

روش طراحی اولیه و انطباق میکروتوربین های هوایی و تولید توان با مبادله گر گرمایی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۹/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۱۱

فریبرز آذری برزندیق^۱، مهرداد بزاززاده^۲ محمودرستمی^۳، کیارش چهارلنگ کیانی^۴

۱- دانشجوی دکتری مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۲- عضو هیئت علمی دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۳- عضو هیئت علمی دانشگاه صنعتی مالک اشتر

۴- مدیر تحقیق و توسعه شرکت فنی و مهندسی توربین صنعت سپهر

چکیده

مسئله انطباق (مچینگ) مبادله گر گرمایی و موتور، تعدد متغیرهای سیکلی و اثرات متقابل آن‌ها بر عملکرد موتور از اساسی‌ترین چالش‌ها در فاز نخست طراحی یک میکروتوربین دارای مبادله گر گرمایی است. در این پژوهش با استناد بر نتایج حاصل از تلفیق معادلات ترمودینامیک سیکل برایتون و ملاحظات تجربی در قالب یک کد کامپیوتری، روشی برای تعیین میزان اهمیت و بازه مطلوب متغیرهای سیکلی معرفی خواهد شد. نتایج نشان می‌دهد در کلاس هوایی بیشترین اثربخشی مبادله گر گرمایی در نسبت تراکم $3/5$ تا 5 است و در کلاس زمینی در حدود $2/75$ تا 4 است. در کلاس هوایی بازه مطلوب طراحی برای دمای ورودی توربین از 1100 تا 1250 کلوین می‌باشد و در کلاس زمینی در محدوده 950 تا 1250 کلوین است. در کلاس هوایی، افت راندمان حرارتی تحت تاثیر افت فشار دوبرابر بیشتر از کلاس زمینی است و لذا استفاده از مبادله گرهای جریان آرام الزامی خواهد بود. در کلاس زمینی توان خروجی شفت در نسبت فشارهای کمتر از $3/5$ بسرعت با کاهش PSFC تنزل خواهد کرد که سبب کاهش قابل توجه کارایی میکروتوربین تولید توان در دوره‌های پایین خواهد شد.

واژگان کلیدی: میکروتوربین، مبادله گر گرمایی، آنالیز سیکلی، سیکل برایتون، راندمان حرارتی

A method for the primary design and matching of aerial and non-aerial recuperated micro-turbines

Fariborz Azari Barzandigh¹, Mehrdad Bazazzadeh², Mahmood Rostami³, Kiarash Chaharlang Kiani⁴

1- PhD Student, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran..

2- Assistant Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

3- Assistant Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

4- Research and Development of Sepehr Turbine Industry, Iran.

Abstract

The multiplicity of performance parameters and their interactions, as well as the matching issue of the heat exchanger and the engine, are the most challenging issues in the first phase of designing a recuperated microturbine. Here, using the experimental considerations and the thermodynamic, various performance charts will be produced and the relationship between the variables and their intervals will be determined. It was shown that, the optimum thermal performance can be achieved for compression ratios between 3.5-5.0, and 2.75-4.0 for the aerial and non-aerial recuperated engines, respectively. For the aerial types, the desired turbine-inlet-temperature varies in the range of 1100-1250, while the range 950-1250 is optimal for the non-aerial engines. In the aerial types, the thermal efficiency is more affected by the pressure drop, therefore the use of laminar flow recuperators is inevitable for such applications. For the non-aerial types, the thermal performance and PSFC drastically reduces for pressure ratios less than 3.5.

Keywords: Micro-turbine, Recupeator, Cycle analysis, Brayton cycle, Thermal efficiency

۲۲۳

سال ۱۳ - شماره ۲

پلیز و ژمستان ۱۴۰۳

نشریه علمی

دانش و فناوری هوافضا





۱. مقدمه

امروزه با توجه به شرایط حساس جهانی و وجود بحران‌های مرتبط با حوزه انرژی و به تبع آن چالش‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری و توسعه زیرساخت‌ها نیاز به تولید پراکنده توان در صنایع کوچک و متوسط، مناطق مسکونی و بخش‌های خدماتی و نیز نواحی کمتر توسعه یافته از ظرفیت گسترش بالایی برخوردار است [۱]. از سوی دیگر پاسخ به چالش‌های زیست محیطی ناشی از گسترش نیروگاه‌های عظیم، شبکه‌های گسترده انتقال انرژی و نیاز مبرم به تقویت، تنوع و پایداری منابع تولید توان سبب کوشش‌های متعددی با رویکرد توسعه زیرساخت‌های تولید پراکنده برق شده است [۲]. در راستای پاسخ به این نیازها از چند دهه پیش تاکنون روش‌های مختلف تولید پراکنده توان همچون انواع سیستم‌های ترکیبی تولید توان و گرما ۱ و یا سیستم‌های ترکیبی توان-گرما ۲-سرمایش ۲ مورد مطالعه، آزمایش و بهینه‌سازی قرار گرفته است [۳].

استفاده از میکروتوربین‌ها ۳ به دلیل برخورداری از ابعاد کوچک، وزن کم (به نسبت موتورهای بنزینی و دیزل)، انعطاف در نوع سوخت مصرفی (گاز طبیعی یا شهری، دیزل، نفت سفید و ...)، قابلیت اطمینان بالا، راه‌اندازی سریع و عدم نیاز به خدمات تعمیر و نگهداری کوتاه مدت [۴] یکی از راهکارهای عملی و موثر در تولید پراکنده توان است که به علت تفاوت در روش احتراق خود از آلاینده‌گی کمتری نسبت به موتورهای احتراق داخلی برخوردار می‌باشد [۵]. اما بازدهی ترمودینامیکی پایین (به علت کار در نسبت فشارهای پایین) و قیمت تمام شده به نسبت بالا

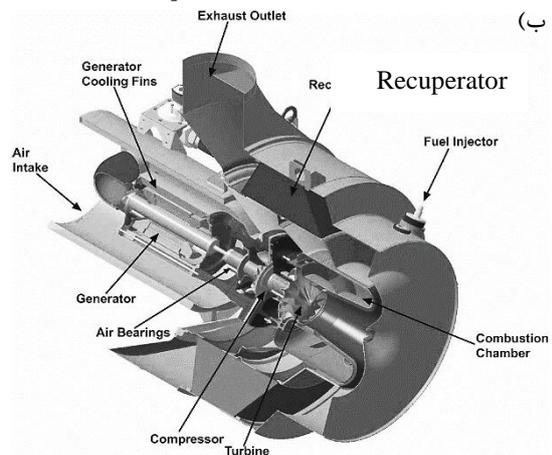
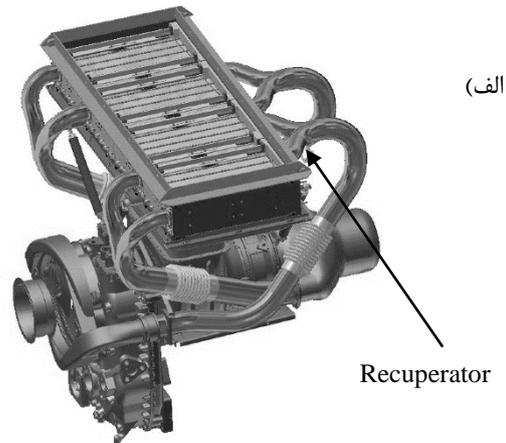
همچنان یک چالش جدی است. از این رو باز طراحی با رویکرد تغییر در ساختار سیکی میکروتوربین‌ها نخستین الزام به منظور ورود به بازار رقابتی سیستم‌های تولید پراکنده توان و نیز استفاده در صنعت ساخت پهپاد است [۶].

در طی دهه‌های گذشته پژوهش‌های گسترده در زمینه‌های مختلف بهینه‌سازی اجزای توربین-های گازی به عمل آمده است [۷] و یکی از مهمترین نتایج آن‌ها این است که در عمل نمی‌توان راندمان حرارتی یک میکروتوربین را صرفاً از طریق بهبود فرآیندهای سیکل برایتون ساده که عبارتند از تراکم، احتراق و انبساط بهبود بخشید. زیرا مهمترین محدودیت در طراحی میکروتوربین‌ها، نسبت فشار پایین (معمولاً کمتر از ۵) و نیز تلفات اگزوز بسیار بالا (بیش از ۷۰۰ درجه سلسیوس) است [۸ و ۹].

میکروتوربین‌های زمینی و هوایی به ندرت نسبت فشاری بالاتر از ۴ یا ۵ دارند و غالباً دبی سوخت بالایی ندارند (امکان اینترکولینگ موثر وجود ندارد). از این رو تنها گزینه عملی برای حصول بازدهی بالا در میکروتوربین‌ها استفاده از سیکل بازیاب بجای سیکل برایتون ساده است [۱۰]. مبادله گر گرمایی یا رکوپراتور ۴ وسیله‌ای است که بخشی از انرژی حرارتی خروجی از اگزوز توربین صرف پیش گرم کردن جریان هوای ورودی به محفظه احتراق می‌کند. این شیوه مستقیماً سبب کاهش مصرف سوخت و افزایش عملکرد ترمودینامیکی سیکل توربین گاز می‌شود، به عنوان مثال استفاده از مبادله گر گرمایی برای میکروتوربین هوایی رولز-رویس M250-C30 (شکل ۱- مشاهده شود) سبب کاهش ۲۰ درصدی مصرف سوخت ویژه می‌شود [۱۱]. همچنین توربین موفق و پرفروش کپستون C65 (شکل ۱- مشاهده شود) که یک مولد برق ۶۵ کیلووات

1 Combined heating and power (CHP) systems
2 Combined cooling, heating and power (CCHP) systems
3 Micro-Turbines تولید توان تا ۵۰۰ کیلووات

است که با این روش به راندمان حرارتی حدود ۳۴ درصد رسیده است.



شکل-۱: توربین هوایی رولز-رویس M250-C30 و (ب) موفق کیستون C65 دارای مبادله گر گرمایی [۱۱].

