

(علمی-ترویجی)

تدوین و صحه‌گذاری یک الگوریتم طراحی مفهومی برای موتورهای سوخت مایع سیکل انبساطی

عبداله اسداللهی قهیسه^{۱*}، ساناز
نیکاآئین^{۲**} و داود رمش^{۳***}

۱- دانشگاه صنعت هواپیمایی کشوری،
کدپستی: ۱۳۴۴۵-۴۱۸
۲- دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و
تحقیقات، دانشکده فنی و مهندسی، گروه
مهندسی هوافضا
۳- دانشگاه صنعتی مالک اشتر

* استادیار (نویسنده پاسخگو)، ایمیل:

ghohieh@yahoo.com

** دانشجوی کارشناسی ارشد

*** استادیار

این مقاله روشی نوین و فراگیر در راستای طراحی مفهومی موتورهای سوخت مایع سیکل انبساطی ارائه می‌دهد. از مزایای کد محاسباتی توسعه داده شده در این پژوهش، امکان در نظرگرفتن رژیم کار بدون کاویتاسیون پمپ‌ها با بیشینه کردن ضربه ویژه سامانه موتور است. بر مبنای الگوریتم ارائه شده، رژیم پایای موتور مدل‌سازی ریاضی استاتیکی می‌شود. این امر برای افزایش قابلیت اطمینان، کاهش هزینه‌ها در فاز طراحی مفهومی و بهینه‌سازی قابل توجه است. یکی پارامترهای تأثیرگذار در قابلیت اطمینان یک سامانه سادگی آن بوده که در این سیکل با حذف مولد گاز از پیچیدگی سامانه کاسته خواهد شد. الگوریتم پیشنهادی علاوه بر برآوردهای ابعادی و عملکردی سامانه موتور، کارایی سامانه پیشرانش (ضربه ویژه موتور، بازده توربین و پمپ‌ها) را در نقاط مختلف کاری بررسی می‌کند. الگوریتم محاسباتی مدل ریاضی استاتیکی به زبان «ماکروسافت ویژال استادیو» تهیه شده است. برای راستی‌آزمایی روش یاد شده، نتایج محاسبات تئوری برای موتور "RL10" با داده‌های واقعی آن مقایسه می‌شود که حاکی از دقت مناسب مدل یاد شده می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: سیکل انبساطی، طراحی مفهومی، برآورد عملکردی و ابعادی سامانه، رژیم نامی، مدل‌سازی ریاضی

Development and Validation of a Conceptual Design Algorithm for Expander Cycle Engines

This article presents a novel and comprehensive approach to conceptual design of expander cycle liquid engines. One advantage of the computational code developed is the possibility of considering the working regime without cavitation of pumps by maximizing specific impulse of the engine system. Based on the proposed algorithm, the steady state regime of the mathematical modeling engine becomes static. This is important to increase reliability and to reduce costs during conceptual design phase, as well as optimization. One of the factors affecting the reliability of a system is its simplicity, which eliminates complexity. Here, the generator has been eliminated. In addition to the dimensional and functional estimations of the engine system, the proposed algorithm examines the performance of the propulsion system (engine specific impulse, turbine efficiency, and pumps) at various work stations. The computational algorithm of the static mathematical model was developed in Microsoft Visual Studio language.

Keywords: Example Cycle, Conceptual Design, System Functional and Dimensional Estimation, Nominal Regime, Mathematical Modeling

A. Asadollahi Ghohieh^{1*}, S.
Nikaein^{2**}, and D. Ramesh^{3***}

1- Aviation Industry University,
Postal Code: 134445-418,
Tehran, IRAN

2-Department of Aerospace
Engineering, School of
Engineering, Science and Research
Branch, Islamic Azad University,
Tehran, IRAN

2-Malek Ashtar University of
Technology, Tehran, IRAN

*Assistant Professor (Corresponding
Author); Email:

ghohieh@yahoo.com

** M.Sc. Student

*** Assistant Professor

۱- مقدمه

تهیه شده و قابلیت محاسبه پارامترهای نامی انواع موتورهای سیکل باز و بسته را دارد. زمان پردازش داده‌ها و تایپ خروجی‌ها توسط PC حدود ۳۰ ثانیه تا ۵ دقیقه می‌باشد [۴].

سه تمایز اساسی الگوریتم ارائه شده در این مقاله با برنامه‌های نرم‌افزاری ذکر شده عبارتند از:

- ۱- ورودی‌های خصوصیات احتراقی پیشران‌ها در این الگوریتم به صورت نقطه‌ای نبوده بلکه به صورت سابروتین محاسباتی و در بازه‌ای از فشارهای مختلف محفظه احتراق و نسبت O/F مختلف به صورت رویه سه‌بعدی موجود می‌باشد،
- ۲- در این الگوریتم پارامترهای عملکردی طراحی توربوپمپی برآورد می‌شود که در نرم‌افزارهای نامبرده شده به آن پرداخته نشده است و
- ۳- در این کد محاسباتی پارامترهای ابعادی و هندسی توربوپمپ، شامل توربین و پمپ‌ها ارائه می‌شود.

۲- ارائه و تشریح کد محاسباتی الگوریتم طراحی مفهومی

پارامترهای مورد نظر در این الگوریتم بر مبنای معادلات حاکم در تئوری و یا فرضیات مناسب و روابط تجربی قابل قبول محاسبه شده‌اند. الگوریتم طراحی مفهومی که کد کامپیوتری براساس آن تهیه شده، شامل ۱۴ گام است که عبارتند از:

۱- در گام اول، الزامات طراحی بررسی و براساس آن پارامترهای اولیه طراحی که جزء داده‌های ورودی می‌باشند، تعیین می‌شوند. این پارامترها، نیروی پیشران، فشار محیط و فشار خروجی نازل می‌باشد. همچنین، سامانه موتور دارای x تعداد محفظه اصلی است.

