

تعیین نقطه‌ی بهینه‌ی انرژی در یک موتور سوخت مایع با مولفه‌ی جدید اکسید کننده

داود رمش^۱، اسماعیل ولی‌زاده^۲

سازمان هوا فضا - تهران - صندوق پستی 16535-381
Davoodramesh@yahoo.com

چکیده

در این تحقیق روند اعمال تغییرات طراحی در یک موتور سوخت مایع با تغییر مولفه اکسیدکننده‌ی آن ارایه شده است. هدف از تغییر مولفه‌ی اکسید کننده استفاده از اکسیدکننده‌ی جدیدی با خوردگی کمتر و شاخص انرژی بالاتر بوده است. با توجه به مشخصه‌های جدید فیزیکی، شیمیایی این سیال نسبت به اکسید کننده‌ی قبلی، نقطه‌ی عملکردی تغییر داده شد. اضافه بر این مطلب وضعیت خنک‌کاری در محفظه احتراق با توجه به ویژگی‌های اکسیدکننده‌ی جدید مورد بررسی قرار گرفت و بر این اساس اصلاحات لازم در صفحه‌ی پاشش محفظه انجام شد. نتایج حاصل از تست گرم موتور حاکی از دقت پیش‌بینی محاسبات است.

واژه‌های کلیدی: اکسید کننده، بهینه‌یابی، ضربه‌ی ویژه، انتقال حرارت

1 - مقدمه

بهینه‌سازی مصرف سوخت در موتورهای سوخت مایع، به خصوص در شرایطی که برای افزایش محموله‌ی فضایی موشک‌های حامل به کار گرفته می‌شوند، کمک شایانی به کاهش هزینه‌ها می‌کند. استفاده از پیشران‌های جدید (زوج‌های جدید سوخت و اکسیدکننده) یکی از روش‌های بهبود شاخص‌های انرژی است. در تحقیق پیش‌رو با پی‌گیری دو هدف اصلی زیر، تغییر اکسیدکننده مورد بررسی قرار گرفت:

الف - استفاده از اکسیدکننده‌ای که از خوردگی کمتری برخوردار باشد و قابلیت نگهداری بیشتری در باک‌ها داشته باشد.

ب - از شاخص‌های انرژی بالاتری برخوردار باشد.

با تغییر ویژگی‌های شیمیایی، فیزیکی پیشران‌های در یک موتور باید بررسی شود، چه تغییرات ساختاری برای تامین پارامترهای عملکردی مورد نیاز است. در این تحقیق، بر مبنای الگوریتمی که برای بهینه‌یابی استفاده شده، نقطه‌ی بهینه بر اساس نقاط مختلف کارکردی محفظه و توربوپمپ انتخاب شده است [1]. پارامترهای یاد شده به گونه‌ای انتخاب می‌گردند که ضمن تامین مقدار ماکزیمم ضربه‌ی ویژه‌ی موتور، سازه‌ی زیرمجموعه‌های اصلی تحت حداقل بارهای اعمالی قرار گیرند. با چنین الگوریتمی در میان رژیم‌های مختلف کار محفظه‌ی احتراق، مولدگاز، توربوپمپ و نازل آگزوز، مناسب‌ترین نقطه‌ی کاری موتور تعیین می‌شود. در عین حال انتخاب رژیم جدید به گونه‌ای بوده است که کاویتاسیون در پمپ‌ها رخ ندهد. با توجه به

1- کارشناس ارشد هوا فضا - طراحی موتورهای اجسام پرنده

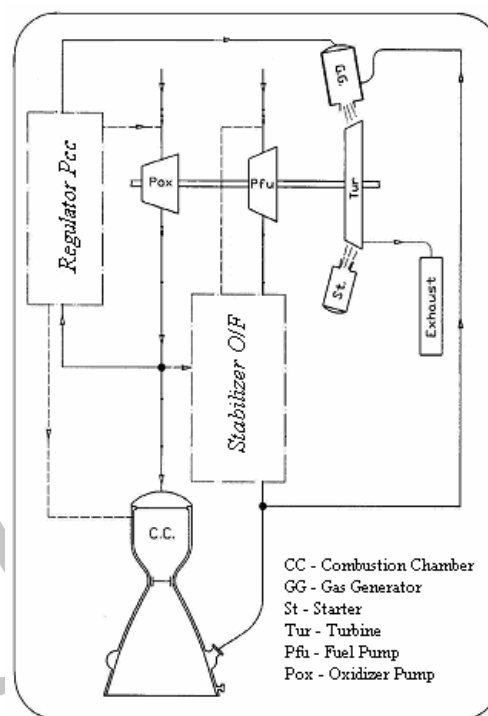
2- کارشناس ارشد هوا فضا - انتقال حرارت در موتورهای اجسام پرنده

اینکه فشار بخار اکسید کننده‌ی جدید نسبت به قبلی بالاتر است، در نظر گرفتن مرز کاویتاسیون در پمپ‌ها از نکات حایز اهمیت این تحقیق بوده است.

از سوی دیگر توجه به نقطه‌ی بهینه‌ی انتخابی، شرایط انتقال حرارت در محفظه احتراق که المان بحرانی در میان زیرمجموعه‌های مختلف به شمار می‌رفت، مورد بررسی قرار گرفت. بر همین اساس اصلاحات لازم در صفحه‌ی پاشش محفظه انجام شد. مقایسه‌ی نتایج حاصل از تست گرم نشان دهنده‌ی دقت قابل قبول محاسبات است که در انتها مورد اشاره قرار می‌گیرد.

