

بررسی منحنی عملکرد توربین های شعاعی با استفاده از نتایج تجربی و مدل والاس

علی حاجیلوی بنیسی^{۱*}، منوچهر راد^۲ و مجیدرضا شاه حسینی^۳

^۱ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی شریف

^۲ استاد دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی شریف

^۳ دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی شریف

(تاریخ دریافت ۸۳/۱۰/۱۲، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۴/۱۲/۱۶، تاریخ تصویب ۸۵/۲/۹)

چکیده

توربین های مورد استفاده در موتورهای توربوچارجر می بایست به گونه ای طراحی شوند که در مقابل تغییرات جریان گاز ورودی کمترین حساسیت را دارا باشند، و بازه وسیعی از عملکرد موتور را پوشش دهند. به همین دلیل از توربین های شعاعی در توربوچارجرها بطور وسیع استفاده می شود. بررسی رفتار این نوع توربین ها در شرایط مختلف عملکردی دارای اهمیت زیادی می باشد. بدین منظور با استفاده از روشهای تحلیلی مدل کلی از رفتار توربین می توان تهیه نمود ولیکن بدلیل پیچیدگی های جریان در توربین ها، استفاده از روشهای آزمایشگاهی الزامی می باشد. لذا بررسی نتایج آزمایشگاهی و روشهای مختلف استفاده از داده های آزمایشگاهی به منظور تعیین منحنی عملکرد از اهمیت خاصی برخوردار است، که در تحقیق حاضر به بررسی روشهای تعیین منحنی عملکرد پرداخته می شود.

واژه های کلیدی: توربین شعاعی - منحنی عملکرد - مدلسازی توربین - افت جریان - حالت دائم

مقدمه

توربین ها در شرایط مختلف عملکردی از اهمیت زیادی برخوردار است [۳].

اصول تحلیل توربین گازی شعاعی

در پژوهش حاضر اصول تحلیل جریان در توربین با استفاده از معادلات اصلی که در تحلیل توربین ها به کار می رود یعنی معادلات حاکم، معادله های بقاء جرم، بقاء مومنتم، بقاء انرژی، قانون دوم ترمودینامیک و معادله حالت می باشد که از تحلیل گام به گام هر بخش از توربین و اعمال ضرایب لازم برای به دست آوردن تلفات در بخش های مختلف توربین رفتار توربین مشخص می شود. در این راستا مقالات گوناگونی در ارتباط با پیش بینی عملکرد توربین و تعیین ضرایب مناسب به منظور تخمین تلفات در توربین پیشنهاد شده است.

همچنین تلاشهایی نیز به منظور تعیین ضرایب مناسب تر برای محاسبه تلفات در توربین با کمک گرفتن از نتایج آزمایشگاهی انجام شده است که می توان به مراجع [۵،۴] اشاره نمود.

شایان ذکر است که استفاده از مدلسازی به روش ذکر شده از اهمیت خاصی برخوردار است که می توان به

یکی از کاربردهای عمده توربین های گازی جریان شعاعی استفاده از آنها در توربوچارجرها می باشد که توربوچارجینگ موتورهای احتراق داخلی با اهداف افزایش توان و بازده موتور و کاهش مصرف سوخت ویژه موتور صورت می گیرد. توربین های مورد استفاده در موتورهای توربوچارجر می بایست به گونه ای طراحی شوند که در مقابل تغییرات جریان گاز ورودی کمترین حساسیت را دارا باشند، و بازه وسیعی از عملکرد موتور را پوشش دهند همچنین کمترین انحراف از حالت طراحی را داشته و حتی المقدور توربین فوق باید در دامنه بالای نسبت سرعت ایزنتروپیک (u/c_s) کار نماید.

بدین منظور بررسی عملکرد این نوع توربین ها چه در حالت طراحی و چه در حالت خارج از نقطه طراحی حائز اهمیت می باشد [۲،۱].

به هر حال توربین ها و یا به طور کلی توربوماشین ها به گونه ای طراحی می شوند که در شرایط جریان دائم و نقطه طراحی کار نمایند، لذا هر گونه انحراف از نقطه طراحی باعث تحمیل افت اضافه ای به آنها می شود. همانگونه که در بالا ذکر گردید به دلیل استفاده وسیع از توربین های شعاعی در توربوچارجرها بررسی رفتار این نوع

ویژگی های زیر اشاره نمود:

۱- طراحی توربین های توربوچارجر بر اساس رفتار این توربین ها در شرایط دائم صورت می گیرد.

۲- حجم محاسبات در این روش نسبت به روشهای دیگر نظیر CFD کمتر می باشد.

به دلیل پیچیدگی های جریان در توربین ها هنوز درک کامل از الگوی جریان درون آن وجود ندارد و می توان گفت که پیش بینی عملکرد توربین فقط با انجام آزمایش دارای جواب مناسب و قابل قبول می باشد. ولی به دلیل هزینه، طولانی بودن فرایند آزمایش و پیچیدگی روش تجربی، ارائه الگوی مناسب و قابل اطمینان برای پیش بینی عملکرد توربین ها به کمک روش های تئوری مورد نیاز است.

در این تحقیق سعی شده است تا نتایج حاصل از آزمایش های انجام گرفته بر روی توربین های جریان شعاعی را با نتایج مدلسازی مقایسه نموده و به بررسی عوامل تاثیرگذار در ایجاد افت در توربین پرداخته شود.

