بخش تحلیل سیکل اتو در موتورهای چهارزمانه

برگرفته از کتاب موتورهای احتراق داخلی (انتشارات دانشگاه علم و صنعت ایران)

ترجمه: علیرضا نورپور- کامیار نیکزادفر

۲-۷ فرآیندهای ایده‌آل در موتورهای چهارزمانه و نسبت گازهای باقیمانده[1]

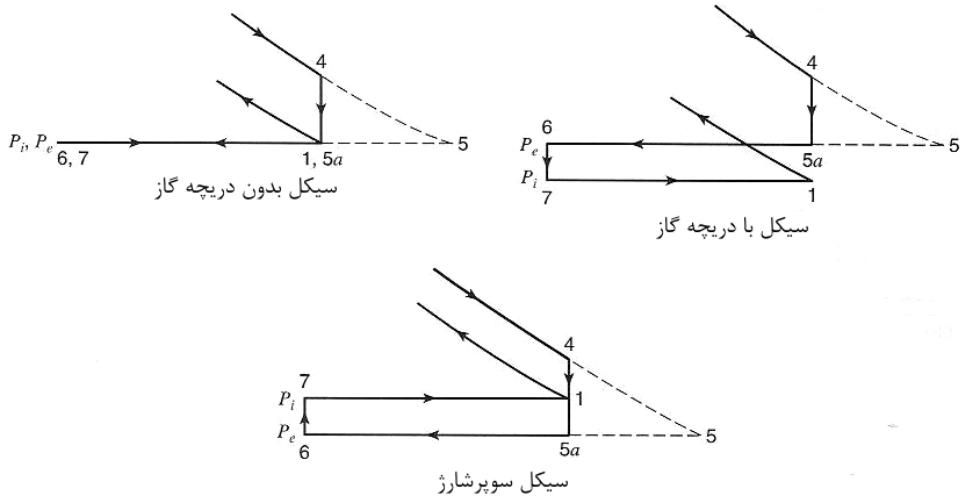
در مدل‌های ساده سیکل هوا فرض می‌شود پدیده آزاد شدن گرما در حجم ثابت اتفاق می‌افتد و از جریان گازها در هنگام باز شدن و بسته شدن سوپاپ‌های ورودی و خروجی صرفنظر می‌شود. در این بخش برآنیم تا با استفاده از معادله انرژی مراحل تنفس و تخلیه را نیز مدل نماییم. در حین مرحله تخلیه، فرض می‌کنیم سوپاپ خروجی به محض رسیدن پیستون به نقطه مرگ پایین به صورت آنی باز و نیز به محض رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا به صورت آنی بسته می‌شود. همچنین فرض می‌کنیم سوپاپ ورودی در نقطه مرگ بالای پیستون باز و در مرگ پایین به صورت آنی بسته می‌شود. بدین ترتیب زمان همپوشانی[2] باز بودن سوپاپ‌های ورودی و خروجی صفر خواهد بود.

همچنین فرض می‌شود فرآیندهای تخلیه و تنفس به صورت بی‌در رو و به صورت هم فشار رخ می دهد، لیکن در واقعیت فرآیندهای تنفس و تخلیه تنها در دورهای پایین موتور به صورت فشار ثابت صورت می‌پذیرد. مدل‌های واقعی‌تر موتور افت ناگهانی فشار پس از سوپاپ ورودی و نیز انتقال حرارت گازهای سوخته شده در حین تخلیه دود را نیز محاسبه می‌نمایند. این گونه مدل‌سازی‌ها در فصل‌های ۷ و ۸ به تفضیل مورد بررسی قرار گرفته‌اند. با نگاهی به شکل ۱۷-۲ پدیده‌های تنفس و تخلیه به شکل زیر تفسیر شده‌اند:

۴ تا 5a	تخلیه گاز در حجم ثابت
5a تا ۶	تخلیه در فشار ثابت
۶ تا ۷	رجوع پیستون در حجم ثابت
۷ تا ۱	تنفس در فشار ثابت