استفاده از مبادله گر گرمایی روشی بسیار موثر در بهبود راندمان حرارتی میکروتوربین‌هاست اما طراحی آن بسیار چالش برانگیز است. برای مثال چگونگی رژیم جریان سیال در مبادله گر و نیز راندمان حرارتی هدف می تواند پروسه طراحی و ساخت، نوع کاربری و هزینه تمام شده یک میکروتوربین را کاملاً تحت تاثیر قرار دهد. استفاده از مبادله گر جریان آشفته به سبب تحمیل افت فشار قابل ملاحظه برای یک میکروتوربین‌ها که در نسبت فشار پایین کار می کنند مطلوب نیست و اثر معکوس در بهبود راندمان حرارتی خواهد داشت. از طرف دیگر

مبادله گرهای جریان آرام به علت میزان اختلاط کم و تبادل حرارت پایین ناچاراً ابعاد بزرگ و سنگین پیدا خواهند کرد و لذا نیاز مبرم به روش-های افزایش تبادل حرارت ۲ دارند که سبب پیچیدگی طراحی و روش ساخت آن‌ها خواهد شد [۶].

از سوی دیگر انتخاب راندمان حرارتی هدف در پروسه طراحی امری چالش برانگیز است. برای مثال طبق مرجع [۱۱]، استفاده از مبادله گر با راندمان بیش از ۷۵ درصد برای کاربردهای هوایی توصیه نمی گردد و علت آن تغییر نوع مبادله گر، تغییر موقعیت جانمایی، افزایش تصاعدی وزن و بزرگ شدن ابعاد آن است. همچنین طبق همین مرجع برای کاربردهای زمینی راندمان حرارتی هدف باید در محدوده ۷۰ تا ۹۰ درصد باشد تا طرح از بعد اقتصادی توجیه پذیر باشد.

علاوه بر مسائل اشاره شده، مبحث مواد، ساخت و مونتاژ مبادله گرهای مورد استفاده در کاربردهای میکروتوربینی هم دارای پیچیدگی فراوان است. برای مثال کارکرد دراز مدت در دماهای بالا سبب فرسودگی و افزایش احتمال شکست ۳ در صفحات و عایق کاری‌های مبادله گرهایی می شود که از صفحات نازک و سبک تشکیل شده‌اند [۷].

علاوه بر چالش‌های مرتبط با انتخاب نوع مبادله گر، تعیین مقادیر متغیرهای عملکردی در فاز اولیه طراحی امری چالش برانگیز است. این متغیرها عبارتند از: (۱) نسبت تراکم، (۲) دمای ورودی توربین، (۳) افت فشار مبادله گر، (۴) راندمان حرارتی کل، (۵) راندمان مبادله گر، (۶) توان ویژه مصرف سوخت. پژوهش حاضر تلاشی است در راستای یافتن روشی در پاسخ به پرسش-های ذیل با هدف تعیین شش پارامتر مذکور:

1 Mixing
2 Heat-transfer Enhancement methods
3 Failure



۱) نسبت تراکم مناسب در طراحی یک میکروتوربین هوایی دارای مبادله گر با نوع زمینی چه تفاوتی خواهد داشت؟

۲) اثر افت فشار مبادله گر بر راندمان حرارتی کل (η_{th}) در کاربردهای هوایی و زمینی میکروتوربینی چگونه است؟

۳) انتخاب رژیم جریان چه تاثیر بر راندمان حرارتی کل میکروتوربین هوایی و زمینی خواهد داشت؟

۴) بازه مطلوب دمای ورودی توربین (TIT) برای یک میکروتوربین نوع هوایی و زمینی دارای مبادله گر چگونه تعیین می شود؟

۵) تغییرات PSFC در نسبت فشارها و دماهای مختلف برای میکروتوربین دارای مبادله گر چه تاثیری بر توان خروجی شفت دارد؟

پاسخ همزمان به این پرسش‌ها منجر به روشی در تعیین پارامترهای طراحی مبادله گر برای کاربردهای میکروتوربینی خواهد بود که نوآوری این پژوهش را تشکیل خواهد داد. بدین منظور با استفاده از تلفیق داده‌های تجربی و بهره‌گیری از معادلات پایه ترمودینامیکی و توسعه کد کامپیوتری محاسبات سیکنی و انطباق، انواع منحنی‌های عملکردی تولید و ارتباط و بازه تغییرات آن‌ها تعیین خواهد شد.

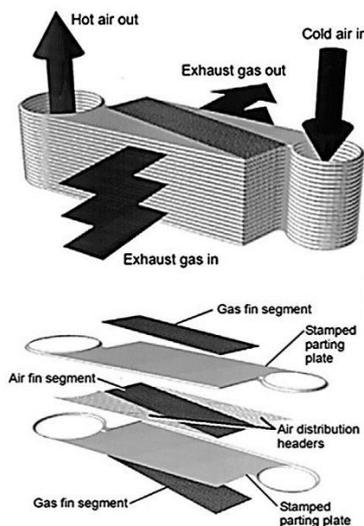
۲. معیارهای انتخاب نوع مبادله گر در طراحی اولیه

از چندین دهه پیش تاکنون طرح متعدد در رابطه با چگونگی ساختار هندسی و مسیر جریان با هدف بهبود اثربخشی مبادله گرها در مقالات و مستندات صنعتی مطرح شده است که از دید طراحی و مهندسی سیستم می‌توان آن‌ها را به چهار دسته کلان طبقه بندی نمود. همان‌طور که در مقدمه مطرح گردید هدف از این بخش رسیدن به روشی برای انتخاب طراح اولیه و

پیکربندی میکروتوربین با کاربردهای تولید توان یا هوایی است.

۲-۱- دسته بندی کلی طرحهای مبادله گر

نخستین و شناخته شده ترین دسته از مبادله گرهای گرمایی در کاربردهای میکروتوربینی از نوع پوسته-صفحه^۱ است که راندمان بالای آن در کاربردهای میکروتوربینی زمینی (GT 601، MT250) و حتی توربین های صنعتی به اثبات رسیده است [۱۲]. ساختار کلی هندسه این نوع مبادله گر در شکل ۲- نشان داده شده است.



شکل ۲- مبادله گر پوسته-صفحه و اجزای تشکیل دهنده آن، طراحی Ingersoll Rand [۱۴].

مهمترین مزایای این نوع مبادله گر عبارتند از: امکان دستیابی به بازده بیش از ۹۰ درصد، ثبات ساختاری صفحات مبادله گر در نسبت فشارهای بالا (بیش از ۱۰) و طراحی نسبتاً ساده المان‌های تبادل حرارت (ماتریس مبادله گر^۲). علیرغم مزایای اشاره شده می‌توان به معایبی چون نیاز به پروسه پر هزینه بریزینگ^۳ برای اتصال پوسته به صفحه جداکننده ناحیه جریان گرم و سرد و وزن بسیار زیاد (در مقایسه با سایر طرح‌ها) که

1 Plate-Fin Recuperator
2 Recuperator Matrix
3 Brazing

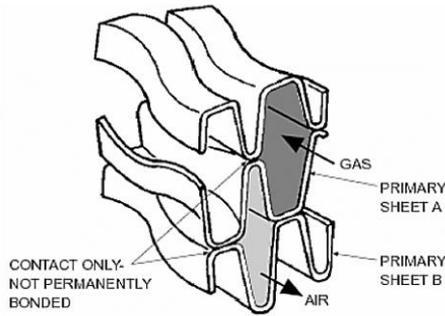
سبب محدودیت در کاربردهای پهنپای می شود اشاره نمود [۶].

از اواخر دهه ۹۰ میلادی تاکنون طرح بسیار موفق از مبادله گرهای گرمایی به نام صفحه-اولیه^۱ مطرح گردید (شکل-۳) که برخلاف مبادله گر پوسته-صفحه بی نیاز از صفحه تفکیک کننده مسیر جریان گرم و سرد می باشد. این موضوع سبب افزایش عملکرد در ازای وزن کمتر در هر المان مبادله گر می گردد. اما اثر منفی آن مستقیماً متوجه حداکثر فشار تفاضلی درون مبادله گر خواهد بود که معمولاً کمتر از ۵.۰ است [۶].

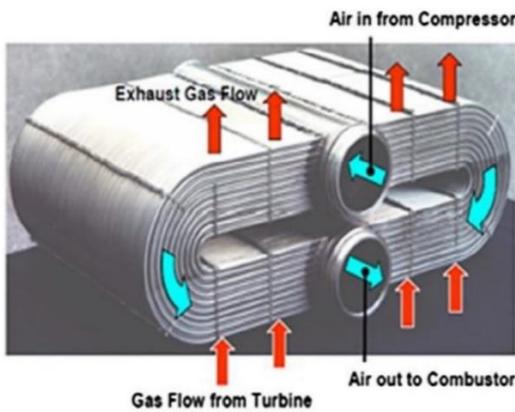
ساخت این نوع مبادله گر بی نیاز از پروسه بریزینگ بوده و آبندی ها با استفاده از جوشکاری لیزر^۲ صورت می گیرد اما کماکان روش ساخت و مونتاژ آن در انحصار چند شرکت محدود است. با استفاده از این طرح امکان دستیابی به بازده ۹۰ درصد و بالاتر برای مبادله گر وجود دارد [۱۶]. این مبادله گر بصورت المان های حلقوی (برای کاهش فضای مورد نیاز) یا مکعب-مستطیلی در میکروتوربین های تولید توان زمینی تا ۲۵۰ کیلووات (Capstone C65-C250) و حتی مگاواتی (Solar Mercury 4MW) مورد استفاده قرار گرفته است. ولی متأسفانه از دیدگاه وزنی در ناحیه مرزی قرار دارد و لذا استفاده هوایی-پهنپای از این نوع مبادله گر محل ابهام است.

مبادله گر لوله ای و مشتقات آن نوع دیگری از مبادله گر است که به علت سبک بودن پتانسیل استفاده در وسایل هوایی (بویژه توربوشفت ها) یا متحرک زمینی را دارا می باشند [۱۳]. مبادله گر پوسته-فرورفتگی^۳ به نوعی مصالحه بین کلیه طرح های پیشین است بدین ترتیب که از لحاظ شرایط جریان و روش ساخت تا حد زیادی مشابه به طرح صفحه-اولیه (بی نیاز از پروسه بریزینگ)

ولی روش طراحی و مونتاژ آن آسان تر است و در عین حال به علت سبک تر بودن امکان استفاده در کاربردهای هوایی را دارا می باشد (بازده هدف زیر ۷۰ درصد) [۱۱].