2- بهینه‌یابی سیستمی پارامترها

شماتیک ساده شده موتور مورد نظر در شکل 1 نشان داده شده است [1]. تابع هدف در تعیین پارامترهای بهینه، تامین حداکثر ایمپالس ویژه‌ی قابل دستیابی موتور است ([2]، [3]، [4]، [5]).



شکل 1 - شمای ساده شده‌ی موتور مورد بررسی

قبل از شروع بحث، پارامتر اثر گذار نسبت دبی تعریف می‌شود.

نسبت دبی محفظه‌ی احتراق و مولد گاز نسبت دبی جرمی اکسیدکننده به دبی جرمی سوخت در محفظه‌ی احتراق و مولد گاز می‌باشد.

مبانی اصلی دستیابی به حداکثر ایمپالس ویژه در موتور سیکل باز مورد بحث عبارتند از :

1. انتخاب فشار بهینه‌ی محفظه احتراق

لازم به یادآوری است که در موتورهای سیکل باز به علت احتراق ناقص سوخت و اکسیدکننده در مولد گاز و هدایت آنها در پی خروج از توربین به جو، با افزایش فشار محفظه‌ی احتراق همواره نباید انتظار داشته باشیم، ایمپالس ویژه‌ی موتور افزایش یابد. به صورتی که با تجاوز فشار محفظه از حد معینی (این مرز، همان فشار بهینه‌ی محفظه احتراق است)، ایمپالس ویژه‌ی موتور رو به کاهش می‌گذارد.

2. افزایش نسبت دبی مولد گاز تا حد امکان

باتوجه به اینکه دلیل ساماندهی احتراق ناقص در مولدگاز محدودیت تحمل حرارتی پره‌های توربین می‌باشد، انتخاب حداکثر نسبت دبی مولدگاز بر مبنای حد تحمل پره‌ها اصل مهم دیگر در بهینه‌سازی به شمار می‌رود. با تحقق این امر، برای تامین نیروی پیشران مشخص در محفظه‌ی احتراق، دبی دور ریز آگزوز یا به عبارتی دبی مولد گاز به حداقل ممکن می‌رسد و ایمپالس ویژه‌ی موتور افزایش می‌یابد.

3. انتخاب نسبت دبی بهینه‌ی محفظه احتراق

از آنجا که مشخصه‌های انرژی‌ک محفظه‌ی احتراق برحسب نسبت دبی دارای نقطه‌ی اکسترمم است، انتخاب نسبت دبی بهینه‌ی محفظه‌ی احتراق از مبنای اولیه‌ی رسیدن به رژیم نامی بهینه‌ی موتور به شمار می‌رود. البته یادآوری می‌شود همواره در پیش‌بینی این نقطه، اختلاف محسوسی بین نتایج تئوری نرم‌افزارهای احتراقی و نتایج عملی وجود دارد.

4. انتخاب نسبت انبساط هندسی بهینه‌ی نازل‌های توربین

از آنجا که در حالت معمول، آگزوز از ایمپالس ویژه‌ی بسیار پایینی برخوردار است، با نصب نازل در دهانه‌ی خروجی آن سعی می‌شود تا حداکثر نیروی عکس‌العملی و ایمپالس ویژه افزایش داده شود. به طوری که تاثیر وجود آگزوز در ساختار موتورهای مرحله‌ی دوم به بالا قابل ملاحظه است. در صورت نصب نازل آگزوز، طراح در انتخاب فشار خروجی توربین دچار تناقض می‌شود چراکه با بالا رفتن آن، از یک سو ایمپالس ویژه‌ی نازل آگزوز افزایش می‌یابد و از سوی دیگر نسبت انبساط هندسی توربین که پارامتری موثر در تامین توان توربین محسوب می‌گردد، کاهش می‌یابد. بدین ترتیب انتخاب نسبت انبساط هندسی بهینه‌ی نازل‌های توربین مبنای مهمی در دست‌یابی به رژیم بهینه‌ی کاری می‌باشد.

5. انتخاب رژیم بهینه‌ی کاری توربوپمپ

در موتور سیکل باز مورد بررسی، سطح فشار محفظه و مولدگاز و افت مسیرهای آن‌ها به گونه‌ای است که فشار خروج پمپ‌ها بر اساس مسیرهای محفظه‌ی احتراق تعیین می‌گردد. از سوی دیگر با توجه به افت بالای مسیر خنک‌کاری محفظه (مسیر سوخت)، همواره پمپ سوخت باید فشار بالاتری را تامین کند. بدین ترتیب مقاومت‌های مسیر یادشده به صورتی تعیین می‌شود که فشار خروج پمپ مذکور حداقل ممکن انتخاب گردد، سپس با مشخص بودن هد و مقدار اولیه‌ی دبی عبوری پمپ با کمک منحنی مشخصه‌ی آن (منحنی هد و راندمان بر حسب دبی حجمی نسبی در دوره‌های مختلف)، دور متناظر آن تعیین می‌شود. حال با داشتن مقدار اولیه‌ی دبی پمپ دیگر و دور روتور، هد پمپ دیگر تعیین می‌شود. چنین روندی امکان بهره‌مندی از حداکثر راندمان هر پمپ را بدست می‌دهد. اما تجربه‌ی استفاده از این منطق (انتخاب نقطه‌ی بهینه‌ی کاری توربوپمپ) به ما نشان داد، در بسیاری از موارد در نقطه‌ی انتخابی، یکی از پمپ‌ها در معرض کاویتاسیون قرار می‌گیرد. زیرا با افزایش هر چه بیشتر دبی حجمی Q و کاهش هر چه بیشتر دور توربوپمپ w ، نسبت Q/w مقدار بزرگتری خواهد داشت و با گذر از مقدار $(Q/w)_{max}$ - که در هر پمپ مقدار خاص خود را داراست - رژیم کاویتاسیونی در پمپ بروز خواهد نمود. بنابراین کنترل این پارامتر همواره ضروری است.

