائین برخوردار باشند تا افت بر اثر جریان ثانویه، کم

بوده و درعین حال پروانه در برابر کاوریتاسیون ایمن باشد و بالاخره این پره‌ها باید دارای ضریب لیفت ماکزیمم بالائی باشند تا راندمان پمپ مناسب باشد.

ایرفویل‌های چهار شماره‌ای سری ۴۴ ناکا دارای این خصوصیات هستند، لذا این ایرفویل‌ها به عنوان پروفیل‌های پره‌های پروانه و پره‌های راهنما انتخاب گردیده‌اند. منحنیهای مشخصه بعضی از ایرفویل‌های سری مزبور در شکل‌های (۷) و (۸) و (۹) نشان داده شده است (مراجع [۷] و [۱۱]).

منحنیهای شماره (۷) و (۸) همچنین به ترتیب اثرات ضخامت و خمیدگی ایرفویل‌ها را بر روی ضرایب لیفت و درگ نمایش می‌دهند. شکل (۱۰) مختصات بعضی از ایرفویل‌های سری مزبور را برحسب درصدی از طول وتر و همچنین شکل ایرفویل‌های NACA 4406، NACA 4409 و NACA 4412 نشان می‌دهد (مراجع [۷] و [۱۲]).

پره‌های ساکن قبل از پروانه، پره‌های کوتاه با مقاطع متقارن هستند و از ایرفویل‌های چهارشماره‌ای متقارن ناکا برای این نوع پره‌ها می‌توان استفاده کرد. شکل و منحنیهای مشخصه، ایرفویل NACA 0012 در شکل (۱۱) نشان داده شده است [۲]. ضریب درگ ایرفویل مزبور در زاویه حمله صفر، بازبری سطح استاندارد، در حدود ۰.۰۱ است.

### روش طراحی

باتوجه به روابط و شکل‌های ارائه شده در بخش قبل، روش طراحی پمپ محوری شامل نحوه محاسبه ابعاد هندسی پمپ، شکل پره‌ها، نوع ایرفویل‌ها برای مقاطع پره‌ها و منحنیهای عملکرد و مشخصه پمپ ارائه می‌شود.

### الف - داده‌های مسأله

دو کمیت هد مفید و دبی پمپ حداقل اطلاعات مورد نیاز برای طراحی پمپ است. در صورتی که دور محور داده نشده باشد، دور طوری انتخاب می‌شود که سرعت مخصوص پمپ بین  $10000 \text{ r.p.m.} \sqrt{\text{g.p.m.}/\text{ft}^3/4}$  تا

15000 باشد. البته برای پمپهایی که با موتورهای با جریان AC کار می‌کنند، دور محور را باید بر اساس دور موتور الکتریکی که تابعی از فرکانس برق و تعداد زوج قطبهای آن است انتخاب کرد.

### ب - روش طراحی و محاسبه ابعاد پمپ

برای محاسبه ابعاد پمپ قدمهای زیر برداشته می‌شود:

۱- محاسبه سرعت مخصوص پمپ

۲- تعیین تعداد پره‌های رتور (شکل ۶)

۳- محاسبه قطر رتور (شکل ۵)

۴- محاسبه قطر ریشه پره‌های متحرک (رابطه ۹)

۵- محاسبه سرعت سیال در زانوی رانش (رابطه ۱۲)

۶- محاسبه قطر زانوی رانش (رابطه ۱۳)

۷- محاسبه شعاع انحناي زانوی رانش: مقدار بهینه این شعاع برای می‌نیم کردن افت  $R_B = 1.25 D_B$  است.

۸- محاسبه افت در زانوی رانش: (رابطه ۱۴)

۹- محاسبه افت در دیفیوزر پمپ  $h_{ID}$ : با استفاده از

رابطه (۱۰) و (۱۱) و اینکه زاویه واگرایی دیفیوزر را ۸ درجه می‌گیریم، افت در دیفیوزر محاسبه می‌شود.

۱۰- محاسبه افت در ورود به پمپ  $h_{II}$ : با محاسبه سرعت سیال در ورودی پمپ و شعاع انحناي نازل ورودی از

رابطه  $R_I = 0.8 D_0$  و ضریب افت از جدول افت در کتب مکانیک سیالات، افت در زانو از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود.

۱۱- انتخاب پره‌های ساکن ورودی: مقطع پره‌های ساکن ورودی را از نوع ایرفویل‌های متقارن چهارشماره‌ای در نظر

می‌گیریم. ضخامت ماکزیمم ایرفویل را با توجه به ملاحظات مقاومت پره در مقابل نیروهای وارده محاسبه می‌کنیم.

۱۲- محاسبه افت در پره‌های ساکن ورودی: از شکل

(۱۱) یا شکل‌های مشابه برای پروفیل‌های متقارن، ضریب درگ پروفیل پره ساکن به دست می‌آید. سپس ضریب درگ در اثر

اصطکاک بر روی دیواره‌های اطراف پره ساکن را به دست می‌آوریم (رابطه ۲). ضریب اصطکاک در این رابطه را

می‌توان از رابطه  $f = \frac{1.184}{Re^{1/4}}$  به دست آورد. بالاخره افت در

پره‌های ساکن را می‌توان از رابطه (۱۵) به دست آورد. در این رابطه  $C_p$  را حدود ۰.۲ قطر رتور در نظر می‌گیریم. توجه کنید که به علت کوتاه بودن پره ساکن می‌توان افت در وسط پره‌ها را به عنوان افت متوسط در طول پره‌ها منظور کرد.

۱۳- افت در پره‌های ساکن راهنما: ابتدا افت در پره‌های

راهنما،  $h_{IV}$  را حدس می‌زنیم و سپس در مراحل بعدی تصحیح می‌کنیم. حدس اولیه برای  $h_{IV}$  را ۲ درصد هد پمپ می‌گیریم.