[1] Residual Fraction (x_r)

[2] Overlap



شکل ۱۷-۲ مدل های مکش و تخلیه در موتورهای چهارزمانه

مرحله تخلیه

کورس تخلیه دارای دو مرحله می‌باشد: خروج گاز به واسطه فشار بالای گاز محبوس نسبت به هوای محیط[3] و خروج گاز بوسیله جاروب پیستون. در پایان فرآیند انبساط از ۳ تا ۴، فشار داخل سیلندر بیشتر از فشار خارج است، در این حالت به محض آن که سوپاپ خروج باز شود، گاز محبوس در سیلندر تخلیه خواهد شد، هر چند پیستون ثابت باشد. معمولاً نسبت فشار $P_۴ / P_۳$ به قدر کافی بزرگ است که جریان مافوق صوت در کناره سوپاپ ایجاد شود، بدین ترتیب با خروج سریع گاز از سیلندر، فشار داخل سیلندر به سرعت افت کرده و به فشار مانی‌فولد خروجی P_e می‌رسد. با توجه به سریع بودن این فرآیند می‌توان فرآیند نقطه ۳ تا ۴ را فرآیند حجم ثابت در نظر گرفت.

گازهای باقی‌مانده‌ای که از سوپاپ خروجی خارج نشده‌اند، فرآیند انبساط را تجربه خواهند نمود. اگر از اثرات انتقال حرارت چشم‌پوشی شود، این فرآیند غیرپایای انبساط را می‌توان به صورت آیزنتروپیک مدل نمود. فشار و دمای گازهای باقی‌مانده به شکل زیر محاسبه خواهد شد:

$$T_۵ = T_۴\left(\frac{P_۵}{P_۴}\right)^{\frac{\gamma-۱}{\gamma}} \qquad (۲-۳۶)$$

$$P_۵ = P_e \qquad (۲-۳۷)$$

چنان که پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت بالا حرکت می‌کند، گازهای موجود در سیلندر را جاروب نموده و از سیلندر خارج خواهد کرد. در این حالت فشار در کل فرآیند ثابت فرض می‌شود $P_۵ = P_۶ = P_e$. از آنجایی که موتورهای درونسوز دارای حجم غیرقابل دسترسی به اندازه حجم محفظه احتراق می‌باشند، نمی‌توان تمام