۲- در گام دوم، داده‌های عملکردی پیشران (زوج هیدروژن و اکسیژن مایع) و نسبت دبی آن‌ها با توجه به مأموریت موتور (گام اول) تعیین می‌شود. برای فشار محفظه و نسبت دبی ورودی، خصوصیات گاز در محفظه اصلی و نازل توسط سابروتین کد محاسباتی خوانده می‌شود. این داده‌ها بخش مهمی از فایل ورودی را تشکیل می‌دهد.

۳- براساس نیروی پیشران و روابط تجربی در مدار سیکل بسته انبساطی فشار محفظه اصلی ($P_{cc}(Pa)$) برآورد می‌شود. بنابراین به منظور افزایش دقت، محاسبات برای $\pm 20\%$ فشار محفظه انجام خواهد شد.

۴- با برآورد فشار محفظه از مرحله قبل و مشخص بودن خصوصیات گاز (γ)، فشار خروجی نازل ($P_e(Pa)$)، نسبت انبساط هندسی نازل (ϵ) طبق رابطه (۱) محاسبه می‌شود [۶].

برای طراحی مفهومی سامانه موتور سوخت مایع به دلیل پیچیدگی سیستمی، آن را به مدل‌های اصلی و مجزا مانند محفظه پیشران، توربین و پمپ‌ها قسمت کرده و به طور مجزا محاسبات الگوریتمی بررسی می‌شود. سپس، بصورت یک مدل واحد از سیستم پیچیده، معادلات مربوطه «زیرمجموعه‌ها» به یکدیگر کوپل شده و عملکرد کلی سامانه بررسی می‌شود. از موارد قابل توجه در ایجاد کد محاسبات طراحی مفهومی، روش مدل کردن ریاضی و بررسی‌های عددی و ارتباط حلقه واسطه بین روش‌های تجربی و تئوری می‌باشد [۱].

براساس تصمیمات، الزامات اولیه موتور که مطابق با درخواست متقاضی است و مأموریت سامانه که شامل نیروی پیشران و تعداد محفظه، شکل کلی طرح و سامانه موتور مدل‌سازی می‌شود. سپس، مقادیر ابعادی و عملکردی موتور در رژیم نامی محاسبه می‌شود و در ادامه با تغییر پارامترهای فشار و نسبت دبی محفظه نقاط کاری مختلف موتور مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در نهایت نقطه کاری به گونه‌ای تعیین می‌شود که ضمن تأمین کارایی بالای موتور، سازه زیرمجموعه‌های اصلی تحت حداقل بارهای اعمالی قرار گیرند [۳-۱].

کارهای تحقیقاتی که بیشترین وجه اشتراک را با پژوهش حاضر دارند، الگوریتم‌هایی هستند که در ابزارهای طراحی مفهومی و مقدماتی موتورهای سوخت مایع مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این مورد می‌توان به بسته‌های نرم‌افزاری رومی، پروپ تولز، فایرز^۲، آر پی ای^۳، ردتاپ II^۴ و ساکرز II^۵ اشاره کرد که در ایالات متحده تهیه شده است [۵-۴]. نرم‌افزار رومی، پروپ تولز جهت طراحی مفهومی و مقدماتی موتور تهیه شده است. در این برنامه امکان آنالیز تغییرات پارامترهای مختلفی همچون فشار محفظه بر عملکرد سیستمی موتور با سیکل باز یا بسته را دارد [۵-۴]. نرم‌افزار فایرز با هدف طراحی مفهومی با دقت بالا برای موتور فراهم شده است و قابل استفاده برای موتور سیکل باز یا بسته می‌باشد. پارامترهای ورودی برنامه یعنی نسبت O/F، نیروی پیشران، فشار محفظه، نسبت انبساط نازل و غیره و خروجی‌ها شامل ضربه ویژه، جرم موتور و پارامترهای بالانس قدرت در موتور و غیره می‌باشد [۴]. برنامه‌های ردتاپ II و ساکرز II توسط شرکت مهندسی اسپیس ورکس^۶ به منظور طراحی مفهومی موتور

1. Ro.Bi.PROP Tools
2. FIRES
3. RPA
4. REDTOP-II
5. SCORES-II
6. Spaceworks

$$\Delta P_{cool} = 0.15P_c \quad (۶)$$

ج) افت فشار در انژکتورها تابعی از شکل هندسی انژکتورها بوده و رایج است در طراحی مفهومی مقدار آن ۳۰ درصد فشار محفظه به صورت زیر در نظر گرفته شود:

$$\Delta P_{inj} = 0.3P_c \quad (۷)$$

مهمترین قسمت افت فشار در طول انژکتور مربوط به ناحیه ای است که فشار دینامیک (سرعت جریان پیشران) افزایش یافته و به پودر شدن مناسب آن کمک می‌کند. برای اریفیس قابل تنظیم مسیر پیشران ($\Delta P_{orifice}$)، مقدار افت فشار حدود ۶ تا ۱۰ درصد فشار محفظه در نظر گرفته می‌شود.

۷- در گام هفتم اختلاف فشاری که پمپ برای سیال ورودی و خروجی ایجاد کرده، محاسبه می‌شود. براساس سطح فشار محفظه اصلی و افت فشار در مسیرهای عبوری سوخت، فشار خروجی پمپ سوخت (P_{d-FP}) محاسبه می‌شود [۴] و داریم:

$$P_{d-FP} = P_{cc} + \Delta P_{inj} + \Delta P_{cool} + \Delta P_{lines} + \Delta P_{orifice} \quad (۸)$$

مقدار فشار ورودی تابعی از فشار بالشتک تانک‌ها، فشار دینامیک و افت فشار لوله‌ها می‌باشد که در فاز طراحی مفهومی این مقدار جز ورودی‌های برنامه می‌باشد. از این‌رو، مقدار اختلاف فشار (ΔP_p) به از تفاضل فشار خروجی و ورودی محاسبه می‌شود.