۱۴- محاسبه هد تئوری پمپ،  $H_t$ ، (رابطه ۱۶)

۱۵- تعیین پروفیل پره متحرک: پروفیل پره متحرک از

طریق سعی و خطابه دست می‌آید. این پروفیل طوری

انتخاب می‌شود که کاویتاسیون و جدایی روی پره‌ها ایجاد

نشود. ابتدا یک ایرفویل چهار شماره‌ای از سری ۴۴ برای

پروفیل نوک پره انتخاب می‌کنیم و ضریب لیفت آن را برابر

۰.۷ ضریب لیفت ماکزیمم این ایرفویل در نظر می‌گیریم.

سپس از شکل (۹)،  $\alpha$ ،  $\lambda$  و  $C_L$  را می‌خوانیم.  $C_{DP}$  را از رابطه

$C_{DP} = C_L \tan \lambda$  و  $C_{DS}$  را از رابطه (۳) محاسبه می‌کنیم.

سپس  $C_{Da}$  را به دست می‌آوریم. برای این کار ابتدا از رابطه

(۶) با تخمین  $\eta_p$ ،  $V_{IV}$  و سپس  $V_a$  را از رابطه

$V_a = Q / \left( \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D^2) \right)$ ، به دست آورده، با داشتن دو

مولفه سرعت، سرعت مطلق را محاسبه می‌کنیم. بالاخره از

رابطه (۲)،  $C_{Da}$  را به دست می‌آوریم. حال از جمع کردن سه

مولفه ضریب درگ، ضریب درگ کل را به دست می‌آوریم

(رابطه ۱) و از روی آن  $\lambda$  را محاسبه می‌کنیم. سپس  $\beta$  را از

رابطه (۴) و  $\eta_p$  را از رابطه (۵) به دست می‌آوریم.  $\eta_p$  به

دست آمده را با  $\eta_p$  تخمین زده شده مقایسه می‌کنیم در

صورت اختلاف، محاسبات را با  $\eta_p$  جدید تکرار می‌کنیم تا

نتایج به اندازه کافی به هم نزدیک شوند.

۱۶- بررسی پروفیل پره از لحاظ ایجاد کاویتاسیون: از

شکل (۴)،  $C'_k$  و از رابطه (۸)،  $\sigma_L$  را به دست می‌آوریم. از

رابطه (۷) و رابطه

$$W_\infty = \left[ V_a^2 + \left( u - \frac{V_{IV}}{4} \right)^2 \right]^{1/2}$$

برای محاسبه سرعت نسبی سیال (که از مثلث سرعت سیال

به دست می آید) استفاده کرده،  $C_k$  را محاسبه می کنیم. به این ترتیب  $C_k$  به دست آمده را با  $C'_k$  (ضریب کاهش فشار ماکزیمم مجاز) مقایسه می کنیم و در صورت بزرگتر بودن، با انتخاب ضریب لیفت کوچکتری، محاسبات را تکرار می کنیم. حال با استفاده از رابطه (۱۷) صلبیت را محاسبه می کنیم. با داشتن تعداد پره ها،  $t$  و از روی صلبیت،  $C$  به دست می آید. زاویه پروفیل پره نیز از رابطه  $\beta_p = \beta_\infty + \alpha$  به دست می آید.

۱۷- عملیات مربوط به بندهای ۱۵ و ۱۶ را می توان در چند شعاع مختلف تکرار کرد و خصوصیات پره را در شعاعهای مختلف به دست آورد.

۱۸- تعیین مشخصات پره های ساکن: ابتدا پروفیل پره ساکن را در قطر  $D_0$  انتخاب می کنیم و براساس آن در نقطه ای که  $C_L$  ماکزیمم است، مقادیر  $C_L, \alpha, \lambda_1$  را از شکل (۹) به دست می آوریم و از آنجا  $C_{DS}$  و  $C_{DP}$  را محاسبه می کنیم. با تعیین تعداد پره ها،  $S$  را مشخص کرده و از رابطه (۲)،  $C_{Da}$  را به دست می آوریم. از رابطه ۱، ضریب درگ کل را محاسبه کرده از روی آن مقدار  $\lambda$  محاسبه می شود. مشابه پره های متحرک،  $\beta_p, \beta_\infty$  و  $C_v/t_v$  را به دست می آوریم و با داشتن  $t_v$ ،  $C_v$  محاسبه می شود و بالاخره  $h_{1v}$  از رابطه (۱۸) به دست می آید. محاسبات را در شعاعهای مختلف انجام می دهیم. اگر  $h_{1v}$  متوسط با  $h_{1v}$  حدس زده شده در بند (۱۳) متفاوت بود، محاسبات را تکرار می کنیم. با توجه به اینکه طول وتر پروفیل های پره در شعاعهای کمتر، کوچکتر است، پروفیلها را به تدریج ضخیمتر انتخاب می کنیم به طوری که تنش ایجاد شده در هر پره در شعاعهای مختلف از حد مجاز بیشتر نشود.

۱۹- محاسبه راندمان پمپ (رابطه ۱۹)

۲۰- محاسبه توان پمپ (رابطه ۲۰)

۲۱- عملکرد در خارج از نقطه طرح: برای به دست آوردن منحنیهای عملکرد پمپ، دبی های متفاوتی نسبت به دبی طرح انتخاب می کنیم و محاسبات را انجام داده، هد، قدرت و راندمان پمپ را محاسبه می کنیم. نحوه محاسبات شبیه محاسبات در نقطه طرح بوده و به شرح زیر است:

- محاسبه افت در زانوی رانش، دیفیوزر و ناحیه ورودی - انتخاب شعاعهای دلخواه و انجام محاسبات زیر برای هر شعاع

-  $\beta_\infty$  را حدس می زنیم.

-  $\alpha$  را به دست می آوریم. توجه کنید که  $\beta_p$  مشخص بوده

و  $\alpha = \beta_p - \beta_\infty$  است.