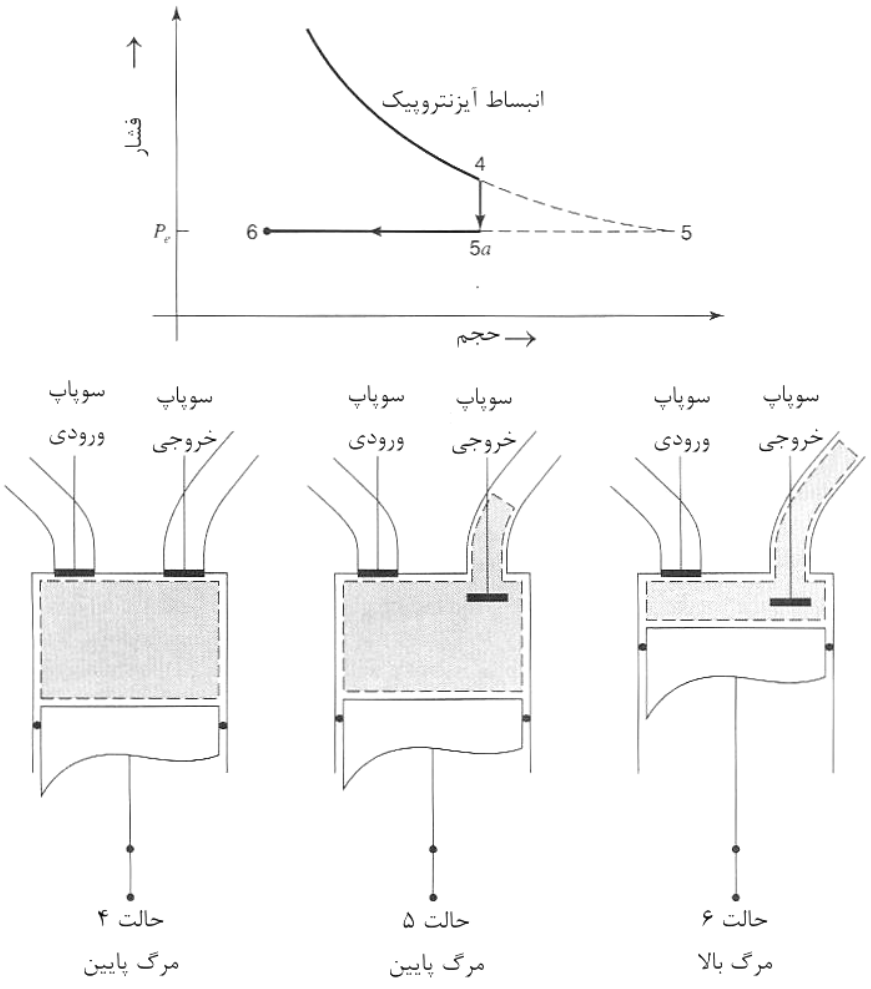
[3] Blowdown

گاز محبوس در سیلندر را به وسیله جاروب پیستون تخلیه نمود. در این حالت مقداری گاز در این حجم مرده باقی می‌ماند که اصطلاحاً گازهای باقیمانده نامیده می‌شوند. این گاز در سیکل اتو با مخلوط سوخت و هوا و در موتورهای دیزل با هوای ورودی در سیکل بعد مخلوط خواهد شد.

شرایط ترمودینامیکی گازهای باقی‌مانده را می‌توان با تحلیل قانون اول ترمودینامیک برای سیستم بسته در فرآیند ۵ تا ۶ به‌دست آورد. با خروج گازهای حاصل از احتراق طی بالا آمدن پیستون، شکل سیستم بسته نیز تغییر خواهد کرد.

معادله انرژی در این فرآیند به شکل زیر است:

$$Q_{۵-۶} - W_{۵-۶} = U_۶ - U_۵ \qquad (۲-۳۸)$$



شکل ۲-۱۸ سیکل تخلیه (از ۴ به ۵ و به ۶) نشان دهنده گازهای باقیمانده است. توجه کنید که هنگامی

که فرآیند تخلیه در فشار ثابت رخ می دهد، فرض می شود جرم کنترل بصورت آیزنتروپیک منبسط می شود.

در این حالت می‌توان کار را از رابطه زیر بدست آورد:

$$W_{۵-۶} = P_e\left(V_۶ - V_۵\right) \qquad (۲-۳۹)$$

و اگر فرض شود جریان بی‌دررو است، قانون اول به رابطه زیر تبدیل خواهد شد:

$$U_۶ + P_eV_۶ = U_۵ + P_eV_۵ \qquad (۲-۴۰)$$

یا

$$h_۶ = h_۵ \qquad (۲-۴۱)$$

$$T_e = T_۶ = T_۵ \qquad (۲-۴۲)$$

بنابراین در یک فرآیند تخلیه بی‌دررو دما و انتالپی گاز هنگام خروج از سیلندر ثابت خواهد ماند. همچنین انتالپی گازهای باقیمانده در حجم مرده سیلندر نیز ثابت خواهد بود.

نسبت گازهای باقی مانده، f ، نسبت جرم گازهای باقی‌مانده در سیلندر در انتهای فرآیند تخلیه ، $m_۶$، به جرم مخلوط سوخت و هوای ورودی $m_۴ = m_۱ = m$ می‌باشد:

$$f = \frac{V_۶ / v_۶}{V_۴ / v_۴} = \frac{۱}{r}\frac{v_۴}{v_۶} = \frac{۱}{r}\frac{T_۴}{T_e}\frac{P_e}{P_۴} \qquad (۲-۴۳)$$