جزئیات بیشتر مبنای یاد شده (پنج بند یاد شده‌ی فوق) در تشریح الگوریتم محاسبات ارائه شده است.

بر اساس موارد ذکر شده، کد کامپیوتری به زبان C^{++} تهیه شد که الگوریتم آن در ادامه تشریح می‌گردد. از این کد هم در بهینه‌سازی و هم محاسبات مربوط به طراحی سیستمی می‌توان بهره گرفت.

محور اصلی محاسبات لازم برای رسیدن به حداکثر ایمپالس ویژه‌ی موتور، محاسبه‌ی دبی مولد گاز است، چراکه در راستای رسیدن به هدف یادشده، می‌بایست تا حد امکان دبی مولد را کاهش داد. در این تحقیق از رابطه‌ی فراگیر برای محاسبه‌ی دبی مولد گاز بهره‌گیری شد که برای هر موتور سیکل باز با چند محفظه‌ی اصلی و کنترلی و چند توربوپمپ قابل استفاده است. به طوری که با محاسبه‌ی μ_{gg} و $\mu_{entr.c}$ ، از روابط 2 و 3 می‌توان با رابطه‌ی 1، دبی مولدگاز (\dot{m}_{gg}) را محاسبه نمود [1]:

$$\dot{m}_{gg} = \mu_{gg} \cdot \dot{m}_{cc} / y \quad (1)$$

$$\mu_{gg} = ((m \cdot K_{m.cc} / (1 + K_{m.cc}) + z \cdot K_{m.cntlc} / (1 + K_{m.cntlc})) \cdot \mu_{cntlc}) \cdot \bar{N}_o + (m / (1 + K_{m.cc}) + z / (1 + K_{m.cntlc})) \cdot \mu_{cntlc} \cdot \bar{N}_f \quad (2)$$

$$/ (\bar{N}_T - K_{m.gg} / (1 + K_{m.gg})) \cdot \bar{N}_o - 1 / (1 + K_{m.gg}) \cdot \bar{N}_f$$

$$\mu_{cntlc} = \dot{m}_{cntlc} / \dot{m}_{cc} \quad (3)$$

m, z, y به ترتیب نماد تعداد محفظه‌ی اصلی، کنترلی و توربوپمپ هستند. $K_{m.cntlc}, K_{m.gg}, K_{m.cc}$ نسبت دبی جرمی اکسیدکننده به سوخت در محفظه اصلی، مولد گاز و محفظه کنترلی می‌باشند. $\dot{m}_{cc}, \dot{m}_{cntlc}$ به ترتیب دبی هر محفظه کنترلی و اصلی می‌باشد. $\bar{N}_T, \bar{N}_o, \bar{N}_f$ توان مخصوص توربین، پمپ‌های اکسیدکننده و سوخت هستند.

یادآوری می‌شود که توان مخصوص توربین و پمپ، از روابط زیر محاسبه می‌شوند [6]:

$$\bar{N}_T = N_T / \dot{m}_{gg} = R.T.k / (k-1) \cdot (1 - 1 / \pi_T^{(k-1)/k}) \eta_t \quad (4)$$

$$\bar{N}_p = N_p / \dot{m}_p = \Delta P / (\rho \cdot \eta_p) \quad (5)$$

که در این روابط، π_T, η_T, k, RT به ترتیب نسبت انبساط نازل‌ها، راندمان و ثابت فرآیند انبساط در توربین و قابلیت انجام کار گازهای تولیدی در مولد گاز هستند.

$\Delta P, \rho, \eta_p$ به ترتیب اختلاف فشار، راندمان و چگالی سیال عبوری از پمپ مورد نظر می‌باشند.

الگوریتم تعیین پارامترهای بهینه‌ی موتور

فلوچارت محاسبات در شکل 2 ارائه گردیده است. الگوریتم یادشده، به صورت زیر قابل تشریح می‌باشد:

1) فایل ورودی داده‌ها شامل نتایج نرم‌افزار ASTRA (تغییرات پارامترهای مورد نظر برای مقادیر مختلف فشار، دبی، نسبت دبی و نسبت انبساط هندسی یا گاز - دینامیکی) برای محفظه‌های اصلی، کنترلی، نازل توربین، نازل آگزوز، چگالی سوخت و اکسید کننده در دمای استاندارد، دمای محیط و ضرایب افت فشار مسیرها است. در حلقه‌ی اصلی محاسبات، برای هر سطر داده‌ها، در نهایت ایمپالس ویژه‌ی موتور محاسبه می‌شود تا بتوان تحقیق نمود که حداکثر مقدار آن در چه فشار و دبی قابل دستیابی است.