- از روی شکل (۹)،  $\lambda_1$  و  $C_L$  را خوانده و سپس  $C_D$  و  $\lambda$

را به دست می آوریم.

-  $\beta_\infty$  را از معادله (۴) بدست آورده با مقدار حدسی

مقایسه می کنیم. اگر اختلاف زیاد بود محاسبات را با  $\beta_\infty$

جدید تکرار می کنیم.

-  $\eta_p$  و  $H_d$  را محاسبه می کنیم.

-  $C'_k$  را از روی شکل (۴) به دست می آوریم و مقدار

NPSH را به دست می آوریم.

- برای پره های ساکن راهنما،  $\beta_\infty$  را به دست می آوریم.

سپس  $\alpha$  را محاسبه می کنیم و از روی شکل (۹)،  $C_L$  و  $\lambda_1$  را

می خوانیم. با محاسبه ضرایب درگ سه گانه، ضریب درگ کل

را به دست آورده،  $h_{1v}$  را محاسبه می کنیم.

- هدمتوسط، قدرت و راندمان پمپ را به دست می آوریم.

### نمونه طراحی

در زیر یک پمپ محوری با دبی، هد و دور داده شده را با توجه به روش طراحی ارائه شده طراحی کرده، ابعاد و مشخصات هندسی آن را به دست می آوریم و منحنیهای عملکرد پمپ را محاسبه نموده با یک پمپ محوری مشابه مقایسه می کنیم،

۱- داده ها:

$H=16.63$  ft,  $Q=43000$  g.p.m.,  $N=575$  r.p.m

۲- محاسبه ابعاد کلی پمپ و افت در قسمتهای مختلف آن با توجه به مراحل ارائه شده برای طراحی، نتایج محاسبات مربوط به ابعاد کلی پمپ و افت در قسمتهای مختلف آن در جدول شماره (۱) آورده شده است. اعداد نوشته شده ستون سوم این جدول و جدول بعدی مراحل ۲۱ گانه طراحی را نشان می دهند.

جدول (۱) نتایج محاسبات مربوط به ابعاد کلی و افت در پمپ

نتیجه	مراحل طراحی یا نحوه محاسبه	پارامتر
$N=14478.8 \text{ rpm.gpm}^{1/2}/\text{ft}^{3/4}$	۱	سرعت مخصوص
$Z = 3$	۲	تعداد پره‌های رتور
$D_o = 30.8 \text{ in}$	۳	قطر پره‌های متحرک
$D_i = 10.96 \text{ in}$	۴	قطر ریشه پره‌های متحرک
$V_B = 7.31 \text{ ft/sec}$	۵	سرعت سیال در زانوی رانش
$D_B = 49.02 \text{ in}$	۶	قطر زانوی رانش
$R_B = 61.28 \text{ in}$	۷	شعاع انحنای زانوی رانش
$h_{IB} = 0.069 \text{ ft}$	۸	افت در زانوی رانش
$h_{ID} = 6.824$	۹	افت در دیفیوزر پمپ
$V_I = 18.51 \text{ ft/sec}$	۱۰	سرعت سیال در ورود به پمپ
$R_I = 24.64 \text{ in}$	۱۰	شعاع انحنای ورودی
$h_{II} = 0.266 \text{ ft}$	۱۰	افت ورود به پمپ
$Z_s = 4$	براساس تعداد پره‌های متحرک	تعداد پره‌های ساکن
$C_s = 0.2D_o = 6.16 \text{ in}$	۱۱	طول وتر پره‌های ساکن
NACA 0012	۱۱	شکل مقطع پره‌های ساکن
$C_{DP} = 0.01$	۱۲	ضریب درگ پره‌های ساکن
$C_{Da} = 4.77 \times 10^{-3}$	۱۲	ضریب درگ دیواره‌ها
$h_{IS} = 0.0385 \text{ ft}$	۱۲	افت در پره‌های ساکن
$h_{IV} = 0.2H = 0.332 \text{ ft}$	۱۳	تخمین افت متوسط در پره‌های راهنما
$H_d = 18.16 \text{ ft}$	۱۴	محاسبه هدخالص (تئوری) پمپ

متحرک محاسبه و در جدول شماره (۲) آورده شده است.

۳- مشخصات پروفیل پره متحرک در قطر رتور  
باتوجه به مراحل طراحی، مشخصات پروفیل پره‌های

جدول (۲) نتایج محاسبات مربوط به پره‌های متحرک در قطر بزرگ رتور

NACA 4406	۱۵	انتخاب پروفیل نوک پره‌های متحرک
$C_L = 0.7, C_{Lmax} = 0.85$	۱۵	ضریب لیفت پروفیل نوک پره‌ها
$\lambda_1 = 0.683^\circ, \alpha = 4.4^\circ$	۱۵	سایر مشخصات پروفیل نوک پره‌ها
$C_{DP} = 0.0101$	۱۵	ضریب درگ پروفیل نوک پره‌ها
$C_{DS} = 0.013$	۱۵	ضریب درگ ثانویه پروفیل نوک پره‌ها
$\eta_p = 0.9$	۱۵	حدس راندمان پروفیل پره
$V_{T1} = 8.4 \text{ ft/sec}$	۱۵	مولفه سرعت دورانی سیال
$V_T = 21.61 \text{ ft/sec}$	۱۵	سرعت مطلق سیال خروجی
$C_{Da} = 6.32 \times 10^{-3}$	۱۵	ضریب درگ دیواره
$C_D = 0.029$	۱۵	ضریب درگ کل در نوک پره‌ها
$\lambda = 1.95^\circ$	۱۵	زاویه بین نیروی لیفت و درگ
$\beta_\infty = 16.18^\circ$	۱۵	زاویه سرعت نسبی سیال
$\eta_p = 0.842$	۱۵	راندمان پروفیل پره
$C'_k = -0.868$	۱۶	ضریب کاهش فشار ماکزیمم
$\sigma_c = 2.22$	۱۶	ضریب کاویتاسیون بحرانی
$NPSH = \sigma_c, H = 36.92$	رابطه ۷	NPSH
$W_\infty = 76.08 \text{ ft/sec}$	۱۶	سرعت نسبی سیال
$C_k, C'_k$ بزرگتر از $C'_k$ در ردیف ۴ است و لذا محاسبات را با ضریب لیفت مربوط به $C'_k = -0.329$ تکرار می‌کنیم.	۱۶	ضریب کاهش فشار
$C_L = 0.322, \lambda_1 = 1.28$	۱۵	ضریب لیفت و زاویه سرخوردن
$\eta_p = 0.9, C_D = 0.0153, \beta_\infty = 16.22^\circ, \lambda = 2.72^\circ, \eta_p = 0.856$	تکرار ردیف‌های ۱۳ تا ۴	تکرار محاسبات برای سایر پارامترها یا ضریب لیفت جدید
$C_k, C'_k = 0.331$ حاصل در مقایسه با $C'_k$ در حد معقولی است	تکرار ردیف‌های ۱۵ تا ۱۸	ضریب کاهش فشار
$C/t = 0.672, t = 32.25 \text{ in}, C = 21.67 \text{ in}$	۱۶	صلبیت، طول کورد و فاصله دو پره متوالی
$\beta_p = 15.33^\circ$	۱۶	زاویه پروفیل پره