در طراحی موتور برای کاهش افت انرژی، مقادیر افت فشار را در المان‌ها مختلف را حداقل در نظر می‌گیریم. اما کاهش بیش از حد افت فشار در المان‌ها در فرآیند بهینه‌سازی می‌تواند شرایط بروز کاویتاسیون در پمپ‌ها را بوجود آورد. در چنین حالتی می‌بایست افت فشار اریفیس (شکل ۱ شماره ۵) را افزایش داد (این اریفیس قبل از توربین قرار دارد) تا کاویتاسیون رخ ندهد [۴].

۸- در گام هشتم، پارامترهای عملکردی پمپ‌ها (از نوع گریز از مرکز) تعیین می‌شود. برای طراحی پمپ‌ها از پارامترهای اصلی طراحی به منظور رسیدن به بهترین ترکیب عملکردی استفاده می‌شود. یک پمپ عملیاتی در شرایط کاری خود دبی حجمی و هد ثابتی را تولید می‌کند. در ادامه پارامترهای عملکردی مجموعه پمپ سوخت (دبی حجمی، سطح هد و سرعت دورانی) براساس روابط (۹) و (۱۰) محاسبه می‌شود. لازم به ذکر است که به دلیل ملاحظات طراحی و نوع سوخت می‌بایست پمپ سوخت به صورت دو مرحله‌ای باشد ($g_0=9.81(m/s^2)$)

$$Q = \dot{m}_{pump} / \rho \quad (۹)$$

$$H_p = \Delta P_p / g_0 \rho \quad (۱۰)$$

$$\varepsilon = f(P_{cc}, P_e, \gamma) \quad (۱)$$

سپس، با استفاده نسبت انبساط هندسی نازل و نیروی پیشران ($F_n(N)$) هندسه نازل ($A_t(m^2)$) طبق رابطه (۲) محاسبه می‌شود.

$$A_t = F_n / g(P_{cc}, P_e, \gamma, \varepsilon) \quad (۲)$$

۵- در گام پنجم، دبی جرمی موتور تعیین می‌شود. ابتدا براساس فشار محفظه ($P_{cc}(Pa)$)، هندسه نازل ($A_t(m^2)$) و خصوصیات گاز ($c^*(m/s)$)، دبی جرمی محفظه طبق رابطه (۳) محاسبه می‌شود [۴].

$$\dot{m}_{cc} = P_{cc} A_t / c^* \quad (۳)$$

از این‌رو، دبی جرمی موتور برابر است با:

$$\dot{m}_{eng} = x \dot{m}_{cc} \quad (۴)$$

۶- در این مرحله می‌بایست فشار سیال در ورودی توربین محاسبه شود. به طور معمول فشار در ورود به توربین ۲-۱/۵ برابر فشار محفظه احتراق و در خروجی توربین حدود ۱/۳-۱/۱ فشار محفظه احتراق می‌باشد. از این‌رو، فشار سیال ورودی توربین به نسبت فشار توربین وابسته می‌باشد. در این مرحله نسبت فشار توربین نامعلوم است، پس یک مقدار برای آن حدس زده و فشار ورودی توربین محاسبه می‌شود. در ادامه با روش عددی تکرار نقطه ثابت، مقدار دقیق نسبت فشار توربین محاسبه خواهد شد [۴].

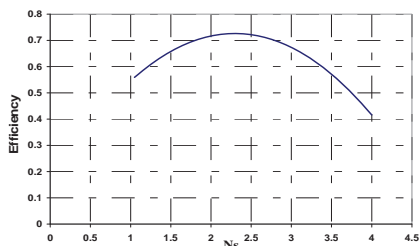
در سیکل انبساطی به دلیل عدم وجود مولد گاز، فشار ورودی توربین محاسبه که از معادله (۵) استفاده می‌شود. ضریب k در این معادله حدود ۱/۳-۱/۱ برای سیکل بسته در نظر گرفته می‌شود. مقدار ضریب k در سیکل انبساطی حدود ۵ درصد بیشتر فرض می‌شود.

$$P_{ti} = k \cdot P_{t_ratio} \cdot P_{cc} \quad (۵)$$

اکنون با تعیین فشار ورودی توربین و سطح فشار محفظه اصلی، افت فشار در مسیر سوخت تعیین می‌شود. چون مدل‌سازی موتور در رژیم پایا بوده، می‌توان افت فشار در کانال خنک‌کاری نازل، انژکتورها، مسیر لوله‌ها و اریفیس را به صورت ضریبی از فشار محفظه در نظر گرفت [۱] و داریم:

الف) در طراحی مسیر لوله‌ها همواره سعی می‌شود تا حد ممکن افت فشار ΔP_{lines} حداقل شود و به طور معمول افت مسیرها بین $50kPa - 35kPa$ محدود می‌شود.

ب) برای سیستم خنک‌کاری بازیابی مقدار افت فشار متداول در پوشش کانال خنک‌کاری بین ۱۰ تا ۲۰ درصد فشار محفظه طبق رابطه (۶) تغییر می‌کند.



شکل (۲): تغییرات سرعت مخصوص با بازده پمپ [۶].