2) گام اول در محاسبه‌ی ایمپالس ویژه‌ی موتور، تعیین دبی‌های سوخت و اکسیدکننده‌ی موتور و یا بعبارت دیگر دبی عبوری از پمپ‌ها است که در محاسبه آنها دبی مولدگاز نیز مورد نیاز است (رابطه‌ی 6). اما بدلیل معلوم نبودن فشار خروج و راندمان پمپ‌ها، در ابتدا این دبی (\dot{m}_{gg}) تخمین زده شده و با تکرار حلقه محاسبه تا برقراری شرط همگرایی، تصحیح می‌گردد. نحوه‌ی تخمین اولیه‌ی دبی مولدگاز بر این اساس است که در موتورهای سیکل باز این مقدار 2 تا 5 درصد دبی کل را تشکیل می‌دهد.

$$\dot{m}_{eng} = \dot{m}_{cc} + \dot{m}_{gg} \quad (6)$$

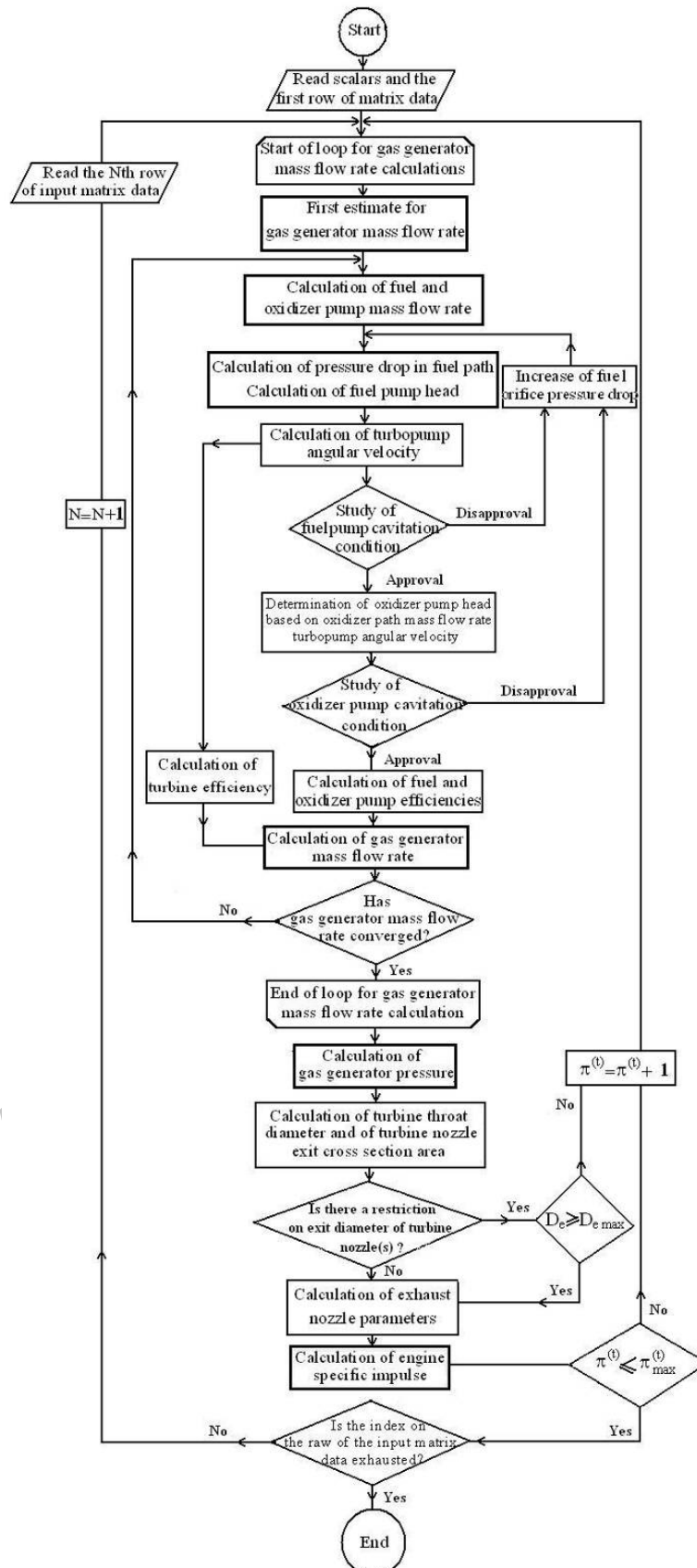
\dot{m}_{eng} دبی کل مصرفی موتور می‌باشد.

3) گام بعدی تعیین فشار در نقاط مختلف مسیر سوخت می‌باشد (باتوجه به فشار انتخابی محفظه احتراق). مقادیر افت فشار در هر المان با معلوم بودن ضرایب افت، قابل محاسبه است.

$$\Delta P = \dot{m}^2 / LPC^2 \quad (7)$$

LPC ضریب افت در هر المان می‌باشد.

4) در مرحله بعدی با معلوم بودن فشار در خروج پمپ سوخت و با استفاده از رابطه کلی هد در پمپ‌ها (رابطه 6)، مقدار دور توربوپمپ محاسبه می‌شود.