پره‌های متحرک در پره‌های متحرک در شعاعهای مختلف محاسبه می‌شود. نتایج در جدول شماره (۳) آورده شده است.

۴- مشخصات پروفیل پره‌های متحرک در شعاعهای مختلف  
باتوجه به بند ۱۷ مراحل طراحی، مشخصات پروفیل



جدول (۳) نتایج کلی طراحی پره‌های متحرک در قطرهای مختلف

قطر inch	ایرفویل NACA	C	C/t	C <sub>L</sub> inch	β <sub>p</sub>	η <sub>p</sub>
30.8	4406	0.322	0.672	21.67	15.33	0.856
24.18	4406	0.426	0.77	19.51	21.14	0.902
17.57	4407	0.61	1.04	19.17	31.83	0.936
10.6	4407	0.975	1.64	18.91	58.14	0.957

P = 225 hp

۵- مشخصات پره‌های ساکن

محاسبه افت در قسمت‌های ساکن

مشخصات پره‌های ساکن راهنما براساس بند ۱۸ مراحل

$$V_A = 23.11 \text{ ft/sec}, \quad V_B = 7.969 \text{ ft/sec}, \quad V_I = 20.17 \text{ ft/sec}$$

طراحی و مشابه بندهای ۲ تا ۲۳ جدول شماره (۲) محاسبه می‌شود. نتیجه محاسبات در قطر D به شرح زیر است:

$$h_{IB} = 0.08 \text{ ft}, \quad h_{ID} = 0.985 \text{ ft}, \quad h_{II} = 0.316 \text{ ft}$$

تعداد پره‌ها ۸، پروفیل پره‌های ساکن در نوک پره‌ها،

$$C_{D1} = 4.68 \times 10^{-3}, \quad C_D = 0.0146, \quad h_{IS} = 0.045 \text{ ft}$$

NACA 4408

اطلاعات مربوط به جریان در اطراف پروفیل پروانه در نوک

۷- بررسی عملکرد پمپ در خارج از نقطه طرح

$$C_L = 0.68, \quad \lambda_1 = 0.79^\circ, \quad \alpha = 2.88^\circ$$

عملکرد پمپ را در خارج از نقطه طرح براساس بند ۲۱

$$C_D = 0.02, \quad \lambda = 0.68^\circ, \quad \beta_\infty = 78.21^\circ$$

مراحل طراحی محاسبه می‌کنیم. برای مثال نتایج حاصل از

$$t_v = 12.09 \text{ in}, \quad C_v = 14.39 \text{ in}, \quad \beta_{pv} = 81.09^\circ$$

محاسبات مربوط به عملکرد پمپ در دبی 1.09 برابر دبی

نتیجه محاسبات در شعاعهای مختلف در جدول (۴)

نقطه طرح ارائه می‌شود:

آورده شده است.

۶- محاسبه راندمان و توان پمپ

جدول (۴) نتایج کلی طراحی پره‌های ساکن راهنما

قطر inch	ایرفویل NACA	C <sub>L</sub>	C <sub>v</sub> /t <sub>v</sub>	C <sub>v</sub> inch	β <sub>pv</sub>	h <sub>IV</sub> ft
30.8	4408	0.68	1.19	14.4	81.36	0.177
24.18	4408	0.68	1.42	13.55	78.97	0.218
17.57	4409	0.63	1.84	12.7	73.79	0.305
10.96	4409	0.68	2.68	11.53	64.65	0.543

پره‌ها: برای اینکار ابتدا β<sub>∞</sub> را حدس می‌زنیم و سپس از طریق

راندمان پروفیل، راندمان کلی و توان پمپ به ترتیب براساس

تکرار آن را تصحیح می‌نمائیم. نتیجه نهایی به شرح زیر است:

بندهای ۱۹ و ۲۰ مراحل طراحی محاسبه می‌شود. نتیجه به شرح زیر است (راندمان مکانیکی ۹۶ درصد فرض شده است).

$$\beta_\infty = 17.34^\circ, \quad \alpha = -1.91^\circ, \quad \text{NACA 4406}, \quad C_L = 0.221,$$

$$\eta_p = 0.913$$

$$\lambda_1 = 2.05^\circ, \quad C_{DP} = 7.91 \times 10^{-3}, \quad C_{DS} = 8.79 \times 10^{-4}$$

$$\eta = 0.803$$

## مقایسه نتایج طراحی با نتایج تجربی

برای ارزیابی روش طراحی پمپ، نتایج حاصل از طراحی را با یک پمپ در دسترس مقایسه می‌کنیم. هد، دبی، دور موتور و تعداد پره‌های راهنمایی که به عنوان داده مسأله در طراحی یک پمپ محوری نمونه در بخش قبل به کار رفته شد مربوط به نقطه طراحی یک پمپ سیرکوله آب کندانسور در یک نیروگاه بخاری است [۶].