شکل-۳: نمونه مبادله گر صفحه اولیه [۱۵].



شکل-۴: نمونه مبادله گر صفحه اولیه شرکت MTU [۱۷].

مبادله گر پوسته-فرورفتگی^۴ به نوعی مصالحه بین کلیه طرح های پیشین است بدین ترتیب که از لحاظ شرایط جریان و روش ساخت تا حد زیادی مشابه به طرح صفحه-اولیه (بی نیاز از پروسه بریزینگ) ولی روش طراحی و مونتاژ آن آسان تر است و در عین حال به علت سبک تر بودن امکان استفاده در کاربردهای هوایی را دارا می باشد (بازده هدف زیر ۷۰ درصد) [۱۱]. همان-طور که از نام این مبادله گر مشخص است جریان

1 Primary Surface
2 Laser Welding
3 Dimpled Foil



سرد و گرم از طرفین صفحات دارای فرورفتگی یا به عنوان جمع بندی این بخش مهمترین فاکتورهای برجستگی عبور لازم جهت تصمیم گیری در انتخاب نوع طرح

جدول-۱: خلاصه مهمترین ویژگی های مبادله گرها در کاربرد میکروتوربینی.

پوسته- فرورفتگی	لوله ای	صفحه اولیه	پوسته- صفحه	
●●	●	●●●●	●●●	پیچیدگی طراحی
●●	●●●	●●●	●●●●	پیچیدگی ساخت
جوش لیزر	بریزینگ	جوش لیزر	بریزینگ	نوع آبنندی
جریان معکوس	جریان متقاطع ^۲	جریان معکوس	جریان معکوس ^۱	مسیر جریان
تا ۷۵٪	تا ۷۵٪	تا ۹۵٪	تا ۹۵٪	حداکثر اثربخشی در عمل
تا ۲۵۰ کیلووات	تا ۱۰۰ مگاوات	تا ۲۵۰ کیلووات	تا ۱۰۰ مگاوات	توان کاری
●	●●●●	●	●●●●	کار در فشار بالا
●●●	●●	●●●	●●●●	وزن
●●●●	●●●●	●●	●	توربین / میکروتوربین هوایی
●●●	●●	●●●●	●●●●	میکروتوربین زمینی

مبادله گر برای استفاده در کاربردهای میکروتوربینی در جدول-۱ آمده است.

۲-۲- روش تخمین وزن مبادله گر در فاز اولیه طراحی

مطالب مطرح شده در بخش ۱.۲ تصویر کلی درباره انتخاب نوع طرح مبادله گر به طراح ارائه می دهد اما برای تصمیم درباره انتخاب نوع طرح بویژه در کاربردهای هوایی برآورد اولیه از وزن مبادله گر به عنوان یک چالش جدی تلقی می گردد. به همین منظور با استفاده از داده های مک دونالد [۱۳] شکل-۶ حاصل شده است. نکته مهم تکمیلی دیگر این است که برای دستیابی به راندمان های بیش از ۸۰ درصد، وزن مخصوص مبادله گر بصورت چشمگیر افزایش می یابد که متناظر با آن هزینه ساخت نیز افزایش خواهد یافت. باید افزود در زمان ارائه داده های شکل-۶، مبادله گرهای پوسته- فرورفتگی به میزان شرایط امروزی پیشرفت نداشته اند و لذا در این شکل اشاره ای به این دسته از مبادله گرها نشده است اما اندک داده های موجود از توربین LTS40 و TP100 نشان می دهد از لحاظ وزنی قابل مقایسه

می کنند و بدین ترتیب تبادل حرارت بین دو ناحیه افزایش خواهد یافت. بهترین موارد کاربرد این مبادله گر برای توان های ۴۰ تا ۲۰۰ کیلووات است (توربین LTS40، توربوپراپ هوایی TP100 و آلیسون ۲۵۰ [۱۱]). همچنین به علت برقراری جریان آرام بین صفحات مبادله گر و بطور همزمان پایین تر بودن میزان انتقال حرارت در مقایسه با طرح صفحه-اولیه و صفحه-پوسته این نوع مبادله گر در توان های بالاتر از ۲۰۰ کیلووات بسیار حجیم و بزرگ خواهد بود.



شکل-۵: نمونه مبادله گر پوسته- فرورفتگی [۱۲].

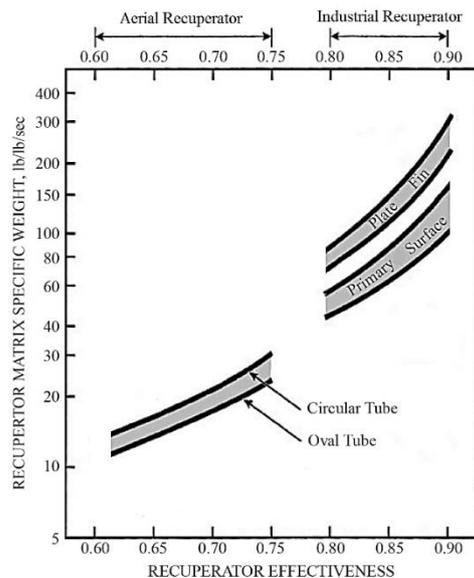
1 Counter Flow
2 Cross Flow



با مبادله گرهای لوله‌ای با مقطع دایروی هستند [۱۱].

۳. بیان مسئله و معادلات حاکم

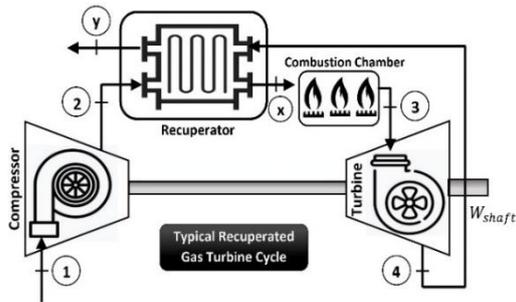
هدف از این پژوهش رسیدن به یک روش کاربردی در زمینه انتخاب نوع طرح مبادله گر و تعیین متغیرهای عملکردی در فاز اولیه طراحی میکروتوربین زمینی و هوایی است. برای این منظور لازم است علاوه بر آگاهی از ویژگی‌های کلی مبادله گرهای مورد استفاده در کاربردهای میکروتوربینی (به بخش ۲ رجوع شود) با استناد بر معادلات پایه ترمودینامیک سیکل بازیاب غیر ایده‌آل توربین گاز و نیز استفاده از برخی فرضیات حاصل از آزمایشات تجربی نمودارهای عملکردی ترسیم شده است که به سوالات مطرح شده در پایان مقدمه این مقاله پاسخ خواهد داد. از این رو ابتدا با استفاده از روابط ارائه شده در بخش ۱.۳ و تهیه یک کد کامپیوتری به زبان فرترن ۹۰ منحنی‌های طراحی ترسیم می‌شود و سپس بر اساس داده‌های تجربی نواحی قابل قبول شناسایی و تحلیل خواهند شد.



شکل-۶: ؟؟؟؟

۳-۱- معادلات حاکم

شکل-۷ شماتیک سیکل توربین گاز به همراه مبادله گر گرمایی را نشان می‌دهد. ازین پس مبنای ارائه روابط برای پروسه های ترمودینامیکی بر اساس شماره گذاری های انجام شده در این شکل می باشد.



شکل-۷: شماتیک سیکل بازیاب توربین گاز.

با استفاده از روابط ترمودینامیک، راندمان حرارتی کل برای یک میکروتوربین تولید توان، میکروتوربوشفت و یا یک میکروتوربوپراپ (که بخش اعظم رانش توسط نیروی ملخ ایجاد می شود) بصورت زیر تعریف می گردد:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_H} = \frac{W_t - W_c}{q_H} \quad (1)$$

با توجه به شکل-۷ و استناد به روابط ترمودینامیک، رابطه-۱ را می توان بصورت رابطه-۲ زیر بازنویسی نمود:

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W_t - W_c}{q_H} \\ &= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_x} \quad (2) \\ &= \frac{(Cp_3 T_3 - Cp_4 T_4) - (Cp_2 T_2 - Cp_x T_x)}{Cp_3 T_3 - Cp_x T_x} \end{aligned}$$

در رابطه ۲، T_1 دمای محیط پیرامون است و معلوم، T_3 دمای ورودی به توربین^۱ و جزء معلومات طراحی می باشد. اثر حضور مبادله گر نیز

1 Turbine Inlet Temperature (TIT)



از طریق $Cp_x T_x$ در محاسبه راندمان حرارتی لحاظ می‌شود. همچنین در رابطه-۲ ظرفیت گرمایی ویژه (Cp) تابعی از دما می‌باشد.

$$Cp = 1.9327 * 10^{-10} T^4 - 7 - 9999 * 10^{-7} T^3 + 1.1407 * 10^{-3} T^2 - 4.489 * 10^{-1} T + 1057.5 \quad (3)$$

جریان عبوری از کمپرسور نخستین پروسه ترمودینامیکی در سیکل میکروتوربین گاز است. با توجه به اینکه راندمان کمپرسورها در میکروتوربین معمولاً در بازه ۵۰ تا ۸۵ درصد است (مراجع [۱۸ و ۱۲] ملاحظه شود) استفاده از فرض کمپرسور ایده‌آل سبب خطای قابل ملاحظه در محاسبات خواهد شد. لذا خواهیم داشت:

$$T_{2s} = T_1 (P_2/P_1)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \quad (4)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{Cp_2 T_{2s} - Cp_1 T_1}{Cp_2 T_2 - Cp_1 T_1} \quad (5)$$

فشار خروجی از کمپرسور (P_2) و راندمان (η_c) آن از داده‌های مسئله می‌باشد و مقداری معلوم است با داشتن آن دمای خروجی کمپرسور غیر ایده‌آل بصورت رابطه-۶ خواهد بود:

$$T_2 = \frac{Cp_1}{Cp_2} T_1 + \frac{1}{\eta_c Cp_2} [Cp_2 T_{2s} - Cp_1 T_1] \quad (6)$$