شکل 2 - فلوچارت الگوریتم بهینه‌یابی سیستمی پارامترهای موتور

$$H / \omega^2 = A + B.(Q / \omega) - C.(Q / \omega)^2 \quad (8)$$

H, Q, ω بترتیب هد، دبی عبوری پمپ و دور توربوپمپ و C, B, A ضرایب ثابتی می‌باشند که با استفاده از روابط موجود [15] و یا نتایج تست تعیین می‌شوند.

(5) با توجه به اینکه افت فشار در مسیرها، همراه با اتلاف انرژی است، برای رسیدن به حداکثر ایمپالس ویژه موتور، باید تا حد امکان این افت‌ها را کاهش داد. از سوی دیگر کاهش افت‌ها ممکن است شرایطی را بوجود آورد که پمپ‌ها در حالت کاویتاسیون قرار گیرند و همواره باید از این امر اجتناب گردد.

بنابراین در این گام ابتدا حداقل افت برای اوریفیس محفظه (در مسیر سوخت) در نظر گرفته شده و پس از محاسبه دبی و هد پمپ سوخت و دور توربوپمپ (طبق مراحل فوق)، در صورت عدم ارضای شرط کاویسیونی (رابطه 9) مقدار افت اوریفیس افزایش یافته و مجدداً محاسبات تا ارضای شرط موردنظر تکرار می‌شود. شرط دوری از کاویتاسیون در پمپ‌ها مطابق رابطه زیر می‌باشد [7]:

$$Q / \omega \leq (Q / \omega)_{\max} \quad (9)$$

(6) گام بعدی تعیین هد در پمپ اکسیدکننده است که با استفاده از مقدار دور توربوپمپ بدست آمده در مرحله قبل و جاگذاری آن در رابطه کلی هد در پمپ‌ها (رابطه 6)، محاسبه می‌گردد. سپس شرط بروز کاویتاسیون در این پمپ نیز بررسی می‌گردد. لازم به یادآوری است که در صورت مثبت بودن این شرط، افت اوریفیس سوخت محفظه افزایش داده می‌شود که این امر برای سهولت حلقه‌ی محاسباتی است و گرنه به طور خودکار بر اساس نقطه‌ی کاری مربوطه، افت اوریفیس اکسیدکننده هم افزایش خواهد یافت.

(7) در این مرحله راندمان پمپ‌ها و توربین مطابق روابط 10 و 11 محاسبه می‌شوند [8].

$$\eta_p = A_p.(Q / \omega) - B_p.(Q / \omega)^2 + C_p.(Q / \omega)^3 - D_p.(Q / \omega)^4 \quad (10)$$

$$\eta_T = A_T + B_T.(u / c_{ad}) - C_T.(u / c_{ad})^2 \quad (11)$$

η_p راندمان پمپ و A_p, B_p, C_p ضرایب حاصله از تست پمپ‌ها هستند.

η_T راندمان توربین و A_T, B_T, C_T ضرایب حاصله از تست انواع توربین‌های ضربه‌ای با نسبت انبساط بین 20 تا 50 می‌باشند.

u سرعت نسبی دیسک توربین در ارتفاع میانی پره‌ها و c_{ad} سرعت آدیاباتیک گاز عبوری از توربین است.

(8) حال با معلوم بودن کلیه پارامترهای روابط 1، 2، 3 دبی مولد گاز محاسبه شده و در صورت همگرایی مقدار دبی مولد گاز (با دقت 0/001٪)، حلقه‌ی محاسبه‌ی دبی مولد خاتمه می‌یابد.

(9) فشار مولد گاز مطابق توصیه‌های فنی (Technical recommendations) مطابق رابطه‌ی 12 و قطر گلوگاه نازل‌های توربین با استفاده از رابطه‌ی 13 محاسبه می‌شود.

$$P_{gg} = (0.8 - 0.85).P_{cc} \quad (12)$$

$$P_{gg} = \eta_{gg}^* . C^* / A_{th} \quad (13)$$

به ترتیب سطح مقطع گلوگاهی نازل‌های توربین و سرعت مشخصه‌ی محصولات احتراق می‌باشند. C^*, A_{th}

در این گام هر بار قطر خروجی نازل استاتور توربین با روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$\bar{A} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\left(\frac{1}{k-1} \right)} \sqrt{(k-1)(k+1)} \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\left(\frac{1}{k} \right)} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right]} \quad (14)$$