قطر پروانه این پمپ 30.875 in و قطر ریشه آن 10.3 in است. تعداد پره‌های پروانه ۳ عدد و تعداد پره‌های راهنما ۸ عدد است. منحنیهای عملکرد پمپ در شکل (۱۳) نشان داده شده است. توان مصرفی پمپ به وسیله دینامومتر و وسائل الکتریکی اندازه‌گیری شده است.

نتایج بدست آمده از طراحی پمپ در بخش قبل به شرح زیر است:

تعداد پره‌های پروانه ۳ عدد، قطر پروانه 30.8 in و قطر ریشه پره‌ها 10.96 in است. مقایسه ابعاد محاسبه شده از طریق طراحی و ابعاد پمپ واقعی نشان می‌دهد که نتایج با اختلاف کمی (کمتر از ۷ درصد) با یکدیگر مطابقت دارند. شکل (۱۳) منحنیهای مشخصه پمپ را در دو حالت تجربی و تئوری نشان می‌دهد. خطوط خط چین مربوط به نتایج تجربی پمپ واقعی و خطوط پر نتایج روش حاضر است.

مقایسه نتایج نشان می‌دهد که در محدوده محاسبه شده، حداکثر اختلاف بین هد اندازه‌گیری شده و محاسبه شده 4.5%، قدرت مصرفی 6% و راندمان 10% است. علت اختلاف در راندمان را می‌توان به این صورت توجیه کرد که در طراحی پروانه فرض می‌کردیم شرط تعادل شعاعی برقرار است. برای این کار هد خالص خروجی از پروانه،  $H$ ، در تمامی شعاعها ثابت فرض شد. این فرض در خارج از نقطه طرح لزوماً صادق نیست. بنابراین سیال حرکت شعاعی کرده راندمان پمپ خارج از نقطه طرح، بیش از آنچه که محاسبه می‌شود، کاهش می‌یابد. چون افت بر اثر حرکت شعاعی سیال نامشخص است، در محاسبه راندمان پمپ خارج از

$$V_{17}=5.87\text{ft/sec}, V_p=23.29\text{ft/sec}, C_{Da}=6.22\times 10^{-3}$$

$$C_D=0.015, \lambda=3.88^\circ$$

$$\eta_p=0.811, H_d=11.42\text{ft}, C_k=0.225, \text{NPSH}=29.9\text{ft},$$

محاسبات مربوط به پره ساکن راهنما به شرح زیر است:

$$\beta^3=82.76^\circ, \alpha=-1.4^\circ, \text{NACA} 4408, \lambda_1=1.89^\circ$$

$$C_L=0.25, C_{Dp}=8.31\times 10^{-3}, C_{Ds}=1.143\times 10^{-3},$$

$$C_{Da}=2.33\times 10^{-3}, C_D=0.0117, h_p=0.118\text{ft}$$

جدول شماره (۵) نتایج مربوط به بررسی پره‌های متحرک و راهنما در شعاعهای مختلف را در خارج از نقطه طرح نشان می‌دهد.

جدول (۵) نتایج طراحی در شعاعهای مختلف

قطر inch	$\eta_p$	$H_d$ ft	$h_{iv}$ ft
30.8	0.811	11.42	0.118
24.18	0.894	12.8	0.139
17.57	0.935	14.74	0.192
10.96	0.958	17.04	0.369

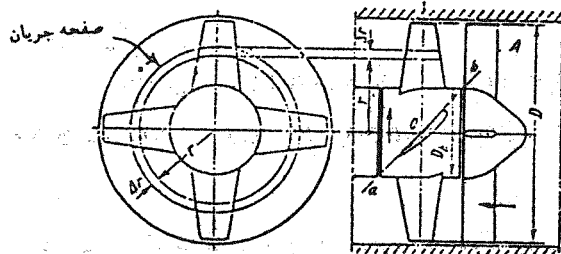
براساس نتایج فوق راندمان متوسط پروفیل پره‌ها، راندمان کلی و قدرت پمپ در خارج از نقطه طرح و در دبی داده شده محاسبه می‌گردد.

$$\bar{H}_d=14\text{ft}, \bar{h}_{iv}=0.204\text{ft}, \eta_p=0.90$$

$$H=12.37\text{ft}, \eta=0.793, P=192.3\text{hp}, \text{NPSH}=29.9\text{ft}$$

در صورتی که عملیات فوق را در دبیهای دیگری نیز تکرار کنیم عملکرد پمپ در نقاط دیگر خارج از نقطه طرح به دست می‌آید که نتیجه آن در منحنی شکل (۱۲) آورده شده است.

- [6] McNulty, J.W., "Propeller- Type Pumps Shows High Efficiency, "J. of Power.
- [7] O'Brien, J.P. and Folsom, R.G. "The Design of Propeller Pumps and Fans", Univ. Calif. Publ. Eng. Vol. 4, No.1, 1939.
- [8] Rohsenow, W.M. and Choi, H., "Heat, Mass, and Momentum Transfer", Prentice Hall, Inc., Enlewood Cliffs, 1961.
- [9] Shepherd, D.G., "Principles of Turbomachinery", MacMillan Pub. Co., New York, 1959.
- [10] Shames, I.H., "Mechanics of Fluids", 2nd ed., McGraw- Hill Book Co., New York, 1982.
- [11] Stepanoff, A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps", JohnWiley & Sons, Inc., New York, 1984.
- [۱۲] مهران عامری مهابادی، «طراحی پمپهای محوری»، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، مرداد ماه ۱۳۶۷.