مدل سازی

به منظور مدل سازی جریان داخل توربین و تحلیل آن، توربین را به صورت مجموعه ای از مجاری مستقل در نظر می گیریم که به دنبال یکدیگر قرار گرفته اند. برای انجام محاسبات یک مدل هندسی، توربین گازی شعاعی مدل AiResearch T04 با روتور کنگره ای^۱ که مشخصات هندسی آن در جدول (۱) آمده در نظر گرفته شده است. علاوه بر هندسه مشخص، شرایط سکون ورودی به توربین نیز معین می باشد. توربین استفاده شده در تحقیق حاضر از نوع دو ورودی^۲ با نازل بدون پره می باشد که شمای آن در شکل (۱) نشان داده شده است.

جریان از دو مجرای مجاور با شرایط معین در هر کدام از مجاری فلنج F وارد محفظه توربین می گردد و پس از طی یک فاصله مستقیم کوتاه وارد مجرای حلزونی می شود. در مجرای حلزونی به واسطه شکل مارپیچی آن، جریان به سمت پیرامون چرخ توربین هدایت شده و بعد از اختلاط جریان دو مجرا وارد چرخ توربین می گردد، پس از انتقال توان به چرخ توربین از آن خارج می گردد. جریان در طی عبور از توربین با افت هایی روبرو می شود که این افتها به قرار زیر می باشند.

۱- افت محفظه که شامل افت های اصطکاکی بین جریان سیال و دیواره و افت ناشی از جریان ثانویه در مجرای حلزونی می باشد.

۲- جریان در ورودی به چرخ توربین دارای افت برخورد است، که متناسب با زاویه برخورد (اختلاف زاویه نسبی جریان و زاویه پره) می باشد. زاویه زیاد منجر به آشفتگی در الگوی جریان در روتور می شود و اگر این اختلاف زیاد باشد منجر به جدایش جریان درون چرخ توربین می شود.

۳- در چرخ توربین علاوه بر افت های اصطکاکی و جریان های ثانویه با افت لقی، افت بارگذاری تیغه ها و افت جریان در خروج از چرخ توربین مواجه هستیم [۵،۶].

پیچیدگی روابط در سیال تراکم پذیر باعث شده تا تحلیل ابعادی سیال جایگاه ویژه ای پیدا کند. این تحلیل باعث ایجاد دیدگاه فیزیکی مناسبی برای پیش بینی رفتار سیال خواهد شد. با استفاده از روابط تحلیل ابعادی می توان چهار پارامتر مهم را مشخص کرده و سایر پارامتر های مهم را بر اساس آنها تعریف نمود [۷].

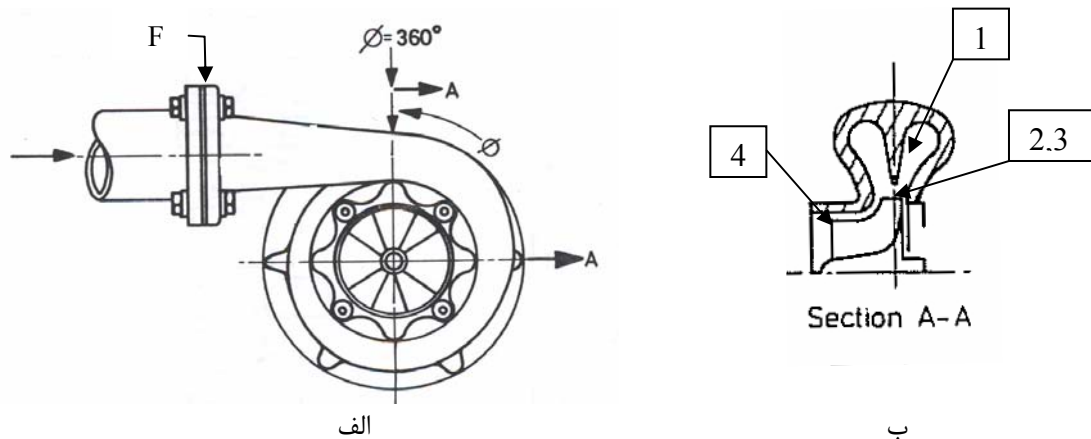
$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{00}} = f\left\{\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{00}}}{D^2 P_{00}}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{00}}}, \text{Re}, \gamma\right\} \quad (1)$$

یعنی نسبت فشار، بازده و کاهش انرژی نسبی را می توان بر حسب کمیت های بدون بعد متناظر با دبی جرمی، دور، عدد رینولدز و نسبت گرمای ویژه به دست آورد.

پارامترهای R و γ را می توان در یک سیال ثابت فرض کرده و از محاسبات خارج نمود بررسی ها نشان داده که عدد رینولدز در توربوماشین عدد بزرگی است و تغییرات آن اثر عمده ای بر بقیه پارامتر ها ندارد [۸]. همچنین هندسه توربین ثابت فرض شده است. پس D نیز از روابط حذف می گردد. بنابراین می توان معادله (۱) را به صورت زیر بازنویسی نمود.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{00}} = f\left\{\frac{\dot{m}\sqrt{T_{00}}}{P_{00}}, \frac{N}{\sqrt{T_{00}}}\right\} \quad (2)$$

با توجه به رابطه (۲) می توان نتیجه گرفت که با در دست داشتن دبی، دور و شرایط ورودی می توان با استفاده از روابط ترمودینامیکی و معادلات حاکم و ابعاد هندسی سایر کمیتها را بدست آورد. به همین منظور در یک تحلیل گام به گام، محاسبات در هر بخش توربین به صورت جداگانه انجام می شود، نتایج حاصل از هر بخش، ورودی بخش بعد



شکل ۱- الف : نمای کلی توربین شعاعی و اجزای آن، ب: نمای مقطع A-A [۷].

$$\dot{m} = \rho c A \cos(\alpha)$$

(۳)

با جایگزینی عدد ماخ در معادله و نوشتن آن از ورودی به خروجی داریم:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{00}} / \gamma}{A_1 P_{00}} = \sigma_{0-1} \cos(\alpha_1) M_1 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (۴)$$

با حل این معادله برای دبی مشخص می‌توان ماخ خروجی از مجرا (M_1) را به دست آورد [۵]. با توجه به کوتاه بودن مسیر فوق تلفات در این بخش را ناچیز فرض و σ_{0-1} را برای این بخش برابر با یک فرض می‌نمائیم.