جریان پس از عبور از کمپرسور وارد مبادله‌گر می‌شود که دما و فشار خروجی از آن از مهمترین

متغیرهای طراحی هستند و طبق روابط ۷ و ۸ محاسبه می‌شوند:

$$T_x = T_2 + \eta_{rec} [T_4 - T_2] \quad (7)$$

$$P_x = P_2 [1 - \Delta P_{rec}] \quad (8)$$

افت فشار درون مبادله‌گر از رابطه-۹ قابل و افت فشار محفظه احتراق از رابطه-۱۰ محاسبه است:

$$P_4 = P_1 [1 + \Delta P_{rec}] \quad (9)$$

$$P_3 = P_{2x} [1 - \Delta P_{burner}] \quad (10)$$

و در بخش توربین نیز با فرضیاتی مشابه با بخش کمپرسور دمای جریان خروجی (T_4) داریم:

$$T_{4s} = T_3 (P_4/P_3)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \quad (11)$$

$$T_4 = \frac{Cp_3}{Cp_4} T_3 + \frac{\eta_t}{Cp_4} [Cp_4 T_{4s} - Cp_3 T_3] \quad (12)$$

۴. نتایج

برای پاسخ به پرسش‌های مطرح شده در انتهای بخش مقدمه و رسیدن به روش تعیین متغیرهای طراحی، در این بخش رفتار میکروتوربین‌های گازی با استفاده از نمودارهای عملکردی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت. اما پیش از آن لازم است اعتبار سنجی کد توسعه یافته صورت پذیرد، جدول-۲ مشاهده شود.

در شکل ۸ نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی بر حسب نسبت فشار برای بازه کارکرد میکروتوربین‌های بدون وجود مبادله‌گر گرمایی نشان داده شده است. راندمان توربین، کمپرسور و محفظه احتراق به ترتیب عبارتند از: ۹۰٪، ۷۵٪ و ۹۷.۵٪ فرض شده است. با توجه به مبانی ارائه شده در مقدمه این پژوهش ناحیه آبی

رنگ محدوده مجاز برای طراحی میکروتوربین‌ها است.

جدول-۲: اعتبارسنجی کد محاسبات سیکلی

پارامتر	Capstone C30 [۱۹]	LTS-22 [۲۴]
P_2/P_1	۳/۶	۴/۰
TIT (K)	۱۰۹۷/۵	۹۴۵
η_c	۰/۷۹	۰/۷۷
η_t	۰/۸۴	۰/۸۴
مبادله گر η	۰/۸۶	۰/۷۵
مبادله گر ξ	٪۵	٪۱۰۹
η_{th}	۳۰/۹	۲۴/۶
محاسبات η	۳۳/۶	۲۵/۴
خطا	٪۸.۷	٪۳.۲

با توجه به محدودیت دسترسی به نسبت فشارهای بالا در میکروتوربین‌ها (معمولاً استفاده از یک طبقه کمپرسور شعاعی) و همچنین وجود محدودیت حداکثر دمای مجاز سیکل (عدم امکان استفاده از روش‌های خنک کاری در بخش توربین)، ناحیه کوچکتری در فضای طراحی موجود است که به عنوان فضای طراحی رایج برای اغلب میکروتوربین‌های زمینی/هوایی محسوب می‌گردد که با رنگ نازجی نشان داده شده است. بدین معنی که در بهترین حالت بدون در نظر گرفتن افت‌های مکانیکی و توان مصرفی مربوط به زیر سیستم‌های سوخت و روغن و یا ژنراتور، راندمان میکروتوربین‌های بدون مبادله گر گرمایی بین ۱۲ الی ۲۰ درصد خواهد بود.

مطابق شکل-۸ این بازه بسیار محدود برای انتخاب دمای ورودی به توربین می‌تواند ۵۰ تا ۱۰۰ درصد سبب تغییر در حداکثر راندمان حرارتی قابل استحصال شود. با در نظر گرفتن این ملاحظات، در عمل ناحیه بسیار محدودتر (رنگ بنفش در شکل-۸) برای طراحی وجود دارد که میکروتوربین‌های بدون مبادله گر گرمایی در آن

بازه طراحی و ساخته می‌شوند (به نمونه توربین-های اشاره شده در شکل-۸ مراجعه شود).

در شکل-۹ تاثیر استفاده از مبادله گر گرمایی (با افت فشار ۵ درصد) برای موتورهای کلاس زمینی و هوایی و همچنین نواحی طراحی مربوطه ارائه شده است. چهار نکته مهم از مقایسه شکل-های ۸ و ۹ قابل استنباط است:

الف) برای نسبت فشارهای میانی (۳ تا ۵) استفاده از مبادله گر سبب افزایش ۵۰ تا ۱۰۰ درصد بازده سیکل خواهد شد.

ب) نرخ تغییر η_{th} در برابر نسبت فشار برای موتورهای دارای مبادله گر گرمایی بسیار کمتر از موتورهای بدون مبادله گر است که به معنی ثبات راندمان این دسته از موتورها برای کارکرد در نقطه خارج طرح است.

ج) در کلاس هوایی بیشترین اثربخشی مبادله گر گرمایی در نسبت فشارهای ۳/۵ تا ۵ است در حالی این بازه برای کلاس زمینی در حدود ۲/۷۵ تا ۴ است.

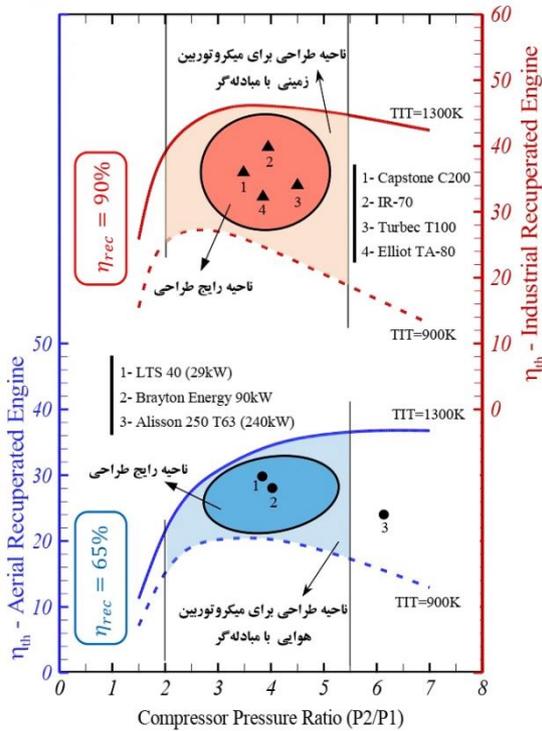
د) راندمان حرارتی در موتورهای دارای مبادله گر گرمایی بسیار بیشتر از موتورهای بدون مبادله گر تحت تاثیر میزان دمای ورودی به توربین می‌باشد. برای مثال در ناحیه رایج طراحی برای موتور زمینی دارای مبادله گر، تغییرات ۳۰۰ کلوین در TIT تا ۱۰۰ درصد سبب افزایش η_{th} است. حال آنکه این عدد برای شرایط بدون مبادله گر حدود ۲۰ تا ۲۵ درصد است.

انتخاب راندمان حرارتی مبادله گر η_{rec} یکی از موضوعات مهم در فاز اولیه طراحی است. مرور اجمالی بر منابع و مستندات ارائه شده در زمینه میکروتوربین‌های دارای مبادله گر حاکی از آن است که معمولاً η_{rec} در بازه ۶۰ تا ۹۰ درصد خواهد بود. طبق جدول-۱ این بازه شامل گستره



وسیع از طرح ها و نیز چالش های تکنولوژیکی مرتبط، ابعاد، وزن و هزینه های ساخت است.

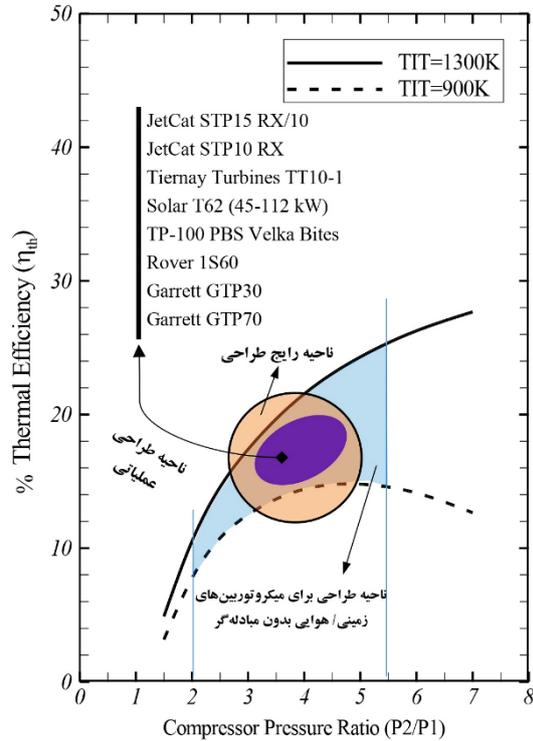
همچنین نسبت فشار ۴ یا ۴.۵ برای میکروتوربین های شعاعی معمولاً در دورهای بسیار بالا (بیش از ۷۵۰۰۰ دور بر دقیقه) قابل دستیابی است [۱۹].



شکل-۹: ناحیه طراحی میکروتوربین های زمینی/هوایی با مبادله گر و بدون افت های مکانیکی و وجود زیرسیستم ها.

همزمانی این دو موضوع سبب بروز تنش های حرارتی و مکانیکی قابل ملاحظه و به تبع آن کاهش عمر سازه میکروتوربین خواهد شد. بنابراین مطابق شکل-۱۱ در منحنی های عملکردی نواحی وجود دارد که می تواند از دیدگاه شرایط کارکرد، هزینه ساخت و تکنولوژی مبادله گر مورد استفاده راهنمای مناسبی در فاز اولیه طراحی باشد.