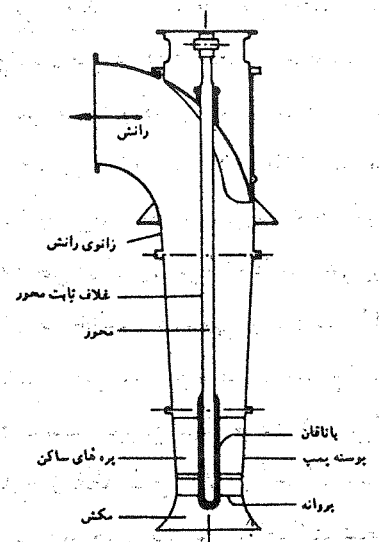


شکل (۲) پمپ محوری با چهارپره

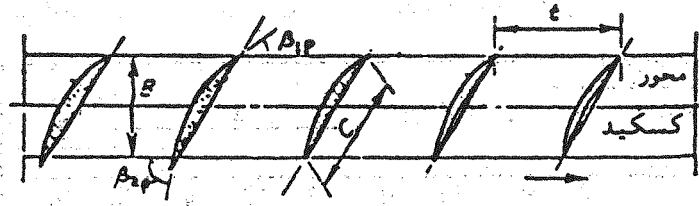
نقطه طرح افت مزبور در نظر گرفته نشده است. جاذب اهمیت است که راندمان محاسبه شده در حوالی نقطه طرح و راندمان به دست آمده از عملکرد تجربی پمپ با دقت نسبتاً خوبی به هم نزدیک‌اند، لذا روش طراحی ارائه شده را می‌توان روش مناسبی برای طراحی اولیه پمپها در نظر گرفت.

## منابع

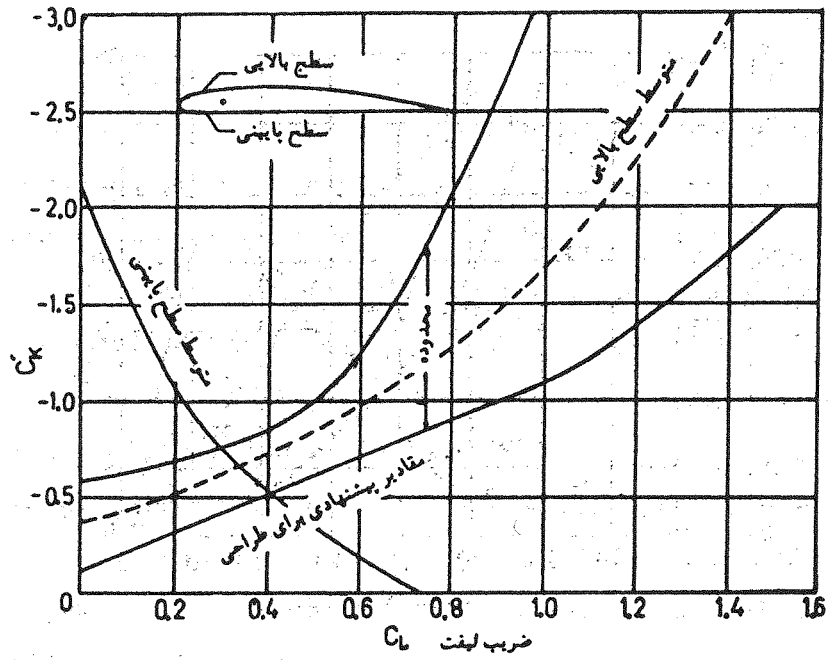
- [۱] شیرازی، ابراهیم، «مقدمه‌ای بر توربو ماشین‌ها» جلد اول، چاپ اول تابستان ۱۳۶۶.
- [2] Abbott, I.H. and von Denhoff, A.E., "Theory of Wing Section, Including a Summary of Airfoil Data", Dover, New York, 1959.
- [3] Cherkassky, V.M. "Pumps, Fans, Compressors", 1st. ed. Mir Publishers, Moscow, 1980.
- [4] Fox, R.W. and McDonald, A.T., "Introduction to Fluid Mecanics," 2nd ed., John Willy & New York, 1978.
- [5] Karassik, I.J., "Pump Hand Book", McGraw-Hill Book Co., 1976.



