



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-033

R&D Department

ARYA SEPEHR KAYHAN (ASK) | SHAHID SALIMI INDUSTRIAL CITY, TABRIZ, IRAN

شرکت آریا سپهر کیهان با نام اختصاری ASK، طراح و تولیدکننده پمپ های گریز از مرکز و روتاری و ارائه دهنده راهکارهای بهینه سازی سیستم های فرایندی و پمپاژ می باشد.

توجه!

مقالات تخصصی با عنوان White Papers جهت افزایش دانش عمومی پمپ ها در بخش تحقیق و توسعه این شرکت نگارش شده است. استفاده از این مقالات رایگان می باشد و لازم است جهت استفاده از محتویات آن به موارد ذیل توجه فرمایید:

- 1- انتشار مجدد مطالب مقالات (به شکل اولیه و بدون تغییر در ساختار محتوایی و ظاهری) با ذکر منبع، بلامانع است.
- 2- استفاده تجاری از محتویات مقالات در نشریات مجاز نمی باشد.

پروانه



Impeller

شماره	نماد	تعاریف	شماره	نماد	تعاریف
۱	A	سطح مقطع	۳۳	f_q	تعداد چشم پروانه
۲	A_{1q}	مساحت گلوگاه ورودی پروانه	۳۴	f_{Hl}	فاکتور تصحیح برای هد
۳	A_{2q}	فاصله بین پرها در خروجی پروانه	۳۵	f_Q	فاکتور تصحیح برای نرخ جریان
۴	A_{3q}	مساحت گلوگاه ورودی حلزونی	۳۶	f_R	اثر زبری بر اصطکاک صفحه
۵	a	فاصله بین پرها	۳۷	f _l	فاکتور تصحیح برای کارایی
۶	BEP	نقطه بهترین کارایی	۳۸	H_p	افزایش فشار استاتیکی در پروانه
۷	b	شتاب	۳۹	h	ضخامت دیواره پوسته
۸	b	پهنای کانال در قسمت مریدینالی	۴۰	h_D	ضخامت دیواره پوشش پوسته
۹	b_2	پهنای خروجی پروانه	۴۱	i	زاویه حمله (زاویه پره منهای زاویه جریان)
۱۰	b_{2tot}	پهنای خروجی پروانه شامل شروود	۴۲	k	چرخش سیال در فواصل دیواره پروانه
۱۱	C	سرعت مطلق	۴۳	k	ضریب سفتی
۱۲	c_p	ضریب جبران فشار	۴۴	k_n	انسداد ایجاد شده توسط هاب
۱۳	D, d	قطر	۴۵	k_R	ضریب تراست شعاعی
۱۴	d_{3q}	قطر معادل گلوگاه حلزونی	۴۶	L	طول
۱۵	d_b	میانگین محاسباتی قطرها در پروانه	۴۷	M	گشتاور
۱۶	d_d	قطر داخلی نازل تخلیه	۴۸	m	ضریب جرم
۱۷	d_m	میانگین هندسی قطرها در پروانه	۴۹	\dot{m}	نرخ جریان جرمی
۱۸	d_n	قطر هاب	۵۰	NPSH	هد مکش مثبت خالص
۱۹	d_D	قطر در آب‌بند شفت	۵۱	NPSH _A	(-) در دسترس
۲۰	E	مدول الاستیسیته یانگ	۵۲	NPSH _i	(-) مورد نیاز جهت شروع کاپیتاسیون
۲۱	E	ضخامت پره	۵۳	NPSH _R	(-) طبق معیارهای مخصوص کاپیتاسیون
۲۲	F	نیرو	۵۴	NPSH _x	(-) در X درصد افت هد
۲۳	F_{ax}	تراست محوری	۵۵	N	سرعت چرخشی
۲۴	F_R	تراست محوری	۵۶	n_N	سرعت نامی
۲۵	F_r, F_t	نیروهای مماسی و شعاعی بر روتور	۵۷	n_q	سرعت مخصوص
۲۶	F_{Mat}	فاکتور مواد در کاپیتاسیون	۵۸	n_{ss}	سرعت مخصوص مکش
۲۷	F	فرکانس	۵۹	P	قدرت، توان
۲۸	f_{EB}	فرکانس طبیعی در سرعت عملیاتی	۶۰	P_m	افت توان مکانیکی
۲۹	f_{e1}	فرکانس طبیعی	۶۱	p	فشار استاتیکی
۳۰	f_{kr}	سرعت بحرانی	۶۲	Q	نرخ جریان، دبی
۳۱	f_L	اثر جریان نشستی بر اصطکاک صفحه	۶۳	Q_{La}	دبی گذرنده از پروانه
۳۲	f_n	فرکانس چرخش	۶۴	Q_{Le}	دبی گذرنده از دیفیوزر

شماره	نماد	تعاریف	شماره	نماد	تعاریف
۶۵	Q_E	دبی گذرنده از قطعه بالانس تراست محوری	۹۵	Z	فاکتور گاز حقیقی
۶۶	Q_h	دبی گذرنده از قطعات کمکی	۹۶	Z_h	افت‌های هیدرولیکی
۶۷	Q_R	دبی نامی	۹۷	Z_{La}	تعداد پره‌های پروانه
۶۸	Q_{sp}	دبی نشتی گذرنده از آب‌بند در ورودی	۹۸	Z_{Le}	تعداد پره‌های دیفیوزر
۶۹	Q_{s3}	دبی نشتی گذرنده از آب‌بند بین طبقات	۹۹	Z_{st}	تعداد طبقات
۷۰	q^*	دبی مربوط به بهترین نقطه کارایی	۱۰۰	Z	مختصات ارتفاع
۷۱	R	ثابت گازها	۱۰۱	α	زاویه بین جهت سرعت مطلق و جانبی
۷۲	R_G	درجه واکنش	۱۰۲	α_T	ضریب جذب کلی
۷۳	Re	عدد رینولدز	۱۰۳	β	زاویه بین سرعت نسبی و جهت منفی سرعت جانبی
۷۴	Ro	عدد راسبی	۱۰۴	β	سرعت زاویه‌ای سیال بین پروانه و پوسته
۷۵	R_m	مقاومت کششی	۱۰۵	γ	ضریب تخلیه پروانه (ضریب خطا)
۷۶	r	شعاع	۱۰۶	δ^*	ضخامت جابه‌جایی
۷۷	r_{3q}	شعاع معادل مساحت گلوگاه حلزونی	۱۰۷	ϵ	زاویه در سیستم مختصات قطبی
۷۸	SG	گرانش مخصوص	۱۰۸	ϵ_{sp}	زاویه پیچش حلزونی داخلی
۷۹	S_{Str}	عدد اشتروهل	۱۰۹	ζ	ضریب افت
۸۰	s	پهنای فاصله	۱۱۰	ζ_a	ضریب برآ
۸۱	S_{ax}	فاصله محوری بین شرود پروانه و پوسته	۱۱۱	ζ_w	ضریب درگ
۸۲	T	دما	۱۱۲	η_v	کارایی حجمی
۸۳	t	زمان	۱۱۳	η	کارایی کلی
۸۴	t	گام	۱۱۴	η_i	کارایی داخلی
۸۵	u	سرعت جانبی	۱۱۵	η_h	کارایی هیدرولیکی
۸۶	V	حجم	۱۱۶	η_D	کارایی دیفیوزر
۸۷	w	سرعت نسبی	۱۱۷	η_{st}	کارایی طبقه
۸۸	w_{1q}	سرعت نسبی در مساحت گلوگاه پروانه	۱۱۸	λ	ضریب توان
۸۹	x	شعاع بی‌بعد	۱۱۹	λ_c, λ_w	ضرایب جهت محاسبه NPSH
۹۰	Y	کار مخصوص	۱۲۰	λ_R	ضریب اصطکاک برای کانال و لوله
۹۱	Y_{sch}	کار مخصوص انجام شده توسط پره‌های پروانه	۱۲۱	ν	نسبت هاب
۹۲	Y_{th}	کار مخصوص انجام شده توسط پره‌های پروانه	۱۲۲	ξ	بار هیدرولیکی پره
۹۳	$Y_{th\infty}$	کار مخصوص انجام شده توسط پره‌های پروانه و جریان هم‌خوان با پره‌ها	۱۲۳	ρ	دانسیته
۹۴	y^+	فاصله بی‌بعد از دیواره	۱۲۴	σ	ضریب کاویتاسیون

شماره	نماد	تعاریف	شماره	نماد	تعاریف
۱۲۵	σ	تنش مکانیکی	۱۳۰	Ψ	ضریب هد
۱۲۶	τ	فاکتور انسداد پره	۱۳۱	Ψ_p	ضریب هد افزایش فشار استاتیکی پروانه
۱۲۷	τ	تنش برشی	۱۳۲	ω	سرعت زاویه‌ای روتور
۱۲۸	ϕ	ضریب جریان	۱۳۳	ω_E	فرکانس طبیعی دایروی
۱۲۹	ϕ_{sp}	ضریب جریان فاصله دیواره پروانه	۱۳۴	ω_s	سرعت مخصوص عمومی

• اختصارها

شماره	نماد	تعاریف	شماره	نماد	تعاریف
۱	1	لبه حمله پروانه (کم فشار)	۲۴	RR	اصطکاک صفحه
۲	2	لبه فرار پروانه (پر فشار)	۲۵	RS	شروود پشتی یا هاب
۳	3	لبه حمله پره دیفیوزر	۲۶	Rec	باز چرخش
۴	4	لبه فرار پره دیفیوزر	۲۷	r	شعاعی
۵	al	مجاز	۲۸	s	نازل ورودی یا مکش
۶	ax	محوری	۲۹	s	ذرات جامد
۷	a,m,i	خط جریان خارجی، میانی، داخلی	۳۰	sch	پره یا تیغه
۸	B	زاویه پره	۳۱	SF	جریان بدون شوک (زاویه حمله صفر)
۹	Ds	شروود جلویی	۳۲	sp	آب‌بند حفره‌ای، جریان نشتی
۱۰	d	نازل تخلیه	۳۳	Sp	حلزونی
۱۱	eff	موثر	۳۴	SS	سطح مکش
۱۲	FS	شروود جلویی	۳۵	st	طبقه
۱۳	h	هیدرولیکی	۳۶	stat	استاتیک
۱۴	La	پروانه	۳۷	TE	لبه فرار
۱۵	Le	دیفیوزر	۳۸	Ts	شروود پشتی یا هاب
۱۶	LE	لبه حمله	۳۹	th	شرایط جریان تئوری
۱۷	m	مولفه مریدیونالی	۴۰	tot	کلی
۱۸	max	بیشینه	۴۱	u	مولفه جانبی
۱۹	min	کمینه	۴۲	v	افت
۲۰	o	عملکرد شات-اف (دبی صفر)	۴۳	v	سیال لزج
۲۱	opt	عملکرد در بالاترین کارایی	۴۴	w	آب
۲۲	PS	سطح فشاری	۴۵	'	شرایط با انسداد پره
۲۳	Ref	مقدار مرجع	۴۶	*	مقادیر بی بعد

پروانه پمپ‌های سانتریفیوژ، چرخش مکانیکی را به سرعت در سیال تبدیل می‌کنند. پروانه به عنوان یک چرخ دوار در پمپ عمل می‌کند. پروانه دارای یک چشم ورودی است که مکش پمپ در آن اتفاق می‌افتد. سپس سیال از ورودی پروانه به طرف خروجی آن، توسط پره‌ها هدایت می‌شود. زاویه و شکل پره‌ها، بر اساس نرخ جریان طراحی می‌شوند. پره‌های هدایت‌کننده جریان، معمولاً توسط یک صفحه پشتی که به آن پوشش^۱ (شروود) یا پوشش (شروود) پشتی^۲ و یک صفحه جلویی که به آن پوشش (شروود) جلویی^۳ می‌گویند، ریخته‌گری می‌شوند.

پروانه‌ها با انواع مختلف بسته، نیمه‌باز و باز وجود دارند. اصولاً پروانه‌های بسته دارای نیروی محوری کمتر اما هزینه ساخت گران‌تر می‌باشند. همچنین پروانه‌های باز و نیمه‌باز از نظر هزینه ساخت ارزان‌تر می‌باشند. مشخصه‌های مایع و وجود ذرات جامد، روان بودن و غیرروان بودن مایع و پارامترهایی از این قبیل در نوع استفاده از پروانه موثر هستند. پروانه‌های باز در پمپ‌های محوری و بسته در پمپ‌های شعاعی بکار می‌روند. که نوع باز برای مایعات حاوی ذرات جامد و الیاف‌دار، نوع بسته برای مایعات تمیز و بدون ذرات شناور مناسب می‌باشند. نوعی از پروانه‌های باز نیز برای مخلوط مایع و جامد بکار می‌رود.

بنابراین ساده‌ترین نوع پروانه، پروانه باز بوده که برای انتقال مایعات حاوی ناخالصی جامد شناور بکار می‌رود. پروانه نیمه‌باز نیز برای مایعات رسوب‌زا بکار برده می‌شود. کاربرد پروانه بسته نیز در ظرفیت‌های بالا و به دو دسته یک مکشه و دو مکشه تقسیم می‌شود. لازم است که اشاره کنیم هرچه اندازه ذرات شناور بیشتر باشد تعداد پره‌ها کمتر خواهد بود. وضع قرار گرفتن پروانه در پوسته باید به نحوی باشد که فاصله بین آن و پوسته حداقل ممکن باشد. این فاصله باعث می‌شود که مایع بین پوسته و پروانه قرار گرفته از یک طرف آن را روغن‌کاری کند و از طرف دیگر مانع سایش پوسته و پروانه شود. به همین دلیل نباید این نوع پمپ را بدون مایع راه‌اندازی کرد. پمپ‌های گریز از مرکز توانایی ایجاد فشار بالا را ندارند لذا برای رسیدن به فشار بالا از چند پروانه استفاده می‌شود. این پمپ برای حجم زیاد و فشار پایین بهترین راندمان را دارد. پروانه‌ها به طور معمول توسط فرآیند ریخته‌گری تولید شده و بسیار به ندرت به صورت نیمه‌ساخته و جوشکاری می‌شوند. پروانه‌ها می‌توانند دارای اشکال مختلفی بر روی خود مثل سوراخ‌های تعادلی^۴

¹ Shroud

² Back cover

³ Front cover

⁴ Balancing holes

و پره‌های پشتی^۵ داشته باشند. این اشکال به کاهش تراست محوری تولید شده توسط فشار هیدرولیکی کمک می‌کنند. برای کاهش افت‌های بازچرخش جریان و افزایش کارایی حجمی پروانه، پروانه به رینگ‌های سایشی مجهز می‌شود. رینگ‌ها می‌توانند در جلوی پروانه، پشت پروانه و یا در هر دو سمت آن قرار گیرند. همچنین می‌توان از پروانه‌هایی بدون رینگ‌های سایشی استفاده کرد. فرآیند ریخته‌گری اولین روش ساخت پروانه می‌باشد. پروانه‌های با سایز کوچک برای آب‌های تمیز، با توجه به ضخامت قسمت کوچک پوشش و تیغه‌ها، از برنج و یا برنز ریخته‌گری می‌شوند. اخیراً، از پلاستیک نیز به عنوان ماده‌ای در ریخته‌گری این نوع پروانه‌ها استفاده می‌شود. برای پروانه‌های بزرگتر و در بیشترین کاربردها، چدن به عنوان اولین انتخاب مطرح می‌شود. کلاس مورد استفاده آن ASTM A-48-40 (کمترین مقاومت کششی آن ۴۰۰۰۰ پی اس آی یا ۲۷۲۰ کیلوگرم ثانیه بر سانتی‌متر مربع می‌باشد) است. این مورد در حداکثر سرعت جانبی ۵۵ متر بر ثانیه و حداکثر دمای ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد کاربرد دارد. وقتی دما بیش از ۲۰۰ درجه باشد، کربن استیل با کلاس A-216 WCA/WCC پیشنهاد می‌شود.

کاربرد فولاد ریخته‌گری بستگی به استفاده آن در کاربرد مواد ساینده‌ای مانند خاکستر، شن و سرباره‌های جوشکاری دارد. در این موارد، پروانه‌ها می‌توانند توسط استیل با ۱۲ درصد کروم ریخته‌گری شوند (A-743 CA15). ریخته‌گری توسط استیل ضدزنگ (A-744 CF8M) برای مواردی که مقاومت بسیار بالا در برابر خوردگی و دماهای کاری پایین مورد توجه است، انجام می‌شود. در کاربردهای با دمای پایین (دماهایی که کمتر از ۱۰۰ درجه نباشند)، ریخته‌گری توسط فولاد آهن‌دار با ۳٫۵ درصد نیکل مورد استفاده قرار می‌گیرد (A-352 LC3).

برای دماهای تا ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد از ریخته‌گری با A-276 کلاس ۳۰۴ می‌بایست استفاده شود. برای کاربردهای دریایی از ریخته‌گری به وسیله آلومینیوم برنز (B-148 – Alloy C 95 800) استفاده می‌کنیم. ریخته‌گری در کلاس مس برنز توسط B-150 Alloy 63 200 انجام می‌شود. ساخت پروانه برای پمپ‌های با محلول‌های اسیدی تند و دیگر سیالات خورنده نیازمند مواد خاصی می‌باشند. به عنوان مثال، برای اسید سولفوریک (غلظت ۶۷ درصد در دمای بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد) به چدن با سیلیکون بالا (سیلیسیوم ۱۵ درصد) نیاز می‌باشد.

در خلال فرآیند ریخته‌گری، بسیار مهم است که سطوحی از پروانه را که در تماس با سیال می‌باشند، تا حد امکان صاف و صیقلی نگه داریم. همچنین لازم به ذکر است که صافی نسبی مسیر سیال، پارامتری تعیین‌کننده در کارایی پمپ می‌باشد.

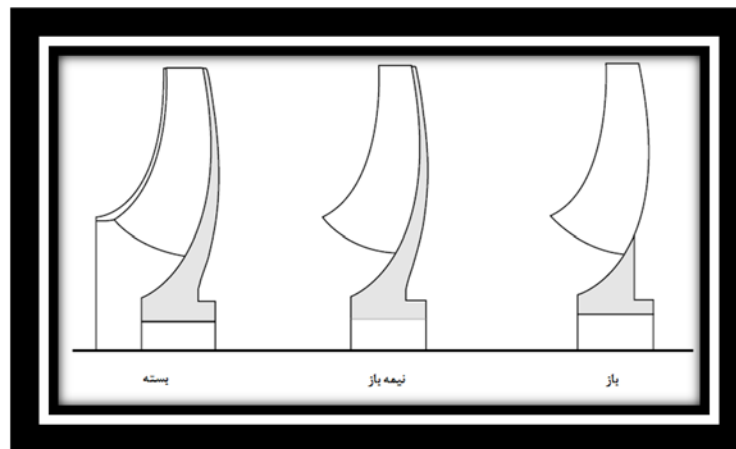
⁵ Back vanes

در یک پمپ طراحی شده با پروانه بسته، سطح تماس فلز با سیال که سبب ایجاد افت‌های اصطحکاکی می‌شود، بسیار بالا می‌باشد. وقتی قطر پروانه زیاد باشد، مشکل حادث‌تر به نظر می‌رسد و لذا نیاز به سطح صاف، بسیار ضروری‌تر به نظر می‌رسد.

پس از انجام ریخته‌گری و عملیات اتمام سطوح، پروانه‌ها به صورت دینامیکی متعادل می‌شوند. محدوده مجاز عدم تعادل‌های باقیمانده^۶ در ISO و یا API که دارای مقررات شدیدتری می‌باشد، تعریف شده است. تعادل پروانه به تنهایی کافی نمی‌باشد. زمانی که اجزاء پمپ و روتور حاضر باشند، باید کل تجهیزات بر روی دستگاه تعادلی قرار داده شده و در محدوده‌های مورد نظر متعادل و تنظیم گردند.

۱.۱. ساختار پروانه‌ها

سه مدل از ساختار پروانه‌ها در شکل زیر دیده می‌شود. این طبقه‌بندی بر اساس حضور و یا عدم حضور پوشش پروانه‌ها و شروود آنها می‌باشد.



شکل ۱- انواع پروانه‌ها

۱.۱.۱. پروانه بسته

پروانه بسته شامل تیغه‌های شعاعی می‌باشد (معمولاً به تعداد ۳ الی ۷ عدد)، که از هر دو طرف به وسیله دو صفحه که شروود نامیده می‌شود محاط می‌شود. همچنین شامل رینگ‌های سایشی در چشم مکش می‌باشند. این پره‌ها ممکن است در شروود پشتی رینگ

⁶ Residual unbalance

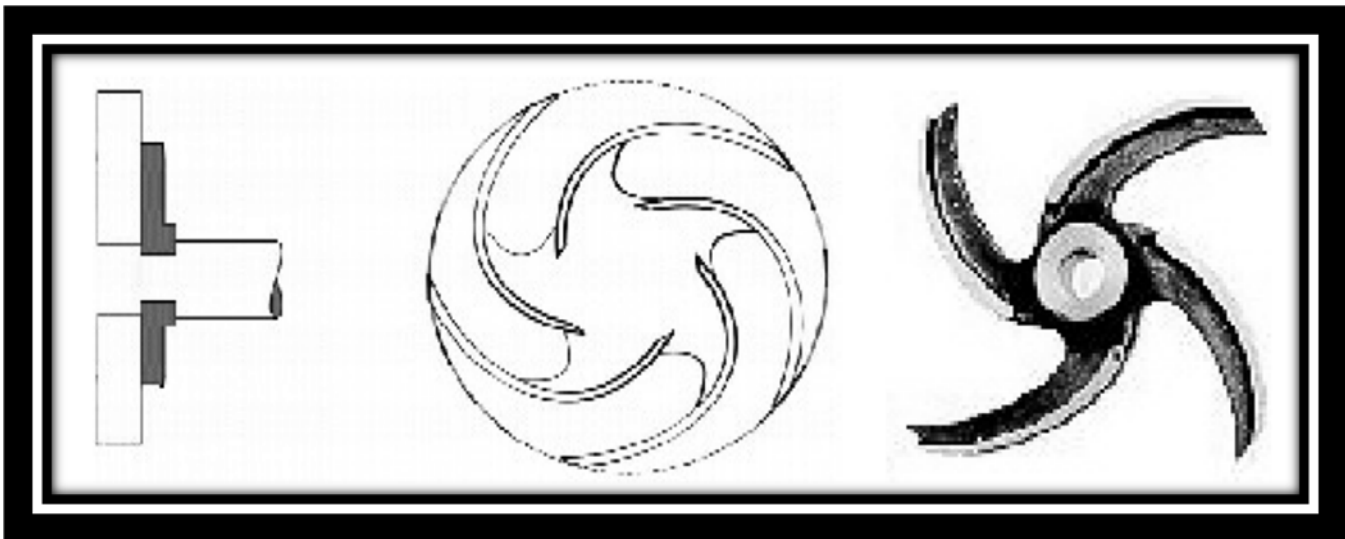
سایشی داشته باشند یا نداشته باشند. پروانه‌هایی که در قسمت پشتی رینگ سایشی ندارند، معمولاً دارای پره‌های پشتی می‌باشند. پمپ‌های با پروانه‌های بسته و رینگ‌های سایشی در هر دو طرف، دارای کارایی بسیار بالایی می‌باشند.

۱.۱.۲. پروانه‌های نیمه‌باز

پروانه‌های نیمه‌باز با توجه به حذف صفحه اصطحاک‌کی از شرود جلویی، دارای کارایی بالاتری می‌باشند و در مواردی که سیال دارای ذرات معلق یا فیبرها است کاربرد بیشتری دارد. تراست محوری ایجاد شده در پروانه‌های نیمه‌باز، به طور معمول بالاتر از پروانه‌های بسته می‌باشد.

۱.۱.۳. پروانه‌های باز

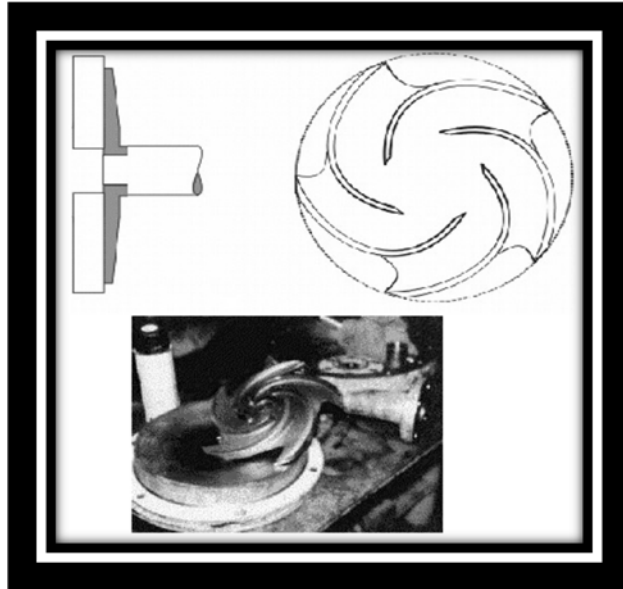
سه نوع از اشکال پروانه‌های با شرود پشتی وجود دارد. نوع اول، پروانه باز کاملاً حلزونی^۷ نام دارد که در شکل زیر مشاهده می‌کنید:



شکل ۲- پروانه باز کاملاً حلزونی

شرود پشتی به طور معمول در این پروانه‌ها وجود ندارد و از همین رو تراست محوری ایجاد شده توسط فشار هیدرولیکی از بین می‌رود. شکل شماره (۳) نشان‌دهنده پروانه باز تا قسمتی حلزونی^۸ شکل می‌باشد. این پروانه مقدار بیشتری تراست محوری را نسبت به پروانه کاملاً حلزونی تجربه می‌کند. اگرچه این پروانه کارایی و مشخصات هد بالاتری دارد.

⁷ fully scalloped open impeller



شکل ۳- پروانه باز تا قسمتی حلزونی

سومین نوع این پروانه‌ها به نام پروانه باز با شرودهای پشتی^۹ شناخته می‌شود که یک پروانه باز با شرودهای پشتی کامل می‌باشد. به طور معمول این پروانه دارای ۵ درصد کارایی بیشتر نسبت به پروانه باز کاملاً حلزونی است، در حالی که قابلیت تولید هد را کاهش می‌دهد. پروانه‌های باز با شروود کامل در میان پروانه‌های باز، بیشترین میزان تراست محوری را تجربه می‌کند. برای کاهش این اثر، از تیغه‌های پشتی استفاده می‌شود تا فشار هیدرولیکی که سبب تولید تراست محوری می‌شود را آزاد سازد.

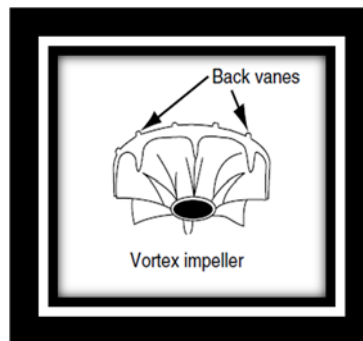


شکل ۴- پروانه باز با شرودهای پشتی

⁸ partially scalloped open impeller

⁹ fully shrouded open impeller

پروانه‌های گردابی یا غیر قابل انسداد^{۱۰}، پروانه‌های باز با شroud کامل می‌باشند. کاربرد این پروانه‌ها در مواردی است که اندازه ذرات جامد معلق در سیال از نظر اندازه بزرگ و یا از نوع کریستال و فیبر باشند. پروانه‌های گردابی، انرژی را به طور مستقیم به سیال منتقل نمی‌کنند. در عوض، این پروانه‌ها، چرخشی را ایجاد می‌کنند که بهترین تعبیر برای آن، گرداب می‌باشد. این گرداب در چرخش، انرژی را به سیال منتقل می‌کند. محل قرارگیری پروانه معمولاً در بالای محفظه می‌باشد که این موضوع سبب می‌شود تا پروانه به سختی نیروی شعاعی را تجربه کند. همین موضوع به پمپ اجازه می‌دهد تا به طور یکنواخت و پیوسته، حتی با دریچه خروجی بسته، کار کند.



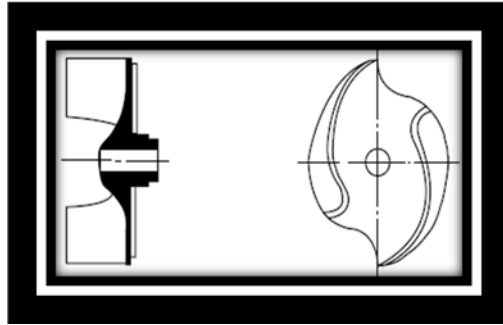
شکل ۵- پروانه‌های گردابی

از دیگر طراحی‌های غیر قابل انسداد پروانه در انواع نیمه باز و بسته، می‌توان به اشکال زیر اشاره کرد:



شکل ۶- پروانه‌های غیر قابل انسداد بسته با ۲ و ۳ کانال

¹⁰ The vortex or non-clog impeller

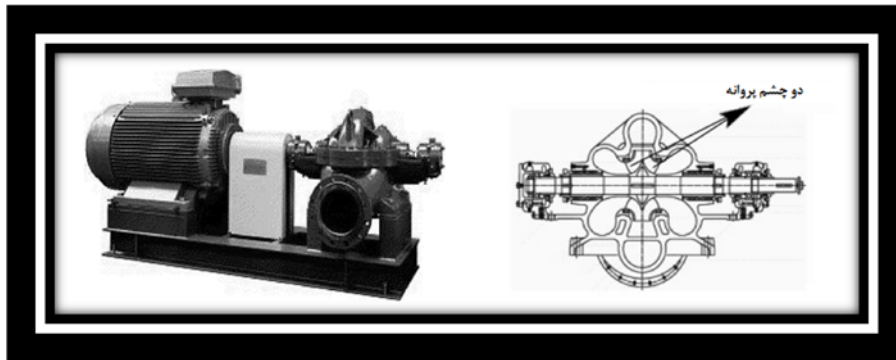


شکل ۷- پروانه‌های غیر قابل انسداد نیمه‌باز با ۲ کانال (S شکل)

به طور کلی اغلب پروانه‌های باز، از نوع حلزونی تقریبی و شرود کامل می‌باشند. از پروانه‌های کاملاً باز به دلیل کارایی پایین و بار خمشی روی پره‌ها، به ندرت استفاده می‌شود.

۱.۲. مکش پروانه

به طور کلی هر پروانه، یک چشم یا یک ورودی دارد که مکش سیال در آن اتفاق می‌افتد. به این گونه پروانه‌ها، پروانه‌های تک-مکشه می‌گویند. پمپ‌های با پروانه‌های تک‌مکشه (پروانه‌هایی با حفره مکش تنها در یک سمت) جزء طراحی‌های ساده به شمار می‌روند، اما این پروانه با توجه به آن که جریان تنها در یک سمت پروانه وجود دارد دارای عدم تعادل تراست محوری بیشتری می‌باشد. در پمپ‌هایی با نرخ جریان بالا، این موضوع با پروانه‌ای با دو مکش حل می‌شود. پمپ‌های با پروانه‌های دو مکشه (پروانه‌هایی با حفره مکش تنها در هر دو سمت) دارای NPSHr (مورد نیاز) کمتری نسبت به پمپ‌های تک‌مکشه دارند. چنین پمپ‌هایی از نظر هیدرولیکی متعادل فرض می‌شوند ولی در صورت لوله‌کشی مکش ناصحیح، بسیار مستعد جریان نامتعادل در هر دو سمت می‌باشند. به طور معمول، جریان‌های بالای ۵۵۰ متر مکعب بر ساعت، نیازمند پروانه‌های دو مکشه می‌باشند. به شکل‌های زیر توجه فرمایید:



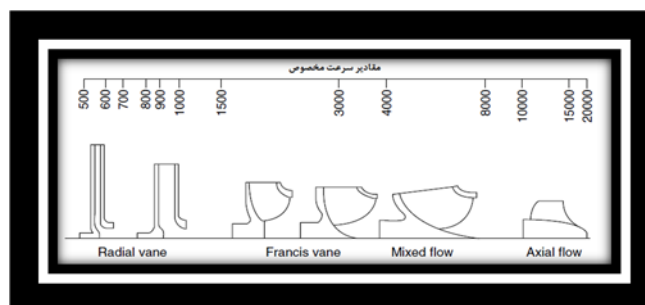
شکل ۸- پمپ با پروانه دو مکشه

۱.۳. جریان خروجی از پروانه

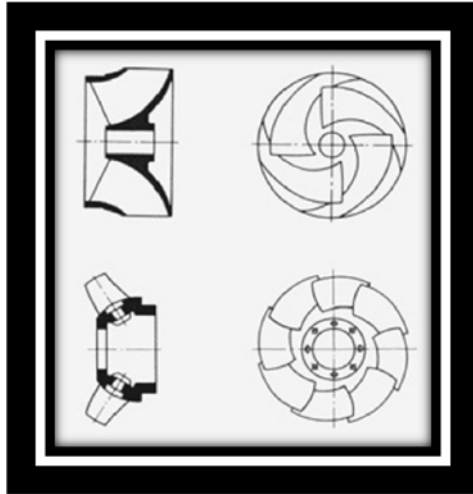
جهت جریان خروجی از پروانه می‌تواند به صورت یکی از موارد زیر باشد:

- شعاعی (عمود بر جهت جریان ورودی)
- مختلط
- محوری (موازی با جهت جریان ورودی)

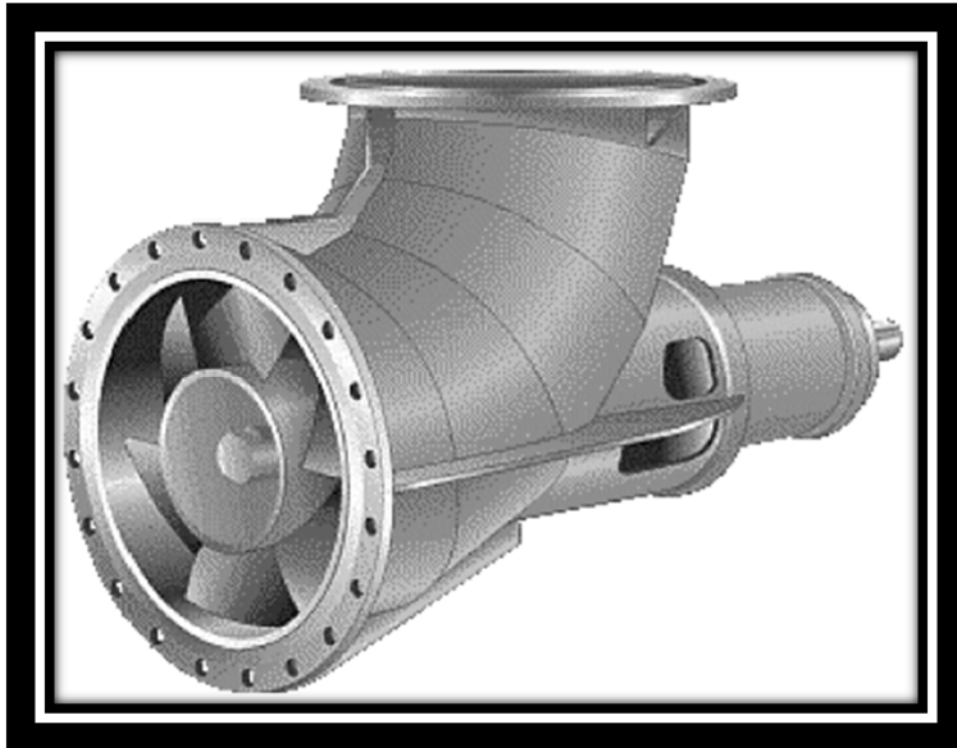
جریان خروجی به وسیله یک پارامتر بسیار مهم با نام سرعت مخصوص پمپ تعیین می‌گردد. با افزایش سرعت مخصوص طراحی یک پمپ، لازم است که ساختار پروانه پمپ از نوع شعاعی به نوع محوری تغییر کند. به طور کلی می‌توان گفت که برای سرعت‌های مخصوص پایین (جریان پایین و هد بالا) پروانه‌های شعاعی استفاده شده و برای سرعت‌های مخصوص بالا (جریان بالا و هد پایین) پروانه‌های محوری (ملخ) استفاده می‌شوند.