$$\bar{A} = \frac{A_{out}}{A_{th}} \quad (15)$$

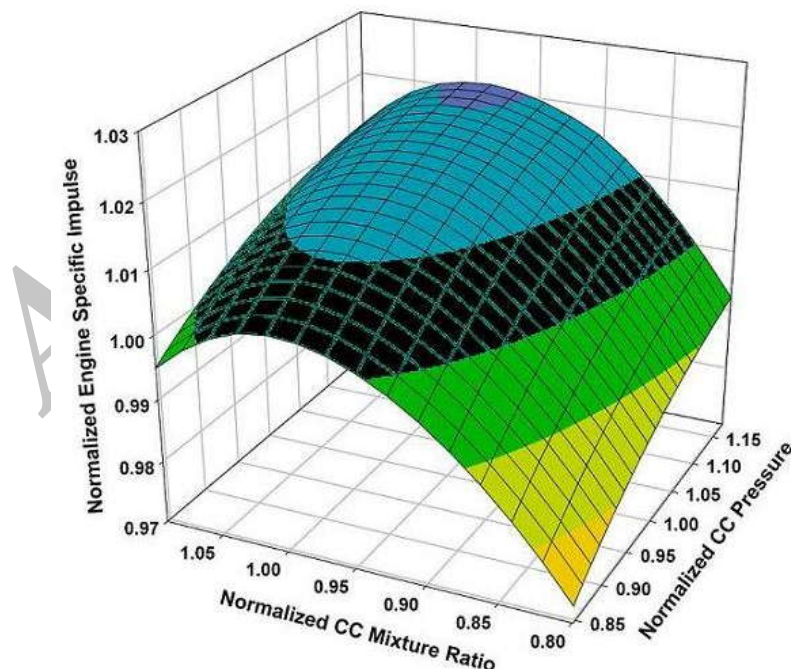
به صورتی که \bar{A} نسبت انبساط هندسی و A_{out} سطح مقطع خروجی نازل های توربین می باشد. اگر محدودیتی برای قطر خروجی نازل در نظر گرفته نشده باشد، محاسبات ایمپالس ویژه نازل آگزوز و موتور انجام می گردد و حلقه های محاسبات تا رسیدن به حداکثر نسبت انبساط ممکن (π_t) ادامه می یابد و در صورتی که برای قطر خروجی نازل توربین محدودیت وجود داشته باشد و مقدار آن از مقدار حداکثر تعیین شده، کوچکتر باشد، محاسبات با نسبت انبساط (π_t) بزرگتر تکرار می گردد، در غیر اینصورت محاسبات با آخرین قطر خروجی قابل قبول دنبال می شود و در ادامه ایمپالس ویژه نازل آگزوز و موتور محاسبه می شود.

ایمپالس ویژه موتور (I_{eng}) مطابق رابطه 16 محاسبه می شود و این روند برای تمامی سطرها داده ها تکرار می گردد. با توجه به اهمیت انتخاب نسبت انبساط بهینه نازل آگزوز، داده های این نازل با انواع نسبت انبساط های هندسی ممکن در ردیف های مختلف ورودی در نظر گرفته می شود.

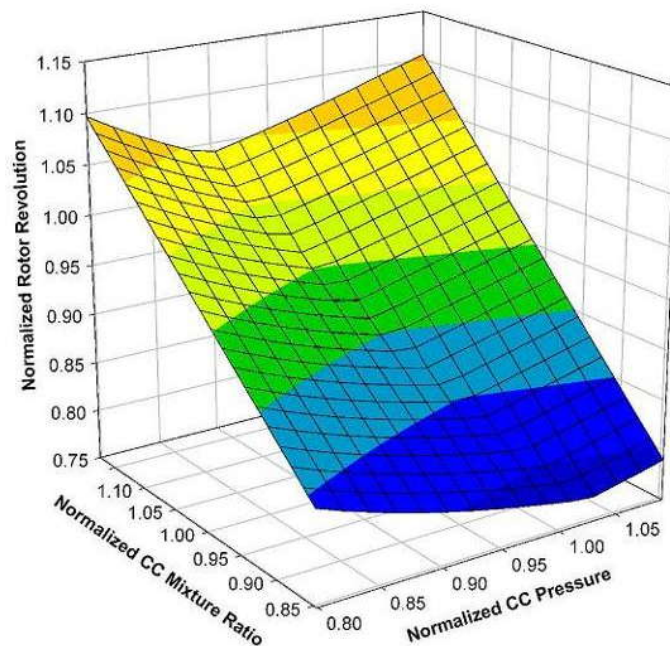
$$I_{eng} = F_{cc} / \dot{m}_{eng} \quad (16)$$

F_{cc} نیروی پیشران محفظه احتراق است که در فایل ورودی (نتایج *ASTRA*) مشخص گردیده است.

نمونه ای نتایج محاسبات موتور مورد نظر با اکسیدکننده جدید برمبنای داده های ورودی محفظه و مولد گاز برای شرایط مختلف در شکل های 3 و 4 نشان داده شده است. در این اشکال، پارامترها نسبت به مقدار نامیشان در موتور اولیه بی بعد شده اند.



شکل 3 - رویه تغییرات ضربه ای ویژه موتور بر حسب فشار و نسبت دبی محفظه



شکل 4 - رویه‌ی تغییرات دور روتور برحسب فشار و نسبت دبی محفظه

3 - محاسبات خنک کاری و پاشش محفظه احتراق

در محاسبات پاشش و انتقال حرارت محفظه، عوامل ذیل در نظر گرفته شدند:

- 1 - دمای سوخت ورودی به انژکتورهای محفظه و بیشینه‌ی دمای پوسته داخلی محفظه در محدوده مجاز باشد.
 - 2 - افت هیدرولیکی انژکتورها و مسیرهای خنک کاری محفظه و مولدگاز در محدوده‌ی مجاز قرار داشته باشد.
- بدین ترتیب با در نظر گرفتن موارد فوق، محاسبات دبی و توزیع نسبت مولفه‌ها در مقطع عرضی محفظه، محاسبات خنک کاری و سازه‌ای در نقاط مختلف کاری با فشار و نسبت دبی‌های متفاوت انجام شد. این بار محاسبات سیستمی یاد شده، تنها برای محدوده‌ی قابل قبول از دیدگاه محاسبات محفظه تکرار و در نهایت تکرار محاسبات میان حلقه‌ی موتور و محفظه (محفظه در این تحقیق به عنوان المان بحرانی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بود)، منجر به انتخاب نقطه‌ی نهایی شد.