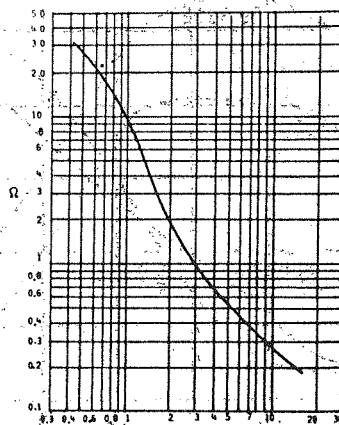
شکل (۱) شکل شماتیک یک پمپ محوری



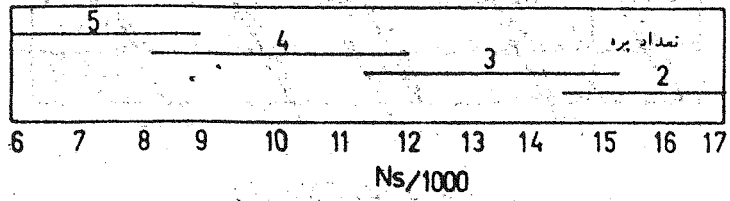
شکل (۳) کسکید پره‌ها



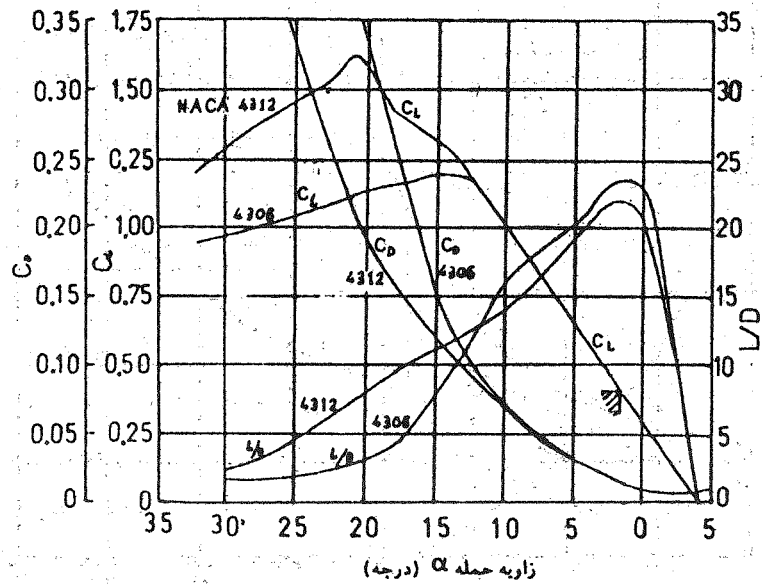
شکل (۴) حد بالایی ضریب کاهش فشار بر حسب ضریب لیفت



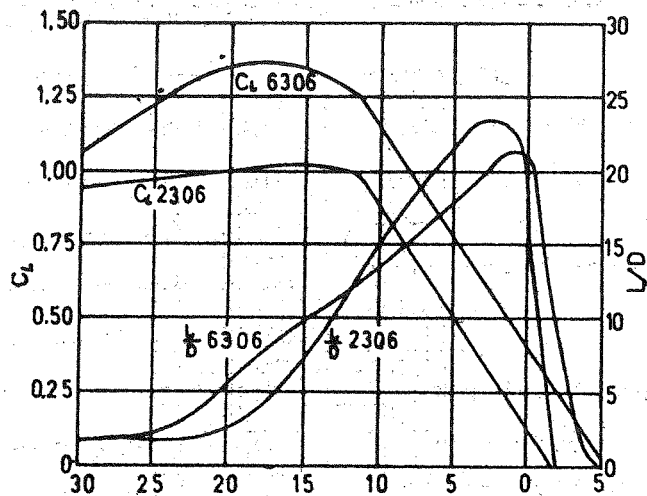
شکل (۵) دیاگرام کردیر



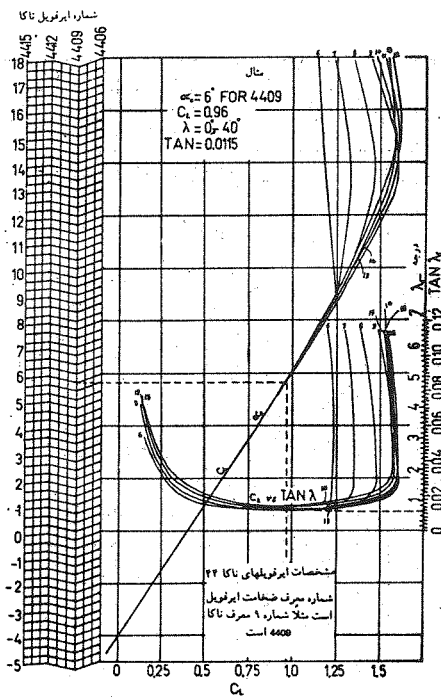
شکل (۶) تعداد پره‌های پروانه بر حسب سرعت مخصوص



شکل (۷) ضرایب لیفت و درگ ایرفویل‌های چهارشماره‌ای نازک بر حسب زاویه حمله



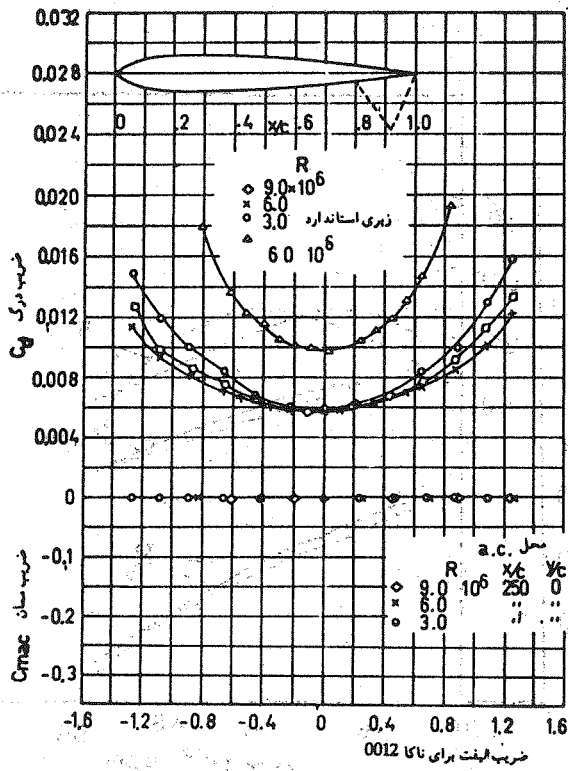
شکل (۸) ضرایب لیفت و نسبت لیفت به درگ ایرفویل‌های چهارشماره‌ای بر حسب زاویه حمله



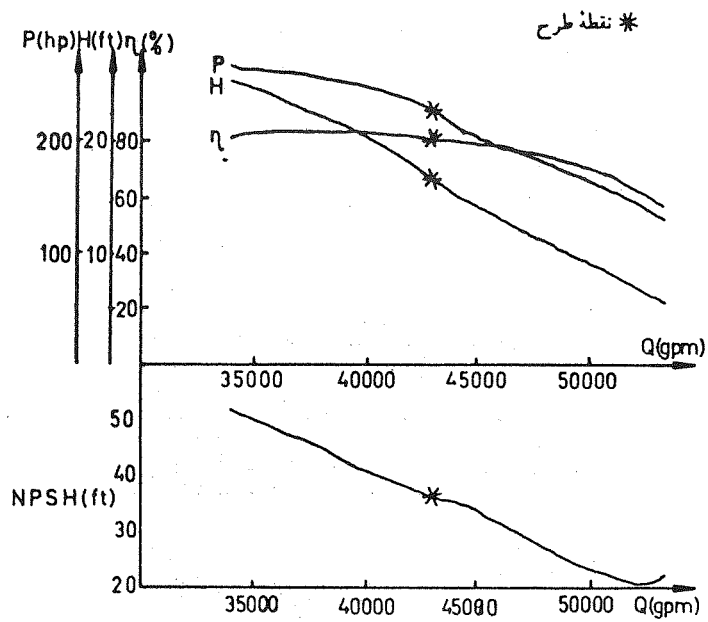
شکل (۹) منحنیهای مشخصه بعضی از ایرفویلهای سری ۴۴ ناکا