شکل ۹- اشکال مختلف پروانه با توجه به سرعت مخصوص آن‌ها



شکل ۱۰- پروانه جریان مختلط و پروانه ملخی جریان مختلط



شکل ۱۱- پمپ با پروانه جریان محوری

۲. طراحی پروانه و انواع روش‌های آن

در این بخش به مفاهیم کلی طراحی پروانه، پارامترهای اصلی در طراحی و انواع روش‌های طراحی آن که در منابع متفاوتی مطرح و توسط پمپ‌سازهای معتبر جهانی مورد استفاده قرار می‌گیرد می‌پردازیم:

۲.۱. طراحی پروانه به روش لوبانوف

در این بخش، جزئیات طراحی پروانه یک پمپ سانتریفیوژ به روش لوبانوف ارائه می‌شود. این اطلاعات در یک طراحی جدید (در جایی که یک مدل پروانه برای سرعت مخصوص مشابه وجود ندارد) استفاده می‌شود. فاکتورهای طراحی نشان داده شده برای رهیافت‌های تئوریک و بر اساس سال‌ها جمع‌آوری نتایج هزاران تست عملکرد در سرعت مخصوص‌های متفاوت می‌باشند. پیش از طرح یک مثال به تعریف سرعت مخصوص می‌پردازیم.

۲.۱.۱. محاسبات اولیه

سرعت مخصوص پمپ‌های سانتریفیوژ به ترتیب زیر تعریف می‌شود:

$$n_s = \frac{RPM * Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

که در آن RPM نشان‌دهنده میزان دور الکتروموتور، Q میزان نرخ جریان بر حسب متر مکعب بر ساعت (یا دیگر واحدها) و H هد پمپ بر حسب متر (یا دیگر واحدها) می‌باشد. سرعت مخصوص به طور معمول در نقطه بهترین کارایی و بیشترین قطر پروانه و تنها برای پمپ‌های تک طبقه محاسبه می‌شود. برای تبدیل سرعت مخصوص از واحدی به واحد دیگر، می‌توان از جدول زیر بهره برد.

جدول ۱- جدول تبدیل سرعت‌های مخصوص

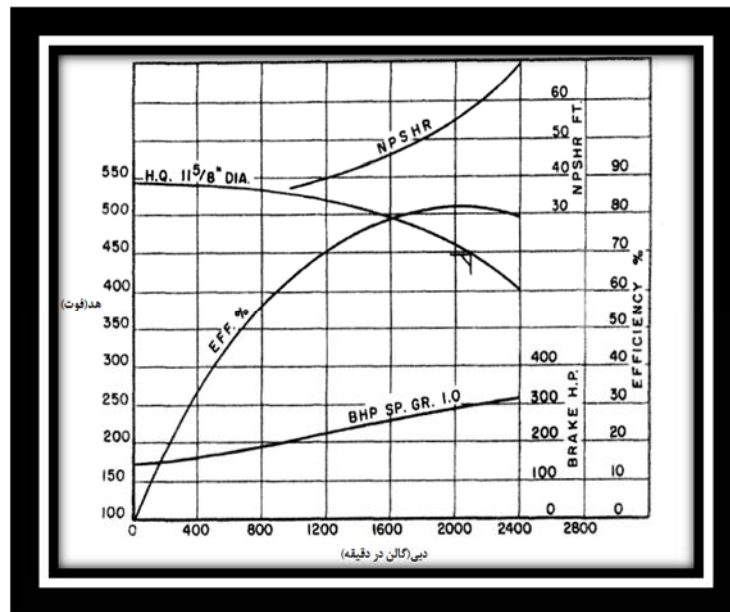
واحدها			
ظرفیت	هد	تبدیل یو.اس به متریک یا ضرب:	تبدیل متریک به یو.اس یا ضرب:
Ft ³ /Sec	Feet	.0472	21.19
M ³ /Sec	Meters	.0194	51.65
M ³ /Min	Meters	.15	6.67
M ³ /Hr	Meters	1.1615	.8609

سرعت مخصوص مکش نیز همانند سرعت مخصوص محاسبه می‌شود، با این تفاوت که به جای هد از پارامتر NPSHr (مورد نیاز) استفاده می‌شود. مثال زیر فرآیند مورد نیاز طراحی یک پروانه را نشان می‌دهد.

داده‌های زیر، ملزومات یک پمپ جدید در نقطه بهترین کارایی (بر اساس واحدهای یو.اس) و بر اساس نمودار شکل (۱) می‌باشد.

- دبی: ۲۱۰۰ گالن بر دقیقه
- هد: ۴۵۰ فوت
- الکتروموتور: ۳۶۰۰ دور بر دقیقه
- سیال: آب
- ❖ گام اول: محاسبه سرعت مخصوص

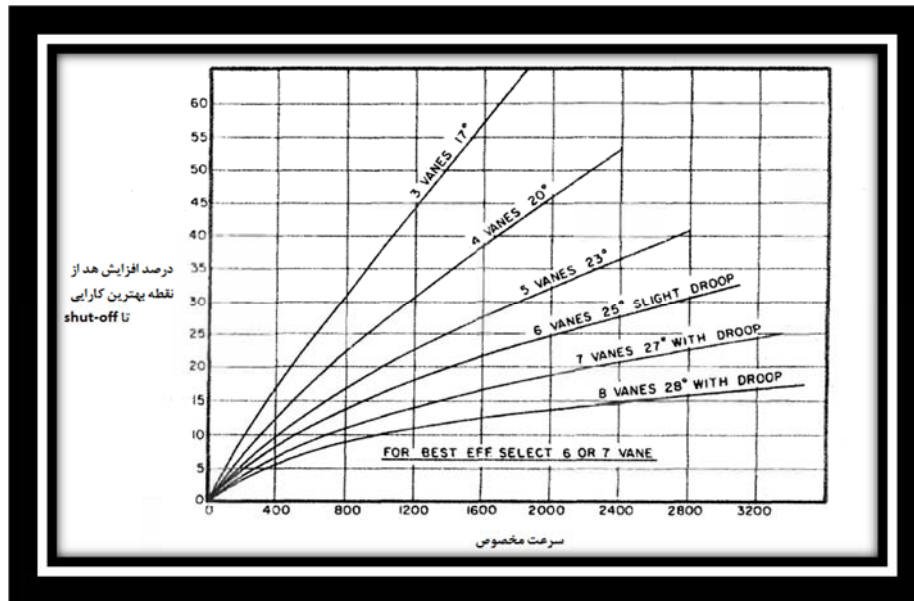
$$n_s = \frac{RPM * Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{3600 * (2100)^{0.5}}{(450)^{0.75}} = 1688 (u.s) \text{ or } 1960(metric)$$



شکل ۱۲- عملکرد مورد نیاز پمپ جدید

❖ گام دوم: محاسبه تعداد پره‌ها و زاویه تخلیه

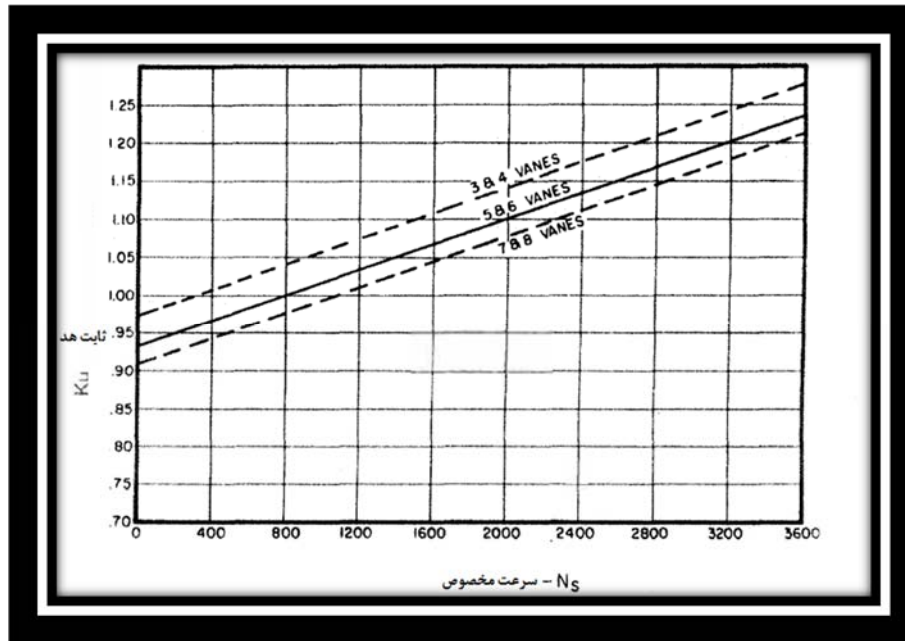
افزایش هد دلخواه از نقطه بهترین کارایی به نقطه دبی صفر (هد شات-اف) به طور پیوسته افزایشی اکیدا صعودی با نرخ ۲۰ درصد می‌باشد. برای تولید این افزایش هد به نمودار زیر مراجعه کرده که طبق آن، پروانه‌ای با ۶ تیغه و با فواصل مساوی با زاویه تخلیه ۲۵ درجه باید طراحی شود.



شکل ۱۳- درصد افزایش هد

❖ محاسبه قطر پروانه

از طریق نمودار زیر، ثابت هد (k_u) را به دست می‌آوریم.



شکل ۱۴- ثابت هد

با توجه به نمودار خواهیم داشت که $k_u = 1.075$ و داریم:

$$D_2 = \frac{1840 * k_u * H^{1/2}}{RPM} \quad (2)$$

که در آن ۱۸۴۰، ضریب تبدیل واحدهای انگلیسی به SI می‌باشد. برای مثال مورد نظر خواهیم داشت:

$$D_2 = \frac{1840 * 1.075 * 450^{1/2}}{3600} = 11.66 \text{ inch}$$

❖ محاسبه عرض پروانه

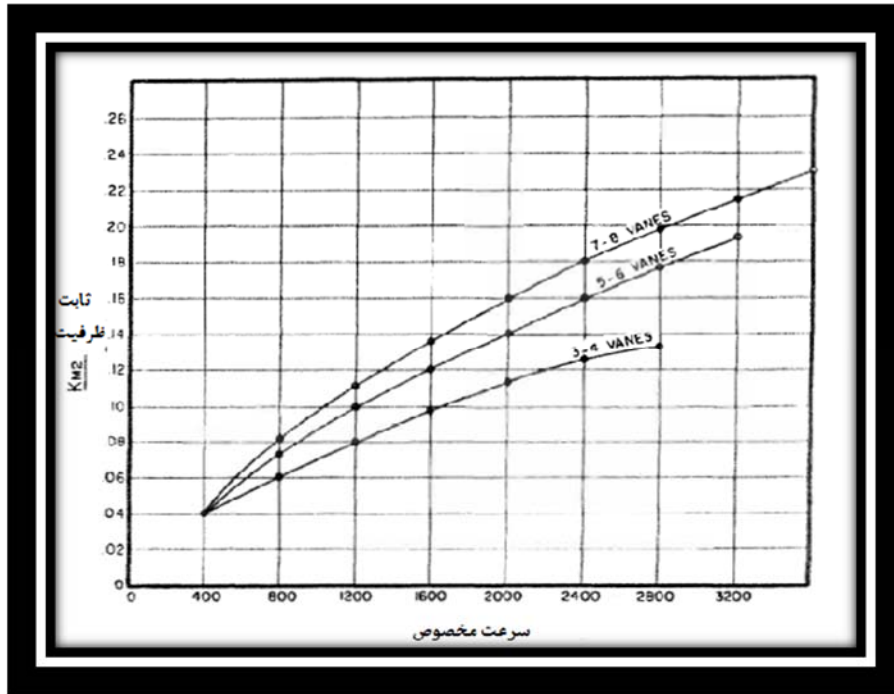
برای محاسبه عرض پروانه، ابتدا لازم است که ثابت ظرفیت را از روی نمودار زیر محاسبه کرده و با توجه به رابطه زیر عرض پروانه را محاسبه می‌کنیم:

$$b_2 = \frac{GPM * 0.321}{Cm_2 * (D_2\pi - ZS_u)} \quad (3)$$

که در آن :

$$Cm_2 = Km_2 * (2gH)^{0.5} \quad (4)$$

که در آن S_u به طور تقریبی ۰,۵ اینچ در نظر گرفته می‌شود. همچنین Z تعداد پره‌های پروانه می‌باشد.



شکل ۱۵- ثابت ظرفیت

طبق نمودار، Km_2 برابر با ۰,۱۲۵ می‌باشد. پس طبق روابط بالا خواهیم داشت:

$$Cm_2 = Km_2 * (2gH)^{0.5} = 0.125 * 170 = 21.3 \text{ ft/sec}$$

$$b_2 = \frac{2100 * 0.321}{21.3 * (11.66 * \pi - 6 * 0.5)} = 1.09 \text{ inch}$$

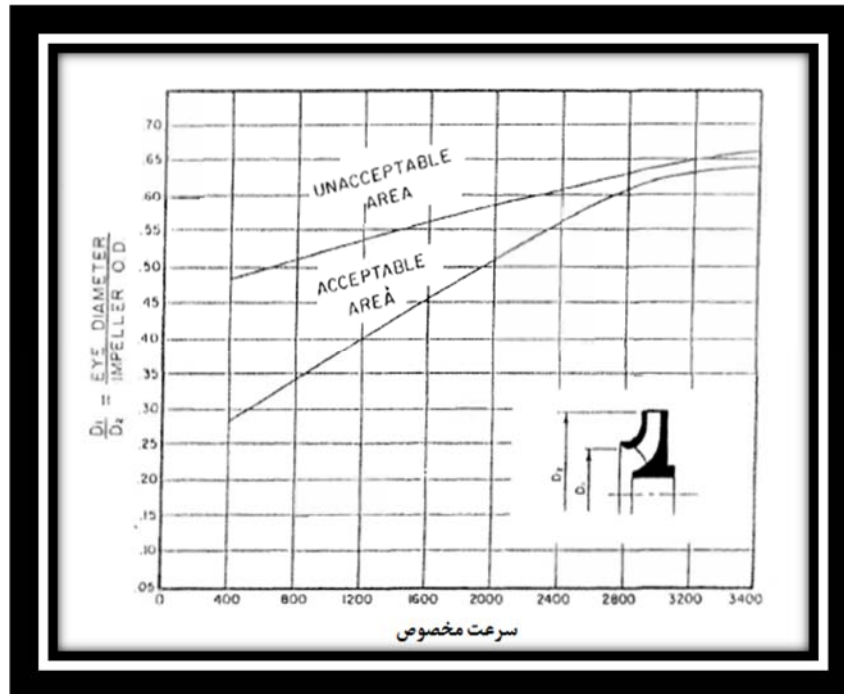
❖ تعیین چشم پروانه

با استفاده از نمودار نسبت قطر چشم پروانه به قطر کلی پروانه، می‌توانیم قطر چشم پروانه را محاسبه کنیم.

$$\frac{D_1}{D_2} = n \quad (5)$$

برای ادامه مثال بالا داریم:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.47 \quad \rightarrow D_1 = 11.66 * 0.47 = 5.5 \text{ inch}$$



شکل ۱۶- نسبت قطر چشم پروانه به قطر کلی پروانه

❖ تعیین قطر شفت زیر چشم پروانه

در این قسمت لازم است که به جزوه آموزشی طراحی شفت، تهیه شده توسط گروه تحقیق و توسعه مراجعه کنید. برای حل و ادامه مثال بالا این قطر را ۲ اینچ فرض می‌کنیم.

❖ تعیین مساحت چشم پروانه

برای این منظور از مساحت محاسبه شده به وسیله قطر چشمی پروانه، مساحت به دست آمده به وسیله قطر شفت را کم می‌کنیم.

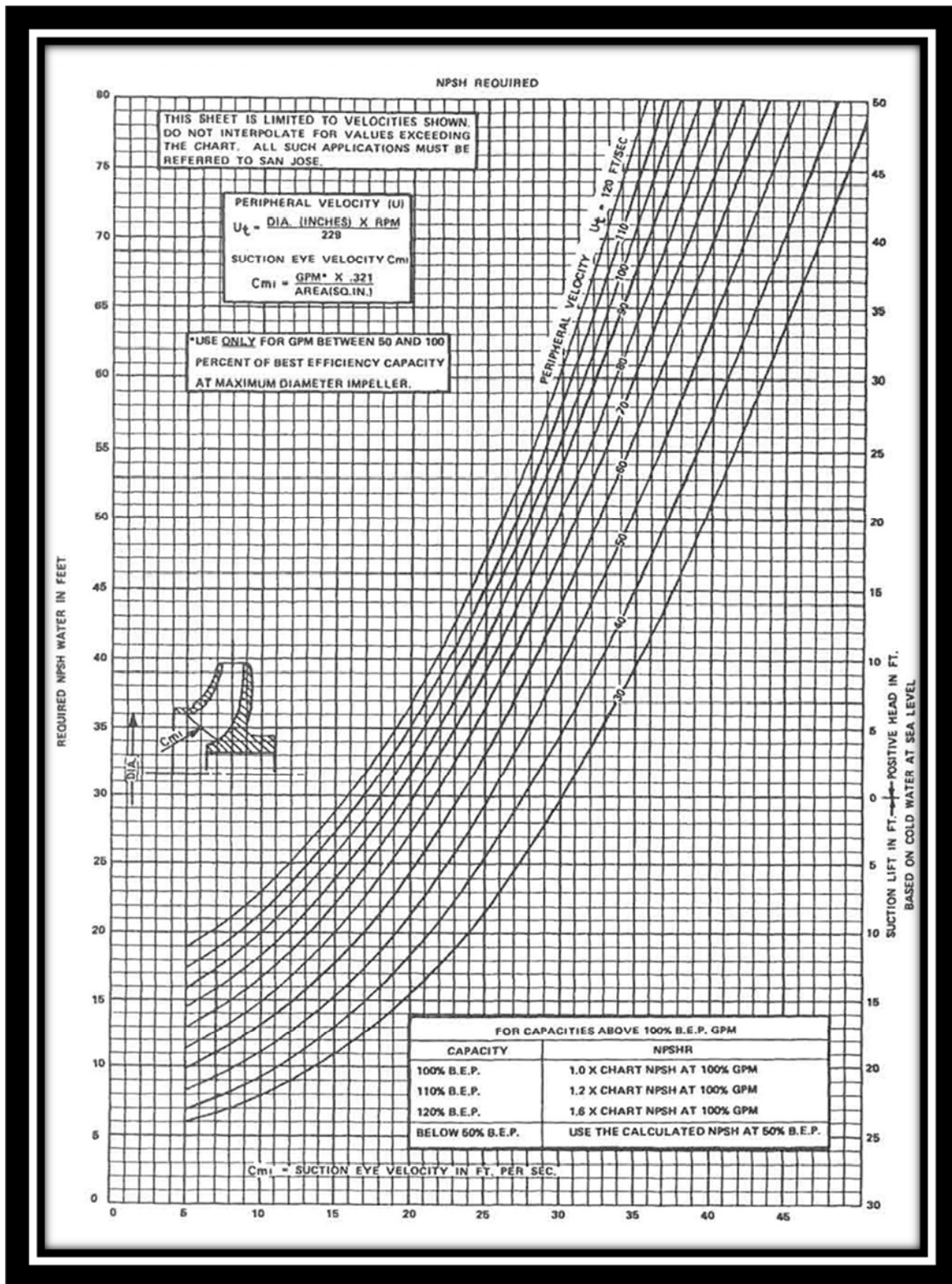
$$\text{Eye Area} = \text{Area at impeller eye} - \text{shaft area} \quad (۶)$$

به عنوان مثال، برای ادامه مثال بالا خواهیم داشت:

$$\text{Eye Area} = 23.76 - 3.1 = 20.66 \text{ sq inch}$$

❖ تخمین $NPSH_R$

از جدولی که در زیر مشاهده می‌کنید می‌توان روابط ۷ و ۸ را محاسبه نمود:



شکل ۱۷- نمودار تخمین $NPSH_R$

$$Cm_1 = \frac{GPM * 0.321}{AREA(sq\ inch)} \quad (7)$$

$$U_t = \frac{D_1(inch) * RPM}{229} \quad (8)$$

با استفاده از این دو رابطه، از روی نمودار بالا، $NPSH_R$ را بر روی محور عمودی تخمین می‌زنیم و به دنبال آن سرعت مخصوص مکش را از رابطه زیر محاسبه می‌کنیم:

$$N_{SS} = \frac{(GPM)^{1/2} * RPM}{NPSH_R^{3/4}} \quad (9)$$

پس برای مثال خود خواهیم داشت:

$$Cm_1 = \frac{2100 * 0.321}{20.66} = 32.63\ ft/sec$$

$$U_t = \frac{5.5 * 3600}{229} = 86.5\ ft/sec$$

$$NPSH_R = 59\ ft$$

$$N_{SS} = \frac{(2100)^{1/2} * 3600}{59^{3/4}} = 7749$$

در ادامه این مبحث به سراغ پارامترهای حلزونی برویم. این پارامترها جهت نهایی کردن محاسبات و تخمین‌های ابتدایی پروانه مورد نظر می‌باشند.

❖ تعیین پارامترهای محفظه

جهت نهایی کردن طراحی پروانه، باید تمامی محدودیت‌های پوسته پمپ را در نظر بگیریم. طراحی پروانه به تنهایی کافی نمی‌باشد، بلکه بسیار مهم است که از لحاظ فیزیکی رابطه بین پروانه و محفظه، پروانه و قطر زبانه و پروانه و ضخامت محفظه را مشاهده کنیم.

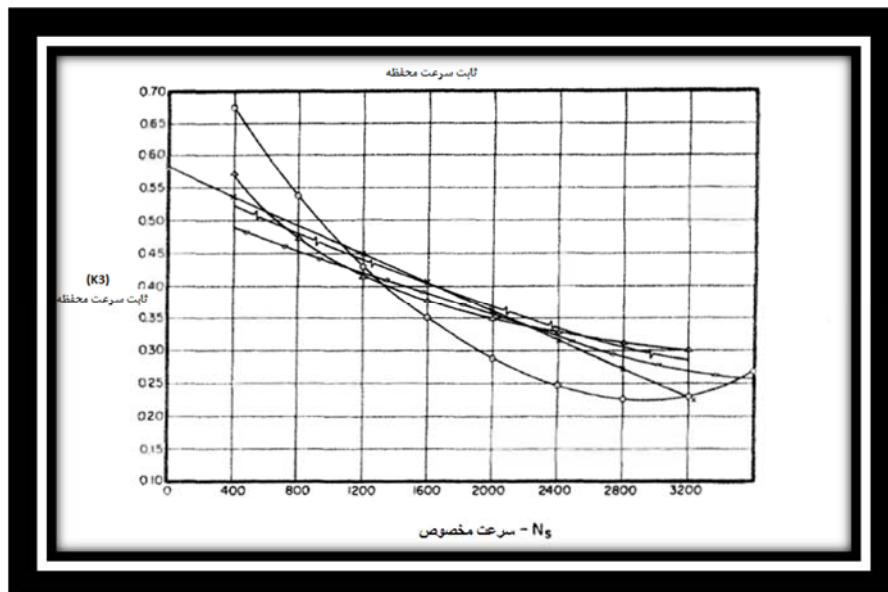
برای یافتن مساحت محفظه، ابتدا به سراغ نمودار مطرح شده در شکل شماره ۱۸ می‌رویم. این نمودار نشان‌دهنده تعدادی نمودار برای ثابت سرعت محفظه K_3 می‌باشد. این نمودارها نشان‌دهنده مجموعه اطلاعات جمع‌آوری شده توسط چند کمپانی اصلی پمپ-سازی می‌باشد. در ادامه، نمودار شکل شماره ۱۹ میانگینی از این نمودارها را نشان می‌دهد و مساحت تخمینی برای محفظه را پیشنهاد می‌دهد.

پس خواهیم داشت:

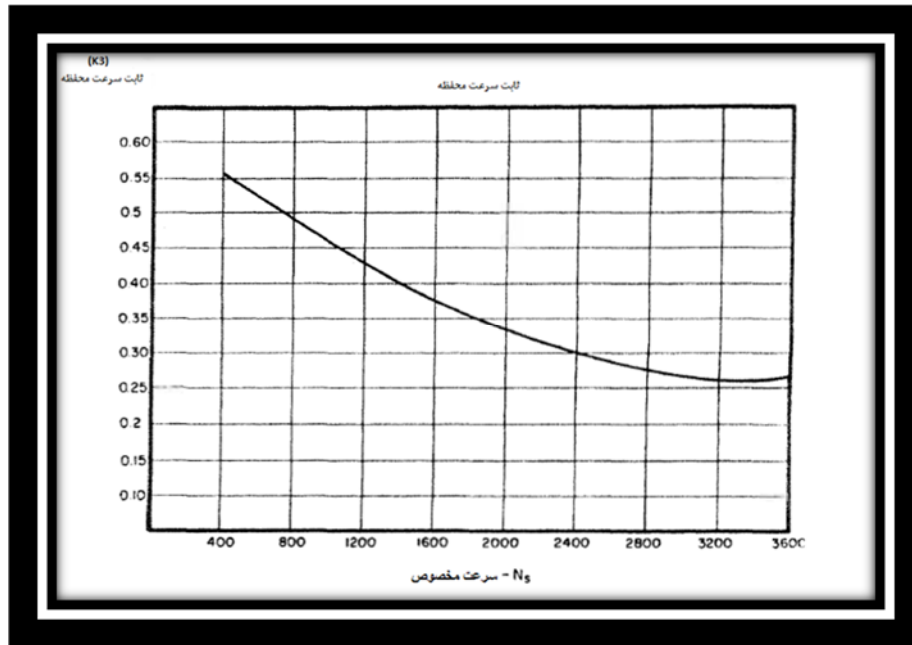
$$\text{volute area } A_8 = \frac{0.04 * GPM}{K_3 * (H)^{0.5}} \quad (10)$$

$$\text{volute area } A_8 = \frac{0.04 * 2100}{0.365 * (450)^{0.5}} = 10.85 \text{ sq inch}$$

مساحت محاسبه شده محفظه، مساحت نهایی برای یک پمپ محفظه تک می‌باشد. برای پمپ‌های با محفظه دابل، این مساحت باید تقسیم بر دو و برای پمپ‌های دیفیوژری باید بر تعداد تیغه‌های موجود در محفظه تقسیم شود.



شکل ۱۸- نمودار ثابت سرعت محفظه بر حسب سرعت مخصوص (نمودار تهیه شده توسط چند کمپانی پمپ‌ساز)



شکل ۱۹- نمودار ثابت سرعت محفظه بر حسب سرعت مخصوص

❖ تعیین عرض محفظه

برای تعیین عرض محفظه، نیاز به تطبیق پروانه‌هایی با اقطار مختلف و نیز در نظر گرفتن b_2 می‌باشد. فاصله بین شروود پروانه تا پوسته ثابت باید به میزانی کافی باشد تا در صورت وجود خطا در ریخته‌گری، انتهای باز آن همچنان در سطح رضایت‌بخشی باشد. آنچه در جدول زیر مشاهده می‌شود، مقادیر به دست آمده برای عرض محفظه مقادیر ارائه شده توسط استپانوف می‌باشد.

جدول ۲- مقادیری برای عرض محفظه

عرض محفظه	سرعت مخصوص
b_3	N_s
$2.0 b_2$	$< 1,000$
$1.75 b_2$	$1,000-3,000$
$1.6 b_2$	$> 3,000$

پس برای عرض محفظه مثال بالا خواهیم داشت:

$$volute\ width = 1.09 * 1.75 = 1.9\ inch (\cong 2\ inch)$$

❖ تعیین قطر زبانه

کمترین فاصله بین قطر پروانه و زبانه محفظه جهت جلوگیری از سروصدا، ارتعاشات و نوسانات، مخصوصاً در فرکانس گذر از پره، باید حفظ شود. پس طبق جدول زیر خواهیم داشت:

جدول ۳- مقادیری برای قطر زبانه

سرعت مخصوص N_s	قطر زبانه D_3
600-1000	$D_2 \times 1.05$
1000-1500	$D_2 \times 1.06$
1500-2500	$D_2 \times 1.07$
2500-4000	$D_2 \times 1.09$

$$D_3 = D_2 * 1.07 = 11^{5/8} * 1.07 = 12^{7/16} \text{ inch}$$

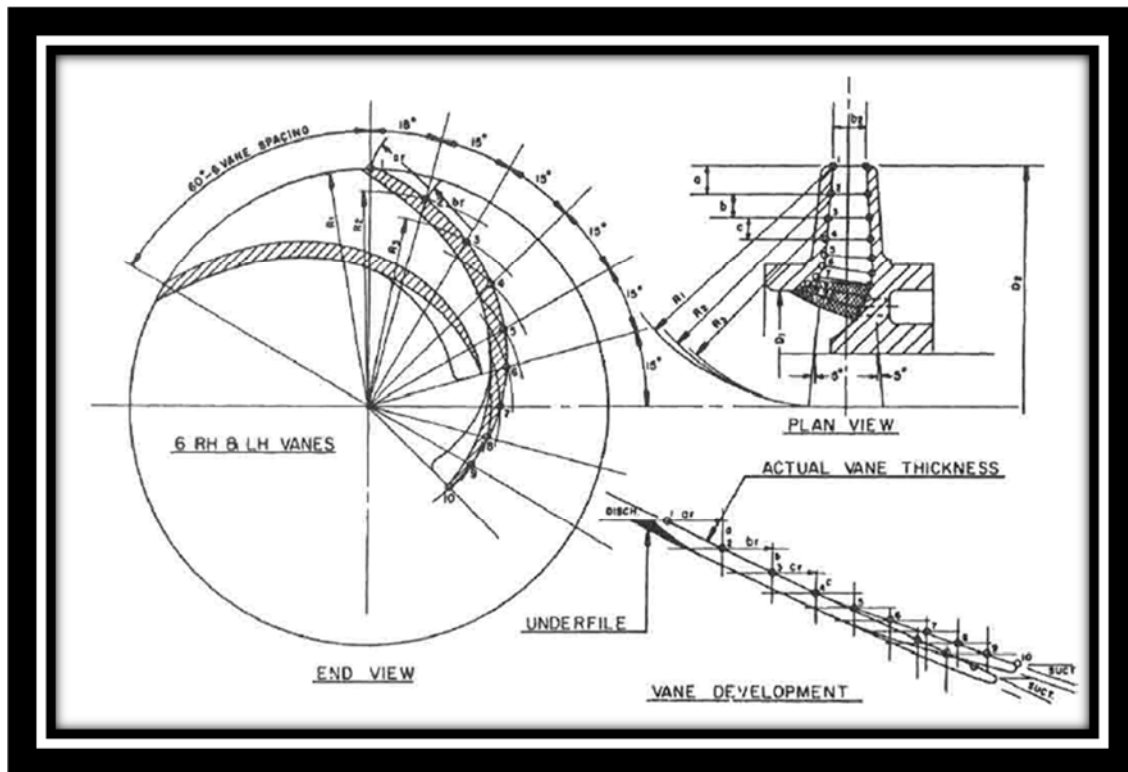
اطلاعاتی که جهت طراحی پروانه در این فصل ارائه شده است، تنها در موارد زیر کاربرد دارند:

- سرعت‌های مخصوص بین ۴۰۰ تا ۳۶۰۰
- پروانه‌های باز یا بسته
- پوسته‌های محفظه‌ای شکل یا دیفیوزری
- واحدهای تک طبقه یا چند طبقه
- پمپ‌های افقی یا عمودی
- پروانه‌های تک مکشه یا دو مکشه

۲.۱.۲. طرح اولیه پروانه

در ادامه طرح اولیه عرض پروانه b_2 در قطر کلی مشاهده می‌شود. آغاز توسعه پروقیل پروانه از هاب به شروود به وسیله عرض پروانه به طور تقریبی هر ۵ درجه در هر طرف خط مرکز عمودی به سمت چشم مکش انجام می‌شود. تکمیل این پروقیل‌ها به وسیله نهایی کردن هر پروقیل به روش گفته شده، برای تولید میزان سطح چشم مورد نیاز، انجام می‌شود. تغییر سطح از چشم به تخلیه،

می‌بایست به طور تدریجی باشد. برای کم کردن میزان تراست شعاعی و محوری، باید تا حد امکان پروانه را حول خط مرکز عمودی آن به طور متقارن ساخت.



شکل ۲۰- طرح اولیه پروانه

❖ توسعه شکل نهایی پروانه

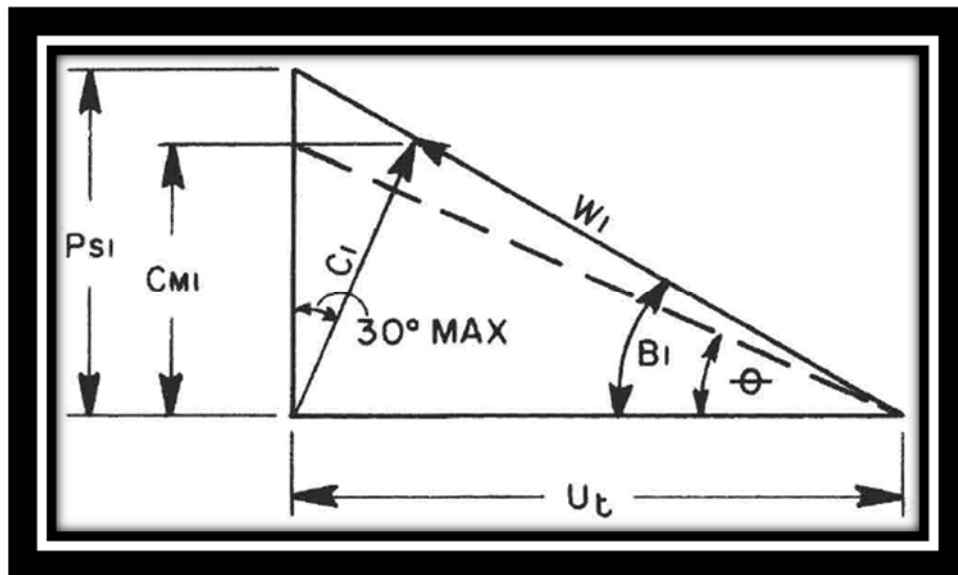
یک دایره با قطر کامل پروانه رسم می‌شود. دایره به چند قسمت با زاویه زوج تقسیم می‌شود. در این مدل، از قسمت‌های ۱۵ درجه‌ای استفاده می‌شود. هرچه قدر میزان تقسیمات کوچک‌تر باشد، طرح اولیه به طور دقیق‌تری به دست می‌آید.

❖ زوایای ورودی پروانه

زوایای ورودی، از طرح اولیه مثلث سرعت، که نشان‌دهنده اجزای متفاوت سرعت‌های ورودی جریان به پروانه می‌باشد، به دست می‌آید. بردارهای u_t و c_{m1} زاویه جریان (θ) را ارائه می‌دهند. زاویه تیغه B_1 کشیده شده تا p_{s1} را قطع کند. این زاویه باید بزرگتر از θ باشد تا اجازه جریان دوباره و سرعت یکنواخت را به پروانه بدهد. برای یک طراحی منطقی، زاویه پیش چرخش نباید از ۳۰ درجه بیشتر شود و برای $NPSH$ بهینه باید $p_{s1} = 1.05 \text{ to } 1.2$ برابر c_{m1} انتخاب شود.