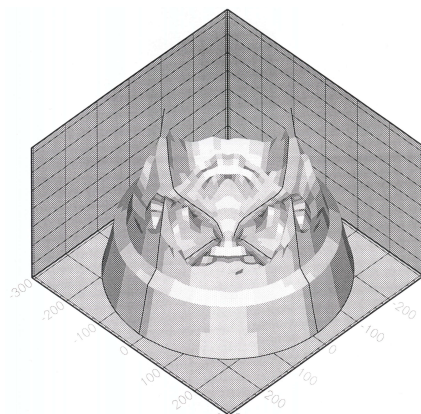
محاسبه توزیع دبی و نسبت اختلاط در صفحه انژکتور

در این بخش محدودیت‌های تکنولوژیکی ذیل در نظر گرفته شد:

- 1- محدودیت تغییر ابعاد و هندسه‌ی کلی محفظه و مولدگاز، عبارتی تغییر پارامترها تنها با تغییر هندسه‌ی انژکتورها و اوریفیس‌های ورودی مجاز است.
- 2- باید نوع، موقعیت و تعداد انژکتورهای جدید مانند انژکتورهای موتور قبلی از نوع انژکتورهای گریز از مرکز ماریچ دار باشد.

الف - محاسبه‌ی توزیع دبی در مقطع عرضی محفظه

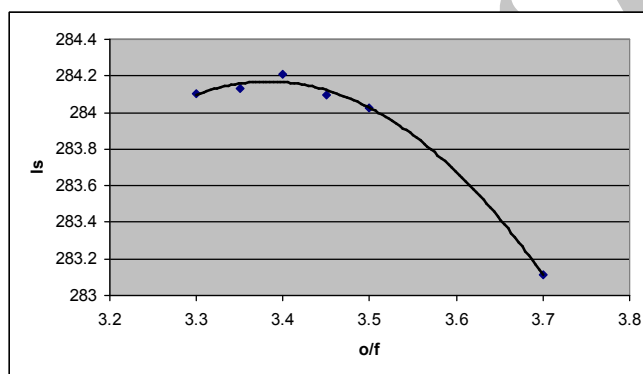
با در نظر گرفتن محدودیت‌های فوق و با استفاده از دبی‌های محاسباتی در بالانس انرژی موتور، دبی انژکتورهای سوخت و اکسید کننده محفظه و مولدگاز محاسبه شد. با داشتن دبی انژکتورها و با استفاده از برنامه کامپیوتری که قبلاً برای محاسبه نسبت اکسید کننده به سوخت در محفظه نوشته شده است، دبی و نسبت اکسید کننده به سوخت در نقاط مختلف محفظه احتراق محاسبه شد.



شکل 5 - توزیع شدت پاشش

ب - انتخاب نقطه بهینه از دیدگاه ایمپالس محفظه

با توجه به محاسبات بخش قبل و با اجرای برنامه ASTRA، ایمپالس خلا در محفظه احتراق به ازای یک فشار محفظه ثابت و نسبت اختلاط های مختلف به صورت ذیل به دست آمد.



شکل 6 - تغییرات ایمپالس ویژه محفظه بر حسب نسبت مولفه ها در حداکثر فشار انتخابی در محاسبات سیستمی

از آن جایی که در نسبت اختلاط 3.4 ایمپالس محفظه ماکزیمم مقدار خود را دارد، این نسبت اختلاط به عنوان نسبت اختلاط در محفظه احتراق انتخاب شد.

محاسبات خنک کاری

الف - محاسبه مشخصات ترمودینامیکی گازهای حاصل از احتراق

برای بدست آوردن مشخصات ترمودینامیکی گازهای حاصل از احتراق از نرم افزار روسی ASTRA استفاده شده است. ورودی این برنامه نوع سوخت و اکسید و آنتالپی مربوط به آنها، فشار داخل محفظه احتراق، فشار خروجی از نازل محفظه و همچنین نسبت دبی اکسید به سوخت (O/F) می باشد. در خروجی برنامه تمام پارامترها مانند دما، جرم حجمی، ویسکوزیته، جرم مولکولی، ضریب آدیاباتیک، ضریب ثابت گازها، ظرفیت گرمایی ویژه، کسر مولی گازهای حاصل از احتراق، در سه ناحیه محفظه احتراق، گلوگاه و انتهای نازل محفظه بدست می آید.

پارامترهای مورد استفاده از خروجی این برنامه در محاسبات انتقال حرارت عبارتند از دما، ویسکوزیته، ضریب آدیاباتیک، ضریب ثابت گازها و کسر مولی گازهای حاصل از احتراق در محفظه احتراق که در O/F کناره دیواره و یا مرکز (با توجه به شرایط مسئله) بدست می آید.

ب - محاسبه نرخ انتقال حرارت در محفظه

برای محاسبه نرخ انتقال حرارت در محفظه، دو فرآیند انتقال حرارت جابجایی و انتقال حرارت تشعشعی را در نظر می‌گیریم که مقدار انتقال حرارت جابجایی بمراتب بیشتر از انتقال حرارت تشعشعی می‌باشد [9].