۲- مجرای حلزونی

معادله ای که برای جریان در مجرای حلزونی به کار می‌رود عبارتست از:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{01}} / \gamma}{A_2 P_{01}} = \sigma_{1-2} \cos(\alpha_2) M_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (۵)$$

به منظور محاسبه σ_{1-2} و α_2 می‌توان از روابط مراجع [۴، ۱۱] استفاده نمود.

$$\alpha_2 = \text{Arc tan} \left(\frac{2\pi b_2 \rho_2 S}{\rho_1 (A/r)_1} \right) \quad (۶)$$

$$\sigma_{1-2} = \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} \frac{\xi_s}{1-\xi_s} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۷)$$

محسوب می‌شود [۱۰، ۹].

برای انجام محاسبات علاوه بر هندسه توربین، مقادیر سرعت دوران چرخ توربین، شرایط سکون جریان در ورودی توربین و فشار استاتیک خروجی معلوم فرض می‌شوند. با حدس دبی جرمی محاسبات از ورودی توربین شروع می‌شود. برای هر مجرا کمیت‌های معلوم عبارتند از شرایط جریان در ورودی به مجرا، هندسه آن و مقدار دبی جرمی. با اعمال معادلات حاکم بر جریان شرایط جریان در خروجی مجرای مورد نظر با سعی و خطا به دست می‌آید. با مقایسه فشار استاتیک محاسبه شده در خروجی توربین با مقدار واقعی آن، مقدار دبی جرمی تصحیح شده، محاسبات تا همگرایی دبی جرمی تکرار می‌شود.

اعمال ضرایب افت برخورد در حل مسئله از مهمترین بخشهای حل می‌باشد. در این تحقیق افت برخورد به صورت مجزا در نظر گرفته شده [۶، ۷] و از مدل فشار ثابت والاس استفاده شده است [۱۱]. در این روش ناحیه برخورد بصورت یک مجرای فرضی در نظر گرفته می‌شود، که بین مجرای حلزونی و چرخ توربین قرار دارد و شرایط ورودی آن همان شرایط خروجی حلزونی و شرایط خروجی آن شرایط ورودی چرخ توربین است [۴].

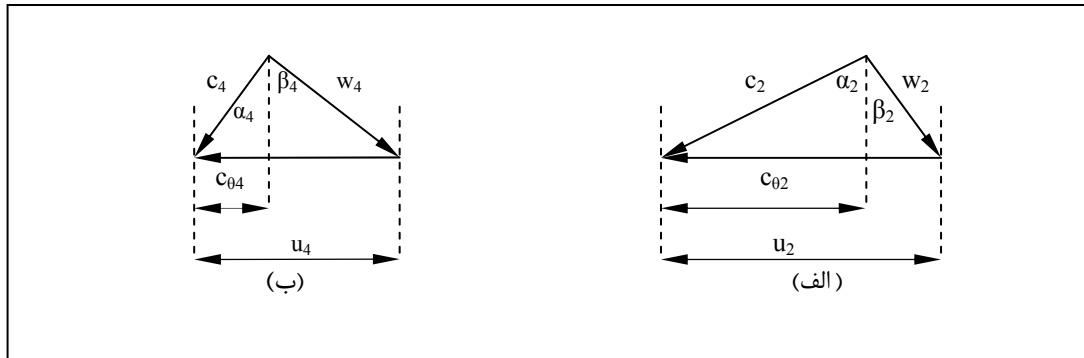
به منظور حل جریان توربین آنرا به چهار بخش مجرای ورودی، مجرای محفظه توربین، بخش مجرای فرضی که جریان با عبور از آن بخش وارد چرخ توربین می‌شود و مجرای چهارم که چرخ توربین است تقسیم بندی می‌شود:

۱- مجرای ورودی

با نوشتن معادله پیوستگی برای مجرای ورودی داریم:

جدول ۱: مشخصات هندسی چرخ توربین.

تعداد پره	۱۱
قطر نوک پره (mm)	۷۴
قطر نوک دهانه خروجی (mm)	۵۷/۶
قطر پایه دهانه خروجی (mm)	۲۲
زاویه ورودی به چرخ (deg)	۰
متوسط زاویه خروجی از چرخ (deg)	۵۸

شکل ۲- الف: مثلث سرعت در ورودی روتور (صفحه r, θ)؛ ب: مثلث سرعت در خروجی از روتور (صفحه a, θ).

روتور می‌شود. اما نتایج آزمایش نشان می‌دهد که در فاصله کوتاهی پس از ورود به چرخ توربین جریان تا حد بسیار خوبی از هندسه روتور تبعیت می‌کند [۵]. در صورتیکه زاویه برخورد با زاویه بهینه متفاوت باشد تلفات قابل ملاحظه‌ای در ناحیه کوچک ورودی چرخ توربین موسوم به ناحیه برخورد اتفاق می‌افتد. برای بدست آوردن تلفات برخورد دو مدل معروف وجود دارد. در مدل اول که به مدل والاس یا فشار ثابت معروف است فرض می‌شود که در ناحیه برخورد تغییرات فشار نداریم و فشار ورودی و فشار خروجی سیال با یکدیگر برابرند. در مدل دوم مشهور به مدل ناسا [۱۳، ۱۰]. فرض می‌شود که انرژی جنبشی مؤلفه سرعت سیال که در جهت عمود بر زاویه بهینه ورود سیال به روتور است، کاملاً تلف می‌شود. همچنین این ناحیه به عنوان مسیر متحرک به حساب می‌آید و از رابطه زیر پیروی می‌کند.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_{02} / \gamma}}{A_3 P_{02}} = \sigma_{2-3} \cos(\beta_3) M_3 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \quad (11)$$

با استفاده از مدل فشار ثابت والاس مقادیر σ_{2-3} از مرجع [۱۳] تعیین می‌گردد.