❖ توسعه تیغه‌های پروانه

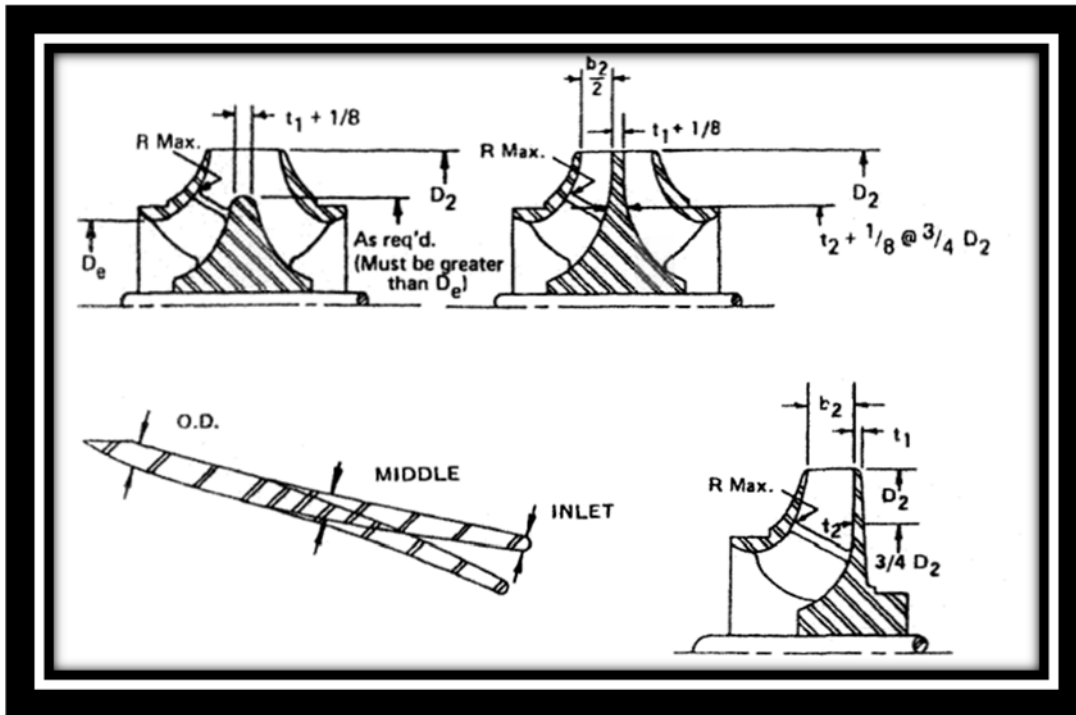
توسعه تیغه‌ها به وسیله رسم یک خط مساوی با زاویه تخلیه آغاز می‌شود. در شکل نهایی، فاصله a_r پیدا و تخمین زده می‌شود. با انتقال a_r به خط زاویه تخلیه در توسعه تیغه، فاصله a را به ما می‌دهد. فاصله a به شroud جلویی بر روی پروفیل پروانه انتقال داده می‌شود. R_2 اندازه‌گیری شده و بر روی طرح نهایی رسم می‌شود (نقطه ۲ مشخص می‌شود). کنترل شود که در صورت صحیح نبودن تخمین a_r ، این تخمین دوباره تکرار شود. این فرآیند تا قطر کمینه زبانه ادامه پیدا می‌کند (نقطه ۴). توسعه تیغه‌ها برای کانتور شroud از طریق رسم تعدادی خطوط مساوی با زوایای ورودی مکش جهت ایجاد توازن بین زاویه تخلیه و زوایای مکش، ایجاد می‌شود. این توازن می‌تواند توسط یک منحنی بسیار آرام، به طوری که نقاط مانده در طراحی تیغه‌ها تا رسیدن به شعاع چشم پروانه رسم شوند، به دست آید. در مثال ما نقطه ۱۰ مورد نظر می‌باشد.



شکل ۲۱- مثلث سرعت ورودی پروانه

توسعه تیغه‌ها و طرح اولیه برای شroud پستی، به همان شیوه محاسبه زاویه تیغه هاب مد نظر می‌باشد. این فرآیند باید منجر به تخمین قطر تیغه هاب در نقطه ۱۰ شود. اگر این قطر بیش تر از $1/4$ اینچ شود، زاویه تیغه هاب باید تغییر کرده و طرح اولیه دوباره تکرار شود. طرح تیغه‌ها با افزودن ضخامت تیغه، کامل می‌شود. در این نقطه از طراحی لازم است که نسبت سطح تیغه A_b به سطح چشم مکش A_e کنترل شود. با توجه به نمودار مشاهده می‌شود که این نسبت باید بین 0.4 تا 0.6 باشد. A_b سطحی است که در شکل نقشه سایه زده شده است. در صورتی که این نسبت خارج از محدوده باشد، لازم است که نقشه پروفیل و یا ضخامت تیغه‌ها

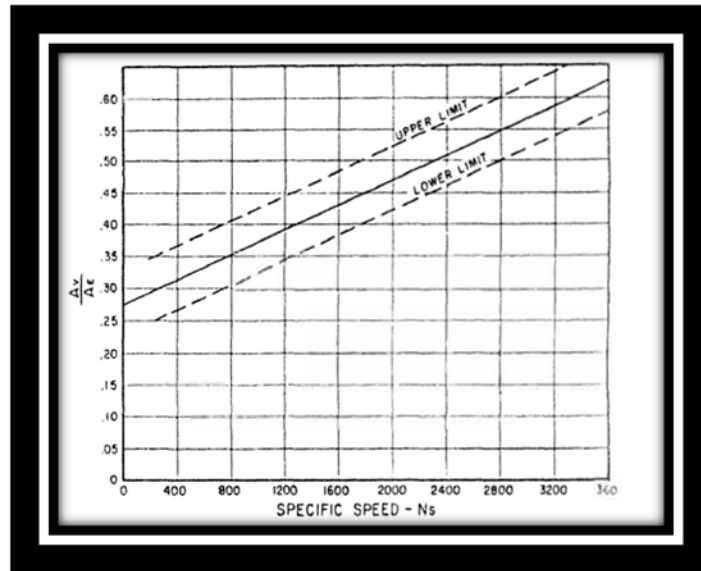
تغییر کند. پمپ‌های در رنج سرعت مخصوص بالاتر (۱۰۰۰ تا ۵۰۰۰)، دارای مثلث سرعت متفاوتی می‌باشند که زوایای تیغه مکش متفاوتی را در هاب و چشم پروانه ارائه می‌دهند.



شکل ۲۲- ابعاد مرتبط با جدول ۴

جدول ۴ - ضخامت شroud و تیغه کمینه جهت قابلیت ریخته‌گری

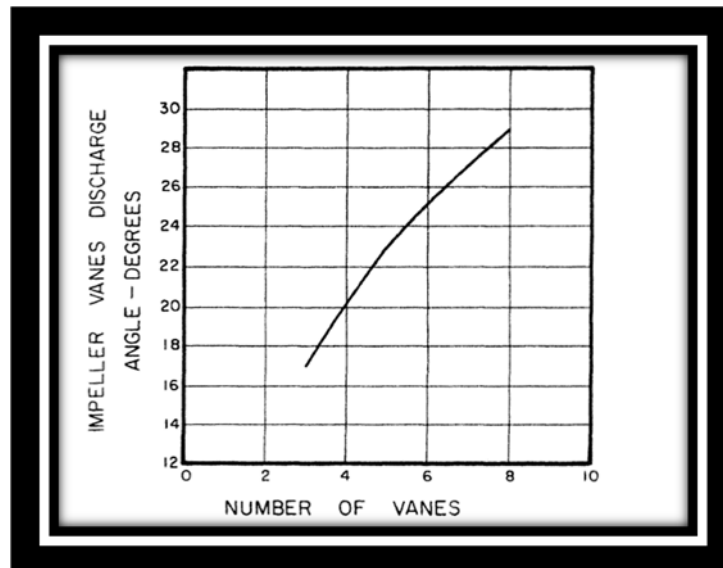
IMP. DIA	MIN. VANE THICKNESS			MIN. SHROUD THICKNESS	
	O.D.	MIDDLE	INLET	t ₁	t ₂
> 6-11	7/32	5/16	1/8	1/8	3/16
> 11-15	1/4	3/8	3/16	5/32	5/16
> 15-19	9/32	7/16	3/16	3/16	3/8
> 19-23	5/16	1/2	1/4	7/32	7/16
> 23-31	11/32	9/16	1/4	1/4	9/16
> 31-35	3/8	5/8	5/16	5/16	5/8
> 35-39	7/16	11/16	5/16	3/8	11/16
> 39-50	1/2	3/4	3/8	7/16	3/4



شکل ۲۳- نسبت بین سطح تیغه‌ها و چشم پروانه

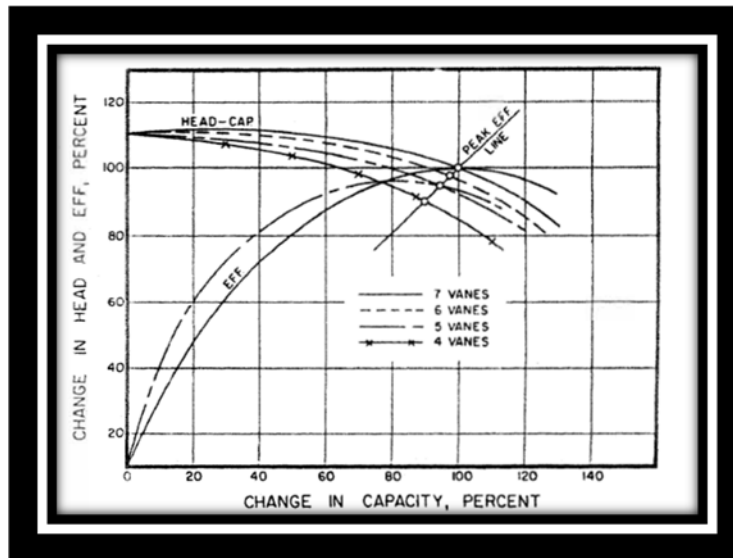
❖ پیشنهادات طراحی

- استانداردسازی روابط بین تعداد تیغه‌ها و زاویه تیغه تخلیه. رابطه نشان داده شده در شکل زیر تعداد و زاویه تیغه‌ها را که بر روی عملکرد پمپ تاثیر می‌گذارد را نشان می‌دهد. این استانداردسازی سبب تخمین عملکرد صحیح‌تری می‌شود.



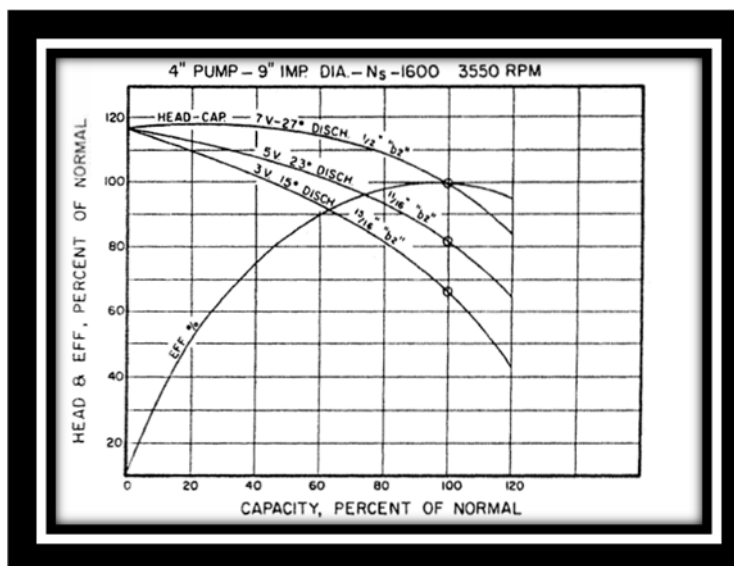
شکل ۲۴- استاندارد پیشنهادی برای تعداد تیغه‌ها

- شکل زیر نشان‌دهنده تاثیرات تعداد تیغه‌های پروانه در همان پوسته، بر عملکرد نمودار دبی-هد می‌باشد.

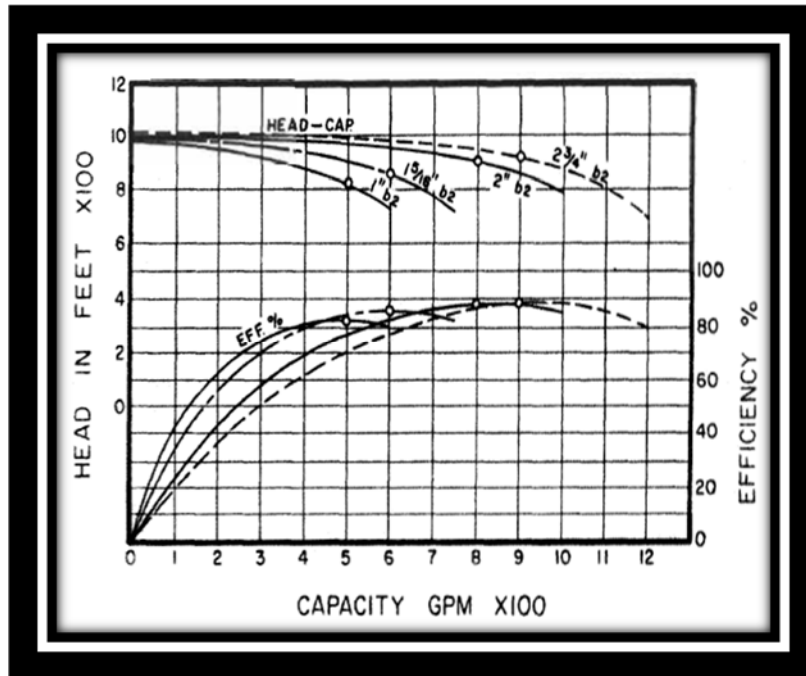


شکل ۲۵- تاثیر تعداد تیغه‌ها بر عملکرد پمپ

- می‌توان با ثابت نگه داشتن دبی و کارایی در نقطه بهترین کارایی، با افزایش b_2 تعداد تیغه‌ها و زاویه‌ها را کاهش داد. برای بهترین کارایی، نسبت سرعت بین محفظه و سرعت جانبی باید ثابت نگه داشته شود. متشابهاً برای قطر پروانه یکسان، تعداد تیغه‌ها و زاویه خروجی با تغییر در b_2 تغییر می‌کند.

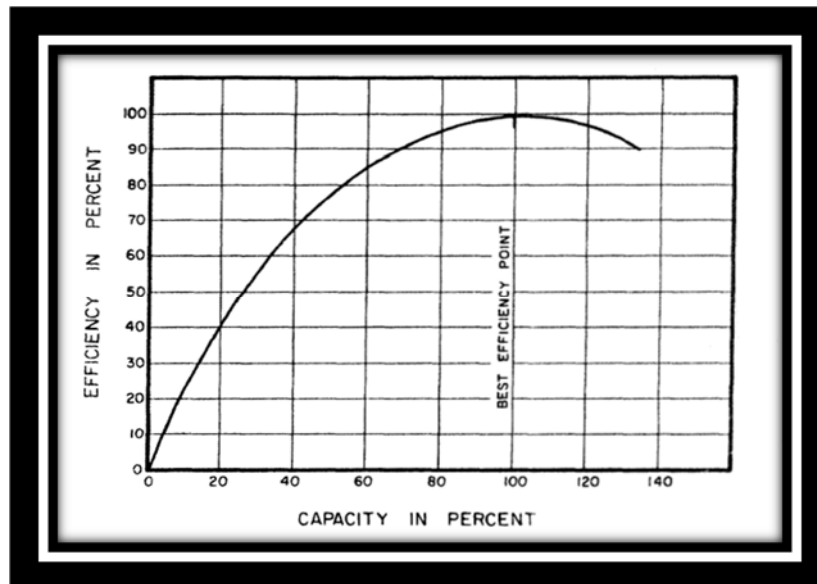


شکل ۲۶- نقطه بهترین کارایی ثابت برای زاویه خروجی و تعداد تیغه‌های متفاوت به وسیله تغییر در b_2



شکل ۲۷- تاثیرات b_2 بر عملکرد پمپ

- از تعداد تیغه‌های زوج در پمپ‌های محفظه دابل خودداری شود.
- جهت پیش‌بینی کارایی در دو طرف نقطه بهترین کارایی از نمودار زیر استفاده می‌شود.



شکل ۲۸- پیش‌بینی کارایی در دو طرف نقطه بهترین کارایی

۲.۱.۳. تحلیل و بررسی روش لوبانوف در طراحی پروانه

مبنای تمامی محاسبات لوبانوف در طراحی پروانه، تقریب‌های تجربی حاصل از مجموعه نتایج به دست آمده از تست‌های بی‌شمار کمپانی‌های سازنده پمپ‌های سانتریفیوژ می‌باشد. در روش لوبانوف، بر خلاف روش لازارکوویچ که به بررسی و تحلیل معادلات پایه-ای و محاسبه تک‌تک پارامترهای اساسی در طراحی هیدرولیکی می‌پردازد، با قرار دادن سرعت مخصوص به عنوان مهمترین وجه تمایز در طراحی، به بررسی تمامی نتایج تجربی پرداخته و با فرضیاتی بسیار ساده، به طراحی پروانه پمپ می‌پردازد. روش لوبانوف کاملاً تجربه محور بوده و هدفی را در جهت تکمیل پارامترهای اساسی طراحی پروانه و بررسی این پارامترها دنبال نمی‌کند. تمامی تمرکز این روش بر روی به دست آوردن پارامترهای طراحی از طریق روش‌های مقایسه‌ای می‌باشد. نکته قابل توجه در این روش آن است که بسیاری از محاسباتی که در دیگر روش‌ها انجام می‌گیرند، در این روش با پیش‌فرض‌هایی ساده‌سازی می‌شوند.

۲.۲. طراحی پروانه به روش لازارکوویچ

۲.۲.۱. توصیه‌های عمومی در طراحی پروانه‌ها

از معادله اساسی اولر این گونه استنباط می‌شود که هد تولیدی توسط پمپ به متغیرهای گوناگونی وابسته می‌باشد مانند سرعت محیطی u_2 ، سرعت اوجی c_{m2} در خروجی، زاویه پره β_2 ، تعداد پره‌ها z ، نسبت c_{u2}/c_{u3} و نسبت d_1/d_2 بستگی دارد.

ممکن است با کوچک کردن قطر پروانه، سرعت محیطی u_2 را کاهش دهیم (سرعت چرخش n ثابت باشد) و در عین حال با افزایش زاویه β_2 و تعداد پره‌ها z ، موجب شویم که هد ثابت باقی بماند. واضح است که مسئله محاسبه ابعاد پروانه، و بنابراین کل پمپ، برای هد کل داده شده، راه‌حل‌های گوناگونی دارد. اما اگر مسائلی همچون بازده پمپ و هزینه‌های ساخت را در نظر بگیریم، راه‌حل‌های مختلف ارزش یکسانی ندارند. سرعت‌های اوجی در ورودی و خروجی پروانه ممکن است با فرمول زیر انتخاب شوند:

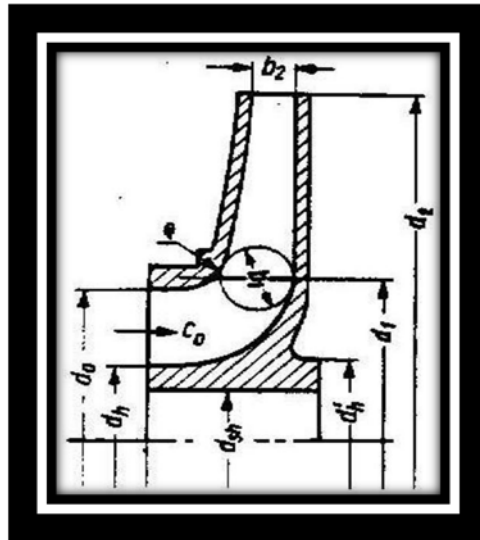
$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH} \quad (11)$$

$$c_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH} \quad (12)$$

که K_{cm1} و K_{cm2} ضرایب سرعت می‌باشند. سرعت‌های بدست آمده توسط این روش قطعی نمی‌باشند، این روابط تنها به عنوان راهنما می‌باشند. پروانه‌های با پره‌های تک‌خمشه ساده‌ترین نوع پروانه می‌باشند. این پروانه‌ها در پمپ‌هایی استفاده می‌شوند که

سرعت مخصوص پایینی داشته باشند ($n_{sQ} < \sim 30$) و همچنین دبی تخلیه تا حدود $500 \frac{m^3}{h}$ ($\sim 2000 \text{ gpm}$) باشد.

پروفیل این نوع پروانه‌ها در شکل زیر مشاهده می‌کنید.



شکل ۲۹- پروفیل پروانه سانتریفیوژ با لبه موازی با محور چرخش

۲.۲.۲. محاسبه ابعاد پروانه پمپ

با وجود مطالعات زیادی که در زمینه پمپ‌ها به عمل آمده است، هنوز روش یکسانی برای طراحی و نصب آن‌ها وجود نداشته و هر کارخانه سازنده، روش مخصوص خود را دنبال می‌کند. البته اصول کار معمولاً یکسان بوده و سازنده‌های مختلف در موارد بخصوص و یا برای رقابت با دیگران از روش‌های خاص پیروی می‌کنند. در این قسمت روش کلی طراحی و حدود مقادیر سرعت‌ها و ضرایب مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد.

❖ ورودی روتور

- قطر ورودی چشم روتور

برای تعیین قطر هاب: اول باید قطر محور d_{sh} تعیین شده باشد. قطر محور وابسته به چند عامل می‌باشد:

- ✓ قدرت انتقالی آن
- ✓ مقدار سرعت بحرانی
- ✓ بیشینه خیز شفت
- ✓ نوع و ساختمان پمپ

برای محاسبه قطر محور فرض می‌شود که محور تنها تحت تنش پیچشی ثابت می‌باشد و تنش خستگی خمشی قابل صرف نظر می‌باشد. در واقع اثر تنش خمشی به علت کوچک بودن آن در مقابل تنش پیچشی در ضریب اطمینان محور لحاظ می‌شود. کمینه قطر شفت از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times P_{motor}}{\tau_{tors} \times n}} \quad (cm) \quad (13)$$

در فرمول بالا n بر حسب دور در دقیقه و P_{motor} بر حسب اسب بخار یا کیلووات، τ بر حسب کیلوپاسکال بر سانتی‌متر مربع و قطر محور بر حسب سانتی‌متر می‌باشد. ضرایب اطمینان توصیه شده برای قطر شفت معمولاً در حدود ۲-۳ می‌باشد.

در سیستم SI قطر محور بر اساس تئوری بیشترین تنش برشی در حالتی که محور تنها تحت پیچش ثابت باشد به طریق زیر محاسبه می‌شود:

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi S_y} (3T^2)^{1/2}} \quad (14)$$

که در صورتی که:

$$T = \frac{P}{\omega}, S_y = 450 MPas \ \& \ n = 2.5 \quad (15)$$

قطر نهایی شفت از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$d_{sh} \approx 0.01 \sqrt[3]{\frac{P_{motor}}{n}} \quad (m) \quad (16)$$

در رابطه بالا P_{motor} بر حسب وات می‌باشد. پس از محاسبه قطر محور، قطر هاب قابل محاسبه می‌باشد.

قطر هاب در سمت ورودی حداقل امکان کوچک ساخته می‌شود تا جریان داخل چشم پروانه تا جای ممکن کاهش یابد. معمولاً قطر هاب طبق فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$d_h = (1.3-1.4)d_{sh} \quad (17)$$

قسمتی از هاب در پشت پروانه معمولاً تا اندازه‌های بزرگ‌تر ساخته می‌شود، بنابراین:

$$d'_h = (1.35-1.5)d_{sh} \quad (18)$$

بعد از اینکه قطر هاب مشخص شد قطر ورودی چشم پروانه d_0 قابل تعیین می‌باشد.

مساحت آزاد در چشم پروانه برابر است با :

$$A_0 = \frac{Q'}{c_0} \quad (19)$$

که :

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} \quad (20)$$

Q' جریان پروانه می‌باشد که هر گونه نشت داخلی از طریق رینگ‌های گلویی روی قسمت مکش پروانه و داخل سوراخ‌های بالانس در پشت پوشش پروانه را شامل می‌شود.

مساحت کل مقطع عرضی ورودی A'_0 برابر است با:

$$A'_0 = A_0 + A_h \quad (21)$$

که A_h مساحت هاب می‌باشد:

$$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4} \quad (22)$$

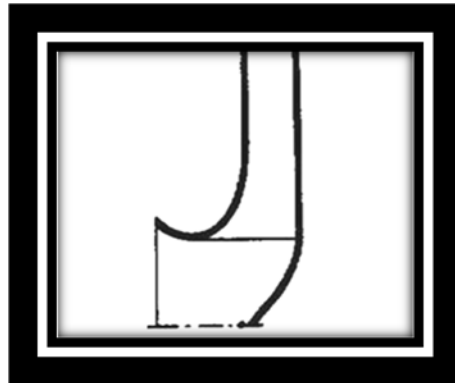
قطر ورودی برابر است با :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}} \quad (23)$$

گاهی اوقات در پمپ‌های تک طبقه، هاب تا چشم پروانه ادامه پیدا نمی‌کند و از این رو هیچ محدودیتی در ورودی توسط هاب به وجود نمی‌آید و قطر ورودی برابر است با:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} \quad (24)$$

گاهی اوقات و در بعضی روش‌های طراحی، ابتدا d_0 را تعیین می‌نمایند و سپس به طور معکوس با استفاده از روابط ۱۰ تا ۱۲ قطر هاب را بدست می‌آورند. مقدار d_0 را طوری تعیین می‌نمایند که سرعت متوسط سیال در مقطع ورودی حدود ۱۰ فوت در ثانیه (۳ متر در ثانیه) باشد.



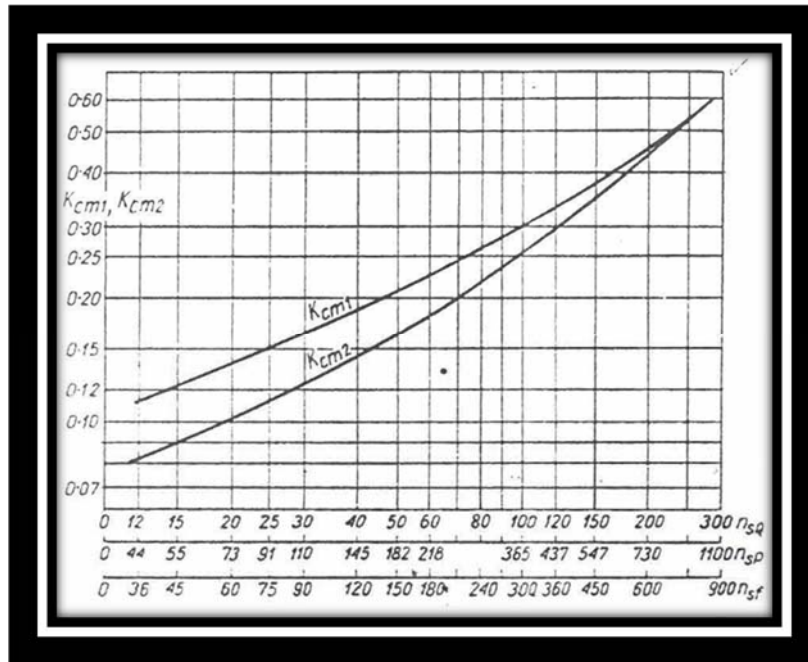
شکل ۳۰- پروفیل پروانه یک پمپ سانتریفیوژ تک طبقه بدون گسترش هاب به طرف لبه ورودی

- سرعت در ورودی پروانه

مقادیر سرعت محوری c_0 معمولاً در محدوده ۱,۵ تا ۶ متر بر ثانیه قرار می‌گیرد، اگرچه در پمپ‌های با هد مثبت بالا ممکن است تا ۱۲ متر بر ثانیه نیز بالا رود. مقادیر دقیق‌تر از مقایسه c_0 و مقادیر مولفه‌های مریدیونال سرعت مطلق c_{m1} به دست می‌آید. همان‌طور که می‌دانیم:

$$c_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2gH}$$

که مقادیر ضرایب سرعت، K_{cm1} و K_{cm2} از گراف شماره ۳۱ به دست می‌آید. همچنین لازم به ذکر است که برای پمپ‌های مکش از انتها $c_0 = (0.9-1.0)c_{m1}$ و برای پمپ‌های با یک زانویی ورودی یا محفظه مکش $c_0 = (0.8-0.9)c_{m1}$ می‌باشد که این تفاوت به خاطر اغتشاش جریان در اثر چرخش شفت در این نوع پمپ‌ها می‌باشد.



شکل ۳۱- نمودار ضرایب سرعت بر حسب سرعت مخصوص

- زاویه ورودی پره β_1 و عرض پروانه در ورودی b_1

پس از به دست آمدن قطر ورودی d_0 ، قطر d_1 مطابق با وضعیت و شکل فرض شده برای لبه ورودی پره، بدست می‌آید. سرعت محیطی u_1 برای قطر d_1 از فرمول زیر به دست می‌آید:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (25)$$

با فرض $\alpha_1 = 90^\circ$ زاویه پره از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

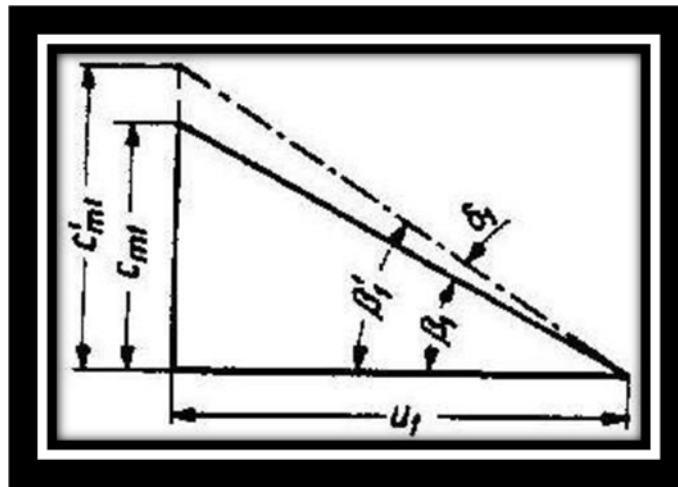
$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{U_1} \quad (26)$$

اندازه‌گیری انجام شده بر روی پمپ‌های سانتریفیوژ نشان می‌دهد که Q_{opt} در نقطه بهترین کارایی کمتر است از دبی محاسبه شده در سرعت مربوط به $c_{m1} = U_1 \tan \beta_1$. این پدیده مخصوصاً وقتی نمود بیشتری پیدا می‌کند که نسبت قطرهای d_2/d_1 کمتر از ۲٫۰ باشد. به عبارت دیگر وقتی که نسبتاً پره‌ها کوتاه و زوایای β_1 زیاد باشد.

برای بدست آوردن دبی خروجی مورد نیاز باید زاویه پره β_1 که از فرمول ۲۶ بدست می‌آید را افزایش داد. این افزایش با تنظیم زاویه برخورد (حمله) $\delta_1 = 2-6^\circ$ امکان‌پذیر می‌باشد. مقادیر بزرگتر δ_1 از پره‌های کوتاه‌تر بدست آمده‌اند. به غیر از این با افزایش زاویه β_1 دبی مکش پمپ و بازده‌اش افزایش می‌یابد. بنابراین زاویه ورودی از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1 \quad (27)$$

زاویه ورودی β'_1 معمولاً بین ۱۵ تا ۳۰ درجه قرار دارد اما در بعضی موارد ویژه ممکن است از ۴۵ درجه نیز تجاوز نماید. بعد از انجام این محاسبات، می‌توان مثلث سرعت ورودی را رسم کرد.



شکل ۳۲ - مثلث سرعت ورودی بعد از معرفی زاویه برخورد δ_1

مساحت ورودی پروانه در ورودی پره‌ها برابر است با:

$$A_1 = \phi_1 \frac{Q'}{c_{m1}} \quad (28)$$

که ϕ_1 ضریب انقباض مربوط به کاهش مساحت ورودی توسط پره‌ها می‌باشد و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\phi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} \quad ; \quad t_1 = \frac{\pi d_1}{z} \quad ; \quad s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \quad (29)$$

که t_1 گام پره‌ها، s_1 ضخامت پره و z نیز تعداد پره‌ها می‌باشد. عرض پروانه در ورودی برابر است با:

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1} \quad (30)$$

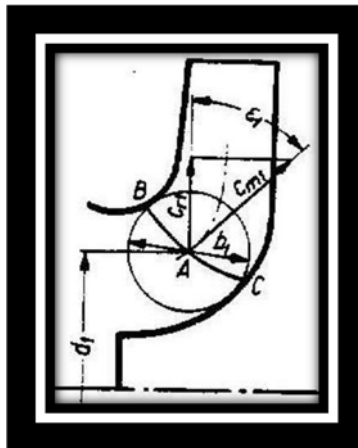
عرض قطر دایره‌ای است که مرکزش بر روی لبه ورودی پره در قطر d_1 قرار گرفته است.

- پیش چرخش

اختلاف بین Q_{opt} خروجی به دست آمده از اندازه‌گیری‌ها و دبی خروجی محاسبه شده با فرض $\alpha_1 = 90^\circ$ و $c_{m1} = U_1 \tan \beta_1$ این پیشنهاد را ارائه می‌کند که گردش جریان حتی در نقطه بهترین کارایی، قبل از ورودی پره‌ها اتفاق می‌افتد.

- کشیده شدن لبه ورودی به جلو

در بسیاری از پمپ‌ها که سرعت مخصوص n_{sf} آن‌ها در حدود ۱۰۰ می‌باشد، ترجیح بر آن است که پره‌های پروانه به سمت چشم پروانه کشیده شوند. این کار سبب مکش بهتر و هد تولیدی بیشتر پمپ می‌شود.

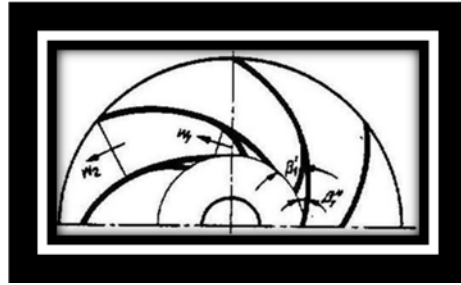


شکل ۳۳- پروفیل پروانه با پره‌های کشیده شده به سمت چشم پروانه

اگر مؤلفه‌های شعاعی c_{r1} شکل بالا، زاویه ε_1 با سرعت c_{m1} بسازد زاویه ساختاری پره β_1'' از فرمول زیر بدست می‌آید:

$$\tan \beta_1'' = \tan(\beta_1 + \delta_1) + \cos \varepsilon_1 \quad (31)$$

β_1'' بدست آمده از فرمول بالا همیشه از β_1 کوچکتر می‌باشد. زاویه ε_1 معمولاً برابر با زاویه β_2 می‌باشد. زاویه ε_1 ، زاویه هم-گرایی خط جریان مرکزی سرعت ورودی می‌باشد. شکل شماره ۳۴ زاویه β_1'' را در پروانه پمپ نشان می‌دهد.



شکل ۳۴- پروفیل پره‌های پروانه پمپ بعد از معرفی زاویه β_1''

❖ خروجی روتور

- سرعت اوجی (مریدیونال) در خروجی روتور c_{m2}

سرعت در خروجی c_{m2} تا اندازه‌ای از سرعت در ورود کمتر است:

$$c_{m2} = (0.7 - 0.75)c_{m1} \quad (32)$$

مقدار c_{m2} ممکن است از فرمول شماره ۱۲ نیز قابل دستیابی باشد که ضریب سرعت K_{cm2} از شکل شماره ۳۱ قابل حصول است.

- زاویه خروجی پره β_2

معمولاً مشخصه‌های یک پمپ با تغییر زاویه خروجی پروانه تغییرات زیادی می‌کند. مقدار این زاویه را حاده در نظر می‌گیرند، زیرا اگر منفرجه و یا قائمه باشد کانال‌های پره‌ها، شکل مناسبی نداشته و در آن‌ها افت انرژی بیشتر می‌گردد. در صورتی که اگر زاویه β_2 حاده باشد نسبت انرژی جنبشی خروجی به انرژی کل خروجی سیال بیشتر شده و چون تبدیل انرژی جنبشی به فشاری با راندمان ضعیفی صورت می‌پذیرد راندمان کلی پمپ کمتر خواهد شد. بطور خلاصه مقدار β_2 در پمپ‌ها بین ۱۵ تا ۳۵ درجه می‌باشد. البته باید بین β_1 و β_2 اختلاف کمی موجود باشد تا امتداد سیال در عبور از پروانه دچار تغییر زیادی نشود. مقدار کوچک‌تر β_2 در پمپ‌های با سرعت مخصوص بالاتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. امروزه پمپ‌های سانتریفیوژ عموماً با زاویه β_2 بین ۱۴ تا ۵۰ درجه ساخته می‌شوند. اما بندرت β_2 از ۳۰ درجه تجاوز می‌نماید.

- سرعت جانبی در خروجی پروانه u_2 و قطر پروانه d_2

برای تعیین سرعت u_2 ، از معادله اساسی برای پمپ‌های پروانه‌ای استفاده می‌کنیم که در فرم عمومی این معادله به صورت زیر می‌باشد:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g}(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (33)$$

از مثلث‌های سرعت داریم:

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (34)$$

با جایگذاری در معادله اساسی، داریم:

$$gH_{th\infty} = u_2 \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) - u_1 c_{u1} \quad (35)$$

یا:

$$u_2^2 - u_2 \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} = gH_{th\infty} + u_1 c_{u1} \quad (36)$$

و بنابراین:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \mp \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty} + u_1 c_{u1}} \quad (37)$$

در سمت راست معادله بالا، تنها مقدار مثبت دومین ترم باید مورد قبول قرار گیرد. در غیر این صورت u_2 منفی خواهد شد.