۹- در این گام توان مورد نیاز هر پمپ $P_p(W)$ مارز طریق رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود [۶].

$$P_p = \Delta P_p \cdot \dot{m}_p / (\rho \eta_p) \quad (13)$$

توان مورد نیاز سامانه توربوپمپ برابر با مجموع توان پمپ‌ها است و داریم:

$$P_{req} = P_{FP} + P_{OP} \quad (14)$$

در این مرحله، با استفاده از رابطه بالانس انرژی سامانه موتور (رابطه ۱۵)، مقدار جدید نسبت فشار توربین محاسبه می‌شود. با استفاده از نسبت فشار جدید تمامی محاسبات زمان همگرایی مقدار نسبت فشار توربین، از گام ششم تکرار شده و در انتها نسبت فشار توربین با دقت بسیار بالایی بدست می‌آید. این عملیات به دلیل سهولت در حلقه‌های محاسباتی و سرعت محاسبات در زیر برنامه اصلی انجام می‌شود [۵].

$$P_{t_ratio} = \left(1 - \frac{P_{req}}{\dot{m}_{gg} \cdot RT_0 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \eta_{turbine}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (15)$$

۱۰- در این گام نسبت سرعت آیزنتروپیک توربین که نسبت سرعت محوری توربین در قطر متوسط به سرعت آدیاباتیک گاز در عبور از پره‌های توربین می‌باشد، مطابق رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود. ابتدا سرعت آدیاباتیک گاز در عبور از پره‌های توربین ($C_o (m/s)$) تعیین می‌شود و داریم:

$$C_o = \sqrt{2\gamma(RT_i) \left[1 - (1/P_{t_ratio})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] / (\gamma-1)} \quad (16)$$

در این رابطه، $(R \cdot T_i)_{gg} (J/kg)$ قابلیت انجام کار سیال گذرا از توربین، γ نسبت گرمایی ویژه و P_{t_ratio} نسبت انبساط توربین بوده که مقدار آن در گام ششم در نظر گرفته می‌شود. با توجه به حد تحمل پره‌های توربین و دیسک آن، سیکل انبساطی و دمای ورودی سیال (معمولاً ۲۰۰ درجه کلوین)، سرعت محوری پره توربین در قطر متوسط ($u_m (m/s)$) محاسبه می‌شود. در طراحی مفهومی سیکل انبساطی با توجه به دمای پایین سیال ورودی توربین (حدود ۲۰۰ درجه کلوین)، به طور معمول مقدار پارامتر u_m حدود ۳۵۰ متر بر ثانیه فرض می‌شود. البته برای محاسبه دقیق‌تر آن با توجه به جنس پرها

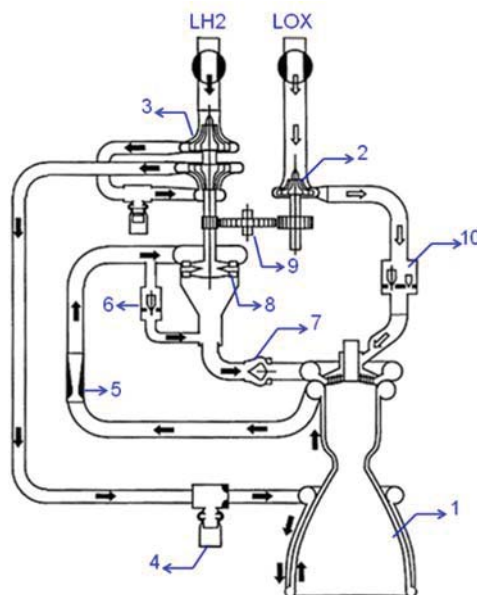
در این روابط $\dot{m}_p (kg/s)$ ، $H_p (m)$ ، $Q (m^3/s)$ و $\rho (kg/m^3)$ به ترتیب دبی حجمی، سطح هد، دبی جرمی و چگالی سیال عبوری از پمپ می‌باشد. به طور معمول مقدار بازده پمپ اکسیدکننده و سوخت در طراحی مفهومی سیکل انبساطی به ترتیب برابر ۰/۶۸ و ۰/۶ در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه سرعت دورانی، با فرض ثابت بودن سرعت مخصوص $N_s (rad \cdot m^{0.75} \cdot s^{-1.5})$ برای پیشران مصرفی در بازده نامی پمپ که تعداد مراحل آن n می‌باشد، از رابطه (۱۱) استفاده می‌شود [۱].

$$N_r = N_s (H_p/n)^{0.75} / \sqrt{Q} \quad (11)$$

در این رابطه، $N_r (rad/s)$ سرعت دورانی توربوپمپ می‌باشد. با استفاده از شکل ۲، می‌توان مقدار سرعت مخصوص را برآورد کرد. در طراحی مفهومی انتخاب سرعت مخصوص در حداکثر بازده ممکن می‌باشد. در ادامه پارامترهای عملکردی پمپ اکسند (دبی حجمی، سطح هد و سرعت دورانی) براساس روابط (۹-۱۱) محاسبه می‌شود [۶].

$$P_{d-OP} = P_{cc} + \Delta P_{inj-ox} + \Delta P_{dome-ox} + \Delta P_{lines-ox} + \Delta P_{orifice-ox} \quad (12)$$

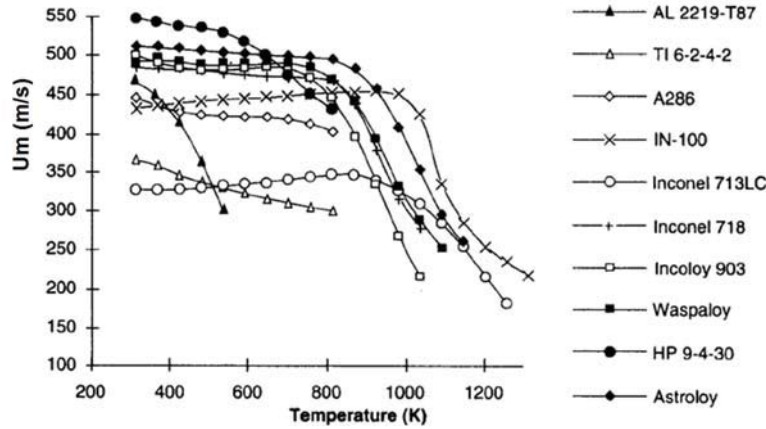
چون تفاوت سرعت دورانی به پمپ اکسند و سوخت بسیار بالا می‌باشد، از یک کاهنده سرعت دورانی برای پمپ اکسیدکننده (۱:۲/۵) و همچنین برای حفظ بازده پمپ سوخت (هیدروژن مایع) از پمپ دومرحله‌ای استفاده می‌شود.