در صورتی که معادله بقاء ممنتوم زاویه‌ای را برای جریان درون مجرای حلزونی بنویسیم و در صورت صرف نظر کردن از اصطکاک، الگوی جریان به صورت گردابه آزادی می‌شود.

$$r_1 C_{\theta 1} = r_2 C_{\theta 2} \quad (8)$$

ولی جریان در محفظه کاملاً از الگوی گردابه آزاد پیروی نمی‌کند، بنابراین رابطه (۶) نیاز به اصلاح دارد. مراجع [۱۲، ۵] با اضافه نمودن عبارتی به سمت چپ این معادله برای منظور کردن ممنتوم زاویه‌ای تلف شده در اثر اصطکاک آن را تصحیح کرده اند:

$$Sr_1 C_{\theta 1} = r_2 C_{\theta 2} \quad (9)$$

که ضریب S بین ۰/۹۵ تا ۰/۸۵ متغیر می‌باشد و S از مرجع [۱۲] تعیین می‌شود.

$$S = \sqrt{1 - \xi_s} \quad (10)$$

۳- ناحیه برخورد

همانگونه که در شکل (۲) نشان داده شده است. معمولاً سیال با یک زاویه برخورد غیر صفر (β_2) وارد

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT'_{03}}^{\gamma}}{A_4 P'_{03}} = \sigma_{3-4} \cos(\beta_4) M'_4 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4'^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \left(\frac{U_3^2 - U_4^2}{2C_p T'_{03}}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (20)$$

در این رابطه σ_{3-4} شامل تلفات اصطکاکی و تلفات بارگذاری که نتیجه الگوی جریان بین پره ها می باشد، وجود لقی بین پره های توربین و جدار باعث ایجاد تلفات لقی در توربین می شود به دلیل عدم وجود دیفیوزر در انتهای مسیر جریان، تلفات خروجی وجود ندارد [۴،۵]. افت اصطکاکی از رابطه شیلیختینگ و به صورت زیر به دست می آید [۱۴].

$$\Delta q_{fr} = f_c \frac{L_H}{D_H} \frac{\bar{W}^2}{2U_2^2} \quad (21)$$

$$f_c = f \left(1 + 0.75 \operatorname{Re}^{0.25} \sqrt{D_H/2r_c}\right) \quad (22)$$

$$1/\sqrt{f} = 2.0 \ln(\operatorname{Re}_{D_H} \sqrt{f}) - 1.19 \quad (23)$$

برای تعیین تلفات بارگذاری که نتیجه الگوی پیچیده جریان بین تیغه ها می باشد از رابطه زیر استفاده می شود [۵]:

$$\Delta q_{bl} = \frac{C_{\theta 2}^2 D_2}{Z L_R U_2^2} \quad (24)$$

تلفات لقی که به دلیل فاصله بین نوک پره و محفظه پره وجود دارد از رابطه (۲۲) مشخص می شود [۵]:

$$\Delta q_{cl} = 0.4 (e_{cl}/b_2) (C_{\theta 4}/U_2)^2 \quad (25)$$

$$e_{cl} = 0.008 / (2b_2 / D_2) \quad (26)$$

تلفات خروجی از رابطه زیر مشخص می گردد [۵]:

$$\Delta q_{exit} = 0.5 \frac{C_4^2}{U_2^2} \quad (27)$$

که در نهایت میزان Δq کل برابر مجموع تلفات به صورت زیر بیان می شود.

$$\Delta q_{total} = \Delta q_{fr} + \Delta q_{bl} + \Delta q_{cl} + \Delta q_{exit} \quad (28)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{-1 \pm \sqrt{[1 + 4 \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_2^2 AR^2 (1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2)]}}{2AR^2 M_2^2 \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)} \quad (12)$$

$$\Delta S_{2-3} = \frac{\gamma R}{\gamma-1} \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \quad (13)$$

$$\sigma_{2-3} = \exp(-\Delta S_{2-3} / R) \quad (14)$$

که در رابطه های بالا AR از رابطه زیر تعیین می شود:
AR = cos(i) (15)

که i اختلاف بین زاویه نسبی جریان و زاویه پره می باشد. گالواس مدل زیر را که بر اساس مدل ناسا می باشد به منظور تعیین σ_{2-3} پیشنهاد کرد [۵]:

$$\Delta h'_{02-3} = h'_{02} - h'_{03s} = \frac{W^2}{2} [\sin^2(|\beta_2 - \beta_{2opt}|)] \quad (16)$$

که σ_{2-3} از مرجع [۵] به فرم زیر تعیین می گردد.

$$\sigma_{2-3} = \left(1 - \frac{\Delta h'_{02-3}}{c_p T'_{02}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (17)$$

در روابط بالا β_{2opt} از روابط مرجع [۵] و به صورت زیر تعیین می شود:

$$\beta_{2opt} = \operatorname{Arc} \tan\left(\frac{\mu-1}{\mu} \tan(\alpha_2)\right) \quad (18)$$

و μ ضریب لغزش استانیتمی باشد [۵].