همچنین داریم:

$$T_e = T_۴\left(\frac{P_e}{P_۴}\right)^{\frac{\gamma-۱}{\gamma}} \qquad (۲-۴۴)$$

بنابراین نسبت گازهای باقی‌مانده به شکل زیر محاسبه خواهد شد:

$$f = \frac{۱}{r}\left(\frac{P_e}{P_۴}\right)^{\frac{۱}{\gamma}} \qquad (۲-۴۵)$$

برای مثال، در یک موتور با نسبت تراکم $r = ۹$ ، $P_e = ۱۰۱kpa$ ، $P_۴ = ۵۰۰kpa$ و $\gamma = ۱/۳$، $f = ۱/۹(۱.۱/۴۵۰)^{۱/۱.۳} = ۰/۰۳۵$ خواهد شد. مقادیر معمول نسبت گازهای باقی‌مانده f ، در حدود ۰/۳ تا ۰/۱۲ می‌باشد. مقدار نسبت گازهای باقی‌مانده در موتورهای دیزل به‌واسطه نسبت تراکم بالاتر، کمتر از این مقدار در موتورهای بنزینی است.

مرحله مکش

هنگامی که سوپاپ ورودی باز می‌شود هوای ورودی با گازهای باقیمانده از سیکل قبل مخلوط می‌شود. از آنجا که دمای گازهای باقی‌مانده بیشتر از دمای گاز ورودی است، لذا دمای مخلوط گازها در انتهای فرآیند تنفس

بیشتر از دمای هوای مکش شده است. همچنین اگر از اثرات انتقال حرارت چشم‌پوشی شود، می‌توان جریان هوا از کنار سوپاپ هوا را فرآیندی هم انتروپی فرض نمود.

بسته به نسبت فشار ورودی به خروجی، شاهد سه رژیم متفاوت جریان در مرحله مکش می‌باشیم. اگر فشار ورودی کمتر از فشار خروجی باشد، موتور در حالت تراتلینگ[4] می‌باشد (دریچه گاز در حالت نیمه باز است). در این حالت در هنگام باز شدن سوپاپ هوا شاهد جریان هوا از داخل سیلندر به راهگاه ورودی می‌باشیم. در مراحل اولیه فرآیند مکش محصولات احتراق جریان یافته به راهگاه، به درون سیلندر وارد می‌شوند. در ادامه، جریان ورودی به سیلندر عمدتاً حاوی مخلوط سوخت و هوای می‌باشد که فارغ از هر گونه محصولات احتراق است.

اگر فشار ورودی بیشتر از فشار خروجی باشد، موتور سوپرشارژ خواهد بود (حالت توربوشارژ یک گونه خاص از سیستم سوپرشارژ است که در آن کمپرسور توسط توربینی که در مقابل جریان خروجی هوا قرار گرفته است، هوای ورودی را متراکم می‌نماید). در این حالت هوا از درگاه ورودی موتور به داخل سیلندر جریان می‌یابد، این جریان تا برقراری تعادل بین سیلندر و راهگاه ورودی ادامه می یابد

در موتورهای واقعی، به علت وجود همپوشانی سوپاپ‌های دود و هوا امکان ورود سوخت و هوای تازه از راهگاه ورودی به راهگاه خروجی وجود دارد، این مسئله باعث افزایش مصرف سوخت و نیز باعث افزایش آلایندگی گازهای نسوخته موتور می‌شود. حالت سوم، هنگامی رخ می‌دهد که فشار ورودی و خروجی موتور یکسان باشد، در این وضعیت موتور در حالت دریچه گاز کاملاً باز می‌باشد.

برای تعیین حالت مخلوط سوخت و هوا و گازهای باقی‌مانده در نقطه ۱، پایان مرحله مکش، از معادلات بقاء جرم و انرژی برای سیستم باز غیر پایا استفاده می کنیم.