اگر زاویه $\alpha_0 = 0^\circ$ در ورودی باشد، آن‌گاه $u_1 c_{u1} = 0$ در نتیجه:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + gH_{th\infty}} \quad (38)$$

با جایگذاری:

$$c_{u2} = c_{u3}(1 + C_p) \quad ; \quad H_{th\infty} = H_{th}(1 + C_p)$$

داریم:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + gH_{th}(1 + C_p)} \quad (39)$$

حال می‌توانیم قطر پروانه را بدست آوریم:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} \Rightarrow d_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \quad (40)$$

تصحیح فلیدر برای تعداد محدودی از پره‌ها در محاسبات ابتدایی بصورت زیر است:

$$1 + C_p = 1.25 - 1.35$$

بعزاز محاسبه d_2 مقدار فرض شده برای $1 + C_p$ باید با معادله زیر چک شود:

$$C_p = \frac{\psi}{z \int_{r_1}^{r_2} r dr} = \frac{\psi}{z} \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (41)$$

$$\psi = 0.6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ}\right)$$

لازم به یادآوری است که z با استفاده از فرمول تقریبی زیر قابل تعیین می‌باشد:

$$z = 6.5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \beta_m \quad (42)$$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

در حالت دوم، باید تعداد پره‌ها را حدس زد و در آخر محاسبات پس از تعیین قطرهای d_1 و d_2 مقدار فرض شده برای تعداد پره‌ها را چک نمود و در صورت مغایرت با حدس اولیه محاسبات را از نو تکرار نمود. بعد از انجام محاسبات ما می‌توانیم مثلث سرعت خروجی را رسم نماییم.

- عرض پروانه b_2

درست به مانند محاسبه عرض ورودی b_1 داریم:

$$A_2 = \phi_2 \frac{Q'}{c_{m2}} \quad (43)$$

که ϕ_2 ضریب انقباض خروجی می باشد. عرض پروانه در خروجی برابر است با:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} \quad (44)$$

انتقال از عرض b_1 در ورودی به عرض b_2 در خروجی باید تدریجی باشد. بنابراین تغییرات c_{m1} بصورت هموار (خطی) و بدون هیچ-

گونه پرشی می باشد. شرود جلویی باید با شعاع $\rho \gg \frac{b_1}{2}$ پره را احاطه کرده باشد. که این امر بخاطر کاهش خطر جدایش جریان می باشد.

- روش ساده شده برای محاسبه هد کل H

گاهی اوقات در عمل نیاز است که یک روش ساده و راحت برای تعیین هد کل در یک پمپ سانتریفیوژ با دانستن قطرهای پروانه و سرعت چرخش n داشته باشیم. همچنین ممکن است لازم باشد تا یک مقدار تقریبی برای قطر پروانه d_2 برای مقادیر داده شده H و n بدست آوریم.

در این حالت ممکن است از فرمول زیر استفاده نماییم.

$$u_2 = K_{u2} \sqrt{2gH} \quad (45)$$

و بدین ترتیب:

$$H = \frac{u_2^2}{2gK_{u2}^2} \quad (46)$$

که K_{u2} یک ضریب سرعت تجربی و وابسته به نوع پمپ می باشد. می توان مقادیر ضریب K_{u2} را از جدول زیر بدست آورد:

جدول ۵- مقادیر داده شده برای K_{u2}

d_2/d_1	۳	۲,۵	۲	۱,۷
K_{u2}	۰,۹۷-۰,۹۳	۱,۰۲-۰,۹۷	۱,۰۵-۱,۰۰	۱,۱۵-۱,۱۰

مقادیر داده شده برای K_{u2} برای روتورهایی با ۶-۸ پره و زوایای β_2 ۲۵ الی ۳۰ درجه صادق می‌باشد. مقادیر بزرگ‌تر باید برای پمپ‌هایی با پوشش محفظه‌ای و مقادیر کوچک‌تر برای پمپ‌های با پره‌های راهنما بکار روند.

۲.۲.۳. طراحی پره‌های تک خمشه

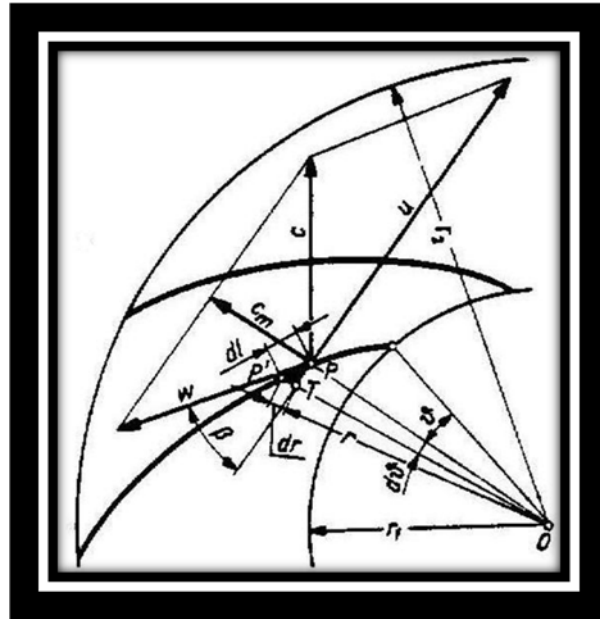
روش‌های بیان شده در قسمت‌های قبل برای بدست آوردن ابعاد اصلی پروانه (d_1, b_1, d_2, d_2) و محاسبه زوایای β_1 و β_2 بودند، اما شکل پروانه را بیان نمی‌کردند. دو پره متوالی شکل گذرگاه یک پروانه را مشخص می‌نمایند. طول پره‌ها و بنابراین طول گذرگاه می‌تواند برای قطرهای d_1 و d_2 یکسان و زوایای β_1 و β_2 یکسان و تعداد پره‌های برابر، متفاوت باشد. در گذرگاه‌های کوتاه زاویه هم‌گرایی ممکن است بیش از اندازه بزرگ باشد که سبب ایجاد گردابه‌ها و جدایش جریان شود. اگر گذرگاه‌ها خیلی طویل و زاویه هم‌گرایی خیلی کوچک باشد، تلفات بخاطر جدایش کاهش می‌یابد، اما تلفات اصطکاکی بالا می‌رود. برای بدست آوردن بالاترین بازده باید مجموع تمام تلفات کمینه باشد، بنابراین لازم است که بین این تلفات تعادل برقرار نماییم و آن‌ها را با هم مقایسه نماییم. سه روش اصولی برای تعیین شکل پره‌ها وجود دارد:

- روش کمان دایره
- روش نقطه به نقطه
- روش نمایش تطبیقی

در این قسمت به تشریح روش نقطه به نقطه می‌پردازیم:

❖ روش نقطه به نقطه

این روش تعیین شکل پره‌ها، توسط فلیدر ابداع شد. پایه این روش بر فرض زیر استوار است که انتقال زاویه β_1 به β_2 بر اساس شعاع r و تعیین زاویه مرکزی ϑ برای r و زاویه β داده شده می‌باشد. مقادیر r و ϑ مختصات قطبی یک نقطه روی پره را نشان می‌دهد. بعد از مشخص نمودن یک سری از نقاط، یک منحنی هموار کشیده می‌شود که خط مرکزی پره را می‌دهد.



شکل ۳۵- روش نقطه به نقطه برای تعیین پروفیل پره

اجازه دهید مثلث $PP'T$ در شکل بالا را مد نظر قرار دهیم که PT بین دو شعاع یک زاویه مرکزی بی‌نهایت کوچک $d\vartheta$ قرار دارد.

$$PT = rd\vartheta \quad (47)$$

و در عین حال:

$$\overline{PT} = \frac{\overline{P'T}}{\tan \beta} \quad (48)$$

از آن جا که $\overline{P'T}$ یک جزء بی‌نهایت کوچک در راستای شعاع می‌باشد لذا می‌توانیم آن را برابر با dr در نظر بگیریم، لذا داریم:

$$rd\vartheta = \frac{dr}{\tan \beta} \quad (49)$$

بنابراین:

$$d\vartheta = \frac{dr}{r \tan \beta} \quad (50)$$

با انتگرال گیری بین حدود r_1 و r و ضرب در $\frac{180}{\pi}$ فرمولی بدست می آید که زاویه ϑ بر حسب درجه می باشد:

$$\vartheta = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \tan \beta} \quad (51)$$

$$\vartheta = \frac{180}{\pi} \cot \beta \ln \frac{r}{r_1} \Rightarrow r = r_1 e^{\left(\frac{\pi \vartheta}{180}\right) \tan \beta}$$

و یا اگر برای ϑ بر حسب درجه بنویسیم داریم:

$$\vartheta = 57.3 \times 2.303 \cot \beta \log \frac{r}{r_1} \quad (52)$$

$$\vartheta \approx 132 \cot \beta \log \frac{r}{r_1}$$

در روابط بالا فرض شده است که زوایای β, β', β'' با هم برابر هستند. اگر این زوایا با هم برابر نباشند باید زاویه β'' را در فرمولها لحاظ نماییم. معمولاً پیدا کردن $10-8$ نقطه برای رسم ماریج کافی می باشد. از مثلث سرعت داریم:

$$\sin \beta = \frac{c_m}{w} \quad (53)$$

همچنین با توجه به روابط (21) تا (30) داریم:

$$c_m = c \sin \alpha = \frac{Q'}{2\pi r b} \frac{t}{t - s_u} \quad (54)$$

که b عرض روتور در شعاع r داده شده است و $\varphi = \frac{t}{t - s_u}$ ضریب انقباض است. برآورد ضریب انقباض ممکن است با توجه به

ملاحظات زیر لازم نباشد.

$$Q' = 2\pi r b c_m \frac{t - s_u}{t} = b \frac{2\pi r}{t} \left(t - \frac{s}{\sin \beta} \right) w \sin \beta \quad (55)$$

و از آن جایی که $z = \frac{2\pi r}{t}$ ، لذا داریم:

$$Q' = bz \left(t - \frac{s}{\sin \beta} \right) w \sin \beta = (t \sin \beta - s) z b w \quad (56)$$

و بنابراین:

$$\sin \beta = \frac{s}{t} + \frac{Q'}{z t b w} \quad (57)$$

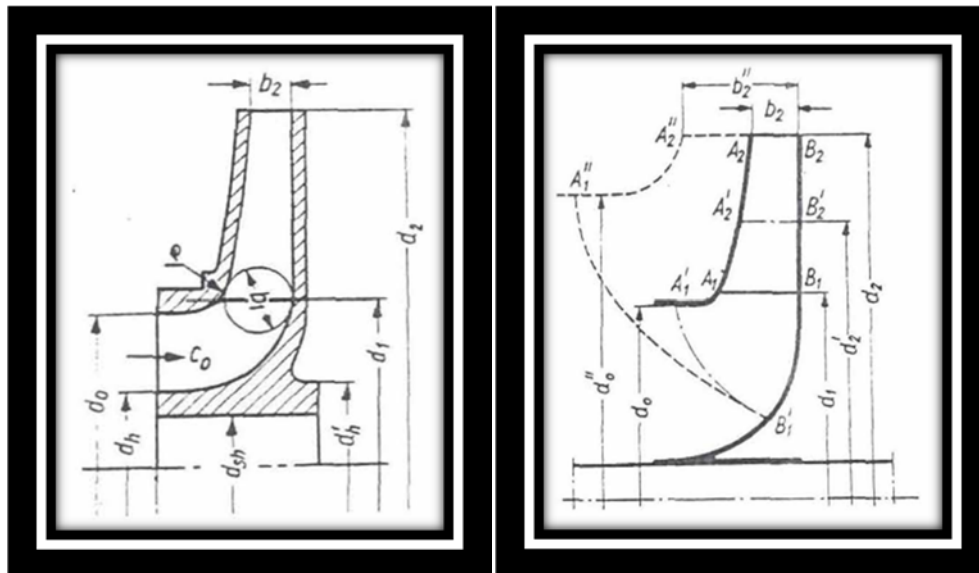
توجه داشته باشید که:

$$\frac{Q'}{z t b} = \frac{Q'}{2 \pi r b} = c_{m(net)} \quad (58)$$

$$\Rightarrow \sin \beta = \frac{s}{t} + \frac{c_{m(net)}}{w}$$

۲.۲.۴. الگوریتم طراحی پروانه به روش لازارکویچ

به صورت خلاصه تمامی مراحل طراحی یک پروانه از روش لازارکویچ به صورت الگوریتم زیر می باشد:



شکل ۳۶- ابعاد مهم پروانه پمپ سانتریفیوژ

جدول ۶- مشخصات پمپ و علائم اختصاری مرتبط با آن

واحد مورد استفاده	علامت اختصاری	پارامترهای مورد نظر
کیلوگرم بر متر مکعب	γ	نوع سیال
متر	H	هد مورد نظر
متر مکعب بر ثانیه	Q	دبی مورد نظر
دور در دقیقه	N	دور الکتروموتور
-	-	نوع ورودی سیال (محوری، شعاعی)

- محاسبه سرعت مخصوص جنبشی

$$n_{sQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

- فرض یا محاسبه کارایی پمپ

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{\text{power}(\text{motor}) * Me * Df}$$

که در آن Me ضریب کارایی موتور بوده و برای الکتروموتورهای با توان تا ۱۵ کیلووات ۰,۸۵ و برای الکتروموتورهای با توان بیشتر از ۱۵ کیلووات ۰,۹۰ می‌باشد.

همچنین Df ضریب افت‌های انتقالی بوده که در سیستم‌های با پولی تسمه ۰,۹۰ و برای سیستم‌های دیفرانسیلی ۰,۹۵ می‌باشد.

در شرایطی با توجه به نمودارهای پمپ، می‌توان میزان کارایی پمپ را به صورت تخمینی انتخاب نمود.

- محاسبه توان ورودی شفت (متراسب بخار)

$$P_{sh} = \frac{\gamma Q H}{75\eta}$$

- محاسبه توان موتور (متراسب بخار)

با فرض ضریب اطمینانی (رزرو) برای انتقال بین شفت و موتور خواهیم داشت:

$$P_m = \left(1 + \frac{Reserve}{100}\right) * P_{sh}$$

- محاسبه قطر شفت (بر حسب متر)

$$d_{shaft} = \sqrt[3]{\frac{360000 * P_m}{\tau * n}}$$

که در آن τ تنش پیچشی بر اساس نوع جنس شفت و n دور الکتروموتور می‌باشد.

- محاسبه قطر هاب (بر حسب متر)

$$d_{hub} = (1.3 - 1.4) * d_{shaft}$$

- محاسبه کارائی حجمی

این پارامتر باید محاسبه شده یا جهت تعیین میزان دبی ایده‌آل، فرض شود:

$$\eta_{volumetric} = \frac{Q_{actual}}{Q_{ideal}} \rightarrow Q_{ideal} = \frac{Q_{actual}}{\eta_{volumetric}}$$

- تعیین ضریب سرعت با توجه به سرعت مخصوص

از طریق شکل ۳۱ زیر میزان ضریب k_{cm1} را مشخص می‌کنیم.

- محاسبه مولفه نصف‌النهاری (اوجی) سرعت مطلق (بر حسب متر بر ثانیه)

$$c_{m1} = k_{cm1} * \sqrt{2gH}$$

- محاسبه سرعت ورودی به پروانه (بر حسب متر بر ثانیه)

$$c_0 = (0.9 - 1.0) * c_{m1}$$

- محاسبه سطح مقطع ورودی (بر حسب متر مربع)

$$A_0 = \frac{Q_{ideal}}{c_0}$$

- محاسبه سطح مقطع هاب (بر حسب متر مربع)

$$A_h = \frac{\pi}{4} d_h^2$$

- سطح مقطع ورودی کلی (بر حسب متر مربع)

$$A_0' = A_0 + A_h$$

- محاسبه ورودی چشم پروانه (بر حسب میلی متر)

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_0'}{\pi}}$$

- فرض d_1 از پروفیل پروانه (بر حسب متر)

- محاسبه سرعت جانبی (بر حسب متر بر ثانیه)

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60}$$

- محاسبه زاویه ورودی پروانه β_1

با توجه به زاویه ورودی سیال به پروانه خواهیم داشت:

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$$

- تعیین زاویه حمله δ_1

این زاویه معمولا بین ۲ تا ۶ درجه انتخاب می شود. این امر جهت تامین میزان خروجی مورد نیاز می باشد. مقادیر بزرگتر زاویه

حمله در نسبت های کوچک $\frac{d_1}{d_2}$ کاربرد دارد.

- زاویه ورودی نهایی پروانه β_1'

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1$$

- محاسبه تعداد پره ها

در این قسمت تعداد پره‌ها به صورت تجربی مورد فرض قرار می‌گیرد.

- محاسبه گام پره t

$$t_1 = \frac{\pi * d_1(mm)}{z}$$

که در آن z تعداد پره‌ها می‌باشد.

- محاسبه ضخامت پره s_1

این پارامتر به صورت تجربی و بر اساس محدودیت‌های ریخته‌گری محاسبه می‌شود.

- محاسبه ضریب s_{u1} (بر حسب میلی‌متر)

$$s_{u1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1'}$$

- محاسبه ضریب انقباض (تنگ شدن) ورودی پره

$$\phi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}}$$

- محاسبه سطح مقطع ورودی پروانه (بر حسب متر مربع)

$$A_1 = \phi_1 \frac{Q_{ideal}}{c_{m1}}$$

- محاسبه پهنای (عرض) پروانه (بر حسب متر یا میلی‌متر)

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1}$$

- تعیین ضریب سرعت k_{cm2}

از روی شکل شماره ۳۱، بر حسب میزان سرعت مخصوص، این ضریب مشخص می‌شود.

- محاسبه مولفه نصف‌النهاری (اوجی) سرعت مطلق در خروجی (بر حسب متر بر ثانیه)

$$c_{m2} = k_{cm2} * \sqrt{2gH}$$

- فرض زاویه خروجی پروانه β_2

شیب (یا زاویه انحراف) پروانه در خروجی در محدوده ۱۵ تا ۳۵ درجه فرض می‌شود. مقادیر کمتر در پمپ‌های با سرعت مخصوص بالاتر به کار می‌روند.

- فرض یا محاسبه کارائی مکانیکی

$$\eta_m = \frac{p_{sh}}{p_m}$$

این میزان با توجه به میزان افت انتقال از موتور به شفت مورد محاسبه قرار می‌گیرد.

- محاسبه کارائی هیدرولیکی

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v * \eta_m}$$

- محاسبه هد تئوری

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h}$$

- فرض نسبت $\frac{r_1}{r_2}$

این نسبت معمولاً بین ۰,۴۵ تا ۰,۵۵ انتخاب می‌شود. پس از محاسبه مقدار d_2 می‌توانید فرض خود را کنترل نمایید.

- محاسبه زاویه φ

$$\varphi = (1 - 1.2)(1 + \sin \beta_2) \frac{r_1}{r_2}$$

- محاسبه ضریب فشار c_p

$$c_p = 2 \frac{\varphi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

- محاسبه سرعت جانبی u_2

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + g \frac{H_{th}}{\eta_h} (1 + c_p)}$$

- محاسبه قطر خروجی پروانه d_2

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

- محاسبه و بازبینی نسبت $\frac{r_1}{r_2}$

با به دست آمدن d_2 می توان مقدار r_2 را محاسبه نمود. پس می توان نسبت $\frac{r_1}{r_2}$ را محاسبه و با به دست آمدن این مقدار، مراحل ۳۵ تا ۳۸ را دوباره اجرا نمود.

- محاسبه گام پره در خروجی

$$t_2 = \frac{\pi * d_2(mm)}{z}$$

- محاسبه ضریب s_{u2} (بر حسب میلی متر)

$$s_{u2} = \frac{s_1}{\sin \beta_2}$$

- محاسبه ضریب انقباض (تنگ شدن) خروجی پره

$$\phi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}}$$

- محاسبه سطح مقطع خروجی

$$A_2 = \phi_2 \frac{Q_{ideal}}{c_{m2}}$$

- محاسبه پهنای (عرض) پروانه (بر حسب متر یا میلی متر)

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2}$$

- محاسبه و کنترل تعداد پره‌ها

$$z = 6.5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

در صورت اشتباه بودن فرضیات، تمامی این مراحل با عدد بدست آمده در این قسمت دوباره محاسبه می‌شود.

- محاسبه درجه عکس‌العمل

$$p = 1 - \frac{gH_{th}}{2u_2^2}$$

۲.۲.۵. تحلیل و بررسی روش لازارکوویچ در طراحی پروانه

جریان سیال در پمپ سانتریفیوژ پیچیده است. بردارهای سرعت موازی با دیواره‌های گذرگاه سیال نیستند و قابل پیش‌بینی است که حرکات ثانویه‌ای در نزدیکی خروجی پروانه و مقطع پخش‌کننده اتفاق بیفتد.

در روش لازارکوویچ عموماً طراحی پمپ بر پایه تقریب یک‌بعدی صورت می‌گیرد. در این حالت تمام جریان‌های ثانویه نادیده گرفته می‌شود و رفتار سیال بر پایه مساحت‌های در دسترس جریان و جهات دیواره کانال بررسی می‌شود. این کار باعث ایجاد خطاهای واضحی می‌شود. از این رو ضرایب تصحیح (مانند ضریب لغزش) بکار می‌روند.

از این رو جریان به طور کامل تقارن محور فرض می‌شود. بخاطر جریان کاملاً تقارن محور، مسیر صفحه خطوط جریان، جریان مریدیونالی را توصیف می‌کند. اما در واقعیت، تقارن محوری جریان در هر گذرگاه به هم می‌خورد. چرا که در عبور از رویه فعال (جلویی) به رویه غیرفعال (پشتی) پره پروانه، شرایط جریان مختلفی اتفاق می‌افتد که سبب می‌شود فرض جریان کاملاً متقارن نسبت به محور، نقض شود. فرضیات زیر نیز در این روش مورد نظر می‌باشند:

- تمام کانال‌های چرخ متحرک بر از سیال بوده و مشخصه‌های سیال فقط در جهت شعاع پمپ تغییر می‌کند. سرعت سیال در طول کانال نیز ثابت فرض گردیده و تغییرات سرعت در فاصله عرض یا عمق پروانه صفر است.
- از افت‌های موجود صرف نظر کرده و فرض بر این است که تمام انرژی مکانیکی موتور به مایع منتقل می‌گردد. این فرض تنها در مورد سیالات ایده‌آل، در صورت صرف نظر کردن از اصطکاک مکانیکی عملی می‌باشد.

- با توجه به این که هم سیال و هم شرایط مکانیکی را ایده آل در نظر می گیرند چنین پمپی را پمپ ایده آل گویند. تغییرات ممتموم زاویه ای بین ورودی و خروجی پروانه در نظر گرفته شده و شرایط سیال بین این دو نقطه در نظر گرفته نمی شود.
- در ورودی، پره ها باید مخروطی باشند تا در ورودی شوک ایجاد نشود.
- در خروجی پروانه، نوک پره ها باید تیز باشد تا کاهش سرعت جریان از C_{m2} به C_{m1} تدریجی باشد.
- انحراف سیال از جهت پره بالاخص در خروجی پروانه مهم می باشد. چرا که مؤلفه محیطی سرعت مطلق را کاهش می دهد. این امر سبب کاهش در هد و توان ورودی می شود. اگر پروانه خمیده به عقب باشد ($\beta_2 < 90^\circ$) زاویه β_2 واقعی از β_2 ایده آل کمتر می باشد. این پدیده لغزش نامیده می شود و در نتیجه باعث توزیع غیریکنواخت سرعت در عرض کانال پروانه می شود و سبب ایجاد جدایش جریان می شود. پیش بینی دقیق لغزش بسیار مشکل است. چرا که علل لغزش در عمل غیرقابل تعیین است. این موضوع بزرگ ترین نقطه ضعف در طراحی پمپ های سانتریفیوژ می باشد. برای بررسی لغزش، ابتدا ضریب لغزش را بصورت زیر تعریف می کنیم .

$$\mu = \frac{c'_{u3}}{c_{u3}} \quad (59)$$

که علامت پرایم مربوط به سرعت واقعی می باشد. و اندیس ۳ مشخص کننده نقطه ای درست بعد از پره می باشد. سپس فرض می کنیم که ضریب لغزش تنها تابع تعداد پره ها، زاویه خروجی پره و گاهی اوقات نسبت شعاع پروانه r_2/r_1 .

ضرایب تجربی غالباً روابطی را ایجاد می کنند که با نتایج آزمایشات هم خوانی داشته باشد. روابط ضریب لغزش بسیاری تاکنون پیشنهاد شده است. اولین رابطه ای که انتشار یافت، توسط استودلا در سال ۱۹۴۵ بود:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \quad (60)$$

این رابطه در امریکا استفاده می شود. ضریب لغزش استودلا به صورت زیر نیز بیان می شود:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z \left(1 - \frac{c_{m2}}{u_2} \cot \beta_2 \right)} \quad (61)$$

در اروپا رابطه ضریب لغزش فلیدر بطور گسترده ای مورد استفاده قرار می گیرد که به صورت زیر تعریف می شود:

$$\mu = \frac{1}{1 + a \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) \frac{r_2^2}{z M_{st}}} \quad (62)$$

که M_{st} گشتاور استاتیکی خط جریان مرکزی می‌باشد:

$$M_{st} = \int_{r_1}^{r_2} r dx \quad (63)$$

فلیدر در سال ۱۹۶۱، بر پایه یک سری آزمایشات ضریب a در معادله را بصورت زیر تعیین نمود.

جدول ۷- مقادیر ضریب a

محل کاربرد	مقادیر a
حلزونی	۰,۶۵ تا ۰,۸۵
دیفیوزر	۰,۶
دیفیوزر بدون پره	۰,۸۵ تا ۱,۰
جریان مختلط	۱,۰ تا ۱,۲

این مقادیر در نرم افزار KREILA نسخه ۴,۰۱ که در سال ۲۰۰۴ انتشار یافت، مورد تایید قرار گرفته‌اند.

با استفاده از تصحیح فلیدر ما قادریم که یک پروانه را بر پایه تئوری یک بعدی پمپ‌های پروانه‌ای، محاسبه نماییم. اگر اطلاعات

تجربی بسیار زیاد و به مقدار کافی، بر پایه محاسبات پمپ‌های موجود در دسترس باشد، تعیین نسبت صحیح $\frac{C_{u3}}{C_{u2}}$ مشکل زیادی

نخواهد داشت و نیازی نیست که از تصحیح فلیدر استفاده شود.

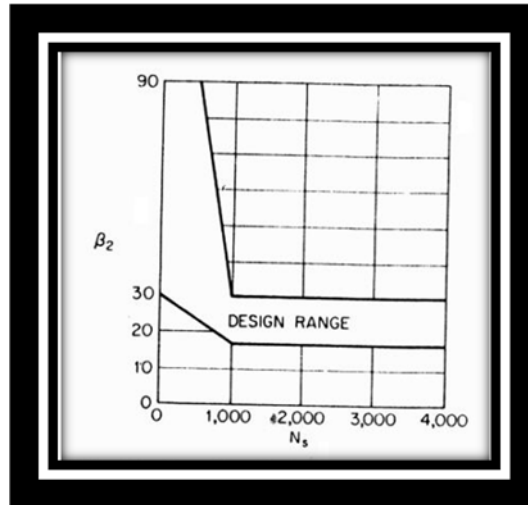
- فرض درانتخاب زاویه خروجی پره β_2

زاویه ورودی پره β_1 ، از محاسبات و همچنین شرط بدون شوک بودن ناحیه ورودی پره‌های پروانه تعیین می‌شود. در انتخاب

مقدار برای β_2 آزادی بیشتری وجود دارد. چرا که سه مقدار که تعیین‌کننده مثلث سرعت خروجی می‌باشند تنها توسط یک رابطه

به یکدیگر مربوط می‌شوند. زاویه خروجی پره β_2 اثر تعیین‌کننده‌ای روی هد کل و بازده پمپ اعمال می‌کند. امروزه پمپ‌های

سانتریفیوژ عموماً خمیده به عقب با زاویه $\beta_2 = 14^\circ$ to 50° ساخته می‌شوند. اما بندرت β_2 از 30° درجه تجاوز می‌نماید. گراف زیر محدوده طراحی زاویه β_2 را ارائه می‌دهد:



شکل ۳۷- زاویه خروجی پروانه بر حسب سرعت مخصوص

۲.۳. طراحی پروانه به روش گولیچ

در این روش ابتدا محاسبات به صورت یک‌بعدی صورت می‌گیرد. برای توسعه یک پروانه در این روش، محاسبه ابعاد اصلی و زوایای تیغه‌ها گام نخست می‌باشد. طراحی یک پروانه به روش گولیچ می‌تواند شامل مراحل زیر باشد:

- محاسبه ابعاد اصلی و زوایای تیغه‌ها به وسیله روش یک‌بعدی بر اساس روابط تجربی ضریب خطا و کارایی‌های هیدرولیکی (بر اساس پایگاه داده‌ها و تجربه)
- ایجاد طراحی اولیه
- به صورت دلخواه، استفاده از روش‌های شبه سه بعدی برای پیش‌بهینه‌سازی طراحی اولیه پروانه

لازم به ذکر است از آنجایی که درگام پایانی که شبه روش سه‌بعدی می‌باشد از توزیع سرعت جهت تحلیل استفاده می‌شود و نیز از آنجایی که این توزیع سرعت با واقعیت تفاوت بسیاری دارد، گام پایانی کاملاً غیرضروری می‌باشد.

پیش از طراحی دقیق یک پروانه، موارد زیر باید مد نظر قرار بگیرند:

- محاسبات همواره بر اساس نقطه بهترین کارائی می‌باشد که به وسیله Q_{opt} , H_{opt} در سرعت مخصوص n تعریف می‌شود. اگر نقطه عملیاتی از پیش برنامه‌ریزی شده یا دبی نامی Q_R در سیستم با نقطه بهترین کارائی یکی نشود، دبی نامی طراحی Q_{opt} باید به گونه‌ای انتخاب شود که شرایط $0.8 < Q_R/Q_{opt} < 1.1$ را ارضا کند.
- دبی بیشینه Q_{max} جهت کنترل خصوصیات پدیده کاویتاسیون باید تعریف شود. برای انجام این مورد، یک حالت عملیاتی شناخته شده باید برنامه‌ریزی شود.
- شرایط مکش (NPSHa) تاثیرات بسیاری بر شرایط طراحی دارد.
- در بسیاری از موارد، یک نمودار $Q - H$ که در آن هد به طور پیوسته با کاهش دبی افزایش یابد، مورد نیاز است.
- هد شات-اف (H_0) معمولاً به دلیل محدودیت‌های فشار و هزینه در طراحی خط لوله محدود می‌باشد. در $n_q < 40$ افزایش هدی تحت شرایط $1.2 < H_0/H_{opt} < 1.25$ مورد نظر می‌باشد.
- در پمپ‌های محوری و نیمه‌محوری $n_q > 100$ ، هد و توان شات-اف (H_0, P_0) باید تا حد ممکن پایین نگه داشته شوند زیرا P_0 زمانی که $P_0 > P_{opt}$ اندازه موتور را تعیین می‌کند.
- خصوصیات کاویتاسیون باید ۳ معیار زیر را تایید کند: (۱) پمپ باید در محدوده برنامه‌ریزی شده کار کند. (۲) سر و صدا و ارتعاشات کاویتاسیون باید محدود باشد. (۳) هیچ آسیبی از کاویتاسیون موجود نباشد.
- جهت کاهش هزینه و اندازه پمپ، ضریب هد به آسانی نزدیک به حد بالایی انتخاب می‌شود.
- با توجه به هزینه‌های انرژی و دلایل زیست محیطی، بیشترین کارائی ممکن باید مورد نظر باشد (لازم به ذکر است که هزینه‌های انرژی به صورت تقریبی ۲۰۰۰ تا ۵۰۰۰ دلار برای هر کیلووات می‌باشد)
- قطعات هیدرولیکی در اثر ملزومات طراحی مکانیکی مثل: نوع پمپ، قسمت‌های طولی پمپ، قطر مورد نیاز شفت، محل قرارگیری پروانه، بالانس تراست محوری و غیره نیز تحت تاثیر قرار می‌گیرند.
- روش‌های ساخت قطعات هیدرولیکی بر طراحی این قطعات تاثیر به سزایی دارد.

۲.۳.۱. مدل‌های محاسباتی

ابعاد اصلی و زوایای تیغه‌های پروانه با استفاده از روش‌های یک‌بعدی که تا حد ممکن فرضیات بالا را ارضاء نماید، مورد محاسبه قرار می‌گیرند. در حین محاسبات می‌توان پروانه را به صورت دو مدل کاسکاد و یا کانال ایده‌آل فرض نمود. این دو مدل با یکدیگر مطابقت‌هایی نیز دارند.

❖ مدل کاسکاد¹¹

پروانه به عنوان یک کاسکاد مورد نظر قرار می‌گیرد. در نتیجه تمامی محاسبات بر روی تطابق بین زوایای تیغه‌ها و زوایای جریان متمرکز می‌شود. بنابراین طراحی بر اساس بردارهای سرعت، زوایای حمله و ضریب خطا صورت می‌گیرد.

❖ مدل کانال

پروانه شامل کانال‌هایی فرض می‌شود که سطح مقطع آن‌ها در طول مسیر جریان متفاوت می‌باشد. شرایط افزایش یا کاهش شتاب مقادیر عددی مناسب و کاربردی می‌باشند (در عوض زوایای حمله و انحراف). مدل کانال به صورت انحصاری از بردارهای سرعت استفاده نمی‌کند، اما در عوض سرعت محاسبه شده از معادله پیوستگی با سطح مقطع محلی کانال را در نظر می‌گیرد ($w = \frac{Q}{A}$). روش محاسباتی کاملی از طریق مدل کانال شناسایی نشده است، اما روش نسبت مساحت‌ها در جهت تکمیل این روش گام برداشته است.

لازم به ذکر است که هر دو مدل به صورت کامل فرآیندهای مختلط داخل یک پمپ را پوشش نمی‌دهند.

۲.۳.۲. طراحی پروانه‌های شعاعی

در این قسمت به توضیح در مورد طراحی پروانه‌های شعاعی می‌پردازیم:

۲.۳.۲.۱. تعیین ابعاد اصلی

پیش از رسم نهایی پروفیل پروانه، ابعاد اصلی و زوایای تیغه‌ها باید تعیین شوند. ترتیب محاسبات مناسب در زیر ذکر شده است:

❖ گام اول - مقادیر ورودی (مقادیر داده شده ابتدایی)

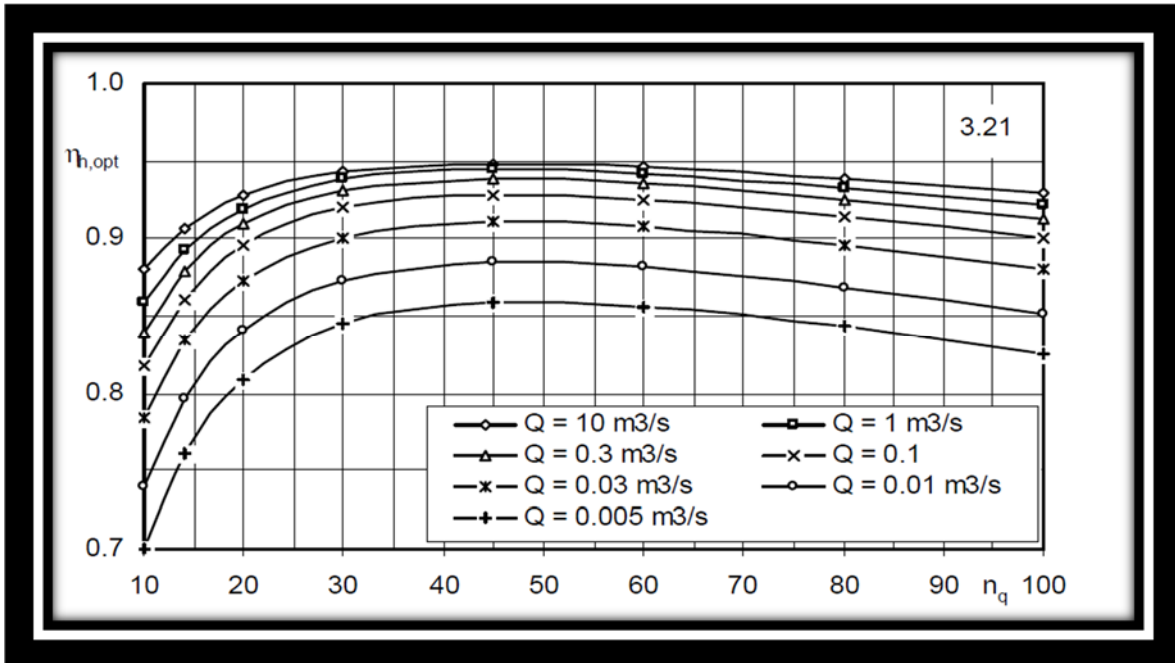
مقادیر Q_{opt} ، H_{opt} و n و همچنین شرایط مرزی در این قسمت طبق فرضیات مطرح شده در بالا مورد نظر می‌باشند. در این قسمت به محاسبه n_q پرداخته که اولین گام در طراحی پروانه می‌باشد. به علاوه این موارد، زاویه ورودی جریان که در اکثر موارد $\alpha_1 = 90^\circ$ می‌باشد و نیز توزیع c_m بر سطح مقطع جریان ورودی که ثابت فرض می‌شود نیز مورد نظر می‌باشند. لازم به ذکر است که برای n_q داریم:

¹¹ Cascade

$$n_Q = \frac{n\sqrt{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (64)$$

❖ گام دوم- کارائی‌ها

برای محاسبه هد باید مقدار کارائی هیدرولیکی را فرض نمود. مقادیر کارائی‌ها از طریق روابط مربوطه و یا گراف‌های زیر که بر اساس نتایج تجربی می‌باشند قابل تقریب می‌باشند.