$$\mu = 1 - \frac{2 \sin(\pi/Z)}{\pi [1 + \sin(\pi/Z)]} \quad (19)$$

۴- چرخ توربین

بیشتر تلفات توربین در چرخ توربین اتفاق می افتد. تلفات برخورد هم جزء تلفات چرخ توربین به حساب می آید. اما به دلیل ملاحظات مدلسازی به طور جداگانه مورد بررسی قرار می گیرد. به منظور حل جریان در روتور از رابطه (۲۰) استفاده می شود:

شیرهای کنترلی (۱ و ۲) تنظیم دبی و فشار می شود. در اولین ایستگاه اندازه گیری، دبی آن توسط یک اریفیس اندازه گیری می شود، بعد از آن مسیر جریان دو قسمت می شود که هر کدام به یک ورودی توربین متصل می باشد. به وسیله شیرهای نیوماتیکی حساس می توان جریان را به نسبت مشخص بین دو لوله ورودی توربین تقسیم نمود و شرایط جریان کامل و یا جزئی ایجاد نمود تا بررسی حالت های مختلف توربین فراهم شود. در هر کدام از شاخه های فوق یک دستگاه اندازه گیری دبی وجود دارد تا توسط اریفیس دبی هر کدام از آنها اندازه گیری شود، در ورودی و خروجی توربین نیز وسایل اندازه گیری فشار و دما پیش بینی شده است تا کمیت های مورد نیاز با دقت اندازه گیری شود، هوا پس از انبساط در توربین به بیرون هدایت می گردد. در سمت کمپرسور ابتدا هوا از یک فیلتر عبور کرده و دبی آن توسط یک اریفیس اندازه گیری می شود، همچنین قبل از ورود به کمپرسور دما و فشار هوای ورودی مشخص می گردد توسط شیرهای نیوماتیکی قبل و بعد از کمپرسور می توان دبی جرمی جریان در کمپرسور را تنظیم نمود. پس از تراکم در کمپرسور دما و فشار تعیین می شود و سپس جریان به بیرون هدایت میگردد. سرعت دوران توربوچارجر توسط دورسنج نوری مادون قرمز در سمت کمپرسور اندازه گیری می شود. یکی دیگر از اجزاء مهم در این آزمایشگاه بخش روغنکاری توربوچارجر است که با استفاده از خنک کن روغن از وارد شدن صدمه به توربوچارجر ممانعت می شود. در جریان روغن علاوه بر دبی سنجی، افزایش دما نیز اندازه گیری می شود. نکته مهم در تعیین بازده بستگی آن به میزان دقت در اندازه گیری دبی ها، دما ها و فشارها است، در این آزمایشگاه اریفیس ها و شیرها در موقعیت مناسب نصب شده اند تا از اغتشاش بر روی جریان و ایجاد خطا اجتناب شود و همچنین در هر ایستگاه اندازه گیری که تغییراتی در کمیت های اندازه گیری در مقطع جریان ممکن است وجود داشته باشد، از بیش از یک وسیله اندازه گیری استفاده می شود تا دقت اندازه گیری افزایش یابد. این دستگاه آزمایش توربوچارجر امکان انجام آزمایش با جریان ورودی جزئی و کامل^۳، امکان گرم نمودن هوای ورودی به توربین، کنترل فشار و دبی ورودی به توربین، آزمایش همزمان توربین و کمپرسور توربوچارجر، داده

و σ_{3-4} از مرجع [۵] به صورت زیر تعیین می گردد.

$$\sigma_{3-4} = \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma R T'_{04}} U_2^2 \Delta q_{total} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (29)$$

روش حل

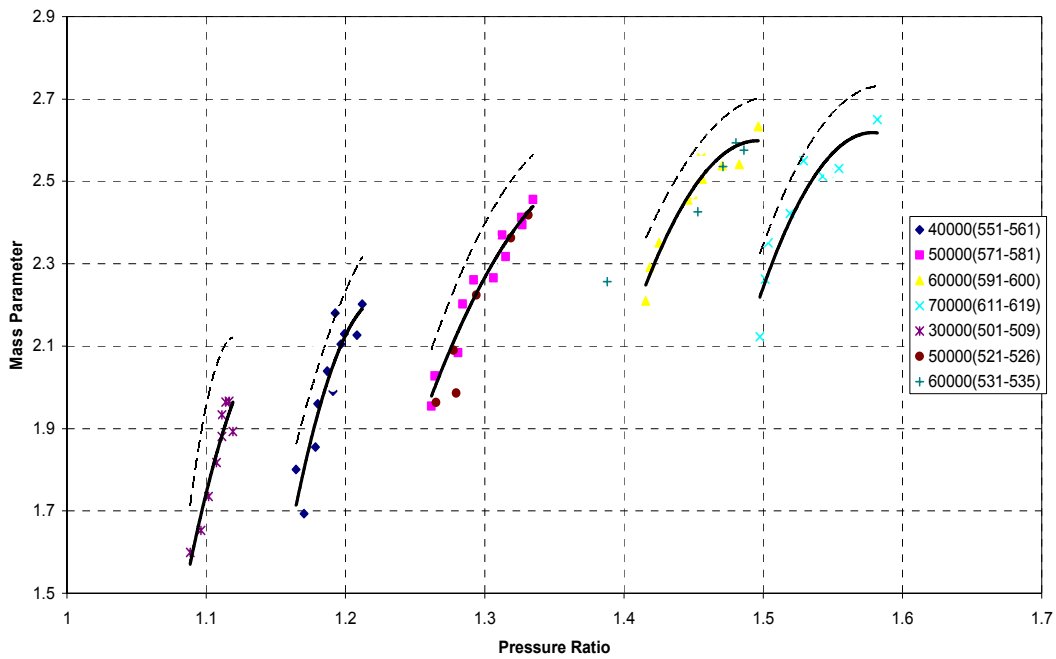
روش حل به این صورت می باشد که یک مقدار به عنوان دبی جرمی توربین حدس زده می شود و بر اساس آن جریان در توربین تا انتها حل می شود. سپس فشار استاتیک بدست آمده در خروجی توربین با مقدار واقعی مقایسه می شود و بر اساس آن دبی جرمی توربین تصحیح می گردد. این فرایند تا همگرایی فشار استاتیک خروجی از توربین با مقدار واقعی آن ادامه می یابد. نتایج حاصل از این مدلسازی در شکل های (۳ و ۴) با خط چین نشان داده شده است [۱۱ و ۴]. با توجه به اینکه افت برخورد یکی از مهمترین عوامل ایجاد تلفات در توربین است. مقایسه درصد تلفات کلی حاصل از دو مدل ذکر شده با نتایج تجربی صورت گرفت، و به منظور محاسبه تلفات کلی حاصل از نتایج تجربی و تئوری از رابطه (۳۰) استفاده شد [۱۵]. همانگونه که مقایسه این دو مدل در جدول (۲) نشان می دهد، روش والاس اختلاف آنروپی کمتری نسبت به مدل ناسا با نتایج تجربی دارد. لذا در این تحقیق از مدل والاس به عنوان مدل افت برخورد استفاده شده است.