در شکل-۱۱، ناحیه آبی رنگ متعلق به توربین های زمینی با کارکردهای بسیار طولانی مدت است که از مبادله گرهایی از نوع صفحه-اولیه و صفحه پوسته برخوردارند (برای مثال کپستون C65 [۱۹] و توربک تی-۱۰۰). مطابق تحلیل های قبل اگر راندمان مبادله گر ۹۰ درصد

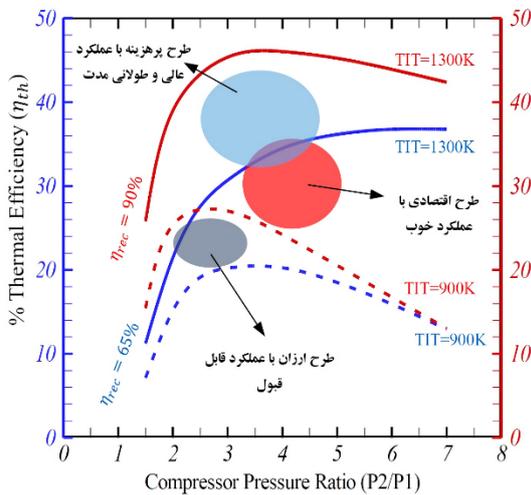


شکل-۸: نمودار تغییرات راندمان خارجی بر حسب نسبت فشار سیکل و نمایش ناحیه های طراحی میکروتوربین های زمینی و هوایی.

شکل-۱۰: تلاقی ناحیه مجاز طراحی برای میکروتوربین دارای مبادله گر با راندمان ۶۵ (حداقل مقدار مطلوب عملیاتی) و ۹۰ درصد (حداکثر نسبت صرفه به هزینه ساخت) را نشان می دهد.

مطابق شکل، سطح تلاقی، ناحیه هاشور خورده، وسعت قابل ملاحظه ای دارد و گویای این مطلب است که با پذیرش چالش هایی چون کارکرد در دمای بالاتر و نسبت فشار بیشتر (کاهش عمر میکروتوربین) می توان به راندمانی مشابه با میکروتوربین دارای مبادله گر پیشرفته تر دست یافت. شایان ذکر است کارکرد طولانی مدت در دمای حدود ۱۲۰۰ کلوین (حدود ۹۵۰ درجه سلسیوس) بسیار نزدیک به حداکثر میزان تحمل دمایی پره توربین های شعاعی است و

فشار قابل ملاحظه، گزینه مطلوب برای استفاده در میکروتوربین‌ها نیست. این موضوع برای یک میکروتوربین با نسبت فشار ۳.۷۵ (شرایط کارکرد بسیار رایج) در شکل-۱۲ به تصویر کشیده شده است.

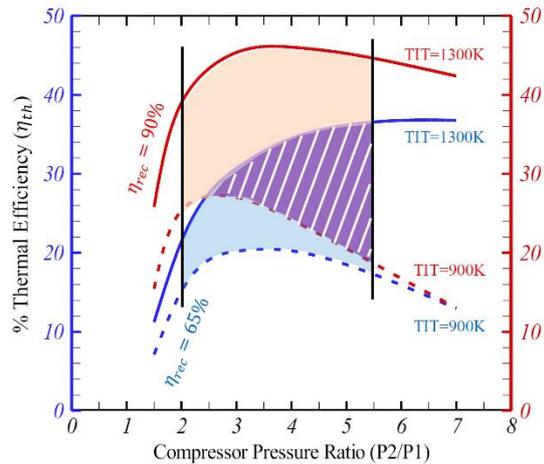


شکل-۱۱: سناریوهای مختلف طراحی مبادله‌گر.

مطابق این شکل به ازای ۵ درصد افت فشار مجاز در مبادله‌گرهای میکروتوربینی، راندمان حرارتی میکروتوربین هوایی دوبرابر بیشتر از میکروتوربین زمینی افت خواهد کرد. همچنین با ورود به رژیم جریان آشفته، افت عملکرد میکروتوربین بصورت تصاعدی رخ می‌دهد. این مسئله سبب شده است تا برای مثال تمام میکروتوربین‌های اشاره شده در شکل-۹ دارای مبادله‌گر جریان آرام باشند.

یکی دیگر از نکات مهم در ابتدای فاز طراحی که مستقیم یا غیر مستقیم تعیین کننده نوع مبادله‌گر، وزن، ابعاد هندسی، تکنولوژی و هزینه‌های ساخت است ارتباط بین η_{th} و η_{rec} و دمای ورودی به توربین است. در شکل-۱۳ پکت طراحی میکروتوربین دارای مبادله‌گر بصورت تابعی از تغییرات TIT برای نسبت فشار ۳.۷۵ و افت فشار مبادله‌گر برابر با ۵٪ نشان داده شده است.

باشد نسبت فشار ایده آل حدود ۲/۷۵ تا ۴ خواهد بود ولی چنانچه راندمان آن کمتر باشد ناچاراً باید نسبت فشار افزایش یابد. ناحیه قرمز رنگ مربوط به توربین‌های زمینی یا هوایی با مبادله‌گرهای ساده و ارزان قیمت‌تر از نوع لوله‌ای یا پوسته-فرورفتگی است. مشخصاً چنین میکروتوربین‌هایی در نسبت فشارهای حدود ۴ کار کنند. همچنین ناحیه کوچکتر و کمتر رایج در منحنی طراحی وجود دارد که با رنگ خاکستری نشان داده شده است. این ناحیه مربوط به میکروتوربین‌های کوچک و ارزان قیمت است که عموماً برای کارکردهایی چون افزایش دهنده برد، مصارف تحقیقاتی-آموزشی یا تولید توان در مقادیر کم (زیر ۱۰ کیلووات) و برای کارکرد کوتاه مدت استفاده می‌شوند.



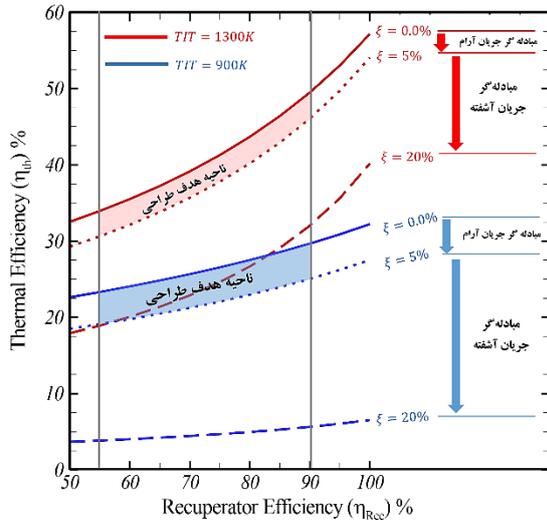
شکل-۱۰: اثر متقابل دمای ورودی توربین و راندمان مبادله‌گر.

بررسی تاثیر افت فشار مبادله‌گر بر راندمان کل، وزن و ابعاد یک میکروتوربین یکی دیگر از فاکتورهای موثر در طراحی است. پارامتر ξ یا ΔP_{rec} مستقیماً تعیین کننده رژیم جریان آرام یا آشفته درون مبادله‌گر است. بدیهی است که مبادله‌گر جریان آرام، سنگین‌تر، بزرگ‌تر و پرهزینه‌تر است ولی استفاده از مبادله‌گر جریان آشفته (علیرغم مزایای آن) به علت تحمیل افت

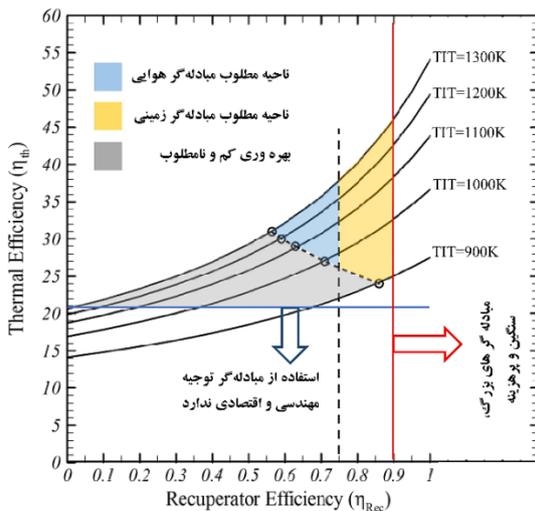
از لحاظ تئوری همه نقاط محصور در بین خطوط ۱۳۰۰ کلوین و ۹۰۰ کلوین در فضای طراحی قرار دارند اما در عمل فضای طراحی بسیار محدودتر است. نخستین محدودیت که با خط و فلش آبی رنگ نشان داده شده است مربوط به ناحیه ای است که بجای استفاده از مبادله گر و مقدار کمتر TIT می توان دمای ورودی به توربین را در حدود ۱۳۰۰ یا ۱۲۵۰ کلوین در نظر گرفت که کماکان در محدوده ایمن (از دید تنش های حرارتی) قرار دارد. ناحیه دیگر که با خط و فلش قرمز رنگ نشان داده شده است مربوط به مبادله گرهایی با راندمان بیش از ۹۰ درصد است و می توان نشان داد رابطه طول صفحات مبادله گر با راندمان خطی نیست و افزایش بیش از ۹۰٪ راندمان سبب طول بسیار زیادتر و نتیجتاً وزن، ابعاد و هزینه بیشتر مبادله گر خواهد شد.

لذا چنین مبادله گرهایی از دیدگاه اقتصادی بصره نیستند. محدوده مهم دیگر که با رنگ خاکستری نشان داده شده است مربوط به مبادله گرهای کم بازده است. این مرز بصورت تجربی و از مقایسه طرح های موفق میکروتوربین های دارای مبادله گر همچون Capstone C200 و IR-70 بدست آمده است. بدین صورت که به ازای کارکرد در نسبت فشار و دمای ورودی به توربین مشخص استفاده از مبادله گر باید دست کم سبب ۱۰٪ (و بیشتر) افزایش η_{th} نسبت به حالتی که مبادله گر وجود ندارد (عرض از مبدأ نمودار η_{th} بر حسب η_{rec}) شود. آخرین مرز مهم که باز هم بصورت تجربی تعیین شده است مرز راندمان ۷۵٪ است که مربوط به تغییر تکنولوژی و طرح و کاربرد مبادله گرها می شود و توضیحات کامل آن در بخش ۲- و جدول ۱- آمده است. با در نظر گرفتن مرزهای مذکور، فضای طراحی به دو بخش "مطلوب برای کاربرد هوایی (آبی رنگ)" و

"مطلوب برای کاربرد زمینی (زرد رنگ)" تقسیم می شود.