شکل ۳۸- کارائی هیدرولیکی پمپ‌های شعاعی تک طبقه با یک ورودی بر حسب سرعت مخصوص

در ادامه به دو رابطه زیر که تقریبی از کارائی‌ها را ارائه می‌دهند، توجه نمایید:

تمامی این روابط برای سرعت مخصوص‌های کمتر از ۱۰۰ برقرار می‌باشد. لازم به یادآوری است که در این روابط Q_{Ref} برابر با ۱ متر مکعب بر ثانیه برای تمامی Q های بزرگتر از ۰,۰۰۵ متر مکعب بر ثانیه برقرار می‌باشد. همچنین لازم به ذکر است که مقدار m از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$m = 0.1 a \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} \quad (65)$$

که در پمپ‌های با دبی کمتر و مساوی ۱ متر مکعب بر ثانیه ضریب a برابر با ۱ و در پمپ‌های با دبی بزرگتر از ۱ متر مکعب بر ثانیه ضریب a برابر با ۰,۵ می‌باشد.

$$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^m - 0.3 \left(0.35 - \log \frac{n_q}{23} \right)^2 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.05} \quad (66)$$

جهت محاسبه کارائی هیدرولیکی پمپ‌های شعاعی تک طبقه با یک ورودی از رابطه شماره ۶۸ استفاده می‌شود که توان این رابطه برابر است با:

$$m = 0.0.8 a \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} \quad (67)$$

که در پمپ‌های با دبی کمتر و مساوی ۱ متر مکعب بر ثانیه ضریب a برابر با ۱ و در پمپ‌های با دبی بزرگ‌تر از ۱ متر مکعب بر ثانیه ضریب a برابر با ۰,۵ می‌باشد.

$$\eta_{h,opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^m - 0.2 \left(0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right)^2 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.1} \quad (68)$$

در حالت کلی، کارائی هیدرولیکی به صورتی فرض می‌شود که میزان احتمال کمبود هد صفر باشد.

جریان حجمی در گذر از پروانه از میزان نرخ جریان مورد استفاده توسط افت‌های ناشی از آب‌بندها و جریان آب بالانس، بیشتر می‌باشد. برای جریان حجمی در گذر از پروانه داریم:

$$Q_{La} = Q_{opt} + Q_{sp} + Q_E = Q_{opt} / \eta_v \quad (69)$$

این افت‌های حجمی قبل از محاسبات پروانه باید تخمین زده شوند. جریان آب بالانس نیز در هنگامی که قطعه بالانس تراست محوری اندازه‌گیری می‌شود، می‌تواند مورد محاسبه قرار گیرد. در این روابط Q_{La} نرخ جریان گذرنده از پروانه، Q_{sp} نرخ جریان ناشی از آب‌بند حلقوی در ورودی پروانه، Q_E نرخ جریان ناشی از قطعه تامین‌کننده تراست محوری و Q_h دبی هیدرولیکی می‌باشد.

کارائی حجمی از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_h + Q_{sp} + Q_E} = \frac{1}{1 + \frac{Q_h}{Q} + \frac{Q_{sp}}{Q} + \frac{Q_E}{Q}} \quad (70)$$

افت‌های ناشی از ناشی از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$\frac{Q_{sp}}{Q_{opt}} = \frac{a Z_H}{n_q^m} \quad (71)$$

که برای سرعت‌های مخصوص پایین‌تر از ۲۷، a برابر با ۴٫۱ و m برابر با ۱٫۶ بوده و برای سرعت‌های مخصوص بالاتر و مساوی ۲۷، a برابر با ۰٫۱۵ و m برابر با ۰٫۶ می‌باشد. لازم به ذکر است که برای ضریب قطعه تامین‌کننده بالانس، در صورتی که دارای سوراخ باشد Z_H برابر با ۲ و در غیر این صورت برابر با ۱ می‌باشد.

❖ گام سوم- قطر شفت

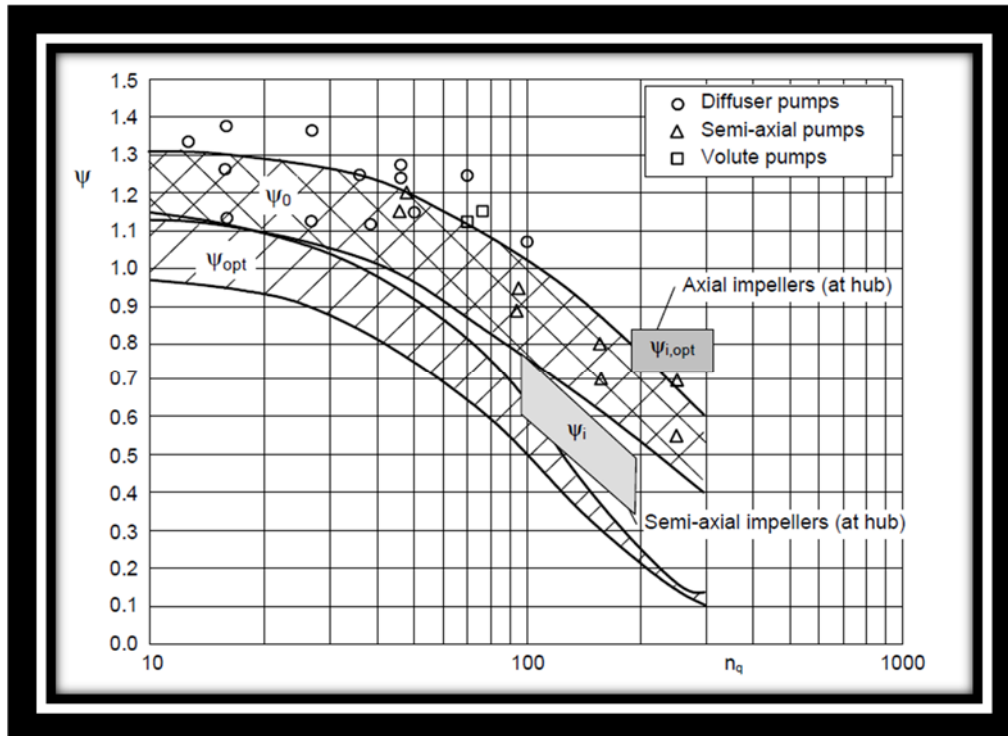
جدا از محدودیت‌هایی که به عنوان پیش فرض در این باره ذکر شده است، گشتاور باید از طریق شفت انتقال یابد. زمانی که ماده و تنش برشی مجاز τ_{al} انتخاب شود، کمترین قطر مورد نیاز از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$d_w = \left(\frac{16P_{max}}{\pi\omega\tau_{al}}\right)^{1/3} = 3.65\left(\frac{P_{max}}{n\tau_{al}}\right)^{1/3} \quad (72)$$

که در این رابطه P_{max} بر حسب وات، n بر حسب دور در دقیقه و τ_{al} بر حسب نیوتن بر متر مربع می‌باشد. جهت تامین و ارضای محدودیت‌هایی که جهت قطر شفت در بالا ذکر شد، افزایش قطر شفت از کمترین مقدار محاسبه شده جهت انتقال گشتاور، امری بسیار ضروری به نظر می‌رسد.

❖ گام چهارم- قطر خارجی پروانه

در ابتدا ضریب هد(فشار) از نمودار زیر تعیین می‌شود:



شکل ۳۹- ضرایب فشار بر حسب سرعت مخصوص

سپس قطر خارجی پروانه از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$d_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{2gH_{opt}}{\psi_{opt}}} = \frac{84.6}{n} \sqrt{\frac{H_{opt}}{\psi_{opt}}} \quad (73)$$

جهت رسیدن به نمودار $Q - H$ پایدار و نیروهای تحریک هیدرولیکی پایین، ضریب هد (ψ_{opt}) باید محدود شود. در نمودار بالا این ضریب هد بر حسب سرعت مخصوص داده شده است. در صورتی که ψ_{opt} در حد بالایی انتخاب شود، نمودار $Q - H$ با شیب کمتر و قطر پروانه کوچک‌تر خواهد بود، اما امکان ناپایداری نمودار $Q - H$ بالا می‌رود. در صورتی که ψ_{opt} در حد پایینی انتخاب شود، نمودار $Q - H$ دارای شیب بیشتری شده و امکان ناپایداری نمودار $Q - H$ کم می‌شود. در صورت شیب بیش از اندازه نمودار $Q - H$ امکان انتخاب ψ_{opt} در کمتر از حد معمول وجود دارد اما پمپ‌های مربوطه بسیار بزرگ و پرهزینه می‌شوند.

❖ گام پنجم- تعداد پره‌های پروانه

انتخاب تعداد پره‌ها (Z_{La}) به معیارهای گوناگونی بستگی دارد که در این قسمت به بررسی این معیارها می‌پردازیم:

- جهت کاهش نوسانات فشاری و نیروهای تحریک هیدرولیکی، تعداد پره‌های پروانه و دیفیوزر باید با یکدیگر مطابقت داشته باشند. Z_{Le} و Z_{La} باید طوری انتخاب شوند که به ازای مقادیر $m = 0$ و $m = 1$ در رابطه‌ای که پارامتر $m = |v_2 * Z_{La} - v_3 * Z_{Le}|$ را تعریف می‌کند، v_2 و v_3 بیشتر از مقدار ۳ نگردند.
- بار هیدرودینامیکی پره باید در مقدار بهینه باشد. در صورتی که بار بسیار کم باشد، باید انتظار یک افت اصطکاکی بالا را داشته باشیم. در صورتی که بار بسیار زیاد باشد، افت در اثر اغتشاش با توجه به توزیع جریان نامتقارن، افزایش می‌یابد. بار پره‌ها تنها زمانی می‌تواند مورد مقایسه و تحلیل قرار گیرد که طراحی پروانه به پایان رسیده باشد. این مورد با توجه به داده‌های تجربی در گام ۱۴ می‌تواند مورد نظر قرار گیرد.
- پروانه‌هایی با تعداد پره‌های ۸ یا بیشتر به دلیل ملاحظات پایداری نمودار $Q - H$ ، پیشنهاد نمی‌شوند.
- پروانه‌های با پره‌های کمتر از ۵ عدد برای هدهای بالا، به دلیل وجود جریان غیریکنواخت ایجاد شده در فضای باز بین پره‌ها، نامطلوب می‌باشد. این موضوع در نتیجه سبب نوسانات فشار، صدا و ارتعاشات غیرضروری می‌شود. بنابراین در پمپ‌هایی جهت هدهای بالاتر از ۱۰۰ متر تعداد پره‌ها نباید کمتر از ۵ شوند. با توجه به معیارهای بیان شده اغلب پروانه‌های شعاعی در محدوده سرعت مخصوص بین ۱۰ تا ۱۲۰ تا ۵ تا ۷ پره طراحی می‌شوند.

❖ گام ششم- قطر داخلی پروانه

انتخاب قطر داخلی پروانه به ملزوماتی وابسته است که خصوصیات پدیده کاویتاسیون را تشکیل می‌دهند. برای تحلیل این موضوع حالت‌های زیر مد نظر می‌باشند:

- اندازه‌گیری جهت سرعت نسبی کمینه در ورودی پروانه

این طراحی تمایل به کاهش افت‌های ناشی از نشتی، اصطکاک و شوک را دارد. این طراحی زمانی توصیه می‌شود که NPSHA در دسترس به میزان کافی بالا بوده و از پدیده کاویتاسیون جلوگیری شود. کمترین مقدار سرعت نسبی w_1 از طریق روابط زیر و مشتق‌گیری از رابطه (۱۱) برحسب $\partial w_1 / \partial d_1$ مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$w_1^2 = c_{1m}^2 + \left(u_1 - \frac{c_{1m}}{\tan \alpha}\right)^2 \quad (74)$$

$$c_{1m} = 4 * \frac{Q}{\pi(d_1^2 - d_n^2)} \quad (75)$$

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (76)$$

با صفر قرار دادن مشتق مورد نظر، رابطه زیر برای قطر ورودی پروانه به صورت کمینه به دست می‌آید:

$$d_1 = f_{d1} \sqrt{d_n^2 + 1.5 * 10^{-3} \psi_{opt} \frac{n_q^{1.33}}{\delta_r^{0.67}}} \quad (77)$$

که در آن δ_r عدد چرخش بوده و از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\delta_r = 1 - \frac{c_{1m}}{u_{1m} \tan \alpha_1} \quad (78)$$

لازم به ذکر است که d_n قطر هاب بوده و از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود که یک رابطه مکانیکی می‌باشد:

$$d_n = 1.35 * d_w \quad (79)$$

قطر ورودی باید چند درصدی بالاتر از قطر ورودی کمینه‌ای که به دست می‌آید باشد. از این رو خواهیم داشت:

$$d_1 = f_{d1} * d_{1min} \quad (80)$$

همچنین لازم به ذکر است که f_{d1} از جدول زیر تعیین می‌گردد.

جدول ۸- مقادیر ضریب f_{d1}

f_{d1}	کاربرد
۱,۰۵ تا ۱,۱۵ (از سرعت مخصوص ۱۵ تا ۴۰ این مقادیر کاهش می‌یابد)	پروانه های استاندارد
۱,۱۵ تا ۱,۲۵	پروانه های مکش

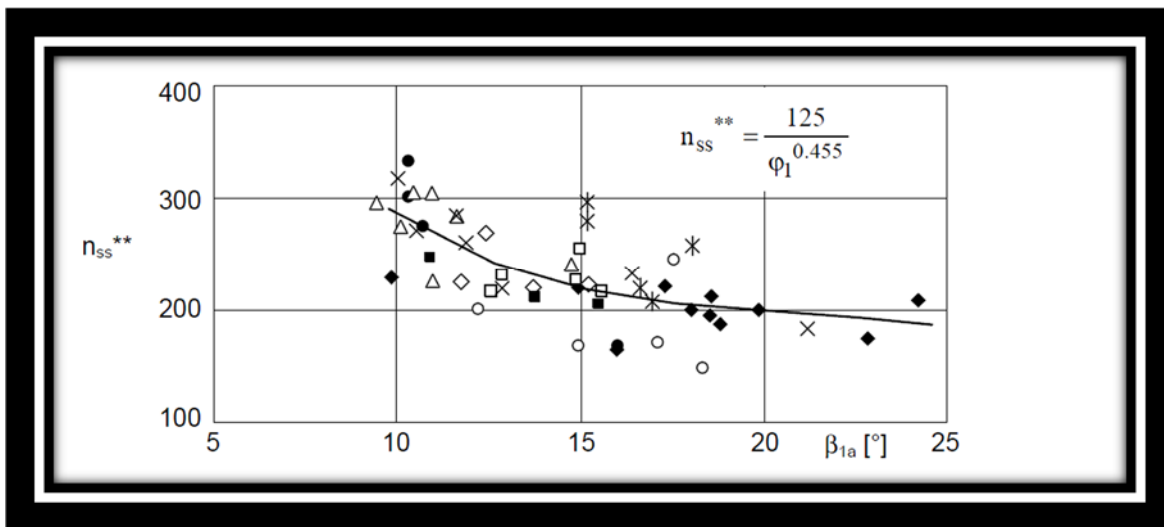
- طراحی برای سرعت مخصوص مکش انتخاب شده

برای پروانه‌های مکش، سرعت مخصوص مکش مناسب برای کاربردهای خواسته شده و مورد نظر، از جدول زیر انتخاب می‌شود:

جدول ۹- سرعت مخصوص مکش برای کاربردهای ممکن

مقدار n_{ss}	مقدار u_1 (متر بر ثانیه)	کاربردها
۱۶۰ تا ۲۲۰	کمتر از ۵۰	پروانه های مکش استاندارد برای ورودی محوری یا پمپ های BB
۲۲۰ تا ۲۸۰	کمتر از ۳۵	پروانه های مکش برای ورودی محوری
۲۴۰ تا ۱۸۰	کمتر از ۵۰	پروانه های مکش پمپ های BB، تک یا دو ورودی
۱۶۰ تا ۱۹۰	بیشتر از ۵۰	پمپ های فشار بالا طراحی شده برای حفره های با طول کم
۴۰۰ تا ۷۰۰	کمتر از ۳۵ (۴۵)	القاء کننده های صنعتی
کمتر از ۱۰۰۰		القاء کننده های راکت پمپ ها

با انتخاب سرعت مخصوص مکش مورد نظر، از نمودار زیر، زاویه جریان ورودی (β_{1a}) به دست آمده و در ادامه از طریق رابطه ۸۱، قطر ورودی پروانه محاسبه می شود.



شکل ۴۰- زاویه جریان ورودی بر حسب سرعت مخصوص

$$d_1 = 2.9 \sqrt[3]{\frac{Q_{La}}{nk_n \tan \beta_1} \left(1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \alpha_1}\right)} \quad (۸۱)$$

لازم به یادآوری است که در این رابطه k_n ، انسدادی است که از طریق هاب ایجاد می شود و از رابطه زیر به دست می آید:

$$k_n = 1 - \frac{d_n^2}{d_1^2} \quad (۸۲)$$

راه دیگر محاسبه قطر ورودی برای سرعت مخصوص مکش مناسب، استفاده از رابطه ۷۷ با ضرایب بزرگتر جدول شماره ۱ می باشد.

- طراحی برای ضرایب هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (λ_w, λ_c)

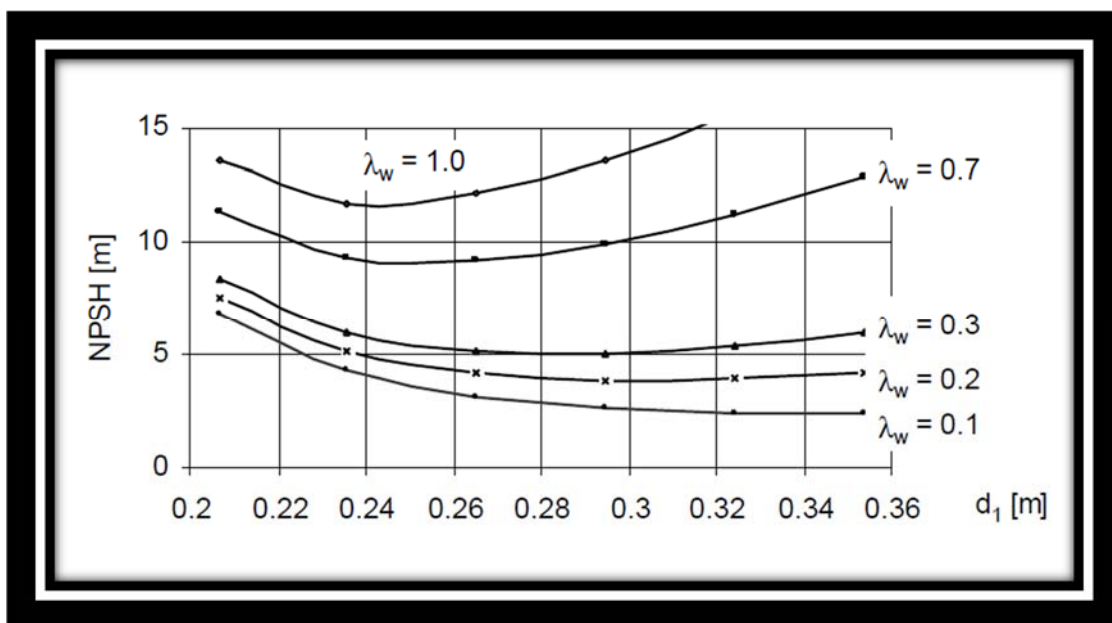
با توجه به محاسبات هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (NPSHR) و با انتخاب مقادیر λ_w و λ_c می‌توان قطر ورودی پروانه را محاسبه نمود. در صورت بالا بودن سرعت جانبی u_1 قطر داخلی و سرعت مخصوص مکش نباید در حد بالایی انتخاب شوند. معادله زیر سبب می‌شود که قطر داخلی در شرایط کمینه هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (NPSHR) به ازای مقادیر مخصوص نرخ جریان و سرعت روتور با ضرایب λ_w, λ_c داده شده باشد.

$$d_{1opt} = \sqrt{d_n^2 + 10.6 \left(\frac{Q_{La}}{n} \right)^{2/3} \left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w} \right)^{1/3}} \quad (۸۳)$$

همان‌طور که می‌دانیم به دلیل وابستگی این ضرایب به ابعاد پروانه و جریان ورودی، این ضرایب به روشنی مشخص نمی‌باشند. بنابر این می‌توان گفت که قطر داخلی به دست‌آمده از این رابطه نیز قطعی نمی‌باشد. جهت آن‌که بتوانیم میزان حساسیت هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (NPSHR) را نسبت به تغییرات ضرایب λ_w, λ_c و قطر داخلی پروانه تعیین کنیم، لازم است که هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (NPSHR) را بر حسب قطر داخلی به ازای مقادیر مختلف λ_w از رابطه (۸۴) به دست آوریم.

$$NPSH = \lambda_c \frac{c_{1m}^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g} \quad (۸۴)$$

به عنوان مثال گراف زیر را مشاهده کنید:



شکل ۴۱- بهینه‌سازی قطر ورودی پروانه بر حسب هد مکش مثبت خالص مورد نیاز

همچنین لازم به ذکر است که این ضرایب بر حسب ضریب کاویتاسیون نیز تعریف می‌شوند که در رابطه زیر مشاهده می‌شود:

$$\sigma = (\lambda_c + \lambda_w)\varphi_1^2 + \lambda_w\left(1 - \frac{\varphi_1}{\tan\alpha_1}\right)^2 \quad (85)$$

$$\sigma = \frac{2gNPSH}{u_1^2} \quad (86)$$

که در آن φ_1 ضریب جریان می‌باشد که بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\varphi_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad (87)$$

ضریب λ_c شتاب و افت را در ورودی پوشش می‌دهد. برای پیک‌های کم فشار در پره‌ها مورد محاسبه قرار می‌گیرد. ضریب λ_w را می‌توان از رابطه زیر نیز محاسبه نمود:

$$\lambda_c = 1 + \zeta_E \quad (88)$$

که در این رابطه ζ_E ضریب افت ورودی می‌باشد.

$$\zeta_E = 0.75\left(\frac{d_1^2 - d_n^2}{d_s^2}\right) \quad (89)$$

برای ورودی‌های محوری λ_c برابر با ۱,۱ و برای پمپ‌های با ورودی‌های شعاعی این مقدار از ۱,۲ تا ۱,۳۵ متغیر خواهد بود (بسته به نوع طراحی). عکس این موضوع، λ_w به معیارهای کاویتاسیون بستگی نداشته، اما به پارامترهای ابعادی و عملیاتی بستگی دارد.

شرایط این فاز عملیاتی، ورودی بدون شوک یا نرخ جریان در شرایط بهترین کارائی می‌باشد ($q^* = \frac{Q}{Q_{opt}} = 1$).

جدول ۱۰- ضرایب λ_w برای جریان بدون شوک

$NPSH_3$	$\lambda_{w,3}$	$NPSH_i$	$\lambda_{w,i}$
impeller	۰,۱ تا ۰,۳	impeller	۰,۴ تا ۱,۵ (۲,۵)
inducer	۰,۰۳ تا ۰,۰۶	inducer	۰,۲ تا ۰,۳

اگرچه میزان λ_w به ابعاد و هندسه پروانه بستگی دارد، اما می‌توان با فرضیاتی ساده قطر ورودی پروانه d_1 را به دست آورد:

$$d_{1,opt} = 3.25 \left(\frac{Q_{La}}{nk_n} \right)^{1/3} \left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w} \right)^{1/6} \quad (90)$$

$$\varphi_{1,opt} = \sqrt{\frac{\lambda_w}{2(\lambda_w + \lambda_c)}} \quad (91)$$

$$n_{ss} = \frac{98}{(\lambda_w + \lambda_c)^{0.25}} \left(\frac{k_n}{\lambda_w} \right)^{0.5} \quad (92)$$

- طراحی جهت هد مکش مثبت خالص ابتدایی (NPSHi)

پروانه‌های مکش پمپ‌های فشار بالا با u_1 بزرگ‌تر از ۵۰ متر بر ثانیه باید طوری طراحی شوند که از آسیب‌های احتمالی کاویتاسیون در آن‌ها جلوگیری شود. در u_1 بالاتر از ۷۵ متر بر ثانیه، پروانه باید به صورت مجازی بدون پدیده کاویتاسیون عمل کند. با توجه به این موضوع، قطر داخلی پروانه از رابطه زیر می‌تواند مورد محاسبه قرار گیرد:

$$d_{1,opt} = \sqrt{d_n^2 + 10.6 \left(\frac{Q_{La}}{n} \right)^{2/3} \left(\frac{\lambda_c + \lambda_{w,i}}{\lambda_{w,i}} \right)^{1/3}} \quad (93)$$

لازم به ذکر است که تمامی این ضرایب به صورت بسیار حساسی به پروفیل پره، زاویه حمله و غیر یکنواختی جریان ورودی بستگی دارند.

❖ گام هفتم- قطر داخلی پروانه در خط جریان داخلی (d_{1i})

حد پایینی برای d_{1i} معمولاً از طریق قرار دادن پروانه بر روی شفت به دست می‌آید. برای پروانه‌های پمپ‌های باتاقان میانی (BB) و پمپ‌های با سرعت مخصوص کمتر از ۲۵ تا ۳۰، قطر d_{1i} باید در کمترین حد خود انتخاب شود تا میزان پایداری منحنی $Q - H$ بهبود یابد. در پروانه‌های آویخته^{۱۲} و پروانه‌های با سرعت مخصوص بالا، d_{1i} نباید بسیار کوچک انتخاب شود تا زوایای ورودی پره بزرگی ایجاد نشوند. این دلایل سبب جدایش جریان بیش از اندازه‌ای در نزدیکی هاب و در خلال عملکرد با دبی کم می‌شوند.

¹² overhung

❖ گام هشتم- زوایای ورودی پره پروانه

از آن جایی که قطر ورودی پروانه از گام ششم تعیین شده است، تمامی مقادیر مثلث سرعت ورودی را می توان از روابط زیر محاسبه نمود:

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (94)$$

با محاسبه سرعت جانبی، به محاسبه مولفه مریدیونالی سرعت مطلق می پردازیم:

$$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{A_1} \quad \text{that } A_1 = \pi(d_1^2 - d_n^2) = \pi d_{1b} b_1 \quad (95)$$

سپس مولفه جانبی سرعت مطلق را محاسبه می کنیم:

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} \quad (96)$$

در این قسمت به محاسبه سرعت نسبی می پردازیم:

$$w_1^2 = c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2 \quad (97)$$

ضریب جریان نیز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\varphi_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad (98)$$

زاویه جریان ورودی بدون هیچ انسدادی از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad (99)$$

انسداد پروانه از طریق زیر محاسبه می شود:

$$\tau_1 = \left\{ 1 - \frac{Z_{La} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1} \quad (100)$$

زاویه ورودی با انسداد به صورت زیر می باشد:

$$\beta_1' = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}} \quad (101)$$

زاویه پره برای زوایای حمله انتخاب شده به صورت زیر می باشد:

$$\beta_{1B} = \beta_1' + i_1' \quad (1.02)$$

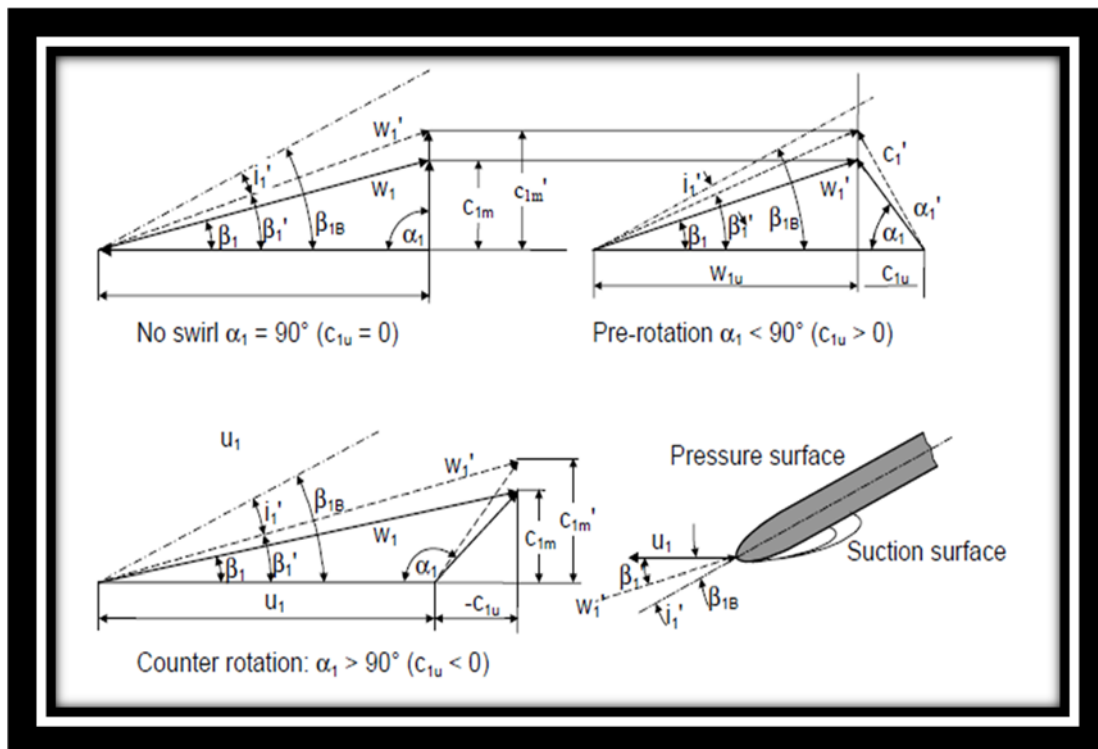
لازم به ذکر است که:

$$\beta_{1B} = \beta_1' + i_1' = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}} + i_1 \quad (1.03)$$

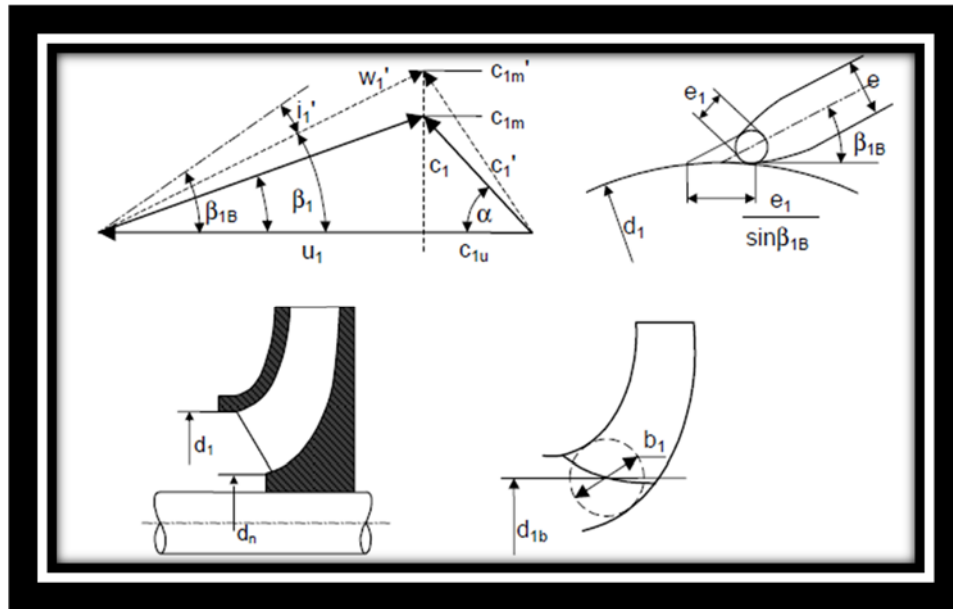
که در این رابطه i_1 بین صفر تا چهار درجه می‌باشد. در شرایطی که c_{1m} و τ_1 ثابت باشند، خواهیم داشت:

$$\tan \beta_{1B}(r) = \frac{r_a}{r} \tan \beta_{1B,a} \quad (1.04)$$

جهت مشاهده مثلث‌های سرعت در ورودی به شکل زیر توجه کنید:



شکل ۴۲- مثلث‌های سرعت در ورودی پروانه



شکل ۴۳- مثلث‌های سرعت در ورودی پروانه

با توجه به رابطه زیر که نشان‌دهنده نرخ جریان در ورودی بدون شوک می‌باشد، این میزان به مقدار محسوسی بالاتر از سطح بهترین نقطه عملکرد می‌باشد.

$$\varphi_{1,SF} = \left(1 - \frac{c_{1u}}{u_1}\right) \frac{\tan\beta_{1B}}{\tau_1} \quad (105)$$

با افزایش سرعت نوک u_1 در ورودی پروانه، زاویه حمله کوچک‌تر باید انتخاب شود تا ضخامت حفره‌ها را کاهش داده و از این رو سبب کاهش احتمال آسیب‌های ناشی از کاویتاسیون شود.

به جای زاویه حمله، می‌توان از زاویه دیگری به نام زاویه اغراق (یا بزرگ‌نمایی) نیز استفاده نمود. این زاویه نسبت بین مماس زاویه پره به مماس زاویه جریان با انسداد را تشکیل می‌دهد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

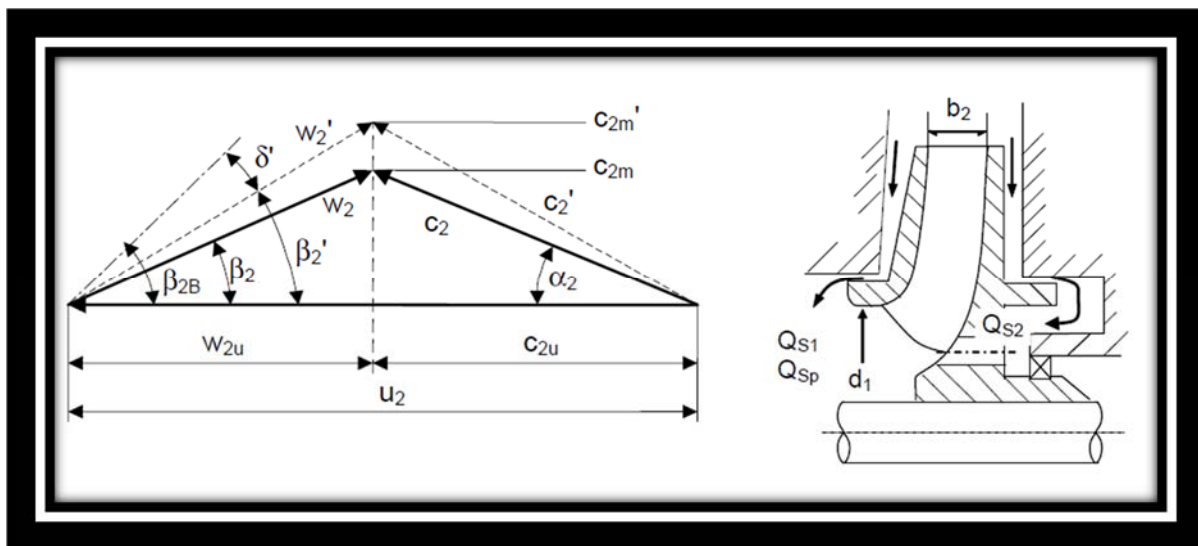
$$a_{ex} = \frac{\tan\beta_{1B}}{\tan\beta_1'} \quad (106)$$

برای پروانه‌های شعاعی این ضریب بین ۱,۱ تا ۱,۲ بوده و در پروانه‌های نیمه‌محوری این مقدار از ۱,۰۵ تا ۱,۱ می‌باشد. در پروانه‌های طراحی شده جهت NPSHi پایین، این ضریب بین ۰,۹۵ تا ۱,۰۵ انتخاب می‌شود.