$$s_{0in} - s_{0out} = C_p \ln \left(\frac{T_{0in}}{T_{0out}} \right) + R \ln \left(\frac{P_{0out}}{P_{0in}} \right) \quad (30)$$

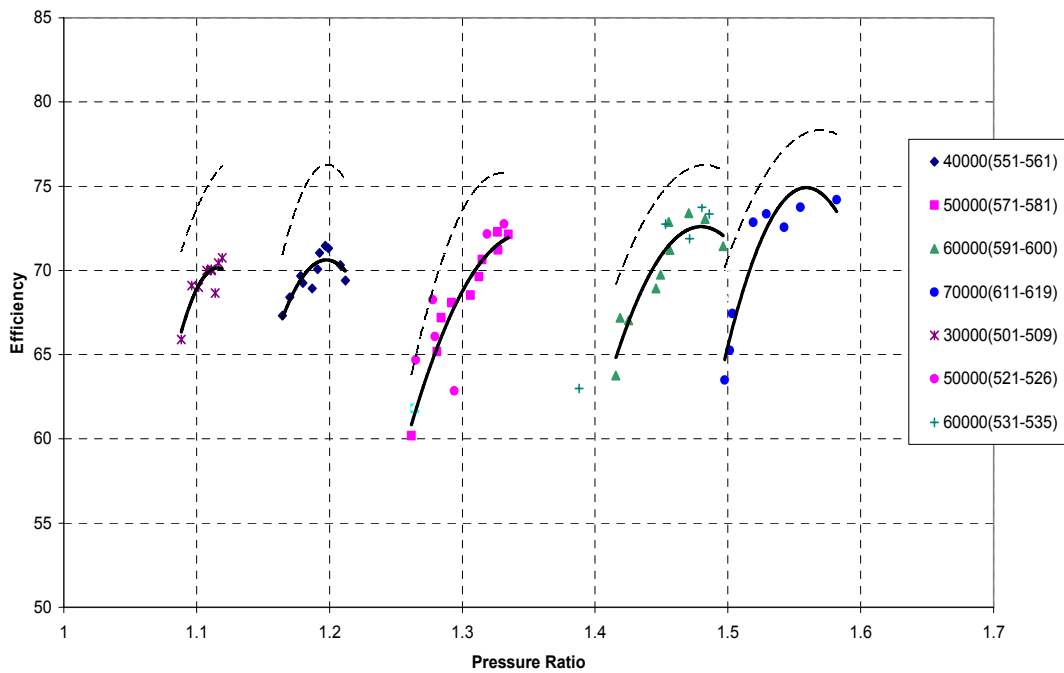
روش تجربی

اساس کار روش تجربی به این صورت است که با استفاده از جریان یک گاز، توربین به حرکت در می آید و توان توربین توسط یک کمپرسور هم محور جذب می شود، با اندازه گیری مستقیم کمیت های مورد نیاز جریان توربین همانند فشارها و دماهای ورودی و خروجی و نیز دبی جریان کمیت های عملکردی توربین بدست می آیند. طرحواره دستگاه آزمایش در شکل (۵) نشان داده شده است. در این آزمایشگاه امکان انجام آزمایش در حالت جریان کامل و جریان جزئی برای توربوچارجر های دو ورودی وجود دارد. هوای فشرده پس از عبور از فیلتر و

برداری خودکار و امکان انجام آزمایش در دوره‌های بالا را فراهم می‌آورد [۱۶].