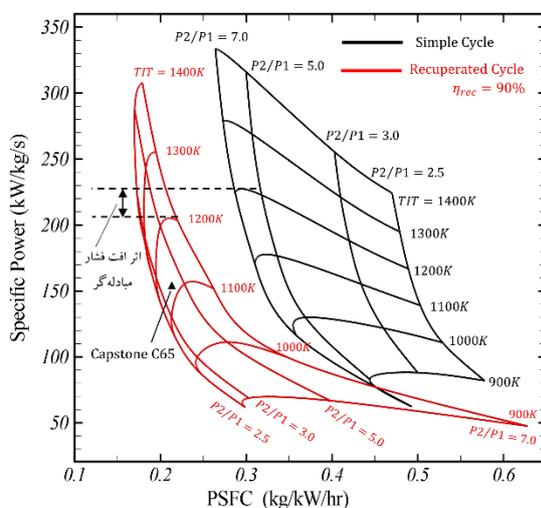
شکل-۱۲: اثر رژیم جریان مبادله گر بر راندمان کل برای میکروتوربین با نسبت فشار ۳.۷۵.



شکل-۱۳: نواحی طراحی بر اساس راندمان کل، راندمان مبادله گر و حداکثر دمای سیکل کاری میکروتوربین، نسبت فشار ۳.۷۵.

البته عامل اصلی دخیل در این تقسیم بندی، مسئله وزن برای کاربردهای هوایی و مسئله استفاده حداکثری از وجود مبادله گر برای کاربردهای زمینی است و برای مثال هیچ مشکل فنی برای استفاده از مبادله گری زمینی با راندمان ۷۰٪ که طراحی ساده و هزینه ساخت ارزان دارد وجود نخواهد داشت.

نتایج تحلیل این شکل نشان می‌دهد، ناحیه مطلوب طراحی برای کلاس هوایی بسیار محدودتر از کلاس زمینی است. به این معنی که اولاً در کلاس هوایی لازم است موتور در TIT بالاتر کار کند (حدود ۱۱۰۰ تا ۱۲۵۰ کلوین) و ثانیاً تغییرات TIT سرعت سبب خروج از ناحیه مطلوب طراحی می‌شود. حال آنکه در کلاس زمینی بازه مطلوب عملکرد از ۹۵۰ تا ۱۲۵۰ کلوین است.



شکل ۱۴: تغییرات توان مخصوص شفت بر حسب PSFC در نسبت فشارها و دماهای مختلف. راندمان مبادله گر ۹۰٪ و افت فشار ۵٪.

دیگر پارامتر مهم در فاز اولیه طراحی تخمین مناسب از مصرف سوخت ویژه توان (PSFC) و توان مخصوص است. شکل ۱۴ منحنی‌های توان مخصوص بر حسب PSFC را برای حالت بدون مبادله گر (رنگ مشکی) و دارای مبادله گر (رنگ قرمز) نشان می‌دهد.

مهمترین نکته شکل ۱۴ این است که برخلاف حالت سیکل ساده، فضای طراحی برای سیکل دارای مبادله گر به شکل قابل توجه محدودتر است و شیب خطوط هم دما پیش از نقطه بهینه (حداکثر توان ویژه و حداقل PSFC) به شدت زیاد می‌شود (بخصوص در TIT بالاتر از ۱۲۰۰). برای مثال در دمای حدود ۱۱۰۰ کلوین

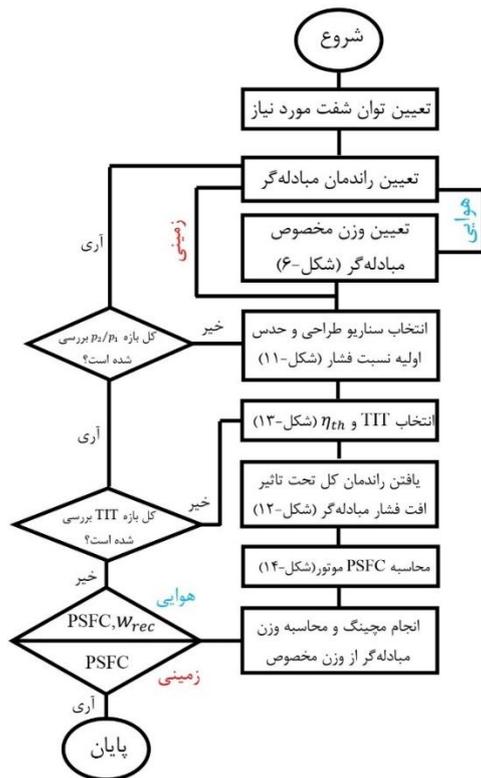
که نقطه کاری عمده میکروتوربین های دارای مبادله گر است این نسبت فشار بهینه حدود ۵ است. این نسبت فشار برای یک طبقه کمپرسور شعاعی قابل ملاحظه است لذا با توجه به اینکه فضای طراحی در این دمای ورودی به توربین به اندازه کافی باز است طراحان کپستون C65 اندکی دمای کاری را بالاتر برده و در عوض در نسبت فشار حدود ۳/۷۵ به یک نقطه تقریباً بهینه، با ثبات (دارای حساسیت کم) دست یافته اند که در شکل ۱۴- نشان داده شده است [۱۹].

این تحلیل به نوعی مکمل نتایج بدست آمده از شکل ۸ و ۹ است، بدین معنی که برای نسبت فشارهای کمتر از ۳/۵، با کاهش اندک PSFC، توان خروجی شفت به سرعت افت خواهد کرد. لذا در کلاس زمینی بهتر است نقطه کاری برای نسبت فشار به کمتر از ۳/۵ تنزل نکند.

شکل ۱۵ چگونگی استفاده از نمودارها و مطالب مستخرج از این پژوهش را در راستای تعیین پارامترهای عملکردی میکروتوربین دارای مبادله گر گرمایی نشان می‌دهد.

روش کار بدین صورت است که در ابتدا توان شفت مورد نیاز و راندمان مبادله گر توسط طراح تعیین می‌شود. در ادامه چنانچه نوع کاربرد هوایی باشد با استفاده از داده‌های شکل ۶- وزن مخصوص مبادله گر تخمین زده می‌شود. سپس بر اساس داده های شکل ۱۱- سناریو طراحی تعیین شده و مقدار نسبت تراکم کمپرسور حدس زده می‌شود. سپس نموداری مشابه با شکل ۱۳- (η_{rec}) بر حسب (η_{th}) برای نسبت فشار حدس زده شده از مرحله قبل ترسیم می‌شود و یک مقدار TIT و نتیجتاً η_{th} از این نمودار بدست می‌آید. در ادامه اثر افت فشار بر مقدار راندمان کل لحاظ می‌شود. با داشتن این اطلاعات ورودی نموداری مشابه با شکل ۱۴- برای η_{rec} انتخاب شده در ابتدای فرآیند طراحی بدست می‌آید که تعیین کننده





شکل-۱۵: فلوچارت تعیین پارامترهای عملکردی برای میکروتوربین دارای مبادله گر گرمایی.

د) به ازای ۵ درصد افت فشار در مبادله گرهای میکروتوربینی، راندمان حرارتی میکروتوربین هوایی دوبرابر بیشتر از میکروتوربین زمینی افت خواهد کرد. باید تا حد امکان در رژیم آرام قرار داشته باشد و افت فشار بیش از ۵ درصد بطور جدی سبب کاهش اثربخشی مبادله گر خواهد شد.

ه) برای نسبت فشارهای کمتر از ۳/۵، با کاهش اندک PSFC، توان خروجی شفت به سرعت افت خواهد کرد. لذا در کلاس زمینی بهتر است نسبت فشار به کمتر از ۳/۵ تنزل نکند.

مقدار PSFC به ازای توان مخصوص خواهد بود. حال با انجام فرآیند مچینگ ($W_{shaft} = W_t - W_c$) مقدار دقیق دبی جرمی (\dot{m}_{air})، وزن مبادله گر (W_{rec}) و مصرف سوخت (\dot{m}_f) بدست می آید. چنانچه مقادیر بدست آمده قابل قبول نباشد حلقه طراحی در شکل-۱۵ نشان داده شده است.

۵. جمع بندی و نتیجه گیری

پژوهش حاضر به ارائه روشی کاربردی با هدف تعیین مقادیر متغیرهای عملکردی در فاز اولیه طراحی اختصاص دارد. در این راستا علاوه با استفاده از داده های تجربی و توسعه کد شبیه سازی سیکل ترمودینامیکی بازیاب برای توربین گاز استفاده شده است. نتایج این پژوهش نشان می دهد:

الف) در کلاس هوایی بیشترین اثربخشی مبادله گر گرمایی در نسبت فشارهای ۳/۵ تا ۵ است در حالی این بازه برای کلاس زمینی در حدود ۲/۷۵ تا ۴ است.

ب) حساسیت پارامتر η_{th} برای میکروتوربین دارای مبادله گر بسیار بیش از شرایط بدون مبادله گر تحت تاثیر دمای ورودی به توربین است.

ج) ناحیه مطلوب طراحی برای کلاس هوایی بسیار محدودتر از کلاس زمینی است. در کلاس هوایی لازم است TIT در بازه ۱۱۰۰ تا ۱۲۵۰ کلوین باشد. ثانیاً تغییرات TIT بسرعت سبب خروج از ناحیه مطلوب طراحی می شود. حال آنکه در کلاس زمینی بازه مطلوب عملکرد در TIT متناظر با ۹۵۰ تا ۱۲۵۰ کلوین حاصل خواهد شد.