در صورتی که پمپ در سمت راست از نقطه بهترین کارایی بسیار دور باشد ($Q_{opt} \ll Q_{max}$)، قطر ورودی و زاویه حمله باید متناسب با این اختلاف بزرگ شوند. اگرچه این موضوع سبب افزایش خصوصیات کاپیتاسیون در نقطه بهترین کارایی و وخیم‌تر شدن شرایط می‌شود. بنابر این انتخاب‌ها و احتمال شرایط باید در هر زمینه‌ای مورد بررسی قرار گیرند.

❖ گام نهم- پهنای خروجی b_2

تعداد پره‌های پروانه، زاویه خروجی پره و پهنای خروجی، پارامترهایی هستند که به صورت جدا از یکدیگر نمی‌توانند انتخاب شوند. این پارامترها باید طوری با یکدیگر تطبیق داده شده و انتخاب شوند که ضریب هد خواسته شده با یک نمودار $Q - H$ پایدار را ارائه دهند. با توجه به شکل زیر مشاهده می‌شود که با افزایش پهنای خروجی سرعت مریدیونال c_{2m} کاهش یافته و در نتیجه c_{2u} افزایش می‌یابد.

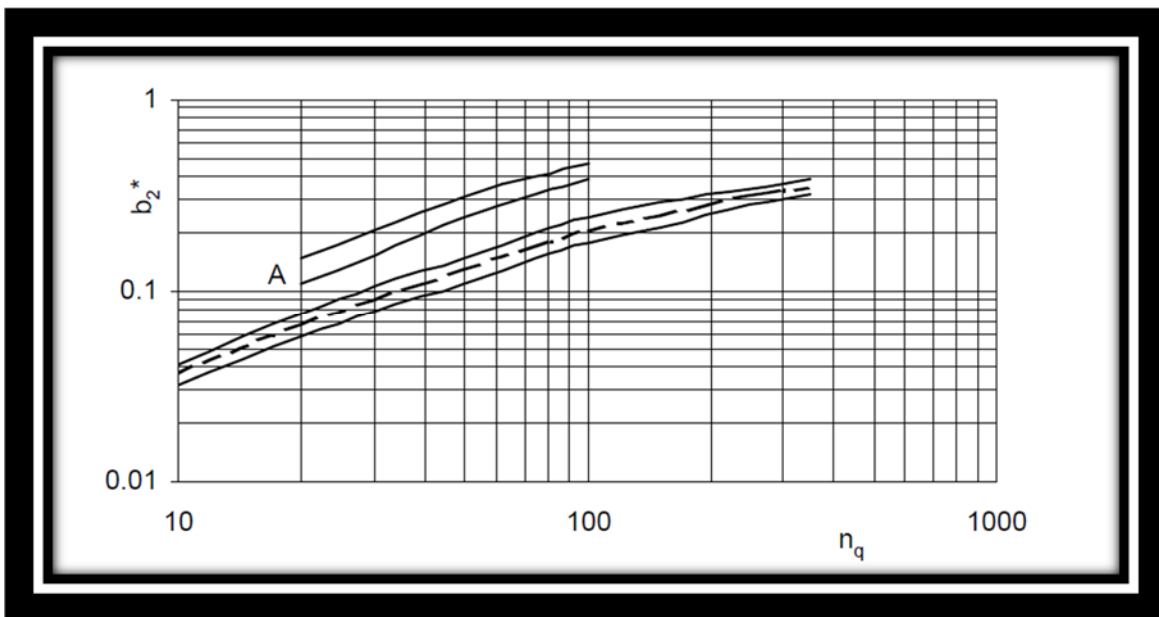


شکل ۴۴- مثلث‌های سرعت در خروجی پروانه

جریان بازچرخش در خروجی با افزایش نسبت b_2/d_2 تشدید شده و در نتیجه فشار شات-اف و مصرف انرژی افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که پهنای خروجی پروانه باید به اندازه کافی بزرگ باشد تا یک نمودار $Q - H$ پایدار به دست آید (به خصوص در سرعت‌های مخصوص پایین). بر عکس، غیریکنواختی جریان در خروجی پروانه با افزایش پهنای پروانه افزایش می‌یابد و همچنین افت‌های ناشی از جریان متلاطم را افزایش می‌دهد. لازم به ذکر است که همواره رعایت $b_2 < b_1$ الزامی می‌باشد.

از آنجایی که تمامی موارد بالا به صورت تئوری قابل محاسبه نمی‌باشند، پهنای خروجی نسبی $b_2^* = b_2/d_{2a}$ از محاسبات تجربی محاسبه می‌شود. جهت تحویل جریان خروجی پروانه در نزدیکی نقطه بهترین کارایی، به صورت تا حد ممکن یکنواخت و جلوگیری از افت‌های غیرضروری جریان متلاطم، باید سعی شود که تا حد امکان و با توجه به حد مجاز جهت پایداری نمودار $Q-H$ ، b_2^* کوچک انتخاب شود.

نمودار زیر محدوده انتخابی b_2^* را نشان می‌دهد:



شکل ۴۵- پهنای خروجی پروانه بر حسب سرعت مخصوص

لازم به ذکر است که نمودارهای A در نمودار بالا، برای پمپ‌های لجن‌کش می‌باشند.

همچنین می‌توان مقادیر نمودار بالا را از طریق رابطه زیر محاسبه نمود:

$$b_2^* = 0.017 + 0.262 \frac{n_q}{n_{q,Ref}} - 0.08 \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^2 + 0.0093 \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^3 \quad (107)$$

که در این رابطه $n_{q,Ref}$ برابر ۱۰۰ می‌باشد.

❖ گام دهم- زاویه خروجی پروانه β_{2B}

زاویه خروجی پره با توجه به هد تعیین شده یا ضریب هد مشخص شده در گام چهارم، با استفاده از مقادیر d_2 ، Z_{La} و b_2 که پیش از آن باید تعیین شوند، محاسبه می‌شود. با مشخص شدن ضریب خطا از روابط زیر و نیز مشخص شدن میزان کارائی هیدرولیکی، زاویه خروجی β_{2B} از طریق روش سعی و خطا مورد محاسبه قرار می‌گیرد.

تمامی محاسبات زیر جهت تعیین پارامترهای خروجی پروانه، لازم و ضروری می‌باشند:

سرعت جانبی در خروجی پروانه از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} \quad (108)$$

با محاسبه سرعت جانبی، به محاسبه مولفه مریدیونالی سرعت مطلق می‌پردازیم:

$$c_{2m} = \frac{Q_{La}}{A_2} \quad \text{that } A_2 = \pi d_{2b} b_2 \quad (109)$$

ضریب جریان خروجی در پروانه از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$\varphi_{2,La} = \frac{c_{2m}}{u_2} \quad (110)$$

جهت محاسبه انسداد پروانه از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\tau_2 = \left\{ 1 - \frac{Z_{La} e}{\pi d_2 \sin \beta_{2B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1} \quad (111)$$

سپس به محاسبه اثر قطر ورودی پروانه بر ضریب خطا می‌پردازیم:

$$k_w = 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{Lim}}{1 - \varepsilon_{Lim}} \right)^3 \quad (112)$$

و در این رابطه ε_{Lim} از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\varepsilon_{Lim} = \exp \left\{ -\frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{Z_{La}} \right\} \quad (113)$$

لازم به ذکر است که برای حالتی که میانگین هندسی قطر پروانه و دیفیوزر کوچکتر و مساوی (ε_{1m}) باشد، اثر قطر ورودی پروانه برابر با ۱ می‌شود.

ضریب خطا، پس از محاسبات بالا، از طریق زیر محاسبه می‌شود:

$$\gamma = f_1 \left\{ 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{Z_{La}^{0.7}} \right\} k_w \quad (114)$$

که در آن برای پروانه‌های شعاعی f_1 برابر با ۰,۹۸ و برای پروانه‌های نیمه محوری نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$f_1 = 1.02 + 1.2 * 10^{-3} (n_q - 50) \quad (115)$$

سپس مولفه جانبی سرعت مطلق را محاسبه می‌کنیم:

$$c_{2u} = u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right) \quad (116)$$

این پارامتر را می‌توان از طریق هد اندازه‌گیری شده نیز محاسبه نمود:

$$c_{2u} = \frac{g}{\eta_h} \frac{H}{u_2} + \frac{u_{1m} c_{1u}}{u_2} \quad (117)$$

ضریب خطا را نیز می‌توان از طریق تست محاسبه نمود:

$$\gamma = \frac{c_{2u}}{u_2} + \frac{\varphi_{2,La} \tau_2}{\tan \beta_{2B}} \quad (118)$$

در این قسمت به محاسبه سرعت مطلق می‌پردازیم:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2m}^2} \quad (119)$$

در این قسمت به محاسبه سرعت نسبی می‌پردازیم:

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} \quad (120)$$

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} \quad (121)$$

از رابطه زیر می‌توان زاویه خروجی مطلق را بدون انسداد محاسبه نمود:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{c_{2m}}{c_{2u}} \quad (122)$$

زاویه خروجی نسبی با انسداد را از طریق زیر می‌توان محاسبه نمود:

$$\beta_2' = \arctan \frac{C_{2m} \tau_2}{W_{2u}} \quad (123)$$

زاویه خروجی نسبی بدون انسداد را از طریق زیر می‌توان محاسبه نمود:

$$\beta_2 = \arctan \frac{C_{2m}}{W_{2u}} \quad (124)$$

در پایان، زاویه انحراف نیز از طریق زیر محاسبه می‌شود:

$$\delta' = \beta_{2B} - \beta_2' \quad (125)$$

$$\delta = \beta_{2B} - \beta_2 \quad (126)$$

زاویه خروجی پروانه‌های شعاعی با ۵ تا ۷ پره، معمولاً در محدوده بین ۱۵ تا ۴۵ درجه می‌باشند. در بسیاری از موارد، زوایا بین ۲۰ تا ۲۷ درجه انتخاب می‌شوند. تنظیم زوایای خروجی و پهنای خروجی، یک عمل بهینه‌سازی است که در خلال رعایت ملزومات کارائی و پایداری نمودار $Q - H$ باید مد نظر قرار گیرد. یک معیار ممکن، کمینه کردن زاویه انحراف δ_2 است که بیشتر از ۱۰ تا ۱۴ درجه نباید باشد. این عمل جهت جلوگیری و محدود ساختن افت‌های اغتشاشی ناشی از توزیع غیر یکنواخت جریان می‌باشد.

هد مورد نظر با توجه به رابطه زیر به صورت ترکیبی از روابط بین Z_{La} و b_2 و β_{2B} به دست می‌آیند:

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q_{La}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[\tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (127)$$

که در این رابطه A_2 از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$A_2 = \pi d_{2b} b_2 \quad (128)$$

طول پره به دست آمده از طراحی، به زوایای ورودی و خروجی بستگی دارد. در نتیجه این موضوع به بارگذاری هیدرولیکی پره نیز تعمیم می‌یابد. تمامی این پارامترها باید به صورت مجموع مورد بهینه‌سازی قرار گیرند. لازم به ذکر است که هیچ کدام از این پارامترها نمی‌توانند به صورت جداگانه تعیین شوند.

در سرعت‌های مخصوص بین ۴۰ تا ۶۰، زاویه خروجی پره در عرض خروجی پروانه نباید به صورت ثابت باشد. خط جریان خروجی

بدون بارگذاری می‌باشد پس $\beta_{2B,a} < \beta_{2B,m} < \beta_{2B,i}$

لازم به ذکر است که هد بر اساس زاویه میانگین $\beta_{2B,m}$ مورد محاسبه قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که روابط ۴۵ تا ۶۳، پس از تعیین زاویه خروجی پروانه تعیین می‌شوند.

جهت جلوگیری از جدایش زود هنگام (stall) و افت‌های کارائی، نسبت افت سرعت (شتاب منفی) نباید از مقدار ۰,۷ کمتر شود. به این معیار، معیار دی هالر^{۱۳} می‌گویند.

❖ گام یازدهم- ضخامت پره

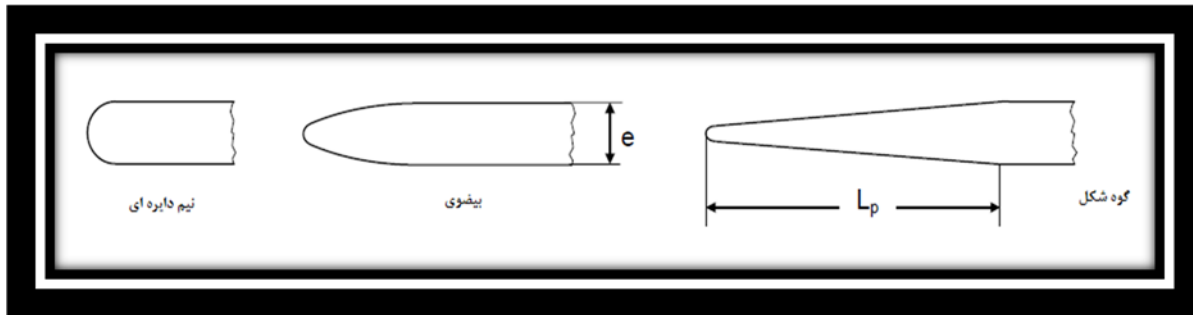
ملزوماتی مانند قابلیت ریخته‌گری و مقاومت مکانیکی ضخامت پره را تعیین می‌کند. تجربه نشان می‌دهد که این ملزومات زمانی که نسبت e/d_2 مورد انتخاب قرار می‌گیرد، مد نظر قرار می‌گیرند. این نسبت بین ۰,۱۶ تا ۰,۲۲ انتخاب می‌شود. محدوده بالایی به پروانه‌های فشار بالا با هدی بیشتر از ۶۰۰ متر در هر طبقه بر می‌گردد. محدوده پایینی در پمپ‌های با هد و سرعت مخصوص پایین کاربرد دارد. با افزایش عرض پروانه که معمولاً با افزایش سرعت مخصوص همراه است، تنش پره در هد مورد نظر افزایش می‌یابد. کمترین ضخامت پره در ریخته‌گری‌های با کیفیت بالا ممکن می‌باشد. این میزان به کیفیت فرآیند ریخته‌گری بستگی داشته و از ۳ تا ۵ میلی‌متر متفاوت می‌باشد.

❖ گام دوازدهم- پروفیل‌های لبه حمله پره

پروفیل لبه حمله نامناسب سبب تولید سرعت بیش از اندازه و متناسب با آن پیک‌های کم‌فشار بسیار قوی می‌شوند که سبب آسیب‌رسانی در پدیده کاویتاسیون شده و حتی می‌تواند بر روی کارائی نیز تاثیر بگذارد. طراحی لبه حمله به صورت نیم دایره‌ای تنها برای پمپ‌های بسیار کوچک کاربرد دارد و در دیگر پمپ‌ها نامطلوب می‌باشد. پروفیل ورودی بیضوی، شکل توزیع فشار مناسبی را فراهم می‌آورد. در صورتی که پروفیل بیضوی در یک مسیر کوتاه گسترده شود، حساسیت پره‌ها به زاویه حمله بالا، کمتر می‌شود.

در مقابل، پروفیل‌های گوه شکل بلند، تنها در ورودی‌های بدون شوک خوب عمل می‌کنند زیرا که سرعت‌های بالا در جریان‌های حمله‌ای تولید می‌شوند. پروفیل‌های بلند و نازک گوه‌ای شکل، با توجه به کیفیت ریخته‌گری (شکسته شدن پره به دلیل سرد شدن سریع پروفیل‌های نازک) و در پارامترهایی مثل مقاومت و ریسک شکستن پره نامناسب می‌باشند.

¹³ De Haller



شکل ۴۶- پروفیل‌های لبه حمله پره‌های پروانه

با توجه به محاسبات انجام شده، کمترین ضریب فشار در زاویه حمله صفر (ورودی بدون شوک) برابر است با:

$$\Delta p = c_{p,min} \frac{\rho}{2} w_1^2 \quad (129)$$

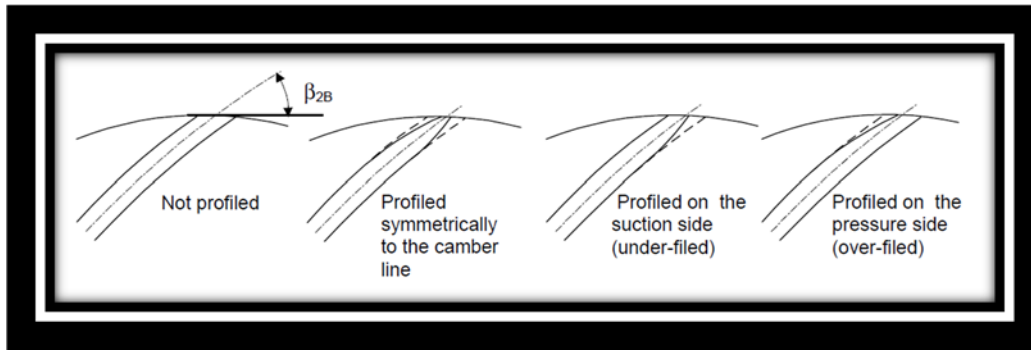
$$c_{p,min,SF} = 0.373 \frac{e}{L_p} (2 + 0.373 \frac{e}{L_p}) \quad (130)$$

باید در نظر داشت که L_p طول پروفیل از لبه حمله به نقطه‌ای از تیغه که ضخامت پره در آن کامل است می‌باشد. با توجه به روابط بالا، برای یک پروفیل نیم دایره که در آن نسبت $\frac{e}{L_p}$ برابر ۲ است، $c_{p,min,SF}$ مقداری در حدود ۲,۰۵ خواهد داشت. برای یک پروفیل بیضوی که در آن نسبت $\frac{e}{L_p}$ برابر ۰,۲ است، $c_{p,min,SF}$ مقداری در حدود ۰,۱۵۵ خواهد داشت.

❖ گام سیزدهم- پروفیل‌های لبه فرار پره

دو فلسفه طراحی در این قسمت مورد استفاده قرار می‌گیرد:

- با توجه به شکل زیر، پره‌ها به سمت انتهای پره (لبه فرار) به اندازه نصف ضخامت پره $e_2 = \frac{1}{2}e$ جهت کاهش افت‌های ناشی از اغتشاش و دنباله‌ها و نوسانات فشاری، باریک می‌شوند.



شکل ۴۷- انواع لبه‌های فرار پره‌های پروانه

- ضخامت پره می‌تواند تا انتهای لبه فرار به صورت کامل شکل داده شود تا امکان کاهش هد از بین برود. همچنین به دلیل مشکلات هزینه‌ای، می‌توان از پروفیل خارجی چشم‌پوشی کرد.

پس از این گام، تمامی پارامترهای مورد نیاز برای طراحی اولیه پروانه به دست آمده است. پس از انجام طراحی اولیه، طول پره‌ها و سطح مقطع کانال‌ها به دست می‌آیند. سپس به سراغ تعیین بار روی پره‌ها و نسبت کاهش سطح پره‌ها می‌رویم.

❖ گام چهاردهم- بار پره‌ها

در واقع معیار قابل اعتمادی برای طول بهینه پره در دسترس نمی‌باشد. در هر حال محدوده‌های متفاوتی برای بارهای هیدرودینامیکی پره پیشنهاد شده است. با استفاده از این ضرایب بار پره، امکان تعیین و مقایسه طول پره انتخابی و تعداد پره‌ها فراهم می‌باشد. استفاده از این معیارها، بستر مناسبی را جهت یک طراحی مستحکم فراهم می‌کند.

- ارزیابی تعدادی از پمپ‌های شعاعی، نتایجی را جهت بار پره‌ها و مقایسه طول پره‌ها به ما ارائه می‌دهد. از این رو، بار موثر یک پره از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\xi_{eff} = \frac{2\pi\psi_{opt}}{\eta_h z_{La} L_{sch}^* (w_1^* + w_2^*)} \quad (131)$$

محدوده بار مجاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\xi_{al} = \left(\frac{n_{q,Ref}}{n_q} \right)^{0.77} \quad n_{q,Ref} = 40 \quad (132)$$

به طور کلی جهت کاهش نوسانات فشار و نیروهای محرک هیدرولیکی (تحریک کننده)، پیشنهاد می شود که بار پره ها معمولا ۱۰ درصد کمتر از میزان محاسبه شده در رابطه شماره (۱۳۲) انتخاب شود.

- روش دیگر محاسبه ضریب برا (لیفت) از طریق رابطه زیر می باشد:

$$\xi_a = \frac{\pi\psi_{th}}{z_{La}L_{sch} * \sqrt{\varphi_2^2 + \left(1 - \frac{\psi_{th}}{4} \left\{1 - \frac{\sin \varepsilon_{MS}}{z_{La}}\right\}\right)^2}} \quad (133)$$

که در آن ξ_a نباید از ۰,۹ بیشتر شود.

لازم به ذکر است که در رابطه بالا L_{sch}^* طول پره می باشد. همچنین در پروانه های محوری ε_{MS} برابر صفر می باشد.

❖ گام پانزدهم- مساحت گلوگاه A_{1q}

با توجه به مباحث ذکر شده، زوایای پره و سطح مقطع کانال جهت جریان خواسته شده باید با یکدیگر مطابقت داشته باشند. در نقطه طراحی، کاهش نسبت بردار سرعت نسبی w_1 به سرعت جریان میانگین w_{1q} در مساحت گلوگاه، جهت جلوگیری از باز چرخش داخلی زودرس، نباید بسیار بزرگ باشند. همچنین با توجه به کایتاسیون در دبی های بالا، مواردی چون شتاب نیز باید تحت کنترل باشد. با توجه به ارزیابی پمپ های در حال کارکرد، مساحت گلوگاه باید طوری انتخاب شود که نسبت w_{1q}/w_{1m} در نقطه بهترین کارایی با جریان ورودی محوری در محدوده بین ۰,۷۵ تا ۰,۸۵ و همچنین در پمپ هایی با پوسته های با ورودی شعاعی (پمپ های BB) بین ۰,۶۵ تا ۰,۷۵ باشد. در بیشترین نرخ دبی نسبت w_{1q}/w_{1m} نباید از مقدار ۱ تجاوز کند. لازم به ذکر است که بردار سرعت نسبی w_{1m} در خط جریان میانگین d_{1m} مورد محاسبه قرار می گیرد.

❖ گام شانزدهم- فاصله پره a_2 در خروجی

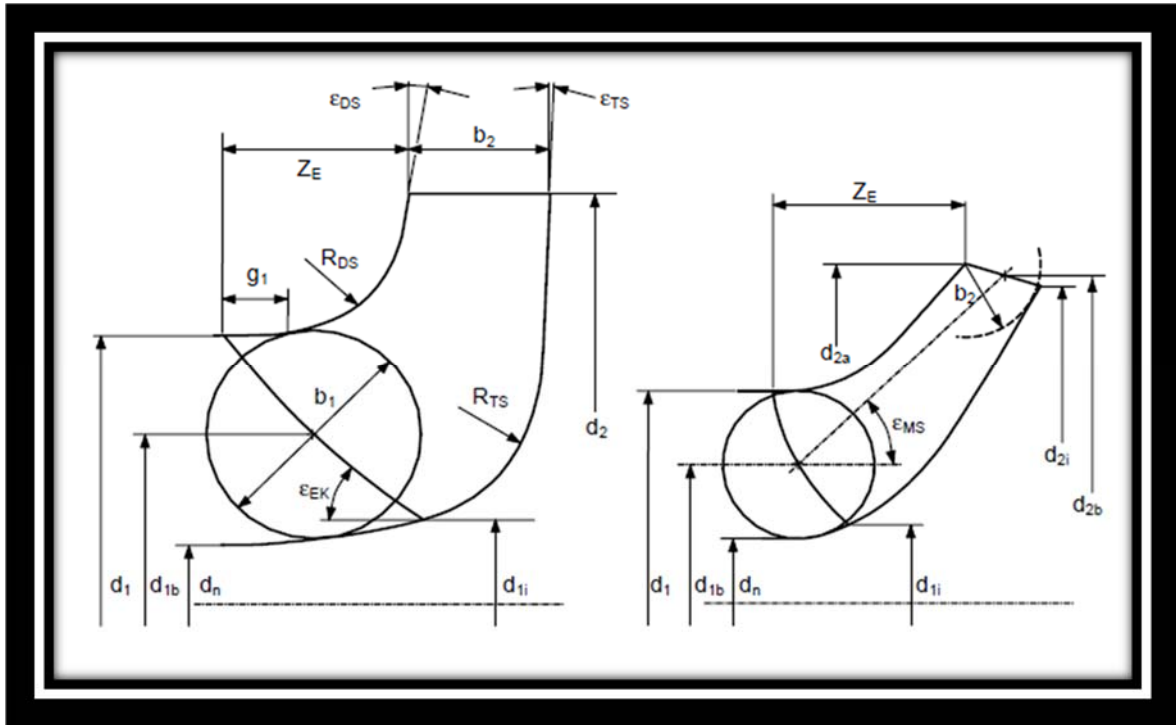
فاصله بین پره ها در خروجی a_2 با زاویه خروجی β_{2B} ، جهت اطمینان از حصول ضریب خطا، باید مطابقت داشته باشند. جهت این موضوع زاویه $\beta_{a2} = \arcsin \frac{a_2}{t_2}$ تعریف شده و با زاویه β_{2B} مورد مقایسه قرار می گیرد. تجربه نشان می دهد که نسبت زاوای $\sin \beta_{a2} / \sin \beta_{2B}$ باید در محدوده بین ۰,۷ تا ۰,۹ باشد. لازم به ذکر است که t گام پره می باشد.

$$t_2 = \frac{\pi * d_2(mm)}{z_{La}} \quad (134)$$

۲،۳،۲،۲ طراحی پروانه

❖ طراحی قسمت مریدیونال

قسمتی که در راستای محور پروانه به صورت سرتاسری می‌باشد را قسمت مریدیونال می‌گویند. در شکل زیر تمامی پارامترهای طراحی برای قسمت مریدیونال را مشاهده می‌کنید:



شکل ۴۸- پارامترهای طراحی برای قسمت مریدیونال- سمت چپ پروانه شعاعی، سمت راست پروانه نیمه محوری

جهت طراحی قسمت مریدیونال، جزئیات مکان لبه حمله در کنار ابعاد $(d_2, b_2, d_1, d_{1i}, d_n)$ که در قسمت‌های قبل تعیین شد، مورد نیاز می‌باشد. روش محاسبه امتداد محوری Z_E و شعاع انحنای شروع جلویی R_{DS} از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرند:

$$Z_E = (d_{2a} - d_1) \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^{1.07} \quad (135)$$

که خواهیم داشت:

$$R_{DS} = (0.6 \text{ to } 0.8) b_1 \quad (136)$$

$$b_1 = \frac{1}{2}(d_1 - d_n) \quad (137)$$

که در این روابط $n_{q,Ref} = 74$ می‌باشد.

شرایط دبی ایده‌آل با حرکت دادن لبه حمله به سمت چشم پروانه به دست می‌آید. در این روش بارهای کم بر روی پره و متعاقباً تاخیر در نوسانات کم فشار ایجاد می‌شود و در نتیجه کاویتاسیون کاهش می‌یابد. لبه حمله در مسیر جریان خروجی نباید در محدوده انحنای زیاد قرار بگیرد اما ترجیح داده می‌شود که قبل از نقطه شروع انحنای شروود جلویی قرار بگیرد. از این رو شعاع R_{DS} نباید مماس بر نقطه‌ای که به وسیله Z_E تعریف می‌شود باشد. اما قسمت کوتاه $g_1 = (0.2 \text{ to } 0.3) * b_1$ تنها با یک افزایش کوچک در شعاع، جهت رسیدن به توزیع فشار مسطح ایجاد می‌شود. برای پمپ‌های کوچک، یا زمانی که یک امتداد محوری کوتاه در پروانه مد نظر می‌باشد، مقادیر بسیار کوچک‌تری برای Z_E و R_{DS} از روابط بالا مورد محاسبه قرار می‌گیرد.

زاویه ε_{DS} که شکل شروود جلویی در خروجی پروانه را تعیین می‌کند، با توجه به سرعت مخصوص قابل تعیین می‌باشد. این زاویه جهت تاثیر بر پروفیل سرعت در خروجی پروانه قابل استفاده می‌باشد. برای سرعت‌های مخصوص کمتر از ۲۰، معمولاً این زاویه برابر با صفر انتخاب می‌شود. برای پروانه‌های شعاعی با سرعت‌های مخصوص بالاتر، ε_{DS} بین ۱۵ تا ۲۰ درجه افزایش می‌یابد.

با دانستن پارامترهای $R_{DS}, d_2, b_2, d_1, g_1, \varepsilon_{DS}, Z_E$ امکان کشیدن خط جریان خارجی که به وسیله منحنی آزاد تعریف و یا توسط خطوط صاف و کمان‌های دایروی سر هم می‌شوند، فراهم می‌شود.

زاویه ε_{TS} که شکل شروود پشتی در نزدیکی خروجی پروانه را تعیین می‌کند، می‌تواند مثبت یا منفی انتخاب شود. در سرعت‌های مخصوص کمتر از ۳۰ این زاویه صفر انتخاب می‌شود (بعضی از سازندگان این زاویه را منفی در نظر می‌گیرند). در سرعت‌های مخصوص بالا ε_{TS} مثبت انتخاب می‌شود ($\varepsilon_{TS} < \varepsilon_{DS}$).

خط جریان داخلی باید به شکلی باشد که سطح مقطع ($A = 2\pi r b$) به صورت پیوسته در خط جریان متوسط تغییر کند.

لبه حمله پره به صورت اولیه از انتخاب پارامترهای d_1, d_{1i} و Z_E و خط جریان داخلی طراحی شده به دست می‌آید. مکان لبه حمله بیشترین اثر را بر رفتار پمپ با دبی کم دارد. معیارهای زیر در چگونگی شکل لبه حمله مورد استفاده قرار می‌گیرند:

- در پمپ‌های چند طبقه با سرعت‌های مخصوص کمتر از ۲۵، زاویه ε_{EK} باید به اندازه کافی بزرگ طراحی شود تا از افت

نمودار $Q - H$ به سمت دبی صفر جلوگیری شود.

- برای پروانه‌هایی با ورودی محوری زاویه ε_{EK} بین ۳۰ تا ۴۰ درجه انتخاب می‌شود.
 - در صورتی که زاویه ε_{EK} بسیار کوچک انتخاب شود، ممکن است با مشکلاتی در زمینه کاویتاسیون در هاب و ناپایداری-های نمودار $Q - H$ مواجه شویم.
 - در صورتی که زاویه ε_{EK} بسیار بزرگ انتخاب شود، می‌تواند سبب مقادیر کم d_{1i} و زوایای بسیار بزرگ پره $\beta_{1B,i}$ در هاب شود.
- همانطور که گفته شد، قسمت مریدیونال به طور موثری توزیع جریان در پهنای پره و در نتیجه افت‌های اغتشاشی، رفتار در دبی-های کم و پایداری نمودار $Q - H$ را تعیین می‌کند.
- معیارهایی که برای قسمت مریدیونالی باید بررسی شود:

- لبه حمله باید به خط جریان خارجی با بیشترین زاویه ممکن متصل شود تا از انسدادهای محلی در مواردی که پره‌ها پیچیده می‌باشند، جلوگیری شود.
- انحنای خط جریان‌های خارجی و داخلی و سطح مقطع‌های $A = 2\pi r b$ باید در امتداد خط جریان میانگین به صورت پیوسته تغییر کند.

❖ طراحی پره

طراحی پره جهت تعیین شکل پره در امتداد خط جریان‌های خارجی، داخلی و میانگین می‌باشد که زوایای داخلی و خارجی جهت تعیین شکل، از قسمت اول به دست آمده‌اند. یک پره یک انحنای سه بعدی در راستای هر یک از محورهای چرخش را شرح می‌دهد: به عنوان مثال، در امتداد خط جریان خارجی که به وسیله قسمت مریدیونالی تعریف می‌شود. این انحنای می‌تواند به وسیله تصویرش بر روی قسمت مریدیونالی شرح داده شود. هر نقطه از این انحنای به وسیله مختصات r, z, ε در فضا تعریف می‌شود. با توجه به شکل شماره ۴۹ قسمت (a)، المانی از خط مرکز خارجی که بین نقاط ۵ و ۶ بر روی شعاع r_5 و r_6 می‌باشد را در نظر بگیرید. در قسمت مریدیونالی، این المان طولی برابر زیر دارد:

$$\Delta m = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta z^2} \quad (138)$$

در شکل شماره ۴۹ قسمت‌های (b) و (e)، مکان نقاط ۵ و ۶ به وسیله شعاع و زاویه $\Delta \varepsilon$ تعریف می‌شود. فاصله بین نقاط ۵ و ۶ از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta g = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta u^2} \quad (139)$$

طول المان خط جریان در فضا از طول المان در نمای مسطح Δg و امتداد آن در جهت محوری Δz (عمود بر نمای مسطح) به دست می‌آید:

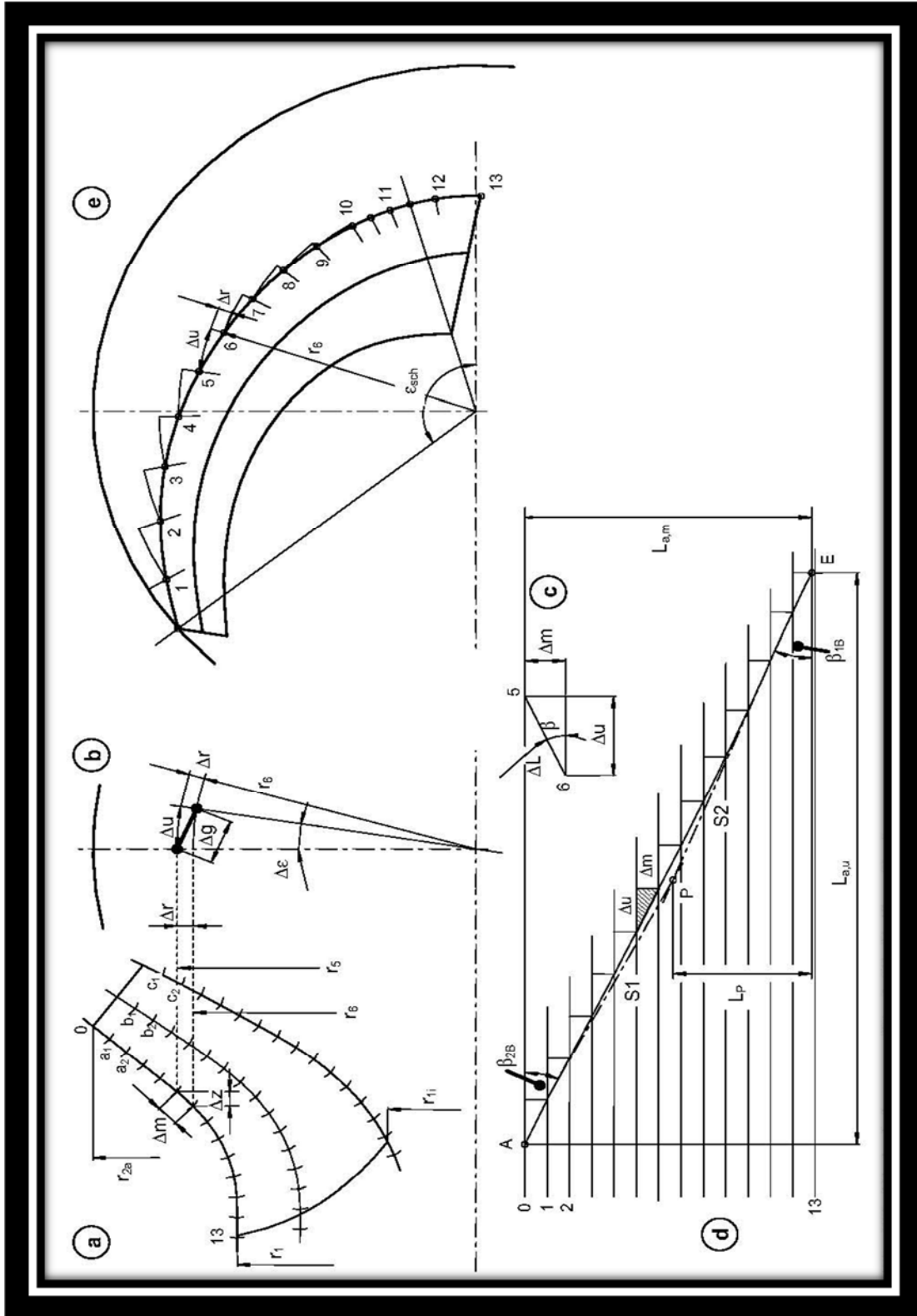
$$\Delta L = \sqrt{\Delta g^2 + \Delta z^2} \quad (140)$$

به وسیله معادلات ۱۴۰ و ۱۴۱، رابطه بین طول واقعی المان خط جریان ΔL و تصویر آن Δm در قسمت مریدیونال و تصویر Δu در نمای مسطح از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\Delta L = \sqrt{\Delta g^2 + \Delta z^2} = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta u^2 + \Delta z^2} = \sqrt{\Delta m^2 + \Delta u^2} \quad (141)$$

فاصله ΔL ، Δu و Δm با توجه به شکل شماره ۴۹ قسمت (c) یک مثلث راست گوشه را ایجاد می‌کند که دارای یک زاویه حقیقی β بین المان خط جریان β و جهت مماسی Δu است.