شرایط اولیه گاز در سیستم در ابتدای مرحله مکش همانند نقطه ۶ می‌باشد. چنان که پیش‌تر بحث شد بسته به اختلاف فشار نسبی، هنگام باز شدن سوپاپ ورودی ممکن است گاز به داخل و یا خارج سیلندر جریان یابد. جریان خالص ورودی به سیلندر دارای جرم m_i، انتالپی h_i و فشار p_i می‌باشد. در حین پایین آمدن پیستون فرض می‌شود فشار داخل سیلندر در فشار p_i ثابت بماند، این فرض با مشاهدات تجربی نیز سازگاری دارد. برای فرآیندهای که بین نقطه ۶ تا ۱ رخ می‌دهد، معادله بقاء جرم به شکل زیر خواهد بود:

$$m_i = n_1 - m_6 \qquad (۲-۴۶)$$

معادله غیرپایای انرژی نیز به شکل زیر است:

$$Q_{6-1} - W_{6-1} = -m_i h_i + m_1 u_1 - m_6 u_6 \qquad (۲-۴۷)$$

اگر از اثر انتقال حرارت صرف‌نظر شود، $Q_{6-1} = O$ و کار انجام شده توسط گاز $W_{6-1} = P_1(V_1 - V_6)$ فرض شود، داریم:

$$-P_i(V_1 - V_6) = -(m_1 - m_6)h_i + m_1 u_1 - m_6 u_6 \qquad (۲-۴۸)$$

---

[4] Throttling

از آنجا که $u_۶ = h_۶ - p_e v_۶, u_۱ = h - p_۱ v_۱$ می‌توان معادله انرژی را بر حسب انتالپی به صورت زیر نوشت:

$$(P_i - P_e) m_۶ v_۶ = -(m_۱ - m_۶) h_i + m_۱ h_۱ - m_۶ h_۶ \quad (۲-۴۹)$$

با حل معادله فوق برای $h_۱$ داریم:

$$h_۱ = \frac{m_۶}{m_۱}\left[h_۶ + \left(\frac{m_۱}{m_۶} - ۱ \right) h_i + (P_i - P_e) v_۶ \right] \quad (۲-۵۰)$$

بنابراین انتالپی گاز در انتهای فرآیند مکش همچون شبیه‌سازی‌های پایا، متوسط انتالپی شرایط اولیه و انتالپی گازهای ورودی نیست، بلکه شامل شار کار نیز می‌باشد.

معادله انتالپی مخلوط انتهای مرحله مکش، معادله ۲-۵، را می‌توان با استفاده از معادله ۲-۴۳ بر حسب نسبت گازهای باقی‌مانده، f نیز نوشت:

$$m_۶ = m_۱ f \quad \text{و} \quad m_۱ - m_۶ = m_۱(۱ - f) \quad (۲-۵۱)$$

و با استفاده از قانون گاز ایده‌آل داریم:

$$P_i v_۶ = R T_۶ \quad (۲-۵۲)$$

با استفاده از جایگذاری ۲-۵۱ و ۲-۵۲ در معادله ۲-۵۰ داریم:

$$h_i = (۱ - f) h_i + f h_۶ - \left(۱ - \frac{P_i}{P_e} \right) f R T_e \quad (۲-۵۳)$$

اگر انتالپی مرجع به گونه‌ای در نظر گرفته شود که داشته باشیم $h_i = C_p T_i$، آنگاه:

$$T_۱ = (۱ - f) T_i + f T_e \left[۱ - \left(۱ - \frac{P_i}{P_e} \right) \left(\frac{\gamma - ۱}{\gamma} \right) \right] \quad (۲-۵۴)$$

برای مثال اگر $k = ۱/۳۵, p_i / p_e = ۰/۵, f = ۰/۰۰۵$ ، $T_e = ۱۴۰۰k, T_i = ۳۲۰k$ آنگاه $T_۱ = ۳۶۵k$ خواهد بود.