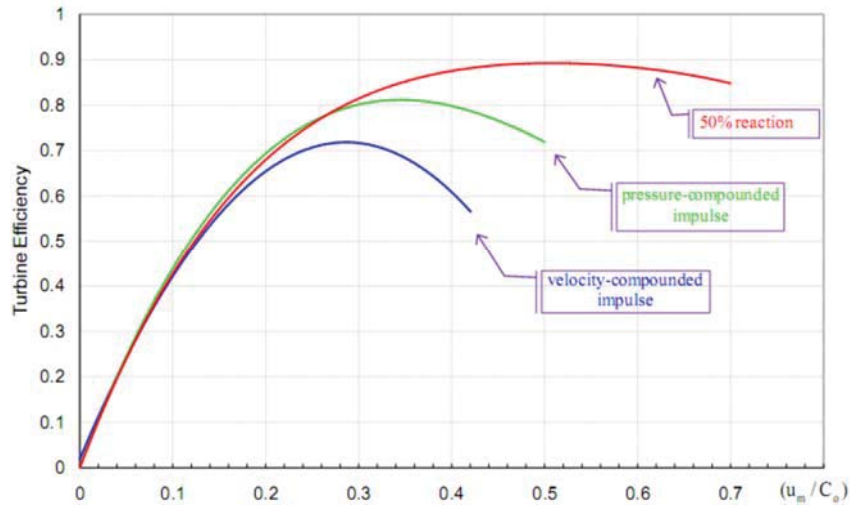
شکل (۲): مدار نیوهیدرولیکی سیکل انبساطی، ۱-محفظه پیشران، ۲-پمپ اکسند و سوخت، ۳- شیر خنک‌کننده، ۴- شیر خنک‌کننده، ۵- ورتوری (اریفیس)، ۶- شیر کنترل نیروی پیشران، ۷- شیر قطع سوخت، ۸- توربین، ۹- جعبه‌دنده کاهنده سرعت دورانی، ۱۰- شیر کنترل اکسند [۳].

توربین می‌توان از شکل ۳ استفاده کرد [۳ و ۵]. نسبت سرعت آیزنتروپیک توربین با استفاده از رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود. اکنون بازده توربین (η_T) براساس نوع توربین و نسبت سرعت آیزنتروپیک و با استفاده از شکل ۴ تعیین می‌شود [۳].

$$\bar{u} = u_m / C_o \quad (17)$$



شکل (۳): تغییرات سرعت آیزنتروپیک سیال در توربین با دما [۲].



شکل (۴): تغییرات بازده توربین بر حسب نسبت سرعت آیزنتروپیک [۳].

قطر پره‌های توربین تابعی از سرعت محوری و سرعت دورانی توربوپمپ می‌باشد و از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود. با افزایش دمای ورودی سیال به توربین با حفظ توان تولیدی از سرعت محوری توربین (شکل ۴) کاسته شده و قطر پره‌های توربین نیز کم شده و از جرم کلی توربین و مهمتر هزینه‌های تولید پره‌های توربین می‌کاهد. هر اندازه بتوان سرعت محوری توربین را باید کاهش داد [۶].

$$D_m = \frac{u_m}{N_r(\text{rpm})} \cdot \frac{60}{\pi\sqrt{2}} \quad (20)$$

۱۱- مطابق شکل ۱ که نشان‌دهنده سامانه موتور سیکل انبساطی است، مقدار دبی جرمی سیال گذرا از توربین با تقریب قابل قبول مهندسی برابر با دبی جرمی خروجی پمپ هیدروژن مطابق رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود و داریم:

$$\dot{m}_{\text{tur}} = \dot{m}_{\text{fu-pump}} \quad (18)$$

۱۲- در این گام مقادیر عملکردی توربین محاسبه می‌شود. کار آدیاباتیک توربین W_o (J/kg) تابعی از سرعت آیزنتروپیک توربین می‌باشد و برابر است با:

$$W_o = C_o^2 / 2. \quad (19)$$

شده است [۶].

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH_p}{\Psi}} \quad (27)$$

$$c_{m2} = u_2 \cdot \Phi \quad (28)$$

پس از تعیین سرعت متوسط نوک پره، c_{m2} مولفه شعاعی سرعت مطلق سیال در خروجی ایمپلر است (رابطه ۲۸) که Φ ضریب جریان ورودی القاگر است که در طراحی مفهومی برای نوع پیشران مصرفی طبق مراجع، 0.1 فرض می‌شود. مولفه شعاعی سرعت مطلق در ورودی ایمپلر تابعی از شرایط ورودی می‌باشد که برای بالا بردن عملکرد پمپ می‌بایست آن را تا حد ممکن کوچک نگه داشت. از این‌رو، به طور معمول در طراحی پمپ‌ها با بازده بالای 65% مقدار آن $c_{m1} = 8 \text{ m/s}$ و دیگر بازده‌ها $c_{m1} = 12 \text{ m/s}$ در نظر گرفته می‌شود [۶].

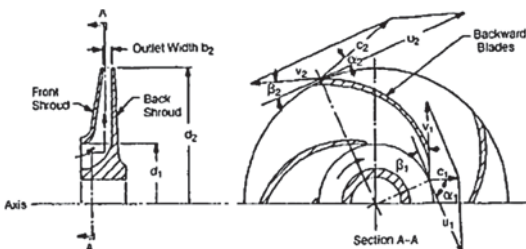
مقدار زاویه پره در خروج (β_2) (شکل ۵) تابعی از تعداد پره‌های ایمپلر (z) است که به طور معمول تعداد پره‌ها بین $5-12$ می‌باشد. اگر تعداد پره‌ها را متوسط $z = 12$ فرض کنیم، زاویه متوسط $\beta_2 = 22.5^\circ$ می‌باشد. اندازه قطر ورودی چرخ رانش (d_1) تابعی از دبی خروجی، سرعت دورانی، ضریب جریان ورودی القاگر و نسبت قطر هاب به نوک (Λ) است (رابطه ۲۹). معمولاً در طراحی $\Lambda = 0.28$ فرض می‌شود [۶].