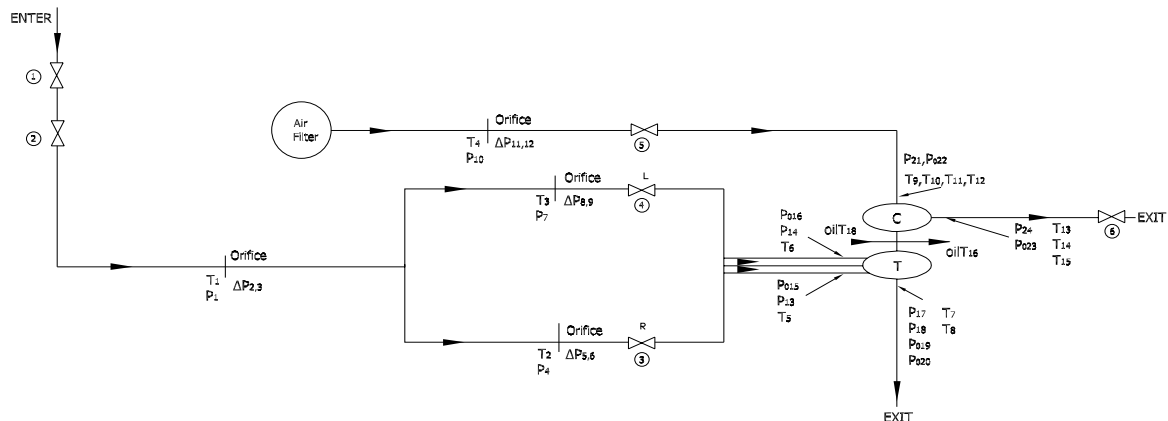
شکل ۳: تغییرات پارامتر جرمی بر حسب نسبت فشار (داخل پراونتز شماره آزمایش آورده شده است)، که در شکل فوق چین‌ها نتایج حاصل مدلسازی می‌باشد.



شکل ۴: تغییرات بازده با استفاده از مدل آیزنتروپیک بر حسب نسبت فشار (داخل پراونتز شماره آزمایش آورده شده است)، که در شکل فوق خط چین‌ها نتایج حاصل مدلسازی می‌باشد.

جدول ۲: مقایسه متوسط اختلاف آنتروپی (ΔS) مدل‌های تئوری با نتایج تجربی بر حسب (%).

نوع مدل	سرعت دوران (RPM)				
	۳۰۰۰	۴۰۰۰	۵۰۰۰	۶۰۰۰	۷۰۰۰
والاس	۸/۲	۷/۴	۵/۳	۵/۱	۴/۵
ناسا	۸/۳	۷/۶	۵/۶	۵/۵	۴/۸



شکل ۵: طرح واژه دستگاه آزمایش با ایستگاههای اندازه گیری آن.

برای پنج سرعت دوران ۳۰۰۰، ۴۰۰۰، ۵۰۰۰، ۶۰۰۰ و ۷۰۰۰ دور در دقیقه در حالت دائم انجام گرفت. سپس با انجام محاسبات بر مبنای کمیت های اندازه گیری شده منحنی های مشخصه رفتاری توربین حاصل می شود. منحنی عملکرد برای توربین AiResearch T04 در شکل های (۳ و ۴) با خط پر مشخص می باشد. بازده توربین از رابطه ایزنتروپیک کل به استاتیک (۳۱) محاسبه می شود.

$$\eta_{ts} = \frac{h_{oin} - h_{out}}{h_{oin} - h_{sout}} \quad (31)$$

نتیجه گیری

اولین نکته در مقایسه نتایج تحلیلی و تجربی آنست که روند تغییرات مشابهی دارند و انطباق خوبی از این نظر وجود دارد. همچنین با توجه به آگیری هوا قبل از ورود به مسیر اصلی و نمودارهای ترمودینامیکی حرارت مخصوص هوا بر حسب دما، تغییرات حرارت مخصوص فشار ثابت

نتایج آزمایشگاهی

هدف از انجام آزمایش بر روی توربین به دست آوردن نحوه تغییرات بازده توربین و پارامتر جرمی بر حسب نسبت فشار در دوره های مختلف می باشد. بدین منظور امکان ایجاد شرایط مختلفی برای جریان در توربین برای هر دور ثابتی ضروری می باشد. در آزمایشگاه توربوچارجر پس از تعیین سرعت دوران مورد نظر جریان سیال در توربین چنان تنظیم می گردد که با حداکثر جریان کمپرسور این سرعت حاصل شود. پس از رسیدن به وضعیت تعادل مکانیکی (سرعت ثابت) و تعادل ترمودینامیکی کمیت های مختلف جریان شامل فشارها، سرعت دوران و دماها ثبت می شود پس از آن با کاهش دبی جریان کمپرسور و متعاقب آن دبی جریان توربین نقطه تعادل دیگری در همان سرعت دوران به دست می آید. مجدداً کلیه کمیت های جریان ثبت می شوند، این روند برای حدود ده حالت متفاوت در یک دور ثابت تکرار می شود. سپس سرعت دوران تغییر می یابد و عملیات آزمایش برای آن انجام می شود. این کار در این آزمایشگاه

های مالی طرح خودرو وزارت صنایع و معادن نیز سپاسگزاری می نمائیم.

فهرست علائم

A	: مساحت
c	: سرعت مطلق
c_p	: گرمای ویژه فشار ثابت
h	: آنتالپی
m	: دبی جرمی
M	: عدد ماخ
N	: دور
P	: فشار
ξ_s	: ضریب افت
f_c	: ضریب اصطکاک لوله منحنی
L_H	: طول هیدرولیک
b	: پهناى پره
R	: ثابت گازی
r	: شعاع
S	: ضریب چرخش
T	: دما
W	: کار
α	: زاویه جریان در ورود
β	: زاویه پره
γ	: نسبت گرمای ویژه
i	: زاویه برخورد
f	: ضریب اصطکاک لوله
D_H	: قطر هیدرولیک
Z	: تعداد پره روتور
η	: بازده
ρ	: چگالی
σ	: تابع تولید آنتروپی
u	: سرعت پره
c_s	: سرعت جت انبساط ایزنتروپیک
T_c	: شعاع انحنای روتور
ΔS	: اختلاف آنتروپی
opt	: بهینه
in	: ورود
.	: ورودی توربین
۱	: ورودی محفظه
۲	: خروجی از محفظه، ابتدای فرایند برخورد
۳	: ورودی به پره توربین، انتها فرایند برخورد
۴	: خروجی توربین
c	: کمپرسور

هوای ورودی به توربین در محدوده آزمایش های انجام شده ناچیز است. همچنین به دلیل موقعیت نصب مناسب دستگاه های اندازه گیری، در دور مشخص تغییرات دما و فشار ورودی به توربین کم و ناچیز می باشد.