در سیکل گاز، بازده تنفسی در مرحله مکش به صورت زیر می‌باشد:

$$e_v = \frac{m_i}{\rho V_d} = ۱ - \frac{P_e / P_i - ۱}{\gamma (r - ۱)} \quad (۲-۵۵)$$

از آنجا که حرکت پیستون باعث افزایش حجم سیلندر می‌شود لذا در طول مرحله مکش گاز داخل حجم کنترل کار انجام می‌دهد. اثر نهایی در مراحل مکش و تخلیه بصورت زیر می‌باشد.

$$W_{۵a-۱} = (P_i - P_e) V_d \quad (۲-۵۶)$$

قرینه این کار را کار پمپی[5] می‌نامیم چرا که در موتورهای با دریچه گاز نیمه بسته کار پمپی از کار مفید موتور کسر می‌شود. فشار موثر متوسط پمپی[6] به صورت کار پمپی بر واحد حجم جابه‌جایی تعریف می‌شود:

$$pmep = P_e - P_i \quad (۲-۵۷)$$

---

[5] Pumping Work
[6] Pumping Mean Effective Pressure (pmep)

فشار موثر متوسط اندیکاتوری ($imep$) به صورت کار انجام شده توسط گاز طی مراحل تراکم و انبساط در واحد حجم جابه‌جایی تعریف می‌شود. کار لازم برای پمپ کردن گاز به داخل و خارج موتور طی مراحل مکش و تخلیه در واحد حجم جابه‌جایی موتور فشار موثر متوسط پمپی نامیده می‌شود. اصولاً کار خالص انجام شده در واحد حجم جابه‌جایی در طول یک سیکل را فشار موثر متوسط اندیکاتوری خالص ($imep_{net}$) می‌نامیم. در فصل ۶، مباحث مربوط به اصطکاک نیز مورد بررسی قرار خواهد گرفت و در محاسبات منظور می‌شود. با توجه به مسائل فوق روابط زیر واضح می‌باشد:

$$(imep)_{net} = imep - pmep \qquad (۲-۵۸)$$

$$\eta_{net} = \eta\left(۱ - \frac{pmep}{imep}\right) \qquad (۲-۵۹)$$

پیش از انجام هر گونه محاسبه در سیکل گازی، لازم است بین مقادیر جرمی در پارامترهای شدتی[۷] تفاوت قائل شویم. وقتی که نسبت گازهای باقی‌مانده در محاسبات لحاظ می‌شود، گرمای آزاد شده به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{in} = m_i q_{in} = m(۱ - f)_{q_{in}} \qquad (۲-۶۰)$$

که در آن q_{in} گرمای اضافه شده به واحد جرم گازهای است (kg/kg_{gas}). بنابراین کار انجام شده در فرآیند تراکم به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$w_{۱-۲} = c_v(T_۱ - T_۲) \qquad (۲-۶۱)$$

کار تراکم در واحد متریک بر حسب kj/kg بیان می‌شود. ممکن است خواننده بین این که کار مذکور بر واحد جرم گاز موجود در سیلندر تعریف می‌شود یا جرم گاز ورودی به سیلندر دچار مشکل شود. از آنجا که مفهوم مذکور در این کتاب و سایر متون به طور منحنی بیان شده است به خوانندگان توصیه می‌شود برای دوری از این مشکل به علائم موجود در متون توجه نمایند.

تحلیل سیکل گاز اتو چهارزمانه

هنگامی که فرآیندهای تخلیه و تنفس را در مدل‌سازی وارد می‌کنیم، دو معادله به معادلات موجود اضافه خواهد شد، این دو معادله شامل معادله انرژی خروجی و انرژی ورودی است. دو پارامتر مجهول در این معادلات نسبت گازهای باقی‌مانده، f و دمای گاز در انتهای فرآیند مکش، $T_۱$ می‌باشد. از آنجا که حل این دو معادله به صورت جبری بسیار سخت و پیچیده می‌باشد لذا چنان که در این بخش خواهیم دید از روش‌های سعی و خطا برای حل آنها استفاده می‌کنیم. پارامترهای نهایی ورودی سیکل در این تحلیل در جدول ۳-۲ نشان داده شده است.