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{(4/\pi)Q_{in}}{\Phi N_r (1 - \Lambda^2)}} \quad (29)$$

قطر خروجی تابعی از شرایط عملکردی پمپ است. برای محاسبه آن از سرعت متوسط نوک چرخ رانش و سرعت دورانی استفاده می‌شود و داریم:

$$d_2 = \frac{2u_2}{N_r} \quad (30)$$

سطح مقطع عمود بر جریان سیال ورودی و خروجی با استفاده از معادله پیوستگی محاسبه می‌شود. برای محاسبه عرض چرخ رانش در ورودی و خروجی (b_2, b_1) نیز از معادله پیوستگی استفاده می‌شود.



شکل (۵): هندسه پمپ [۶].

۱۳- در این مرحله محاسبات پارامترهای اصلی عملکردی سامانه پیشران بیان می‌شود. برای محاسبه ایمپالس ویژه موتور از رابطه (۲۱) استفاده می‌کنیم.

$$(I_{sp})_{eng} = F_n / \dot{m}_{eng} \quad (21)$$

۱۴- اکنون بعد از برقراری بالانس انرژی در سامانه و مشخص شدن پارامترهای عملکردی سامانه موتور و توربوپمپ، به محاسبه پارامترهای ابعادی توربوپمپ پرداخته می‌شود. روابطی که در این بخش ارائه می‌شود با فرضیات زیر می‌باشد [۶]:

- از افت‌های اصطکاک سیال درون پمپ‌ها چشم‌پوشی می‌شود،
- سیال در هر لحظه مسیرهای عبوری چرخ رانش را به طور کامل پر کرده است،
- جریان به شکل دوبعدی بررسی می‌شود و
- سیال به شکل مماس از پره چرخ رانش خارج می‌شود.

در این گام برای محاسبه مقادیر ابعادی پمپ‌ها ابتدا می‌بایست پارامترهایی نظیر مولفه‌های سرعت و غیره محاسبه شود. به دلیل اختلاف بسیار زیاد چکالی هیدروژن مایع به اکسیژن مایع، از پمپ سوخت دو مرحله‌ای گریز از مرکز استفاده شده که به دلیل ساده‌سازی طراحی و هزینه‌ها، سطح هد در هر دو پمپ یکسان فرض می‌شود و داریم:

$$Q_{Fu-stg1} = Q_{Fu-stg2} \quad (22)$$

$$H_{Pump-fu-stg1} = \frac{\Delta P_{Pump-fu}}{2g_o\rho} \quad (23)$$

$$H_{Pump-fu-stg1} = H_{Pump-fu-stg2} = H_{Pump-fu}/2. \quad (24)$$

مقدار مؤثر حجم سیالی که در واحد زمان از دهانه خروجی پمپ خارج شود، دبی حجمی می‌باشد که به دلیل برخی محدودیت‌ها و تدابیر خاص فنی همواره اختلاف مشخصی بین دبی ورودی و خروجی وجود دارد [۶] و داریم:

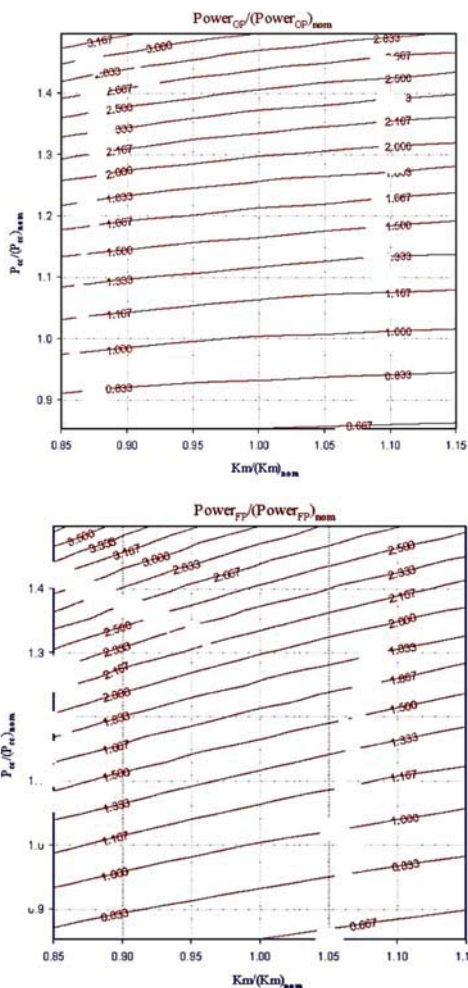
$$Q_{in} = Q_{out} + Q_e \quad (25)$$

$$Q_{out} = \dot{m}_p / \rho. \quad (26)$$

در روابط (۲۵-۲۶)، Q_{out} و Q_{in} به ترتیب دبی حجمی مورد نیاز و خروجی پمپ، \dot{m}_p دبی سیال عبوری از پمپ و Q_e افت دبی حجمی است که مقدار آن در حدود $5-10\%$ دبی Q_{in} در نظر گرفته می‌شود. اکنون برای محاسبه u_2 سرعت متوسط نوک پره چرخ رانش^۱ از رابطه (۲۷) که Ψ ضریب هد پمپ می‌باشد و برای نوع پیشران در مرجع مقدار آن تعیین