- محاسبه نرخ انتقال حرارت جابجایی در محفظه

با توجه به بالا بودن فشار و دما در محفظه احتراق می‌توان گفت که جریان در محفظه همیشه به صورت مغشوش می‌باشد و برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابجایی باید معادلات مربوط به لایه مرزی جریان درهم را حل نمود.

- محاسبه نرخ انتقال حرارت تشعشعی در محفظه

برای محاسبه میزان انتقال حرارت تشعشعی، تشعشع گازهای گرم حاصل از احتراق را در نظر می‌گیریم. از آنجایی که تشعشع گازهای یک اتمی و دو اتمی خیلی کم است می‌توان آنها را محیط شفاف در نظر گرفت و فقط تشعشع گازهای سه اتمی مانند CO_2 و H_2O که مقدارشان نیز نسبتاً زیاد است را در نظر می‌گیریم. با توجه به اینکه دمای دیواره در مقایسه با دمای گازهای گرم نسبتاً پایین است در فرمول مربوط به محاسبه نرخ انتقال حرارت تشعشعی از آن صرف‌نظر کرده و از فرمول زیر برای محاسبه استفاده می‌نماییم:

$$q_l = \varepsilon_{cr.ef} \cdot \varepsilon_g \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_c}{100}\right)^4 \quad (17)$$

ج - خنک کاری محفظه

رابطه اصلی که برای انتقال حرارت بین دیواره گرم و سیال خنک کننده بکار می‌رود به صورت زیر بیان می‌شود:

$$NU = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (18)$$

که می‌توان رابطه را برای ضریب انتقال حرارت جابجایی به صورت زیر نوشت:

$$\alpha_l = 0.023(\rho W)^{0.8} \cdot K / d_h^{0.2} \quad (19)$$

$$K = C_p^{0.4} \cdot \lambda^{0.6} / \mu^{0.4} \quad (20)$$

$$d_h = \frac{4F}{\pi} \quad (21)$$

نتایج محاسبات خنک کاری

برای موارد ذکر شده محاسبات انتقال حرارت جابجایی، تشعشعی، خنک کاری و محاسبات مربوط به افت فشار با استفاده از برنامه کامپیوتری انجام گردید که طبق محاسبات برای دمای سیال خنک کننده در پشت صفحه انژکتور، ماکزیمم دمای پوسته داخلی برای شرایط جدید در بحرانی‌ترین حالت تنها 7٪ بیش از شرایط قبلی و مقداری مجاز شمرده می‌شد که نمی‌توانست منجر به سوختگی شود.

4 - نتیجه‌گیری

با انجام تست موتور اصلاح شده، خطای نقطه‌ی کارکردی بدست آمده نسبت به محاسبات انجام شده، مطابق جدول 1 مورد مقایسه قرار گرفت. این نتایج حاکی از دقت قابل قبول محاسبات در پیش‌بینی نقطه‌ی کارکردی موتور جدید است. در ارتباط با بهینه بودن نقطه‌ی عملکردی موتور جدید می‌توان گفت هر آنچه در رویه‌ی شکل 3 از نقطه‌ی بهینه فاصله گرفته شده، مرتبط

با محدودیت‌های تکنولوژیکی و فنی ناشی از مباحث خنک‌کاری در محفظه احتراق بوده است. و گزینه جدول مورد بحث نشان می‌دهد با دقت کافی می‌توان نقطه‌ی تنظیمی مورد نظر را در عمل بدست آورد.

جدول 1 - مقایسه‌ی نتایج محاسبات و داده‌های حاصل از تست گرم موتور

ضربه‌ی ویژه موتور	دور توربوپمپ	فشار خروجی پمپ سوخت	فشار خروجی پمپ اکسیدکننده	دمای سوخت	نسبت دبی محفظه	فشار محفظه	پارامتر موردنظر
0/5%	1/2	3/1%	2/3%	3%	0/7%	0/5%	درصد خطای محاسبات

مراجع

1. Ramesh,D. , Farrokhi, R. , Nassirharand, A. "A general algorithm for determination of optimum parameters of open-cycle liquid rocket engines", Budapest, ICNPAA2006
2. Way, D.W. and J.R. Olds. "SCORES: Developing and Object-Oriented Rocket Propulsion Analysis Tool." AIAA-98-3227. Conference Proceeding of the 34th AIAA/ASME Joint Propulsion Conference in Seattle, WA. 1998.
3. Way, D.W. and J.R. Olds. "SCORES: Web-Based Rocket Propulsion Analysis Tool for Space Transportation System Design." AIAA-99-2353. 35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Los Angeles, CA , June 20-24, 1999.
4. Bradford, J. "SCORES II Design Tool for Liquid Rocket Engine Analysis." AIAA-2002-3990. 37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 8-10th, 2002, Indianapolis, Indiana.
5. Kazlov, A.A. , "Propellant, Schematic and Main Parameters Selection for Liquid Rocket Engines." , Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, In Russian ,1997.
6. Kazlov, A.A. , "Control and Feed System's Elements of Liquid Rocket Engines." , Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, In Russian , 1989.
7. Svichkov, B.E. , "Calculation of Fuel Systems of Liquid Rocket Engines." , Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, In Russian, 1981.
8. Avsianikov, B.V. , "Theory and Calculation of Feed System's Elements of Liquid Rocket Engines." , Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, In Russian , 1983.
9. Koodriatev, "Theory and Calculation of Liquid Rocket Engines." , Mashinostroeinye Publications, Moscow, Russia, In Russian , 1983