---

[7] - Mass Intensive

از آنجا که T_1 وابسته به نسبت گازهای باقی‌مانده، f و دمای گازهای باقیمانده، T_e می‌باشد لذا در صورتی که مقادیری برای f و T_e حدس بزنیم می‌توانیم محاسبات سیکل را ادامه دهیم و مقادیر f و T_e را با سعی و خطا بدست آوریم.

جدول ۳-۲ پارامترهای ورودی سیکل چهارزمانه گاز

T_i	دمای هوا یا مخلوط ورودی
P_e	فشار خروجی
r	نسبت تراکم
P_i	فشار ورودی
γ	نسبت گرمای ویژه گاز ایده آل
q_{in}	گرمای اضافه شده بر واحد جرم هوای ورودی

۶، i۱ *مرحله مکش*

$$T_1 = (1 - f)T_i + f[1 - (1 - P_i / P_e)^{(\gamma-1)/\gamma}]T_e$$
$$P_1 = P_i$$

۱-۲ *مرحله تراکم آیزنتروپیک*

$$P_2 = P_1(V_1 / V_2)^{\gamma} = P_1 r^{\gamma}$$
$$T_2 = T_1 r^{\gamma-1}$$

۲-۳ *آزاد شدن گرما در حجم ثابت*

$$T_3 = T_2 + q_{in}(1 - f) / c_v$$
$$P_3 = P_2(T_3 / T_2)$$

۳-۴ *مرحله انبساط آیزنتروپیک*

$$P_4 = P_3(1 / r)^{\gamma}$$
$$T_4 = T_3(1 / r)^{\gamma-1}$$

۴-۵ *نشتی آیزنتروپیک*

$$T_5 = T_4(P_4 / P_e)^{(1-\gamma)/\gamma}$$
$$P_5 = P_e$$

۵-۶ *مرحله تخلیه بی‌دررو در فشار ثابت*

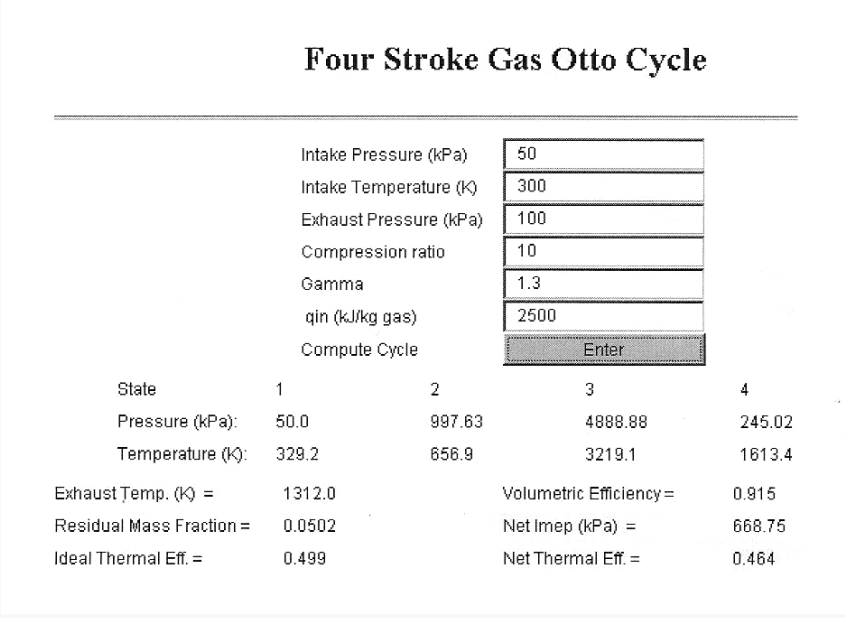
$$T_e = T_۵$$
$$P_۶ = P_۵ = P_e$$
$$f = ۱/r(P_۶ / P_۴)^{۱/\gamma}$$