۳- نتایج

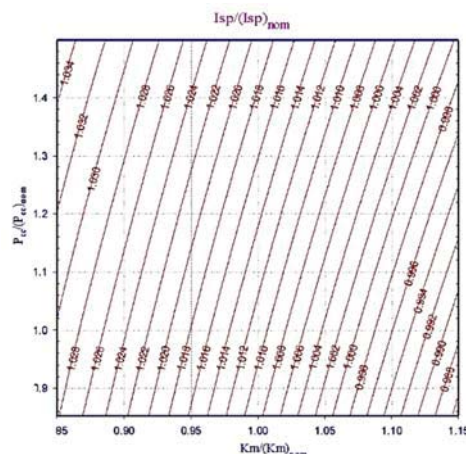
الگوریتم مورد نظر برای نقاط متعدد ورودی فشار محفظه و نسبت دبی، مقادیر عملکردی موتور را محاسبه می‌کند تا مناسب بودن فشار نامی انتخاب شده برای موتور بررسی شود. از جمله پارامترهای اصلی عملکردی موتور، ضربه ویژه، توان پمپ اکسند و سوخت می‌باشد. در شکل ۶ مشاهده می‌شود که با کاهش نسبت دبی، کانتور ضربه ویژه روندی رو به رشد دارد. زیرا با کم شدن نسبت دبی، به $(km)_{optimum} = 3.5$ نزدیک شده و عملکرد موتور بهبود می‌یابد. طبق شکل ۶ در نسبت دبی نامی محفظه $(km_{cc})_{nom} = 5$ ، ضربه ویژه حدود ۱۰۱۱٪ افزایش یافته است. همچنین، با افزایش نسبت دبی نیروی پیشران نیز با نرخ بسیار کمی افزایش خواهد یافت. لازم به ذکر است با توجه به منحنی‌های خروجی کد (شکل‌های ۷-۶) در صورتی که مشتری بخواهد از نقطه بی‌بعد فشار محفظه یا نسبت دبی با مختصات (۱/۱) فاصله بگیرد، به راحتی می‌تواند تغییرات در ضربه ویژه را بررسی کند. به عنوان مثال، با توجه به الزامات سازه‌ای و یا غیره در فشار محفظه ثابت، اگر نسبت دبی ۵ درصد افزایش یابد، ضربه ویژه ۰/۳۷ درصد رشد خواهد داشت. همچنین، در خط نسبت دبی ثابت با افزایش ۵ درصدی فشار محفظه، ضربه ویژه ۱/۲ درصد بالا خواهد رفت. از طرفی، طبق منحنی‌های عملکردی توربوپمپ در شکل ۷ در رژیم نامی به دلیل کم شدن هد پمپ اکسند و سوخت، توان پمپ‌ها نیز کاهش یافته است. از طرفی، با افزایش نسبت دبی محفظه سرعت دورانی آن، هد و توان پمپ‌ها نیز کم شده که در نتیجه آن توان مورد نیاز توربین نیز کاهش می‌یابد. از سوی دیگر، طبق نتایج حاصل که در جدول‌های ۴-۱ ارائه شده با نمونه موتور واقعی RL-10A-3 مقایسه شده و خطاهای آن برحسب درصد نشان داده شده است. درصد خطاها به طور غالب کمتر از ۵ درصد می‌باشد که نشان از کاربردی بودن قابل توجه کد محاسباتی تهیه شده، است.



شکل (۷): نسبت توان پمپ اکسیدکننده و سوخت به توان نامی در فشار محفظه و نسبت دبی‌های مختلف.

۴- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

دو مأموریت اصلی برای کد توسعه داده شده در این پژوهش در نظر گرفته شده است که عبارتست از: الف- بهره‌گیری در طراحی مفهومی یک موتور جدید و ب- بهینه‌یابی در کد طراحی مفهومی. هر دو هدف یاد شده با مقایسه داده‌های موتور "RL-10" مورد صحه‌گذاری قرار گرفت. تأمین دقت مناسب برای مأموریت الف، براساس داده‌های بدست آمده (جدول‌های ۴-۱) مشهود است. براساس نتایج پیشنهادی کد برای بهینه‌سازی موتور یاد شده که نمونه‌ای از داده‌های آن در نتایج ارائه شد، امکان یافتن نقطه نامی جدید با شاخص‌های برتر انرژی وجود دارد. همچنین، در نسل‌های بعدی این موتور نیز می‌توان با استفاده از کد محاسباتی ارائه شده، موتور با الزامات جدید طراحی را مورد بررسی قرار داد.



شکل (۶): کانتور ضربه ویژه برحسب فشار محفظه و نسبت دبی‌های مختلف.

(علمی-ترویجی)
عبداله اسدالهی قهیه، ساناز نیک‌آئین و داود رمش

جدول (۳): مقایسه نتایج عملکردی و ابعادی پمپ اکسند با یک نمونه موتور واقعی [۳].

ردیف	پارامتر مورد مقایسه	پارامتر محاسبه شده	پارامتر از نمونه واقعی موتور	درصد خطا
۱	$Q_{FP}(m^3/s)$	۰/۰۱۲۳۸۰۳	۰/۰۱۲۶	۱/۷۷
۲	$H_{FP}(m^3/s)$	۴۰/۷۸	۳۶۹/۵	-۹/۴۰
۳	$P_{FP}(KW)$	۱۱۱/۳	۱۰۵/۷۵	-۵/۰۴
۴	$u_2 (m/s)$	۷۳/۰۴	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۵	$u_1 (m/s)$	۳۳/۲۸	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۶	$C_{m2} (m/s)$	۵/۸۴	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۷	$d_2 (m)$	۰/۱۱۲	۰/۱۰۶۷	-۴/۶۷
۸	$d_1 (m)$	۰/۰۵۱	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۹	$b_2 (m)$	۰/۰۰۷	۰/۰۰۶۳۷۵	-۹/۳۱
۱۰	$b_1 (m)$	۰/۰۰۵۸	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود

جدول (۴): مقایسه نتایج عملکردی و ابعادی توربین با یک نمونه موتور واقعی [۳].