16. McDonald, Colin F. "Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines." *Applied Thermal Engineering* 20.5 (2000): 471-497.
17. Kesseli, James, et al. "Micro, industrial, and advanced gas turbines employing recuperators." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 3686. 2003.
18. Clark, Nathan A., et al. "Application of a Compact Combustor in Small-Scale JetCat Engines." *AIAA Propulsion and Energy 2021 Forum*. 2021.
19. Krishna, C. R. "Performance of the capstone C30 microturbine on biodiesel blends." *Brookhaven National Laboratory* 2007.
20. uavenginesltd.co.uk/products/ar741-38-bhp/
21. Garrett Turbo Catalogue 2013
22. Harris, Mark, Anthony Jones, and Eric Alexander. "Miniature turbojet development at Hamilton sundstrand: the TJ-50, TJ-120 and TJ-30 turbojets." 2nd AIAA "Unmanned Unlimited" Conf. and Workshop & Exhibit. 2003.
23. Cotta-High-Speed-Gearboxes-Catalog JULY 2019
24. Mikkelson, Daniel C., and LOCUST USA INC MIAMI FL. 15 kW small turboelectric power generation system. 2006.
5. Dessornes, O., et al. "Advances in the development of a microturbine engine." *Journal of engineering for gas turbines and power* 136.7 2014.
2. Lopes, J.P., et al., Integrating distributed generation into electric power systems: A review of drivers, challenges and opportunities. 2007. **77**(9): p. 1189-1203.
3. Martens, A.J.A.t.e., The energetic feasibility of CHP compared to the separate production of heat and power. 1998. **18**(11): p. 935-946.
4. Aquaro, D. and M. Pieve, High temperature compact heat exchangers: performance of advanced metallic recuperators for power plants. 2005.
5. Canova, A., et al., Emission characterization and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines. 2008. **49**(10): p. 2900-2909.
6. Xiao, G., et al., Recuperators for micro gas turbines: A review. 2017. **197**: p. 83-99.
7. McDonald, C.F., et al., Recuperated gas turbine aeroengines, part I: early development activities. 2008.
8. Bouty, E., G. Paty, and B. Cheftel-Py. SAGE 5 clean sky's approach to quieter turboshaft engines. in XX International Symposium on Air Breathing Engines. 2011.
9. McDonald, C.F. The increasing role of heat exchangers in gas turbine plants. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 1989. American Society of Mechanical Engineers.
10. Min, J.K., et al., High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines. 2009. **46**(2): p. 175-186.
11. Knaus, D.A., et al. Recuperator for Model 250 Engine. in *AIAA Scitech 2020 Forum*. 2020.
12. Shah, R., Compact heat exchangers for microturbines. 2005.
13. McDonald, C.F., et al., Recuperated gas turbine aeroengines, part II: engine design studies following early development testing. 2008.
14. Treece, Bill, Phil Vessa, and Robert McKeirnan. "Microturbine recuperator manufacturing and operating experience." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 36061. 2002..
15. Utriainen, Esa, and Bengt Sundén. "A comparison of some heat transfer surfaces for small gas turbine recuperators." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 78521. American Society of Mechanical Engineers, 2001.

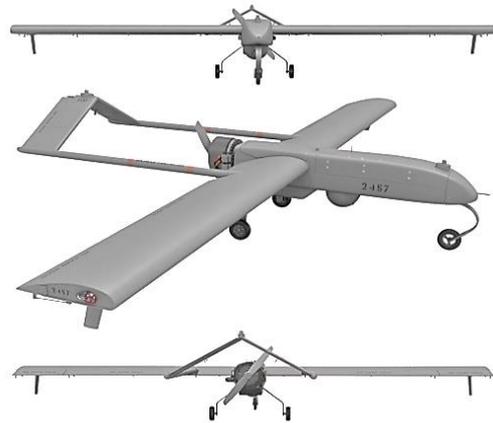


پیوست:

نمونه طراحی اولیه موتور توربوپراپ دارای مبادله گر برای کاربرد پهپاد شناسایی

پیرو مطالب ارائه شده در مقدمه، در بخش حاضر نمونه مثال طراحی مقدماتی یک میکرو توربوپراپ دارای مبادله گر برای استفاده در کاربردهای پهپادی مطرح می گردد. برای این منظور پهپاد RQ-7 Shadow (شکل پ-۱) که بصورت پایه از موتور وانکل با نام ar741 ساخت شرکت UAV Engine [۲۰] بهره می برد در نظر گرفته شده است و مشخصات عملکردی آن مطابق جدول پ-۱ است.

با توجه به داده های شکل پ-۱ و جدول پ-۱، نخستین و حداقل الزام در طراحی یک موتور توربوپراپ (دارای مبادله گر) برای این پهپاد به نحوی است که توان خروجی شفت آن حدود ۳۰ کیلووات بوده و مصرف ویژه سوخت آن بیش از ۰.۳۱۶ نباشد.



شکل پ-۱: پهپاد شناسایی RQ-7 Shadow در سه نما [۲۰].

برای این منظور مراحل گام به گام ذیل با استفاده از داده های بدست آمده در بخش نتایج و

نیز استناد بر نشریات شرکت های سازنده توربوماشین های کوچک صورت می پذیرد.

گام اول: تخمین ابعاد و عملکرد ماژول توربوماشین

انتخاب کمپرسور نخستین مرحله در پروسه طراحی است که طبق مطالبی که پیشتر ارائه شد از نوع شعاعی می باشد. فرضیاتی که در این بخش مدنظر است عبارتند از:

الف) نظر به اینکه میکروتوربین هوایی مدنظر است، طبق شکل-۶ مقدار η_{rec} حدود ۰.۶۵٪ در نظر گرفته می شود.

ب) طبق توضیحات شکل-۱۲، افت فشار مبادله گر در حدود ۰.۵٪ در نظر گرفته می شود.

پ) با استناد بر شکل-۱۱، سناریو طراحی بر اساس یک طرح دارای توجیه اقتصادی و با عملکرد خوب (ناحیه قرمز رنگ) مد نظر است. لذا محدوده نسبت تراکم بین ۳ الی ۵ و دمای ورودی به توربین در بازه ۱۱۰۰ تا ۱۲۰۰ کلوین است.

ت) با استفاده از روابط حاکم (بخش ۳-۱) و طبق روشی که شکل-۱۳ حاصل شده است انتظار می رود راندمان حرارتی در حدود ۲۸ الی ۳۲ درصد باشد.

ث) طبق توضیحات شکل-۱۲، افت فشار مبادله گر در حدود ۰.۵٪ در نظر گرفته می شود.

ج) با استناد بر شکل-۱۱، سناریو طراحی بر اساس یک طرح دارای توجیه اقتصادی و با عملکرد خوب (ناحیه قرمز رنگ) مد نظر است. لذا محدوده نسبت تراکم بین ۳ الی ۵ و دمای ورودی به توربین در بازه ۱۱۰۰ تا ۱۲۰۰ کلوین است.

جدول پ-۱: مشخصات پهباد شناسایی RQ-7
Shadow [۱۱].

مقدار	مشخصات
۱۷۰ kg	وزن ناخالص
۷۷ kg	وزن خالص
۱۳۰ km/hr	سرعت پرواز کروز
۰.۳۱۶ kg/kW/hr	مصرف ویژه سوخت
۲۸ کیلووات در دور	توان موتور
۷۸۰۰ rpm	وزن موتور با ژنراتور و گیربکس
۱۴.۷ kg	نسبت توان به وزن موتور (بدون ژنراتور)
۲.۶۴ kW/kg	حداکثر وزن محموله
۲۷ kg	سقف پرواز
۴۶۰۰ m	مداومت پروازی
۶ ساعت	

جدول پ-۲: داده های حاصل از محاسبات سیکلی بر اساس سناریوهای مختلف نسبت فشار

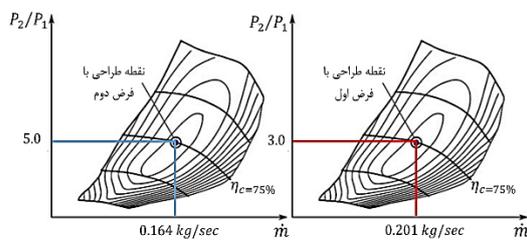
	فرض اول	فرض دوم
P_2/P_1	۳/۰	۵/۰
P_2 (bar)	۳/۰	۵/۰
P_{2x} (bar)	۲/۸۵	۴/۷۵
P_3 (bar)	۲/۷۸	۴/۶۳
P_4 (bar)	۱/۰۵	۱/۰۵
T_2 (K)	۴۴۹/۳	۵۳۶/۸
T_x (K)	۷۶۳/۸	۷۳۳/۳
TIT (K)	۱۱۵۰	۱۱۵۰
T_4 (K)	۹۳۳/۱	۸۳۹/۱
Cp_1 (kJ/kg/K)	۱/۰۰۵۵	۱/۰۰۵۵
Cp_2 (kJ/kg/K)	۱/۰۱۵۷	۱/۰۲۵۹
Cp_3 (kJ/kg/K)	۱/۱۷۱۲	۱/۱۷۱۲
Cp_4 (kJ/kg/K)	۱/۱۲۱۸	۱/۰۹۷۰
η_{rec}	٪ ۶۵	٪ ۶۵
η_{th}	٪ ۲۸/۲	٪ ۳۲
PSFC (kg/kW/hr)	۰/۲۷۴	۰/۲۴۸
Shaft Power (kW)	۳۰	۳۰
\dot{m} (kg/s)	۰/۲۰۱	۰/۱۶۴

چ) با استفاده از روابط حاکم (بخش ۳-۱) و طبق روشی که شکل-۱۳ حاصل شده است انتظار می رود راندمان حرارتی در حدود ۲۸ الی ۳۲ درصد باشد.

ه) سایر فرضیات مطابق بخش ۳-۲ است و راندمان توربین، کمپرسور و محفظه احتراق در فاز اولیه طراحی به ترتیب عبارتند از: ۹۰٪، ۷۵٪ و ۹۷.۵٪. فشار محیط ۱.۰ بار، دمای محیط ۳۰۰ کلوین.

و) با استفاده از روابط حاکم نتایج طبق جدول پ-۲ حاصل می شود.