در صورتی که خط جریان به صورت گام به گام و با توجه به فرآیند گفته شده به نقشه و طرح تبدیل شود، اندازه‌ها و زوایای اصلی نسبت به جهت پیرامونی به دست می‌آیند. این فرآیند جهت طراحی مختصات طراحی در نمای مسطح از قسمت مریدیونالی تعریف شده استفاده می‌شود و یک پره توسعه یافته باید در این قسمت تعریف شود. در روش بالا مثلث‌های منحنی‌الخط با مثلث‌های مستقیم‌الخط جابه‌جا می‌شوند. با انتخاب المان‌های کوچکتر، تقریب بهتری حاصل می‌شود.



شکل ۴۹- طراحی پره با توجه به روش کاپلان

از روش‌های متفاوت طراحی پره، روش کاپلان در قسمت زیر توضیح داده شده است:

- بسته به پهنای پروانه، از یک تا پنج سطح چرخش اضافی به علاوه خط جریان داخلی و خارجی، در قسمت مریدیونال کشیده می‌شود. این سطوح می‌توانند به عنوان خط جریان قطعات با جریان یکسان باشند. در انتهای این قسمت، بردارهای عمود بر خطوط جریان کشیده می‌شوند. از این‌رو، پهنای بین دو خط جریان طوری تعیین می‌شود که یک جریان یکسان ($\Delta Q = 2 * \pi * r * \Delta b * c_m$) از هر کانال عبور کند (c_m را ثابت فرض می‌کنیم).
- تمامی سطوح چرخش یا خطوط جریان به تعداد n المان مشابه با طول یکسان Δm تقسیم می‌شوند (به عنوان مثال این طول در حدود ۸ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود). با توجه به شکل شماره ۴۹ قسمت (a) نقاط a_1 تا a_n و b_1 تا b_n به دست می‌آیند.
- در توسعه پره با توجه به شکل شماره ۴۹ قسمت (d)، n خط مستقیم موازی با فاصله Δm از یکدیگر رسم شده‌اند. اندازه‌های $L_{a,m}$ ، $L_{b,m}$ و $L_{c,m}$ از قسمت مریدیونالی توسعه یافته به دست می‌آیند. این ابعاد تصویر خطوط جریان را بر قسمت مریدیونالی تشکیل می‌دهند.
- طول $L_{a,u}$ خطوط جریان در جهت جانبی هم‌چنان مجهول می‌باشد. با استفاده از چند محدودیت این پارامتر به آسانی قابل انتخاب می‌باشد. یک راه ممکن شامل تعریف قانون توسعه با توجه به شکل شماره ۵۰ می‌باشد. شروع با $\beta_{j=0}$ در نقطه A در شکل شماره ۴۹ قسمت (d)، طول جانبی Δu المان Δm از رابطه ۱۴۲ مورد محاسبه قرار می‌گیرد. برای هر قسمت z باید از مکان نقطه بعدی به دست آید.

$$\Delta u_j = \frac{\Delta m_j}{\tan \beta_j} \quad (142)$$

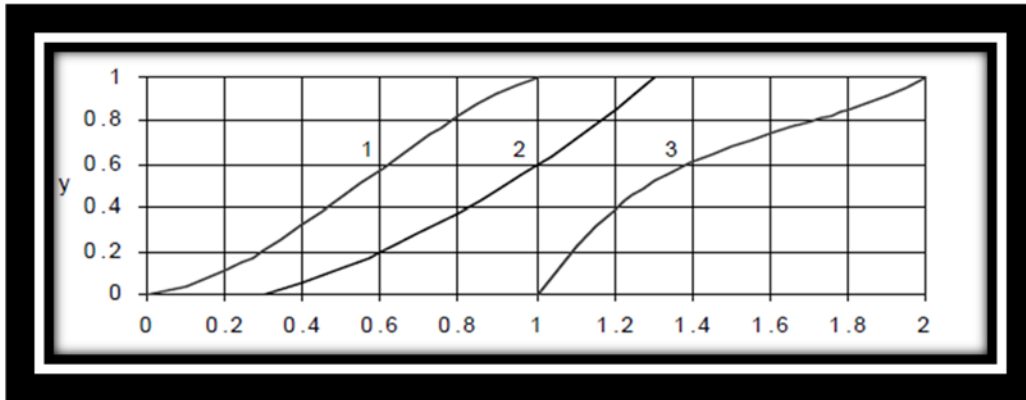
زوایا برای هر گام از قانون انتخاب شده، با توجه به زاویه‌ای که باید به عنوان تابع طول پره از β_{2B} تا β_{1B} توسعه یابد، به دست می‌آید. به طور کلی این رابطه را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\beta_j = \beta_{2B} - \gamma(x)(\beta_{2B} - \beta_{1B}) \quad (143)$$

هر تابع تصادفی که شرایط $y(0) = 0$ و $y(1) = 1$ را ارضا کند، می‌تواند جایگزین $\gamma(x)$ شود. اگر توسعه زاویه‌ای خطی از β_{2B} تا β_{1B} مورد نظر باشد، تابع $\gamma(x)$ به صورت زیر مورد فرض قرار خواهد گرفت:

$$y(x) = \frac{1}{L_{a,m}} \sum_0^j \Delta m_j \quad (144)$$

این روش همچنین می‌تواند در حالی مورد استفاده قرار بگیرد که زاویه خروجی در طول n_a قسمت ثابت باشد ($\beta_j = \beta_{1B}$) و یا زاویه ورودی در طول n_e قسمت ثابت باشد ($\beta_j = \beta_{1B}$ برای $j > n - n_e$). با این وجود، رابطه شماره ۱۴۴ تنها برای قسمت میانی پره که زاویه از β_{2B} تا β_{1B} تغییر می‌کند، بیان شده است.



شکل ۵۰- انتخاب‌های ممکن در توسعه پره

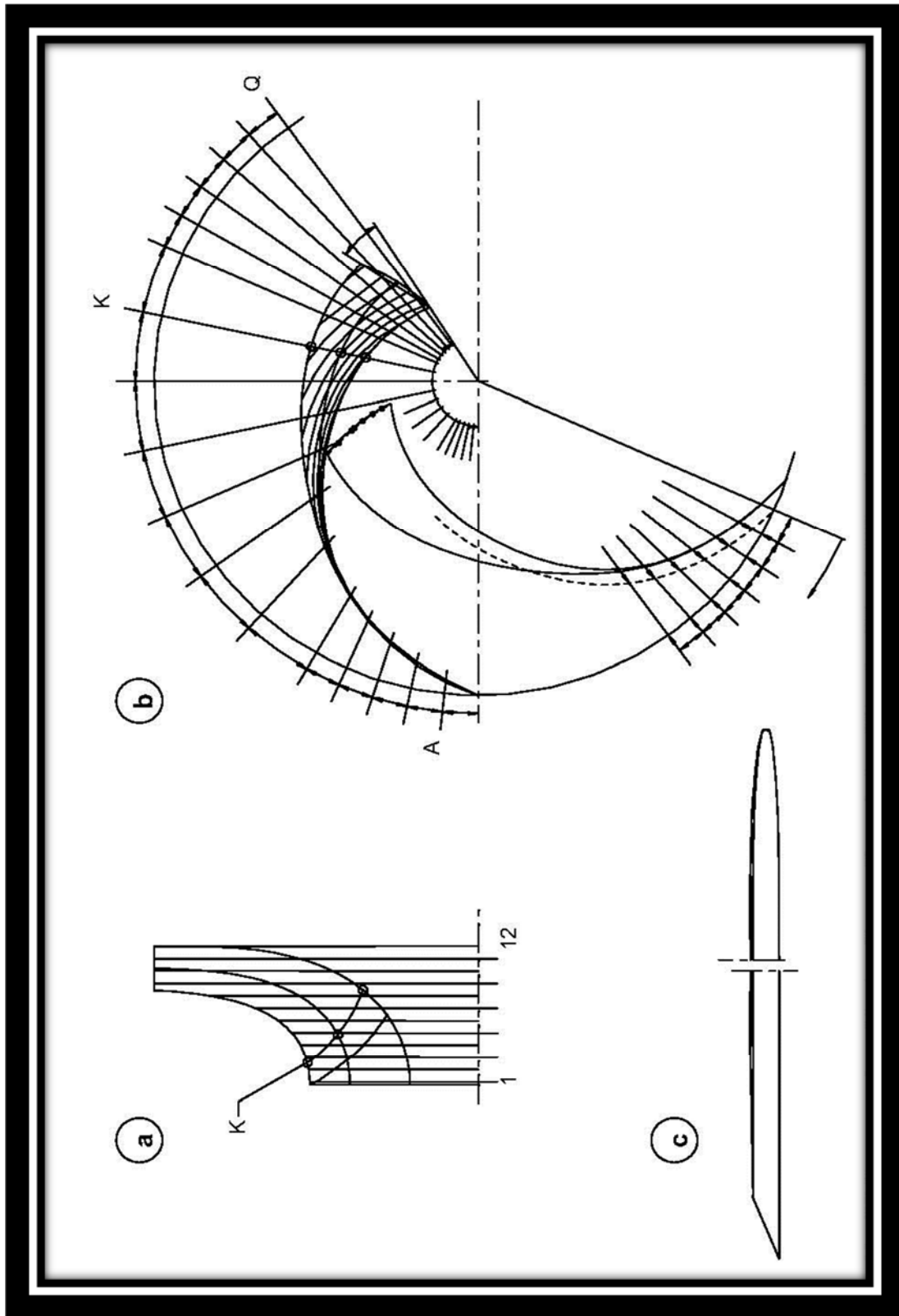
- یک راه دیگر تعیین توسعه پره به صورت زیر می‌باشد: خط s_1 از نقطه A با زاویه β_{2B} رسم می‌شود (شکل شماره ۴۹ قسمت d). نقطه E در فاصله $L_{a,m}$ طوری انتخاب می‌شود که خط s_2 که با زاویه β_{1B} شروع شده با خط s_1 در نقطه P تقاطع داشته باشد. نسبت $L_p/L_{a,m}$ بر روی طول پره و مقاطع عرض کانال تاثیر دارد. این نسبت باید طوری انتخاب شود که فواصل دلخواه پره a_1 و a_2 سبب ایجاد بارهای مجاز پره با توجه به معیارهای ذکر شده در روابط قسمت قبل شود. سپس یک منحنی هموار، در هندسه تعریف شده به وسیله نقاط A و E و خطوط s_1 و s_2 جای می‌گیرد. این منحنی، توسعه پره انتخاب شده را شکل می‌دهد.
- هندسه پره باید در یک طرح و نقشه مسطح ارائه شود. نقاط ۱ تا ۱۳ در توسعه پره، مثلث‌هایی را با اضلاع ΔL ، Δu و Δm تعریف می‌کنند. این نقاط در شعاع r_1 تا r_{13} قرار دارند. با شروع در شعاع خارجی، نقاط به شعاع‌های r_1 و r_2 و غیره با Δu و Δr انتقال می‌یابند (به شکل شماره ۴۹ قسمت e) توجه فرمایید). این امر منتهی به نقاط ۱، ۲، ۳ و غیره در نمای مسطح می‌شود. اتصال این نقاط به یکدیگر خط جریان تصویر شده در نمای مسطح را تولید می‌کند.

- زاویه پیچش ε_{sch} ایجاد شده توسط پره در نمای مسطح، به زوایای پره β_{1B} و β_{2B} ، نسبت شعاع‌های d_1/d_2 (از این رو سرعت مخصوص) و طول خط جریان در قسمت مریدیونالی بستگی دارد. زاویه پیچش پروانه‌های شعاعی معمولاً در محدوده جدول زیر قرار دارند:

جدول ۱۱- میزان زاویه پیچش بر حسب تعداد پره در پروانه‌های شعاعی

تعداد پره ها	زاویه ε_{sch}
۵	۱۳۰ تا ۱۶۰ درجه
۶	۱۲۰ تا ۱۴۰ درجه
۷	۱۰۰ تا ۱۳۰ درجه

- گام‌های ۴ تا ۶ برای تمامی سطوح چرخش (خطوط جریان) انجام می‌شود.
- برای ایجاد نقاط کنترل کافی برای فرآیند تولید، قسمت شعاعی (شکل شماره ۵۱) در نمای مسطح کشیده شده و محل تقاطع با سطوح چرخش یا خطوط جریان به قسمت مریدیونالی انتقال می‌یابد. قسمت‌های شعاعی باید منحنی‌های همواری را در قسمت مریدیونالی، جهت جلوگیری از ایجاد سطوح مجعد در پره، ایجاد کنند. این منحنی‌ها همچنین می‌توانند خطوط صاف باشند.



شکل ۵۱- ارائه مختصات پروانه به وسیله خطوط صفحات ۰ تا ۱۲ و شعاع‌های A تا Q

- جهت ساخت می‌توان از خطوط کانتور نیز استفاده نمود. قسمت‌های هم‌فاصله‌ای در قسمت مریدیونالی وجود دارند که بر محور عمود می‌باشند (از شماره ۰ تا ۱۲). تقاطع این خطوط با خطوط جریان و قسمت‌های شعاعی به نمای مسطح انتقال داده شده و با یکدیگر متصل شده تا خطوط صفحات را تشکیل دهند. این خطوط منحنی‌های همواری را در نمای مسطح، جهت جلوگیری از تولید پره‌های با سطوح موج‌دار ارائه می‌دهند.
- سطح پره طراحی شده در این روش شامل کمبر، سطوح مکش یا فشار می‌شود که بستگی به زوایای مورد استفاده در توسعه پروفیل پره دارد. پروفیل پره انتخاب شده می‌تواند در نقشه توسعه به عنوان یک قسمت عمود بر سطح پره کشیده شود تا تاثیرات آن بر جریان ورودی بهتر مشاهده شود.
- پروفیل پره به صورت توسعه یافته بر روی خط کمبر ارائه می‌شود (جایی که ضخامت آن به صورت تابعی از طول پره می‌باشد).

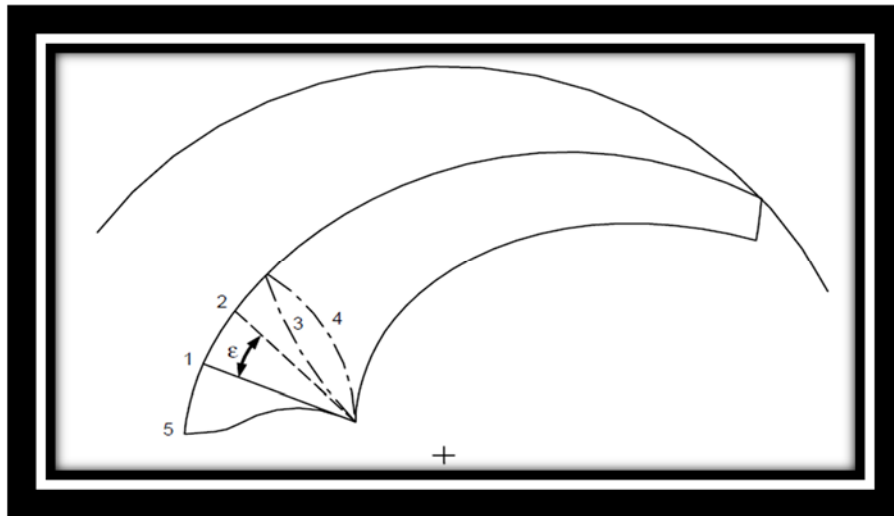
معیارهای شکل‌دهی پره‌ها ۲,۳,۲,۳

پس از توسعه پروفیل پره، طراح به دنبال مواردی است تا بتواند خصوصیات هیدرولیکی خاصی را به دست آورد. پروانه‌های طراحی شده برای NPSHa بالا در شرایطی که کاویتاسیون موضوع مورد بحث نباشد، در ابتدا برای کارائی و پایداری نمودار $Q - H$ بهینه‌سازی می‌شوند. جهت کاهش افت‌ها، باید تغییرات بسیار کمی در پارامترهای هندسی مورد نظر قرار بگیرد. در خط جریان خارجی، زاویه خروجی β_{2B} معمولاً چند درجه‌ای بزرگتر از زاویه ورودی $\beta_{1B,a}$ می‌باشد و از این رو توسعه‌ای نزدیک به نمودار شماره ۲ شکل شماره ۵۰ به دست می‌آید. در خط جریان داخلی یک پروانه با ورودی محوری (پمپ‌های مکش از انتها)، زاویه $\beta_{1B,i}$ به صورت عمومی بزرگتر از زاویه β_{2B} می‌باشد. از این رو توسعه پروفیل در آن‌ها به نمودار ۳ در شکل شماره ۵۰ بر می‌گردد.

همچنین امکان این امر وجود دارد که بتوان قانونی را تعریف نمود که در آن $u * c_u$ را به صورت تابعی بر اساس طول پره به دست آورد. به عنوان مثال، طراحی باید به صورت بار کم بر روی پره در ورودی به دلیل کاویتاسیون و بار زیاد پره در قسمت میانی که در آن پره‌ها بار خود را به سمت خروجی، جهت رسیدن به یک جریان کاملاً یکنواخت، هدایت می‌کنند، باشد. با استفاده از این موارد، می‌توان افت‌های اغتشاشی و نوسانات فشاری را کاهش داد.

توسعه هر یک از خطوط جریان باید با دیگر خطوط جریان مطابقت داشته باشد که از این طریق زاویه حمله به دست می‌آید. از آنجایی که زاویه ورودی جریان معمولاً کم می‌باشد (بین ۱۲ تا ۱۸ درجه)، زاویه برخورد جریان به لبه حمله، می‌تواند به صورت کیفی به وسیله مکان آن در نمای مسطح مورد ارزیابی قرار گیرد.

در صورتی که لبه حمله به صورت شعاعی باشد (شکل شماره ۵۲، قسمت ۱)، معمولاً به جریانی عمود برخورد می‌کند. در صورتی که زاویه حمله، خمیدگی با زاویه ϵ خلاف جهت شعاعی داشته باشد، لبه حمله با زاویه‌ای که تمایل به ایجاد افت کمتر و نوسانات سرعتی کمتر دارد به جریان ورودی برخورد می‌کند. لبه‌های حمله با اشکال ۲، ۳ یا ۴ به صورت خم به عقب می‌باشند که در پمپ‌های محوری، کمپرسورها و ایندیوسرها مورد استفاده قرار می‌گیرند. این لبه‌ها تمایل دارند که سیال را از هاب دور کنند. شکل‌های مخصوصی مثل خم به جلو معمولاً جهت بی‌بار کردن خط جریان خارجی مورد استفاده قرار می‌گیرند.



شکل ۵۲- اشکال مختلف لبه حمله پره در پروانه

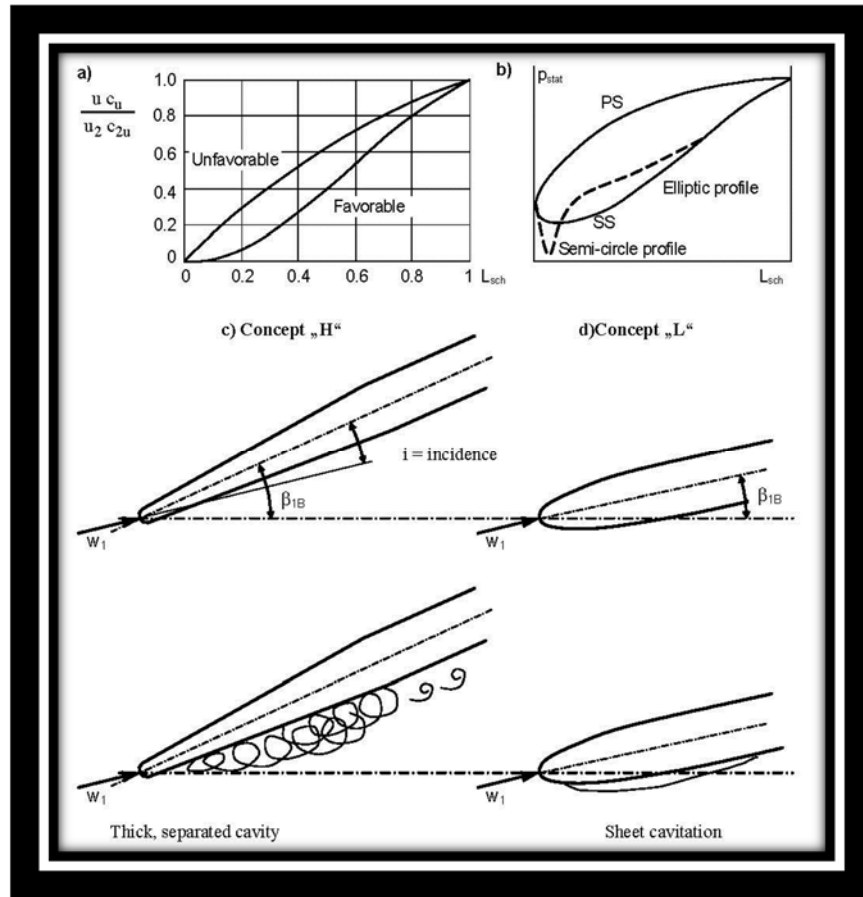
پیچش پره در ورودی از روابط گفته‌شده و نیز زوایای جریان محاسبه شده و زوایای حمله انتخاب‌شده به دست می‌آید. زاویه پیچش پره در خروجی به آسانی قابل انتخاب می‌باشد. پره‌های پروانه‌های شعاعی با سرعت مخصوص پایین، در خروجی دارای زاویه پیچش نمی‌باشند. با افزایش سرعت مخصوص، زاویه پیچش خروجی بیشتری جهت بهینه‌سازی و تطابق با طول خط جریان‌ها، مورد نیاز می‌باشد. جهت کاهش نوسانات فشاری، پره‌ها در خروجی پروانه باید دارای پیچش باشند. تاثیرات این موضوع با نسبت پهنای خروجی b_2 به گام پره‌ها t_2 و سرعت مخصوص، افزایش می‌یابد. پره‌ها می‌توانند جهت افزایش مساحت گلوگاه A_{1q} ، عمداً خمیده شوند.

۲,۳,۲,۴. معیارهایی برای طراحی پروانه‌های مکش

از زمانی که پمپ‌های تغذیه بویلرها با هدهای بالایی چون ۶۰۰ تا ۸۰۰ متر در هر طبقه ساخته شده‌اند (با سرعت u_1 تا ۸۰ متر بر ثانیه)، فلسفه طراحی پروانه‌های مکش تغییر یافته است. در گذشته (با سرعت‌های جانبی کم در ورودی پروانه)، زوایای حمله و ورودی، به صورت بزرگ با پروفیل‌های گووه شکل بلند انتخاب می‌شدند تا مقادیر NPSH3 به اندازه کافی کم باشد.

در u_1 بالاتر از ۵۰ متر بر ثانیه، موارد ذکر شده می‌تواند سبب خوردگی‌های شدید ناشی از کاویتاسیون گردد. در مواجهه با این آسیب‌ها، سازندگان پمپ‌های پرفشار با الزام تهیه توسعه پره‌های جدید به وسیله روش مشاهده استروبوسکوپیک با پدیده کاویتاسیون که در ورودی پروانه تولید می‌شد، روبرو شدند. این طراحی‌های جدید، شامل موارد زیر شده است:

- زوایای حمله کوچک
- زوایای نسبتاً کوچک پره و جریان ورودی که در دبی‌های کم زوایای حمله کوچک‌تری را ایجاد می‌کنند (به عنوان مثال: با β_{1B} ۲۰ درجه با زاویه حمله ۱۰ درجه نسبت $\frac{Q}{Q_{SF}}$ ۰,۵ به دست می‌آید، در شرایطی که تنها زاویه حمله ۵ درجه در β_{1B} ۱۰ درجه می‌باشد).
- پروفیل‌های کوتاه و ضخیم که تنها برای حساسیت کمتر نسبت به زاویه حمله جریان (ورودی) ساخته می‌شوند.
- بارگذاری کم در قسمت ورودی تا نزدیکی مساحت گلوگاه، مفهوم L در شکل شماره ۵۳ قسمت (d) می‌باشد.



شکل ۵۳- طراحی پروانه مکش، (a) جابه‌جایی کار، (b) توزیع فشار، (c) طراحی با زوایای حمله زیاد و پروفیل‌های نوک تیز، (d)

طراحی برای توزیع فشارهای مسطح

بر اساس این خصوصیات، توزیع فشارهای مسطح به دست می‌آیند. افزایش فشار در گذر از قسمت اول پره باید به وسیله افزایش شعاع و زوایای پره در خط جریان خروجی با تخمین $t_1 = \pi * d_1 / z_{La}$ ، کوچک نگه داشته شود. این امر، افزایش $u * c_u$ را در آن قسمت محدود می‌کند. در شکل بالا قسمت (a) نشان داده شده است که چگونه کار مخصوص باید در طول پره برای داشتن توزیع فشار مسطح، گسترش یابد.

با وجود زوایای صاف پره در قسمت ورودی در طول t_1 ، مساحت گلوگاه بین پرها باید به اندازه کافی بزرگ طراحی شود تا بیشترین نرخ جریان مورد نظر به دست آید. این موضوع سبب توسعه پره s شکل می‌شود که نشان‌دهنده منحنی شماره ۱ در شکل شماره ۵۰ می‌باشد.

پیش از طراحی پروانه‌های مکش، احتمال آسیب‌های کاویتاسیون باید مورد ارزیابی قرار گیرد. در بسیاری از کاربردها، احتمال آسیب بسیار کم است و هدف دستیابی به کمترین میزان NPSH₃ و بالاترین سرعت مخصوص مکش ممکن می‌باشد. در مقابل، پروانه مکش پمپ‌های فشار بالا با پتانسیل قابل ملاحظه‌ای در آسیب‌ها، باید طوری طراحی شوند که کمترین NPSH_i به دست آید. پارامترهای معمول این دو نوع طراحی، در جدول زیر دیده می‌شوند:

جدول ۱۲- طراحی پروانه مکش

احتمال سایش	کم	زیاد
سرعت نوک ورودی پروانه	u_1 کمتر از ۳۵ متر بر ثانیه	u_1 بزرگتر از ۵۰ متر بر ثانیه
نوع سیال	آب بالای ۲۲۰ درجه، هیدروکربنها	آب زیر ۲۲۰ درجه
سرعت مخصوص مکش	۲۲۰ تا ۲۶۰	۱۶۰ تا ۱۸۰
زاویه جریان ورودی	$\beta_{1,a}$ ۱۰ تا ۱۵ درجه	$\beta_{1,a}$ ۱۴ تا ۱۸ درجه
آغاز کاویتاسیون در $q^* = 1$	σ_i ۱,۲ تا ۲	σ_i ۰,۵ تا ۰,۸
وقوع در $q^* = 1$	i_1 ۳ تا ۵ درجه	i_1 کمتر از درجه
بزرگ نمایی زاویه در $q^* = 1$	a_{ex} ۱,۱ تا ۱,۲	a_{ex} ۰,۹۵ تا ۱,۰۵
توزیع فشار حاصل	مغشوش	مسطح

خصوصیات کاویتاسیون خوب در پمپ‌های پرفشار تنها از طریق بهینه‌سازی پوسته، به طوری که هیچ اغتشاش و گردابه‌ای ایجاد نشود، به دست می‌آید. جریان ورودی به پروانه باید تا حد امکان یکنواخت باشد. زاویه حمله در طول پیرامون نباید بیش از ۱ درجه متغییر باشد. رفتار در دبی کم، به وسیله یک دیفیوزر در بالادست پروانه می‌تواند بهبود یابد.

۲,۳,۲,۵. بهره‌بردن از تاثیرات سه بعدی در طراحی

همان‌طور که می‌دانیم، انحراف جریان و افت‌ها به وسیله جریان ثانویه، که تنها در تئوری یک بعدی به وسیله ضرائب تجربی حساب می‌شوند، تحت تاثیر قرار می‌گیرند. داده‌های آماری تنها برای قضاوت در مورد جزئیات هندسه یک پروانه خاص مورد نظر می‌باشند. استفاده از روش‌های عددی، این امکان را فراهم می‌سازد تا تاثیر تمامی خصوصیات هندسی بر روی جریان، مورد آزمایش قرار گیرد.

تاثیرات سه‌بعدی با ارتفاع پره و افزایش سرعت مخصوص، افزایش می‌یابند. مثال‌هایی برای تاثیرات سه‌بعدی در زیر ذکر شده است:

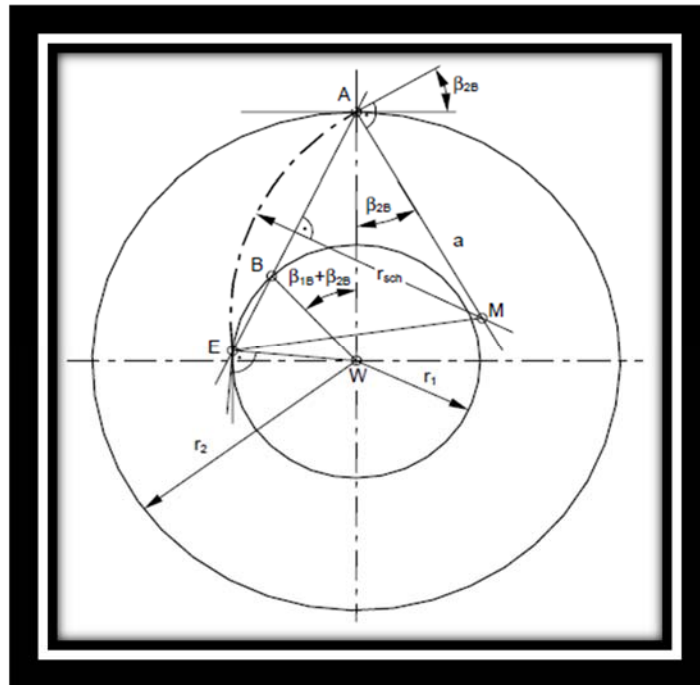
- خمیدگی به جلو: لبه حمله کشیده شده به جلو (با توجه به شکل شماره ۵۲ قسمت (۵)) تمایل به بهبود پایداری نمودار $Q - H$ پمپ‌های نیمه‌محوری دارد.
- خمیدگی به عقب سبب کاهش امتداد مناطق تحت کاویتاسیون در ایندیوسرها و پروانه‌های محوری می‌شود.
- لبه حمله کشیده شده به جلو در هاب با توجه به قسمت (۴) در شکل شماره ۵۲، سبب کاهش کاویتاسیون در دبی‌های کم در نزدیکی هاب می‌شود.
- پره‌های محوری همچنین می‌توانند با ضعفی در کل سطح در مقابل پروانه‌های شعاعی طراحی شوند.
- به وسیله پیچش پره، این امکان به وجود می‌آید که توزیع انرژی در طول پره، تحت تاثیر قرار بگیرد.

۲,۳,۳. طراحی پروانه‌های شعاعی برای سرعت‌های مخصوص کمتر از ۱۸

۲,۳,۳,۱. پره‌های دو بعدی

سرعت مخصوص پایین می‌تواند به معنای یکی از موارد، هد بالا، دبی کم و یا استفاده از الکتروموتور با دور پایین باشد. خطوط جریان داخلی و خارجی پره‌های استوانه‌ای (سیلندری) شکل (پره‌های بدون پیچش) در نمای مسطح، بر یکدیگر منطبق می‌شوند. در سرعت‌های مخصوص پایین بین ۱۶ تا ۱۸، پره‌ها به صورت بدون پیچش می‌توانند طراحی شوند. از آنجایی که افت‌های پروانه در سرعت‌های مخصوص پایین کم است و افت‌های شوک در ورودی پروانه به دلیل نسبت کم d_1/d_2 ناچیز هستند، پره‌های استوانه‌ای به صورت مجازی هیچ‌گونه افتی را در کارایی به وجود نمی‌آورند. اما در هر صورت، اگر بخواهیم که شرایط خوبی از کاویتاسیون برقرار باشد، باید از پره‌های پیچ‌دار استفاده کنیم.

در نمای مسطح، پره‌ها طوری طراحی می‌شوند که زوایای ورودی و خروجی به وسیله یک کمان دایره‌ای تک به دست آیند. طراحی به وسیله شکل زیر توضیح داده می‌شود:



شکل ۵۴- ساختار پره‌های دایروی

- دایره‌ها با شعاع ورودی و خروجی پروانه کشیده می‌شوند.
 - در هر نقطه A بر روی شعاع خارجی، زاویه پره β_{2B} رسم شده و عمود A-a از نقطه A رسم می‌شود.
 - از مرکز شفت W زاویه $\beta_{1B} + \beta_{2B}$ در جهت چرخش بر روی شعاع W-A رسم می‌شود. خط حاصل با دایره با شعاع r_1 در نقطه B تلاقی دارد.
 - خط گذرنده از نقاط A و B دومین تلاقی را با دایره با شعاع r_1 در نقطه E دارد که نشان‌دهنده لبه حمله پره می‌باشد.
 - عمود منصف A-E با خط A-a در نقطه M برخورد دارد که این نقطه شامل مرکز کمان دایروی می‌باشد. این منحنی با شعاع $r_{sch} = MA = ME$ کشیده می‌شود.
 - کمان‌های دایروی از خط کمبر پره به دست می‌آیند. سطوح فشار و مکش پره‌ها از کمان‌های دایروی با $r = r_{sch} \pm e$ حول نقطه M به دست می‌آیند.
- شعاع r_{sch} کمان دایروی پره از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$r_{sch} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2B} - r_1 \cos \beta_{1B})} \quad (145)$$

این نوع پره‌های کمان دایروی منجر به توسعه غیردلخواه سرعت نسبی، که به مقدار $w < w_2$ در کانال پروانه کاهش یافته‌اند، می‌شود. پس جهت به خطر نیفتادن پایداری نمودار $Q - H$ ، لبه‌های حمله پره نباید موازی با محور روتور باشد. پروانه‌های شعاعی با پره‌های استوانه‌ای در محدوده سرعت مخصوص بین ۸ تا ۱۸ برای پمپ‌های کوچک و برای کاربردهای بسیار خاص تا سرعت مخصوص ۲۵ نیز به کار برده می‌شوند.

نسبت پهنای خروجی کوچک b_2^* پروانه‌ها با سرعت‌های مخصوص کم، به دلیل کانال‌های باریک، می‌تواند سبب مشکلات عمده‌ای در ریخته‌گری شوند. این مشکلات با استفاده از دیسک‌های پمپ‌کننده و یا پروانه‌های نیمه‌باز با پره‌های شعاعی، حل می‌شوند.

۲،۳،۳،۲. دیسک‌های پمپ‌کننده با کانال‌های دایروی

انتقال کار در پروانه‌های شعاعی با سرعت‌های مخصوص پایین (با نسبت کم d_1^*)، به وسیله نیروهای گریز از مرکز انجام می‌پذیرد. این شیوه انتقال انرژی سبب افت بسیار کمی در پروانه می‌شود. بنابراین، کارائی هیدرولیکی پمپ به صورت ذاتی به وسیله افت‌های موجود در کولکتور مورد محاسبه قرار می‌گیرد. زمانی که تاثیرات گریز از مرکز اعمال می‌شوند، کانال‌های پروانه می‌توانند در شکل‌های بسیار ساده، بدون به خطر انداختن کارائی طراحی شوند. یک دیسک دوار با سوراخ‌های استوانه‌ای (شکل شماره ۵۵) به عنوان پروانه می‌تواند به کار رود. سوراخ‌ها می‌توانند در جهت شعاعی با زوایای $\beta_{1B} = \beta_{2B} = 90$ سوراخ‌کاری شوند. به علاوه سوراخ‌ها می‌توانند در جهت جانبی با زاویه $\beta_{1B} = \beta_{2B} < 90$ جهت ایجاد انحراف کمتر در جریان و در نتیجه ضرایب هد پایین‌تر، به سمت عقب متمایل شوند.