ردیف	پارامتر مورد مقایسه	پارامتر محاسبه شده	پارامتر از نمونه واقعی موتور	درصد خطا
۱	$C_o (m/s)$	۷۳۰/۴۵	۷۵۶/۶	۳/۶
۲	$U_m (m/s)$	۳۵۰	۳۴۶/۵۶	-۰/۹۸
۳	U_m/C_o	۰/۴۷۹	۰/۴۵۸۱	-۴/۳۹
۴	η_{tur}	۰/۷۵	۰/۷۳۵	-۲
۵	$W_o (KJ/kg)$	۲۶۶/۷۸	۲۸۶/۲۸	۷/۳۱
۶	$D_{tur}(m)$	۰/۱۴۷	۰/۱۴۹	۱/۸

۵- مراجع

- [1] Humble, R.W., Henry, G.N., and Larson, W.J., *Space Propulsion Analysis and Design*, McGraw-Hill, New York, 1995.
- [2] Yazici, B., "Conceptual Design Optimization for Liquid Rocket Propulsion System of Multi-Stage Launch Vehicle", *The 3rd International Conference on Recent Advances in Space Technologies-RAST2007*, Turkey, 2007.
- [3] Binder, M., *An RL10A-3-3A Rocket Engine Model, Using the Rocket Engine Transient Simulator (ROCETS) Software*. Contractor Report NASA CR-190786, NASA, 1993.
- [4] Ramesh, D. and Shahheidari, M., "Development of A Tool for Conceptual Design of Closed-loop Liquid

جدول (۱): مقایسه نتایج عملکردی کد با موتور RL10 [۳].

ردیف	پارامتر مورد مقایسه	پارامتر محاسبه شده	پارامتر از نمونه واقعی موتور	درصد خطا
۱	Isp (s)	۴۳۹/۳۷۷	۴۵۵/۶۰۰	۱/۴۱۶
۲	$m_{eng}(kg/s)$	۱۶/۹۳۶	۱۶/۷۵۰	-۱/۱۰۰
۳	Pcc (MPa)	۳۲/۵۸۲	۳۲/۴۲۴	-۰/۴۸۴
۴	Ae/At	۶۰/۵۷۸	۶۱/۰۰۰	۰/۶۹۶
۵	At (m ²)	۰/۰۱۲	۰/۰۱۳	۸/۸۲۴
۶	$P_{d-FP}(MPa)$	۷۱/۶۸۰	۷۳/۵۸۲	۲/۶۵۴
۷	$P_{d-OP} (MPa)$	۴۵/۶۱۴	۴۲/۸۱۰	-۶/۱۴۸
۸	$Q_{FP}(m^3/s)$	۰/۰۴۰	۰/۰۴۰	-۰/۰۶۰
۹	$Q_{OP}(m^3/s)$	۰/۰۱۲	۰/۰۱۳	۱/۷۷۵
۱۰	$H_{FP}(m^3/s)$	۱۰,۴۳۸	۱۰,۵۹۴	۱/۴۹۷
۱۱	$H_{OP}(m^3/s)$	۴۰۷	۳۶۹	-۹/۴۰۸
۱۲	$P_{FP}(KW)$	۴۸۱/۷۳۹	۵۰۱/۶۰۳	۴/۱۲۳
۱۳	$P_{OP}(KW)$	۸۳/۰۴۷	۷۸/۸۵۸	-۵/۰۴۴
۱۴	$P_T(KW)$	۵۶۴/۷۸۵	۵۸۷/۹۱۰	۴/۰۹۴
۱۵	Fu/ Pump Nr(rad/s)	۳,۲۸۹/۳۳۸	۳,۲۸۹/۰۵۲	۰/۲۶۵
۱۶	Ox. Pump Nr(rad/s)	۱,۳۰۵/۱۱۸	۱,۳۱۹/۲۶۳	۱/۰۸۴
۱۷	Tur. Pump Nr(rad/s)	۳۴۴/۴۵۹	۳۴۵/۳۷۲	۰/۲۶۵

جدول (۲): مقایسه نتایج عملکردی و ابعادی پمپ سوخت مرحله اول با یک نمونه موتور واقعی [۳].

ردیف	پارامتر مورد مقایسه	پارامتر محاسبه شده	پارامتر از نمونه واقعی موتور	درصد خطا
۱	$Q_{FP}(m^3/s)$	۰/۰۴۰	۰/۰۴۰	-۰/۰۶۰
۲	$H_{FP}(m^3/s)$	۵۲۱۹/۱	۵۱۷۲	۰/۹
۳	$P_{FP}(KW)$	۲۴۰/۸	۲۵۰/۸	۴/۱۲۳
۴	$u_2 (m/s)$	۲۸۰/۶۵	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۵	$u_1 (m/s)$	۸۳/۸۹	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۶	$C_{m2} (m/s)$	۱۵/۴۳	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۷	$d_2 (m)$	۰/۱۷۰	۰/۱۷۹۵	۵/۱
۸	$d_1 (m)$	۰/۰۵۱	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود
۹	$b_2 (m)$	۰/۰۰۵۶	۰/۰۰۵۸	۲/۹
۱۰	$b_1 (m)$	۰/۰۳۵۷	مرجع ندارد	محاسبه نمی شود

- Propellant Rocket Engine*, Scientific and Technical Information Division, NASA, 1969.
- [7] Ramesh, D., Shahheidai, M., and Karimi, H., "Investigation of the Effect of Selecting the Main Parameters of the Chamber on the Operating Parameters of the Turbopump Liquid Fuel Engine of the First Phase of the Satellite on Saturn", *The 17th Annual Iranian Conference of Iranian Society of Mechanical Engineering*, Tehran University, Tehran, Iran, 2009 (In Persian).
- Propellant Propulsion Systems", *The 18th Annual Iranian Conference of Iranian Society of Mechanical Engineering*, K.N.T. University of Technology, Tehran, Iran, 2010.
- [5] Ramesh, D., Karimi, H., and Shahheidai, M., "Cycle Optimization of the Staged Combustion Rocket Engines", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal*, Vol. 89, No. 2, pp. 304-313, 2017.
- [6] Huzel, D.K. and Huang, D.H., *Design of Liquid*