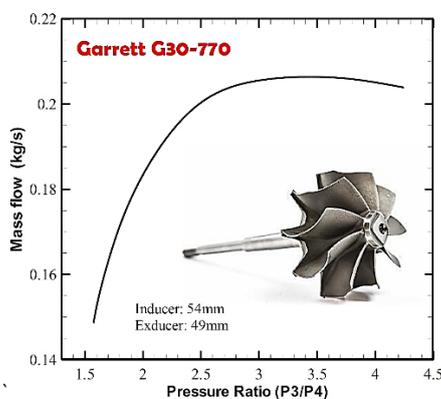
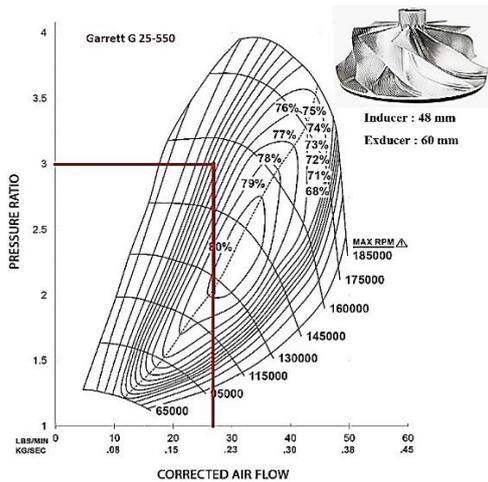
در انتخاب نوع کمپرسور با استفاده از کاتالوگ یا پایگاه داده [۲۱] که دربرگیرنده نقشه عملکردی کمپرسور ۱ می باشد سه پارامتر \dot{m} ، P_2/P_1 و η_c باید معلوم باشد (مطابق شماتیک شکل پ-۲ برای مسئله حاضر).



شکل پ-۲ دو سناریو مختلف برای انتخاب نوع کمپرسور.

مقایسه شکل پ-۲ و داده های مرجع [۲۱] نشان می دهد سناریو دوم به علت عدم یافتن نمونه نسبتاً مشابه منتفی خواهد بود و این امر حاکی از آن است که کمپرسور شعاعی با مشخصات اشاره شده طرحی مرسوم نمی باشد. ازین رو برای ادامه فاز طراحی از سناریو اول استفاده خواهد شد.





شکل پ-۳: نمونه کمپرسور (بالا) و توربین (پایین) متناسب با مسئله حاضر از کاتالوگ مرجع [۲۱].

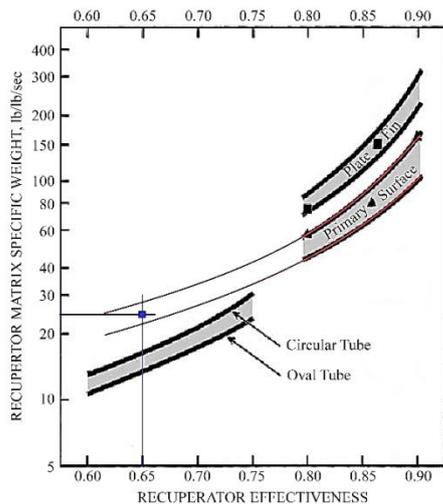
گام دوم: تخمین وزن و ابعاد مبادله‌گر

طبق مطالب ارائه شده در بخش ۲-۲ برای تخمین وزن مبادله‌گر از شکل-۶ استفاده می‌شود. اما پیش از آن لازم است با در نظر گرفتن پارامترهای اشاره شده در جدول-۱ و نیز شرایط مسئله حاضر به انتخاب نوع مبادله‌گر پرداخت. با مقایسه داده‌های حاصل از طراحی اولیه مسئله حاضر و پارامترهای ارائه شده در جدول-۱ می‌توان به سهولت دریافت که مبادله‌گر پوسته-فرورفتگی یکی از مناسب‌ترین گزینه‌ها خواهد بود. این انتخاب تحت تاثیر پارامترهایی چون سهولت ساخت و هزینه پایین، ابعاد کوچک و فشرده، کارکرد مطلوب در نسبت فشار پایین می‌باشد. منحنی وزن در برابر عملکرد این نوع مبادله‌گر در شکل-۶ موجود نمی‌باشد اما با توجه

به منظور برآورد یک تخمین اولیه از کمپرسور مورد نظر در شکل پ-۳، نقشه یک نمونه کمپرسور شعاعی متناسب با پارامترهای عملکردی اشاره شده اشاره شده است. به همین ترتیب برای داشتن یک برآورد اولیه از توربین نیز داشتن نسبت فشار و دبی جرمی عبوری می‌توان با رجوع به کاتالوگ‌های سازندگان توربین‌های شعاعی تخمین اولیه‌ای درباره ابعاد و هندسه توربین مورد نظر بدست آورد.

تخمین وزن هسته موتور شامل توربوماشین، بال برینگ‌ها، محفظه احتراق، انژکتورها، استارت‌تر، ژنراتور و غیره مهمترین دستاورد این فاز از طراحی است. با توجه به تخمین‌های صورت پذیرفته درباره ابعاد و پارامترهای عملکردی توربین و کمپرسور یکی از نزدیک ترین موتورها به این شرایط TJ-30 ساخت شرکت Pratt & Whitney است. این موتور از لحاظ ابعادی و پارامترهای عملکردی بسیار مشابه با شرایط مسئله حاضر دارد و وزن آن با تمامی زیر سیستم‌ها در حدود ۳/۹ کیلوگرم است [۲۲].

با توجه به اینکه در موتور TJ-30 کمپرسور و توربین پشت به پشت یکدیگر متصل هستند و به عبارتی اتصال این دو بدون شفت است و بعلاوه طراحی و پیکربندی این موتور از موتورهای هم رده آن پیشرفته‌تر است (دارای سیستم روغن کاری و ژنراتور بسیار فشرده و کوچک) لذا در این گام از طراحی وزن تخمینی برای هسته موتور مسئله حاضر ۲۵٪ بیشتر (حدود ۵ کیلوگرم) لحاظ می‌شود [۲۲].



شکل پ-۴: تکرار شکل-۶.

برد و مداومت پروازی یک پرنده (با فرض سرعت ثابت-ضریب برآ ثابت) طبق رابطه پ-۱ و پ-۲ محاسبه می‌گردد:

$$S = V \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{PSFC} \cdot \ln\left(\frac{m_{\text{ابتدا}}}{m_{\text{نهایی}}}\right) \quad (\text{پ-۱})$$

$$E = \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{PSFC} \cdot \ln\left(\frac{m_{\text{ابتدا}}}{m_{\text{نهایی}}}\right) \quad (\text{پ-۲})$$

برای مقایسه برد و مداومت پروازی پهپاد مورد نظر با موتورهای مختلف می‌توان از رابطه پ-۳ استفاده نمود:

$$\frac{E \text{ or } S_{\text{توربوپراپ}}}{E \text{ or } S_{\text{وانکل}}} = \frac{PSFC_{\text{وانکل}} \cdot \ln\left(\frac{m_{\text{ابتدا}}}{m_{\text{نهایی}}}\right)_{\text{توربوپراپ}}}{PSFC_{\text{توربوپراپ}} \cdot \ln\left(\frac{m_{\text{ابتدا}}}{m_{\text{نهایی}}}\right)_{\text{وانکل}}} \quad (\text{پ-۳})$$

طبق مراحل انجام شده در قسمت‌های قبل جرم موتور توربوپراپ دارای مبادله‌گر (شامل هسته موتور، گیربکس، ژنراتور، زیر سیستم‌ها و مبادله‌گر) حدود ۱۵ کیلوگرم است که طبق جدول-۲ بسیار نزدیک به موتور وانکل ar741

به اینکه مبادله‌گر در خانواده صفحه-اولیه طبقه بندی می‌شود.

می‌توان مطابق شکل پ-۴ بصورت تقریبی وزن آن را برآورد کرد. طبق این نمودار محور عمودی بیانگر m_{rec}/m_{air} یا نسبت وزن مبادله-گر به دبی هوای ورودی آن است و در مسئله مورد نظر در حدود ۲۵ است. نتیجتاً تخمین وزن مبادله‌گر برای مسئله حاضر در حدود ۵ کیلوگرم خواهد بود.

گام سوم: تخمین وزن و ابعاد گیربکس

انتخاب گیربکس دور بالا یکی دیگر از المان‌های طراحی موتور توربوپراپ می‌باشد. با توجه به چرخش شفت کمپرسور و توربین در دور‌های نزدیک به ۱۵۰۰۰ و کارکرد ملخ در دور‌های نزدیک ۱۰۰۰۰ دور (در این نوع موتورهای توربینی) نیازمند به استفاده از یک گیربکس کاهنده با نسبت ۱ به ۱۵ است (در صورت عدم استفاده از توربین توان). بدین منظور با مراجعه به کاتالوگ سازنده‌های گیربکس‌های دور بالا [۲۳]، می‌توان از یک گیربکس تک مرحله‌ای که وزن آن با در نظر گرفتن قطر شفت ۲۰ میلیمتر (متناسب با هسته موتور مسئله حاضر) با پوسته چدنی ۷ کیلوگرم و با پوسته آلومینیومی حدود ۵ کیلوگرم می‌باشد.

گام چهارم: مقایسه برخی پارامترهای عملکردی پهپاد با موتور توربوپراپ دارای مبادله‌گر و موتور وانکل

برد و مداومت پروازی از مهمترین پارامترهای عملکردی یک پهپاد شناسایی محسوب می‌شوند که در اینجا به عنوان معیاری بر سنجش اثربخشی یا عدم اثربخشی استفاده از موتور توربوپراپ ارتقاء یافته در نظر گرفته شده است.

[۲۰] است. در نتیجه نسبت مصرف سوخت ویژه تعیین کننده اختلاف برد/مداومت پروازی می باشد که برای این مسئله موتور توربوپراپ ارتقاء یافته ۱۵٪ عملکرد بهتری خواهد داشت.

۲۴۲

سال ۱۳ - شماره ۲

پاییز و زمستان ۱۴۰۳

نشریه علمی

دانش و فناوری هوا فضا



روشن طراحی اولیه و انطباق میکروتوربین های هوایی
و تولید توان با مبادله گر گرمایی