کلکتور به عنوان یک حلزونی یا یک پوسته حلقوی که بسیار ساده است، طراحی می‌شود. سیالی که کلکتور را ترک می‌کند، در دیفیوزر، با کاهش سرعت بیشتری مواجه می‌شود. مساحت گلوگاه دیفیوزر بهترین نرخ جریان را تعیین می‌کند، زیرا افت‌ها در دیفیوزر شدیدتر از افت‌های پروانه می‌باشند. وقتی جریان از خروجی پروانه به گلوگاه دیفیوزر ($C_{3q} > C_2$) شتاب می‌گیرد، افت‌های دیفیوزر افزایش می‌یابد. در نتیجه هد و کارائی کاهش می‌یابند. با شتاب کافی، سیال در مساحت گلوگاه شروع به کاویتاسیون کرده و هد و کارائی به طور عمودی و ناگهانی افت می‌کنند (دچار خفگی می‌شوند).

جهت دستیابی به ضرایب هد بالا و افت‌های کم پروانه، سرعت C_B در سوراخ‌ها باید پایین انتخاب شوند. این موضوع به طور گسترده‌ای به سرعت نسبی در سوراخ‌ها با قطر d_B ارتباط دارد:

$$c_B = \frac{4Q}{\pi d_B^2 z_{La}} \quad (146)$$

$$\varphi_B = \frac{c_B}{u_2} \quad (147)$$

شتاب کوریولیس از رابطه $b_c = 2 * \omega * w$ محاسبه می‌شود. در سوراخ‌های شعاعی، b_c معمولاً مسئول ضریب خطا است که با افزایش نرخ جریان، به دلیل $w \approx c_B$ افزایش می‌یابد. از اندازه‌گیری‌ها می‌توان استنباط نمود که در صورتی که ضرایب هد بالا مد نظر باشد، ضرایب جریان (φ_B) در نقطه طراحی نباید از مقادیر $0,06$ تا $0,08$ تجاوز کند. از این رو افت پروانه در محدوده چند درصدی هد می‌باشد. در صورتی که هد بالا مد نظر باشد، تعداد و ابعاد سوراخ‌ها باید طوری انتخاب شوند که ضرایب جریانی کمتر از $0,08$ در نقطه طراحی به دست آیند. از این رو ضرایب هدی در محدوده بین $1,1$ تا $1,25$ به دست می‌آید. در هر صورت نمودار $Q - H$ مسطح‌تر شده و هد به صورت بسیار ضعیفی به سمت $Q = 0$ افت می‌کند. در صورتی که شرایط برای شیب‌های بالاتر در نمودار $Q - H$ مورد نظر باشد، ضرایب جریان بالاتری باید انتخاب شده و در نتیجه افت‌های پروانه افزایش یافته و کارایی کم می‌شود.



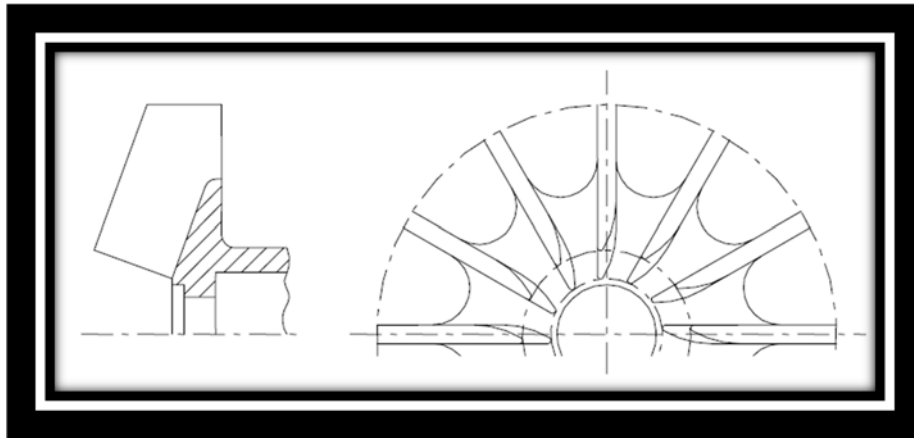
شکل ۵۵- استفاده از یک دیسک سوراخ‌کاری شده به جای پروانه

از آنجایی که پوسته حلقوی دارای سطح مقطع بزرگتری نسبت به مقداری است که به سرعت خروج پروانه c_{2u} مربوط است، جریان به صورت ناگهانی افت پیدا کرده و یک جریان ثانویه بسیار شدید تولید می‌شود. در صورت تشدید تبادل مومنتوم بین پروانه و جریان در کلکتور، هد می‌تواند افزایش یابد. این موضوع سبب افزایش انرژی جنبشی در ورودی به دیفیوزر شده که جهت جبران، فشار آن متناسباً افزایش می‌یابد. تبادل مومنتوم با کاهش φ_B افزایش می‌یابد.

بین پروانه و پوسته، فواصل محوری نسبتاً بزرگی ($s_{ax} = 0.01 * d_2$) می‌تواند وجود داشته باشد، زیرا دیواره پروانه مثل یک پمپ اصطکاکی عمل می‌کند.

پروانه‌های با پره‌های شعاعی مستقیم ۲,۳,۳,۳

پروانه‌های با پره‌های شعاعی مستقیم با $\beta_{1B} = \beta_{2B} = 90$ ، بعضی اوقات در پمپ‌های کوچک با سرعت‌هایی تا ۲۵۰۰۰ دور بر دقیقه، مورد استفاده قرار می‌گیرند. محدوده سرعت مخصوص در این پروانه‌ها بین ۶ تا ۱۲ می‌باشد. این نوع از پمپ‌ها اغلب به یک پوسته حلقوی مجهز می‌باشند که سیال از آن‌ها توسط یک دیفیوزر تخلیه می‌شود. به علاوه، دیفیوزرهای پره‌ای یا حلزونی‌های دوپل نیز در این پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. پروانه‌های نیمه‌باز یا باز، جهت کاهش افت‌های اصطکاکی دیسک و آب‌بندهای حلقوی می‌باشند. بسته به تعداد پره‌ها، این طراحی نیازمند فاصله محوری بسیار دقیق ($\frac{s_{ax}}{b_2}$) ۰,۰۱ تا ۰,۰۲ بین پره‌ها و دیواره پوسته‌ها، جهت حفظ کارایی مورد قبول، می‌باشد.



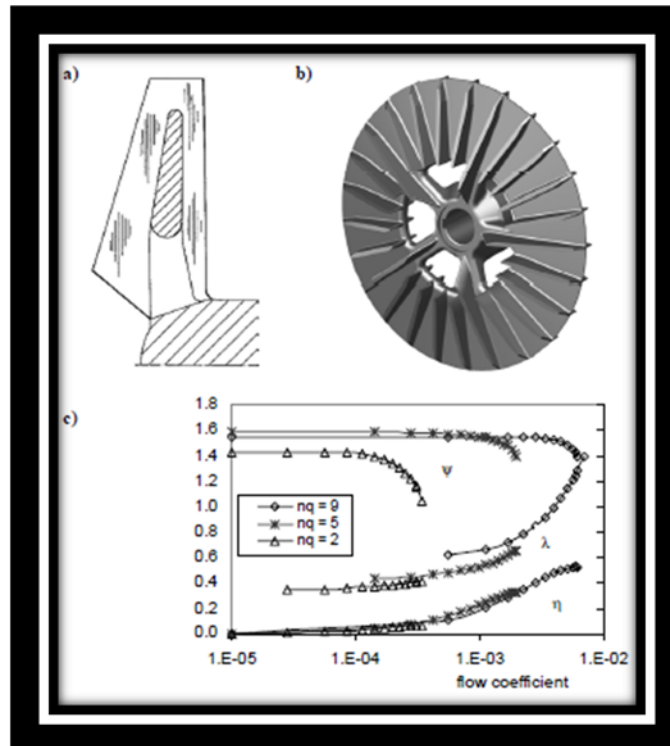
شکل ۵۶- پروانه با پره‌های شعاعی مستقیم

پهنای خروجی پروانه معمولاً نسبتاً بزرگ انتخاب می‌شود، مشابه با منحنی نشان داده شده برای پمپ‌های فاضلاب. پروانه معمولاً دارای ۱۶ تا ۲۴ (۳۲) پره می‌باشد. عموماً ۳ تا ۶ پره دارای طول کامل از d_1 تا d_2 می‌باشند، در حالی که بقیه پره‌ها، پره‌های فاصله‌دار می‌باشند. در غیر این صورت انسداد پره‌ها در ورودی بیش از اندازه خواهد بود. پهنای خروجی بزرگ پروانه و تعداد زیاد پره‌ها، سبب ایجاد ضریب خطایی نزدیک به ۱,۰ و تبادل قوی مومنتوم با جریان در کلکتور حلقوی می‌شود. با استفاده از دیسک-های سوراخ‌کاری شده، ضریب هدی (ψ_{opt}) بین ۱,۲ تا ۱,۵ به دست می‌آید. نمودار $Q - H$ متناسب با آن به صورت مسطح و تا حدودی ناپایدار می‌شود.

تعداد پره‌های بیشتر از ۱۶ عدد، ضریب هد را در نقطه بهترین کارائی به میزان اندکی افزایش داده اما سبب هد شات-اف بالاتری جهت بهبود تبادل مومنوم و در نتیجه پایداری نمودار $Q - H$ می‌شود. خصوصیات هیدرولیکی پروانه‌های با پره‌های شعاعی، شبیه به دیسک‌های سوراخ‌کاری شده می‌باشد.

پروانه‌های دو منظوره با پره‌های شعاعی مستقیم ۲,۳,۳,۴

در شکل زیر یک پروانه دو منظوره با پره‌های شعاعی مستقیم به صورت نمایی از ورودی و قسمت مریدیونال نشان داده شده است. این پروانه در یک پمپ تک طبقه، تک ورودی و مکش از انتها به کار می‌رود. هدهای به دست آمده از این پروانه به راحتی بالای ۳۰۰ متر می‌باشند. به طور مشخصی، پره‌ها در دو سمت صفحه مرکزی چیده شده‌اند. ۵ مجرای باز در صفحه مرکزی و نزدیکی هاب، به نصف سیال این اجازه را می‌دهد که به پره‌های پشتی جریان پیدا کنند (دلیل نام‌گذاری این پروانه به نام پروانه‌های دو منظوره). در هر سمت صفحه مرکزی ۵ پره بلند و ۲۰ پره کوتاه وجود دارد. کلکتور به صورت یک پوسته هم‌مرکز به همراه یک حلزونی که در یک دیفیوزر تخلیه می‌شود، ساخته می‌شود.



شکل ۵۷- پروانه دو منظوره یک پمپ مکش از انتها

این گونه پروانه‌ها برای پمپ‌هایی با سرعت مخصوص در محدوده بین ۱ تا ۱۰ به کار می‌رود. در شکل بالا قسمت (c) مشخصات بی‌بعد برای سرعت مخصوص‌های ۲ و ۵ و ۹ مشاهده می‌شود. کارائی بالای ۵۰ درصد با سرعت مخصوص ۹ به دست می‌آید. افت کارائی برای سرعت مخصوص‌های پایین‌تر ایجاد می‌شود. ضرایب هد در نقطه بهترین کارائی بالای ۱،۴ می‌باشد. افت آن‌ها در سرعت مخصوص‌های پایین با توجه به افزایش افت‌ها در کلکتور می‌باشد. منحنی‌های $Q - H$ پایدار اما مسطح می‌باشند (به دلیل ضرایب هد بالا). از آن جایی که شرایط جریان در هر دو سمت پروانه مشابه است، تراست محوری بالانس می‌باشد. با توجه به بار کم پره‌ها، ارتعاشات نیز بسیار کم می‌باشند.

۲،۳،۴. پروانه‌های شعاعی برای پمپ‌های غیر قابل انسداد

در بسیاری از کاربردها، مواد جامد درشت به وسیله سیال پمپ شده، انتقال می‌یابند. این موضوع، نیازمند طراحی خاصی برای جلوگیری از انسداد و آسیب پروانه می‌باشد. کاربردهای عمومی این پروانه‌ها:

- در پمپ‌های لجن کش
- در پمپ‌های لایروبی که مواد حفاری شامل شن‌های درشت و انواع زبالات می‌باشند
- پمپ‌های ماهی که معمولاً توسط یک پروانه تک‌کاناله جهت جلوگیری از آسیب‌دیدگی مواد پمپ شده، تجهیز می‌شوند
- پمپ‌های خمیر کاغذ

شکل شماره ۵۸ تعدادی از پروانه‌های خاص را نشان می‌دهد که برای سیالات مملو از گاز و یا ذرات جامد با احتمال انسداد طراحی شده‌اند. در واقع، این پروانه‌ها بر اساس روند طراحی اصلی که در قسمت‌های گذشته به آن اشاره شده، طراحی می‌شوند. لازم به ذکر است که تنها رعایت ملاحظات مخصوص این پمپ‌ها در طراحی این پروانه‌ها لازم و ضروری می‌باشد.

۲،۳،۴،۱. پمپ‌های لجن کش

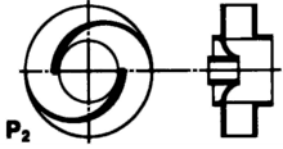

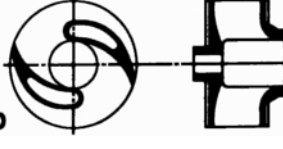
شکل شماره ۵۹ یک پمپ لجن‌کش را نشان می‌دهد که با یک پروانه ۳ پره طراحی شده است. شroud پشتی جهت کاهش تراست محوری و خالی نگه داشتن فاصله بین دیواره پروانه از ذرات جامد، شامل پره‌های باز (ملخی) می‌شود. صفحات ضد سایش به صورت تنظیمی بین شroud جلوی و عقبی، جهت جلوگیری از سایش پوسته، نصب می‌شوند.



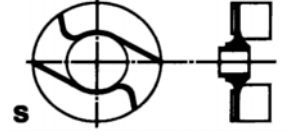


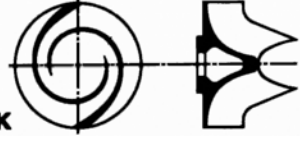
طراحی پمپ‌های لجن‌کش به صورت تعیین‌کننده‌ای متاثر از اندازه مواد خارجی که باید بدون ایجاد انسداد از پمپ عبور کنند، می‌باشد. معمولاً قطر ذرات d_k طوری تعریف می‌شود که در داخل پروانه و پوسته گیر نکند. در نتیجه، فاصله پره a_1 در گلوگاه پروانه و پهنای خروجی b_2 باید بزرگتر از قطر ذرات d_k عبوری انتخاب شوند. جهت داشتن فاصله کافی پره، تعداد پره‌ها بین ۲ تا ۴ انتخاب شده و توسعه پره‌ها در صورت نیاز به صورت S شکل انجام می‌شود. مقادیر معمول برای ابعاد گذر ذرات به صورت جدول زیر می‌باشد:

جدول ۱۳- مقادیر d_k/d_2 بر حسب تعداد پره‌های پروانه

مقدار d_k/d_2	تعداد پره‌ها
۰,۱۵ تا ۰,۱۹	۳ پره
۰,۱۳ تا ۰,۱۷	۴ پره

جهت داشتن معبر مناسب ذرات، پهنای خروجی پروانه با سرعت‌های مخصوص پایین و بالا، به طور قابل ملاحظه‌ای بزرگتر از پمپ‌های مخصوص سیالات تمیز و خالص طراحی می‌شود. به منحنی‌های بالاتر در شکل ۴۵ توجه کنید. خروجی نسبتاً بزرگ تمایل به ضرایب هد بالا دارد، اما به دلیل تعداد پره‌های کم، فاکتور لغزش γ افت کرده و هد را کاهش می‌دهد. تاثیر پهنای خروجی بسیار بزرگ می‌باشد پس زوایای خروجی کوچک طراحی می‌شوند تا بار پره‌ها و ضرایب هد را محدود کنند.

شکل پروانه	کاربرد پروانه
	پروانه های دو کاناله با معابر بسیار بزرگ جهت پمپاژ سیالات سنگین
	پروانه های سه کاناله با معابر بسیار بزرگ جهت پمپاژ سیالات سنگین و لزج
	پروانه های دوکاناله جهت پمپاژ سیالات با مواد چسبناک یا ذرات بزرگ بدون جداسازی با معابر باز هم قطر با نازل مکش

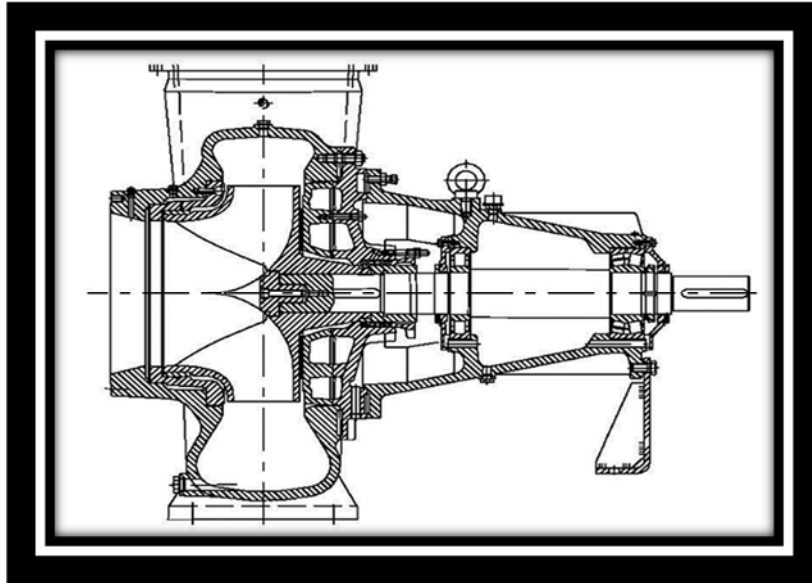
	<p>پروانه تک کاناله جهت پمپاژ سیالات با مواد چسبناک یا ذرات بزرگ بدون جداسازی یا معابر باز هم قطر با نازل مکش</p>
	<p>پروانه شعاعی باز با ۳ یا ۴ پره جهت پمپاژ محلول ها یا سیالات پالپ دار</p>
	<p>پروانه های باز مخصوص با پره های S شکل جهت پمپاژ سیالات سنگین با ذرات جامد یا مواد چسبنده</p>
	<p>پروانه های باز نیمه محوری پیچی شکل جهت پمپاژ سیالات تمیز یا دارای آلودگی بسیار کم با دبی های بسیار بالا</p>
	<p>پروانه های شعاعی باز با چند پره با کانال های با پهنای متغییر جهت پمپاژ سیالات با ذرات معلق بالا، به خصوص ذرات کاغذ</p>
	<p>پروانه های باز دو کاناله با پره های مخصوص سه بعدی جهت پمپاژ سیالات محلول با لزجت بالا و سیالات گازی، سیالات با غلظت بالا</p>

شکل ۵۸- پروانه های مخصوص جهت پمپاژ سیالات سنگین همراه با ذرات جامد و گاز

در ورودی، پره ها باید دارای ضخامتی در حدود $\frac{e_{max}}{d_2} = 0.05$ بوده و نیز دارای پروفیلی مناسبی جهت جلوگیری از انسداد توسط ورقه های پلاستیک در لبه های حمله باشند. زوایای پره در ورودی پروانه نسبتا کوچک انتخاب شده تا شرایط صدا و ارتعاشات را در دبی های کم، بهبود بخشد. زوایای ورودی و خروجی کوچک سبب زاویه پیش بزرگی در پره ها می شود.

جدول ۱۴- زاویه پیش بر حسب تعداد پره ها

تعداد پره ها	زاویه پیش ε_{sch}
۲	۲۲۰ تا ۲۷۰ درجه
۳	۱۷۰ تا ۲۲۰ درجه



شکل ۵۹- نمایی از یک پمپ لجن کش

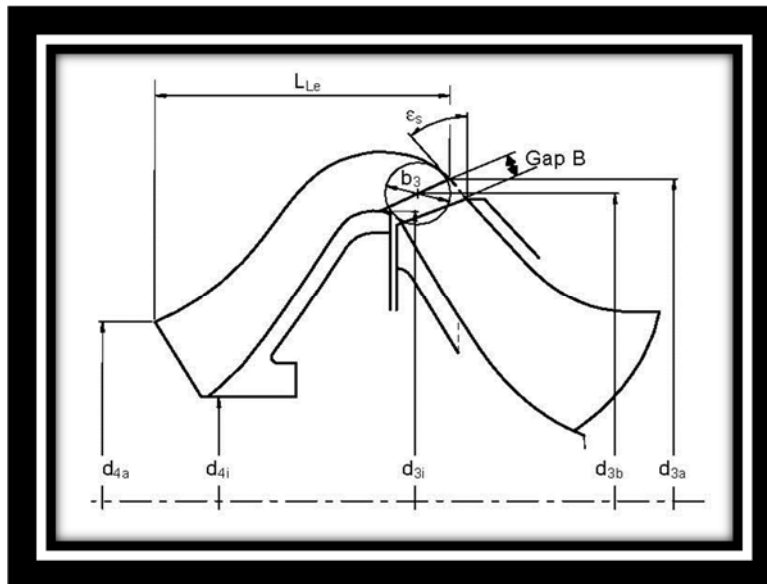
۲،۳،۵. پروانه‌های نیمه محوری

پمپ‌های نیمه محوری با سرعت مخصوصی در حدود ۳۰ تا ۲۰۰ طراحی می‌شوند. این محدوده بیشتر به وسیله طراحی مشخص می‌شود تا ملزومات هیدرولیکی. به صورت هیدرولیکی، طراحی نیمه محوری در محدوده بهینه بین سرعت مخصوص ۴۰ تا ۱۶۰ واقع شده است. با توجه به شکل این پروانه‌ها، تغییر از پمپ‌های شعاعی به نیمه محوری و محوری پیوسته می‌باشد. پروانه‌های نیمه محوری با سرعت مخصوص کمتر از ۵۰، در خصوصیات هیدرولیکی، کمی با پروانه‌های شعاعی متفاوت می‌باشد. هر دو بر اساس قانون یکسانی از ضریب خطا، طراحی می‌شوند.

با فرض یک طراحی بهینه، پمپ‌های نیمه محوری برتر از پمپ‌های با پروانه شعاعی با سرعت مخصوص بالاتر از ۶۰ می‌باشند. زیرا جریان خروجی از پروانه‌های شعاعی با افزایش سرعت مخصوص، با توجه به انحراف جریان در قسمت مریدیونالی و افزایش سطح پره، غیریکنواخت‌تر می‌باشد. در سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۵۰، پمپ‌های نیمه محوری خصوصیتی شبیه به پمپ‌های ملخی داشته و محاسبات بر اساس مفهوم ضریب لغزش (خطا) با توجه به پره‌های با فاصله، غیردقیق می‌باشد.

پروانه‌های پمپ‌های نیمه‌محوری نیز به روش پروانه‌های شعاعی که در قسمت دوم بیان شد، طراحی می‌شوند. اگرچه موارد خاصی باید در نظر گرفته شوند که در نتیجه نسبت شعاعی d_{2a}/d_{2i} در خروجی پروانه به دست می‌آیند. این خصوصیات هندسی در

شکل ۶۰ و نیز شکل شماره ۴۸ نشان داده شده‌اند:



شکل ۶۰- پارامترهای طراحی یک پروانه نیمه محوری

- ضریب هد $\psi = \psi_{2a}$ از شکل شماره ۳۹ انتخاب شده و قطر پره d_{2a} در خط جریان بیرونی از رابطه شماره ۷۳ محاسبه می‌شود.

- شکل پروانه در قسمت meridionalی به شدت به وسیله زاویه ϵ_s که توسط خط جریان بیرونی و خط عمود بر محور چرخش تشکیل می‌شود، تاثیر می‌پذیرد. این زاویه با افزایش سرعت مخصوص، افزایش می‌یابد. به رابطه ۱۴۸ توجه نمایید. برای پروانه‌های محوری این زاویه طبق تعریف ۹۰ درجه می‌گردد. پمپ‌ها در عمل در محدوده ± 5 درجه‌ای نسبت به آنچه در رابطه ۱۴۸ مورد محاسبه قرار می‌گیرد، می‌باشند.

$$\epsilon_s = 90 \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}} \right)^{0.74} \quad n_{q,ref} = 200 \quad (148)$$

- قطر خارجی متوسط پروانه از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d_{2m}}{d_{2a}} = e^{-0.04 \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}} - 1 \right)} \quad n_{q,ref} = 30 \quad (149)$$

قطر خط جریان داخلی نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d_{2i}}{d_{2a}} = \sqrt{2\left(\frac{d_{2m}}{d_{2a}}\right)^2 - 1} \quad (150)$$

همبستگی تجربی که در رابطه ۱۴۸ وجود دارد، سبب ایجاد یک انتقال نرم از پروانه‌های نیمه محوری به محوری می‌شود.

- با توجه به محاسبات انجام شده در قسمت دو، ورودی پروانه با توجه به سرعت مخصوص مکش مورد نیاز، محاسبه می‌شود. زوایای ورودی پروانه معمولاً در محدوده بین ۱۲ تا ۱۸ درجه می‌باشند. با سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۵۰، طراحی به محدوده پمپ‌های محوری نزدیک‌تر می‌باشد. ضریب جریان در نقطه طراحی از طریق زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$\varphi_1 = (0.18 \text{ to } 0.27) \left(\frac{n_{q,ref}}{n_q}\right)^{0.3} \quad n_{q,ref} = 200 \quad (151)$$

حد بالایی باید جهت کارایی بهینه و حد پایینی باید جهت سرعت‌های مخصوص مکش بالا انتخاب می‌شوند.

- تعداد پره‌ها: برای سرعت‌های مخصوص زیر ۱۴۰ از معیار ارائه شده در قسمت دوم استفاده می‌شود. در محدوده‌های سرعت مخصوص پایین، تعداد ۷ پره، انتخاب مناسبی می‌باشد. با این وجود در محدوده سرعت مخصوص بین ۲۰ تا ۱۴۰، تعداد ۵ تا ۷ پره قابل انتخاب می‌باشند. برای سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۴۰، ملاحظات طراحی پروانه‌های محوری لازم می‌باشد. در هر حال، صلبیت L/t معیار بسیار مهمی در طراحی می‌باشد. صلبیت مورد نیاز در خط جریان خارجی از معادله زیر تخمین زده می‌شود:

$$\left(\frac{L}{t}\right)_a = 0.64 \left(\frac{n_{q,ref}}{n_q}\right)^{0.74} \quad n_{q,ref} = 200 \quad (152)$$

جهت طول پره مورد نیاز در خط جریان خارجی، رابطه زیر مورد نظر می‌باشد:

$$\left(\frac{L}{d_2}\right)_a \geq 1.1 \left(\frac{\beta_{2a}}{25}\right) \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}}\right)^{0.4} \quad n_{q,ref} = 200 \quad (153)$$

طول پره به دست آمده از رابطه بالا، کمترین طول مورد نیاز جهت ممانعت از ناپایداری نمودار $Q-H$ می‌باشد.

پهنای خروجی پروانه را می‌توان از شکل ۴۵ مورد محاسبه قرار داد.

- زاویه خروجی پروانه در خط جریان خارجی $\beta_{2B,a}$ طبق قسمت دوم مورد محاسبه قرار می‌گیرد. اطلاعات زیر، نکاتی تکمیلی جهت انتخاب زوایای پره می‌باشد:

- بیشترین کارائی‌ها زمانی به دست می‌آیند که زاویه خارجی پره در خط جریان میانی به صورت $\beta_{2B,m} = 20 \text{ to } 26$ انتخاب شود.
- در خط جریان با قطرهای d_{1b} و d_{2b} ، زوایای ورودی و خروجی نباید بیشتر از ۲ درجه انحراف یابند. در توسعه پره، خط جریان میانگین تبدیل به یک خط صاف می‌شود.
- به علاوه $\beta_{1B,a} < \beta_{2B,a}$ باید در خط جریان خارجی و $\beta_{1B,i} > \beta_{2B,i}$ نیز در خط جریان داخلی اجرا شود. جهت تعیین توزیع زاویه خروجی پره پروانه در طول پره، یک فرض با توجه به انتقال انرژی در خط جریان‌های مختلف باید انجام شود. در اصل، این توزیع انرژی می‌تواند به صورت دلخواه انتخاب شود. در هر صورت، جهت داشتن نتایج تجدیدپذیر، طراح معمولاً توزیع خاصی از مومنوم زاویه‌ای در خروجی پروانه با توجه به اینکه $c_u = u * c_u = f(r)$ یا $c_{u,a} \left(\frac{r_a}{r}\right)^m$ می‌باشد را انتخاب می‌کند.

با توجه به جدول طراحی شماره ۱۵، ۳ امکان موجود در قسمت زیر با یکدیگر مقایسه شده‌اند:

- در طراحی وورتکس (گردابه) آزاد با $m = 1$ (بدان معناست که $u * c_u = u_a * c_{u,a} = constant$)، همان کار پره به صورت تئوری بر هر خط جریان انتقال می‌یابد. مولفه جانبی سرعت مطلق، از نوک پره به سمت هاب زیاد می‌شود با توجه به $c_u(r) = c_{u,a} \left(\frac{r_a}{r}\right)$
- زمانی که توان $m = 0$ باشد، سرعت مطلق در طول پره ثابت می‌شود: $c_u(r) = c_{u,a}$
- سیال با سرعت زاویه‌ای ثابت مثل یک جسم جامد، در صورتی که $m = -1$ انتخاب شود می‌چرخد:

$$c_u(r) = c_{u,a} \left(\frac{r}{r_a}\right)$$

این سه انتخاب جهت تخصیص مومنوم زاویه‌ای در طول پره در خروجی پروانه سبب توزیع کار مخصوص، فشار استاتیکی، فشار کلی و زوایای جریان در قاب‌های مرجع نسبی و مطلق متفاوتی می‌شود. روابط مربوط که با فرض سرعت مریدیونالی ثابت و جریان ورودی بدون پیچش (سوئیرل) به دست می‌آیند در جدول شماره ۱۵ دیده می‌شوند.

در صورتی که پره با توجه به قانون گردابه آزاد طراحی شود، تعادل شعاعی به صورت ذاتی ارضاء (برقرار) می‌شود. این موضوع بر این دلالت دارد که سرعت محوری (جدا از اثرات لایه مرزی)، از آن جایی که هیچ نیرویی عمود بر جهت جریان اصلی سبب توزیع دوباره سیال نمی‌شود، به طور جدی یکنواخت می‌ماند. در هر صورت، انحراف قوی جریان در هاب، نیازمند پیچش بالای پره می‌باشد. قطر هاب باید به اندازه کافی بزرگ انتخاب شود تا پیچش را محدود کرده و از جدایش جریان جلوگیری کند. فشار استاتیکی

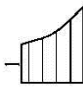
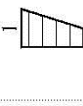
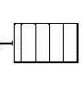
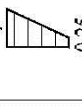
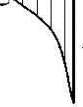
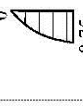

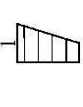

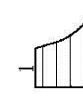
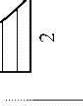
به صورت آشکاری از نوک به هاب، زمانی که فشار کل در طول پره ثابت می‌ماند، کاهش می‌یابد. در هاب، انرژی جنبشی در بیشینه خود می‌باشد و در خط جریان خارجی به بیشترین میزان خود به وسیله فاکتور $(\frac{r_a}{r_t})^2$ می‌رسد. زاویه جریان ورودی به دیفیوزر در هاب کوچک‌تر از خط جریان خارجی است. در نتیجه، انحراف جریانی که در دیفیوزر ایجاد می‌شود در هاب بزرگ‌تر از نوک پره می‌باشد که سبب جدایش جریان در نزدیکی هاب می‌شود. از این گذشته، مقدار زیادی از انرژی جنبشی باید به فشار استاتیکی در هاب، جهت جلوگیری از افت‌های مربوط به جریان ثانویه و اغتشاشات، تبدیل شود. با توجه به این توزیع جریان‌های غیر دلخواه، روی هم رفته دیفیوزر در طراحی گردابه آزاد یک المان بحرانی است، زیرا پره‌های دیفیوزر جهت افزایش بار در هاب می‌باشند. انرژی جنبشی برگشت‌پذیر در ورودی دیفیوزر، با افزایش سرعت مخصوص به دلیل کاهش نسبت سرعت جانبی (C_{2u}) نسبت به سرعت محوری (C_{2m})، از بین می‌رود.

اگر پروانه برای سرعت خروجی مطلق ثابت طراحی شود، کار پره از خط جریان خارجی به خط جریان داخلی متناسب با شعاع، کاهش می‌یابد. تعادل شعاعی با القاء و تحریک جریان شعاعی و ثابت نماندن سرعت مریدیونالی، از بین می‌رود. فشار استاتیکی و فشار کل به صورت آرامی به سمت هاب کاهش می‌یابند، اما به میزان مشخصی کمتر از میزان مورد نظر که در طراحی پره به روش گردابه آزاد می‌باشد.

در صورتی که پره با توجه به گردابه اجباری طراحی شود، تعادل شعاعی به صورت بسیار شدیدی مغشوش می‌شود. پیچش پره‌های پروانه در این طراحی به صورت کمینه می‌باشند. انتقال انرژی و افزایش فشار کل در هاب، به صورت کمینه می‌باشند. طراحی در این حالت دارای مزایایی مثل کاهش محسوس افت‌ها می‌باشد.

همان‌طور که می‌دانیم، مواردی چون پایداری نمودار $Q - H$ ، مصرف انرژی و هد در حالت‌شات-اف به قسمت مریدیونالی و محل لبه‌های حمله و فرار بستگی دارند. پس بسیار ضروری است که در ساخت پروانه پمپ‌های با سرعت مخصوص بالا، صافی سطح و نیز پروفیل‌های لبه فرار در سطوح مکش، به درستی ساخته شوند.

جدول ۱۵- توزیع چرخش در خروجی پروانه

توزیع چرخش در خروجی پروانه		تایم $\alpha_{1l} = 90^\circ$		سرعت چرخش ثابت		تعمای اشکال برای مقدار معادل معتبر می باشد. $V = 0.5$	
		ثابت $C_{2m} =$	ممتنوم زاویه ای constant: $m = 1.0$	$m = 0$	چرخش جسم صلب $m = -1.0$		
مولفه جابجی سرعت مطلق	$\frac{C_{u, a}}{C_{u, a}} = \left(\frac{r_a}{r}\right)^m$	$\frac{r_a}{r}$		1.0			
هد تئوری	$\frac{H_{th}}{\Pi_{th, a}} = \frac{r C_u}{r_a C_{u, a}}$	1.0		$\frac{r}{r_a}$			
فشار استاتیکی	$\frac{P_a - P}{\frac{\rho}{2} C_{u, a}^2} = \frac{r_a^2}{r^2} - 1$	$\frac{r_a^2}{r^2} - 1$		$2 \ln \frac{r_a}{r}$			
فشار کل	$\frac{P_{tot, a} - P_{loc}}{\frac{\rho}{2} C_{u, a}^2} = \frac{P_a - P}{\frac{\rho}{2} C_{u, a}^2} + 1 - \frac{C_u^2}{C_{u, a}^2}$	0					
زاویه جریان مطلق در خروجی پروانه	$\frac{\tan \alpha}{\tan \alpha_a} = \frac{C_{u, a}}{C_u}$	$\frac{r}{r_a}$		1.0			
زاویه جریان نسبی در خروجی پروانه	$\frac{\tan \beta}{\tan \beta_a} = \frac{1 - \frac{\Psi_{th}}{2}}{\frac{r}{r_a} \frac{C_u}{C_{u, a}} \frac{\Psi_{th}}{2}}$	$1 - \frac{\Psi_{th}}{2} \frac{r}{r_a} \frac{\Psi_{th}}{r_a}$		$1 - \frac{\Psi_{th}}{2} \frac{r}{r_a} \frac{\Psi_{th}}{r_a}$			

[1]: Paresh Girdhar, Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance, Elsevier, 2005

[2]: Val s. Lobanoff, Centrifugal Pumps design and application, second edition, Gulf publishing company, 1992

[3]: STEPHEN LAZARKIEWICZ, Impeller Pumps, Pergamon Press, 1965

[4]: Johann Friedrich Gülich, Centrifugal Pumps, Springer, 2007