0.40 شمع نوك		NACA 4406	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	- 1.25 1.86 2.79 3.53 4.15 5.15 5.90 6.42 6.76 6.90 6.55 5.65 4.85 3.56 1.96 1.05 0.06		
LWR	0 0.64 0.79 0.82 0.75 0.69 0.24 0.12 0.45 0.74 1.10 1.24 1.27 1.16 0.91 0.49 0.24 0.09		
0.54 شمع نوك		NACA 4407	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 1.4 2.1 3.1 3.9 4.5 5.6 6.4 6.9 7.2 7.4 7.0 6.2 5.1 3.8 2.1 1.1 0		
LWR	0 0.7 1.0 1.1 1.0 0.9 0.97 0.3 0 0.2 0.6 0.8 0.9 0.9 0.7 0.4 0.2 0		
0.71 شمع نوك		NACA 4408	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 1.6 2.4 3.4 4.3 4.9 6.1 6.8 7.4 7.7 7.9 7.4 6.6 5.4 4.0 2.2 1.2 0		
LWR	0 -0.9 -1.2 1.4 1.4 1.3 1.1 -0.6 0.5 -0.3 0.1 0.4 0.5 0.6 0.5 0.3 0.1 0		
0.89 شمع نوك		NACA 4409	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 1.91 2.41 3.74 4.67 5.37 6.52 7.35 7.90 8.25 8.35 7.87 7.0 5.75 4.21 2.53 1.26 0.09		
LWR	0 1.05 1.37 1.65 1.74 1.73 1.55 1.30 1.02 0.75 0.39 0.07 0.16 0.25 0.26 0.14 0.09 0.01		
1.10 شمع نوك		NACA 4410	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 1.2 2.9 3.9 4.9 5.7 6.2 7.2 7.4 6.8 6.8 6.3 7.4 5.1 1.4 2.4 1.3 0		
LWR	0 1.3 1.5 2.0 2.1 2.2 2.0 1.7 1.5 1.3 0.2 0.5 0.3 0.1 0 0 0 0		
1.33 شمع نوك		NACA 4411	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 2.2 3.1 4.4 5.4 6.3 7.1 7.3 8.8 9.3 9.3 8.7 7.8 6.4 4.7 2.6 1.4 0		
LWR	0 1.3 1.8 2.2 2.4 2.5 2.4 2.3 2.0 1.6 1.3 1.0 0.6 0.3 0.2 0.1 0.1 0		
1.59 شمع نوك		NACA 4412	
STA	0 1.25 2.5 5 7.5 10 15 20 25 30 40 50 60 70 80 90 95 100		
UPR	0 2.4 3.39 4.73 5.76 6.59 7.39 8.09 8.1 9.76 9.80 9.19 8.14 6.99 4.89 2.71 1.47 0		
LWR	0 1.1 1.1 1.95 2.4 2.74 2.86 2.88 2.74 2.50 2.26 1.80 1.40 1.00 0.66 0.39 0.23 0.16 0		

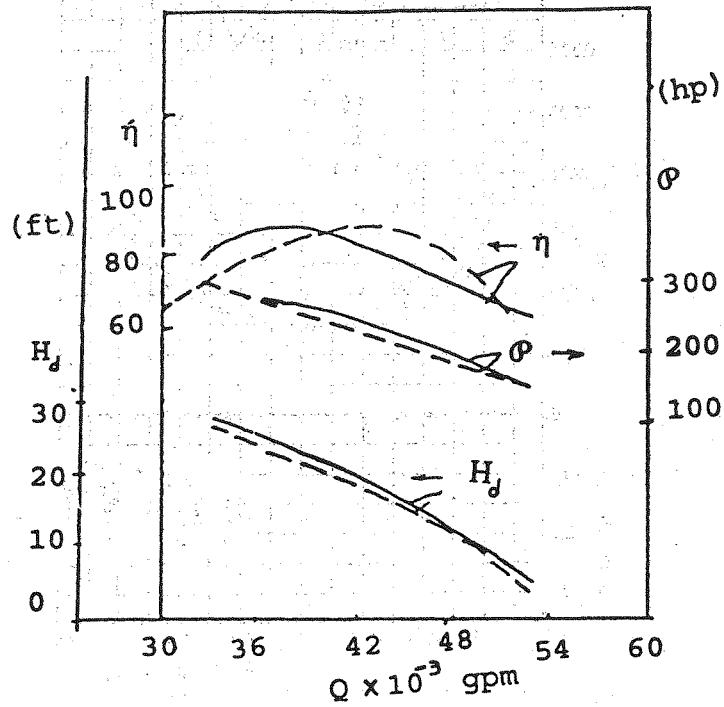
شکل (۱۰) مختصات بعضی از ایرفویلهای سری ۴۴ ناکا



شکل (۱۱) منحنیهای مشخصه ایرفویل NACA 0012



شکل (۱۲) منحنیهای عملکرد پمپ طراحی شده



شکل (۱۳) منحنیهای مشخصه یک پمپ واقعی همراه با منحنیهای مشخصه بدست آمده از طراحی (خطوط خط چین مربوط به منحنیهای تجربی و خطوط پر نتایج حاصل از طراحی می باشند).