مقایسه بین دو مدل برخورد ناسا و والاس انجام شد و به دلیل اختلاف کمتر مدل والاس با نتایج تجربی، این مدل به عنوان مدل افت برخورد در این پژوهش انتخاب شد. مطابق شکل (۳) پارامتر جرمی با افزایش نسبت فشار افزایش می یابد و در شکل (۴) با افزایش سرعت دوران حداکثر بازده ازدیاد پیدا می نماید. همچنین در نمودارهای بازده بر حسب نسبت فشار بازده ابتدا افزایش و پس از رسیدن به مقدار حداکثر کاهش می یابد. علت این روند تغییرات آن است که در موقعیت خاص زاویه برخورد و تلفات انرژی ناشی از آن به مقدار حداقل خود می رسد و لذا در آن شرایط مقدار بازده حداکثر می باشد، پس از گذر از این شرایط دوباره مقدار زاویه برخورد افزایش می یابد. همچنین بازده های تجربی کمتر از مقادیر تحلیلی متناظر می باشند.

این موضوع می تواند ناشی از آن باشد که مدل های افت به طور کامل فرایند های افت را پیش بینی نمی کنند و عموماً کمتر از حد واقعی را تخمین می زنند. همانگونه که از شکل (۴) مشاهده می شود با افزایش سرعت دوران اختلاف منحنی ها کم می شود و دلیل آن نزدیک شدن به نقطه طراحی می باشد. روابط مدلسازی در این نقاط دقت بیشتری دارند. به هر حال بازده محاسبه شده از مقادیر حاصل ازداده های تجربی بیشتر می باشد و حداکثر ۷/۲ درصد اختلاف دارد. مقادیر پارامتر جرمی به دست آمده از روش های تحلیلی و تجربی با یکدیگر اختلاف داشته و مقادیر دبی جرمی تحلیلی حداکثر ۵/۱ درصد بیشتر می باشد. این نتیجه بدان معنی است که تلفات در توربین کمتر از مقدار واقعی آن در نظر گرفته شده است.

تشکر و قدردانی

بدینوسیله از مدیریت دانشکده مکانیک و معاونت پژوهشی دانشگاه صنعتی شریف به جهت فراهم آوردن امکان این تحقیق و نیز از مهندس جفرودی و مهندس هاشمی آقای زرنگی که در تهیه نتایج آزمایشگاهی همکاری نمودند قدردانی می نمائیم. همچنین از حمایت

لقی :	cl	سکون :	o
بارگذاری :	load	توربین :	t
خروجی :	exit	کل به استاتیک :	t _s
خروج :	out	جهت مماسی :	θ

مراجع

- 1 - Withfield, A., Patel, M. H. and Wallace, F. J. (1978). "Design and testing of two radial flow backward swept turbocharger compressors." *I Mech., E.*, PP. 201-210.
- 2 - Dale, A. and Watson, N. (1986). "Vaneless radial turbocharger turbine performance." *I Mech., E.*, PP. 65-76.
- 3 - Rodgers, C. and Rochford, K. (2002). "Small turbocharger turbomachinery." *I Mech., E.*, C602/003/2002, PP. 333-341.
- 4 - Hajilouy, A., Farshchi, M. and Ghelich-Khani, M. (2000). "Performance modeling of radial gas turbine under steady state conditions." *The First Conference of Iranian Aerospace Society*, PP.373-384.
- 5 - Whitfield, A. and Baines, N. C. (1990). *Design of radial turbomachines*. Longman Scientific and Technical Publishing Company.
- 6 - Hribernik, A. and Cernej, A. (1994). "Application of rotor characteristics for one-dimensional turbine modeling." *I Mech., E.*, C484/0.34/94, PP.239-248.
- 7 - Whitfield, A. and Baianes, N. C. (1976). "A general computer solution for radial and mixed flow turbomachine performance prediction." *IMEch.*, Vol. 18, PP.184-19.
- 8 - Sayers, A. T. (1990). *Hydraulic and compressible flow turbomachines*. McGraw-Hill Book Co.
- 9 - Lam, J. K. W. and Roberts, Q. D. H. (2002). "Flow modeling of a turbocharger turbine under pulsating flow." *IMEchE C602/025/2002*, PP.181-189.
- 10 - Chen, H. and Winterbone, D. E. (1990). "A method to predict performance of vaneless radial turbines under steady and unsteady flow conditions." *IMEchE C405/008/1990*, PP.13-22.
- 11 - Bhinder, F. S. and Gulati, P. S. (1978). "A method for predicting the performance of centripetal turbines in non-steady flow." *IMEch E*, PP. 233-240.
- 12 - Balje, O. E. (1981). *Turbomachines: A guide to design selection and theory*. John Wiley & Son, NewYork.
- 13 - Watson, N. and Janota, M. S. (1982). *Turbocharging the internal combustion engine*. Longman Scientific and Technical Publishing Company.
- 14 - White, F. (1991). *Viscous fluid flow*. Second Edition, McGraw-Hill Co.
- 15 - Paulus, D. M. and Gaggioli, R. A. (2001). "Entropy production as a predictive performance measure for turbomachinery." *J. Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 123, PP. 1-21.
- 16 - Winterbone, D. E., Nikpour, B. and Alexander, G. I. (1990). "Measurement of the performance of a radial inflow turbine in conditional steady and unsteady flow." *C405/015,IMEchE*, PP.153-162.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

1 - Scalloped Rotor

2 - Twin-Entry

3 - Full and Partial Admission