مثال ۳-۲ سیکل چهارزمانه اتو

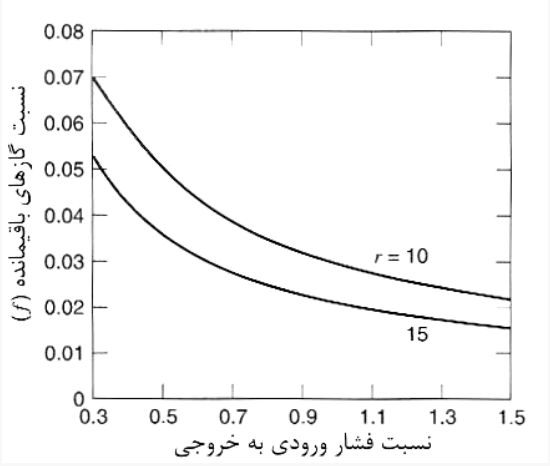
بازده تنفسی، بازده حرارتی خالص، نسبت گازهای باقی‌مانده، افزایش دما در مرحله مکش افت دما در مرحله تخلیه را برای موتوری که بر اساس سیکل ایده‌آل اتو چهارزمانه کار می‌کند، محاسبه نمایید. موتور در حالت دریچه نیمه باز با فشار ورودی $p_i = ۵۰kpa$ و دمای ورودی $T_i = ۳۰۰۰k$ کار می‌کند. فشار خروجی $p_e = ۱۰۰kpa$ می‌باشد. نسبت تراکم موتور مذکور $\gamma = ۱۰$ است. گرمای ورودی را $q_{in} = ۲۵۰۰kg/kg$ و $\gamma = ۱/۳$ فرض نمایید. منحنی بازده تنفسی، بازده حرارتی خالص و نسبت گازهای باقی‌مانده را بر حسب تابعی از فشار ورودی به فشار خروجی در محدود $۰/۳ < p_i/p_e < ۱/۵$ ترسیم نمایید.

پاسخ

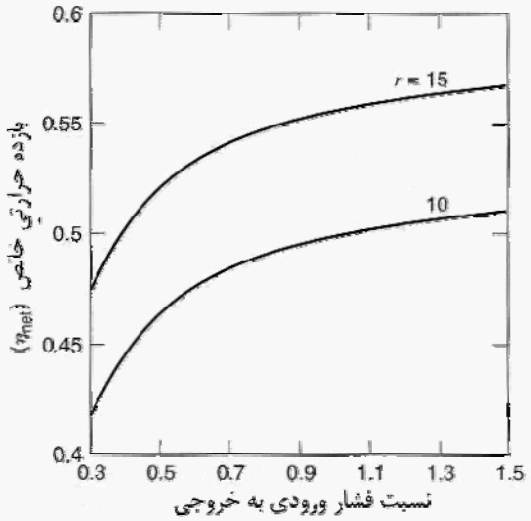
صفحات وب مربوطه‌داری اپلتی با عنوان "سیکل گاز اتو چهارزمانه" می‌باشد که برای حل فشار، دما وسایر پارامترها از روش سعی و خطا در معادلات سیکل چهارزمانه اتو استفاده می‌شود. ورودی و خروجی این برنامه در شکل ۱۹-۲ نمایش داده شده است. برای حالت بیان شده افزایش دما در مرحله مکش، $T_۱ - T_i$ در حدود $۳۰k$ می‌باشد.



شکل ۲۰-۲ ورودی و خروجی اپلت سیکل گاز چهار زمانه برای مثال ۳-۲



شکل ۲۱-۲ نسبت گازهای باقیمانده سیکل چهارزمانه اتو برای مثال ۳-۲



شکل ۲۲-۲ بازده حرارتی سیکل چهارزمانه اتو برای مثال ۳-۲

و کاهش دمای گازهای دمای گازهای خروجی در اثر بلودان، $T_4 - T_e$ حدود $300k$ است. بازده تنفسی، $e_v = ۰/۹۲$ بازده حرارتی خالص، $\eta_{net} = ۰/۴۶$ و نسبت گازهای باقی‌مانده f ۰/۰۵۰ به‌دست می‌آید.

بازده حجمی (معادله ۵۵-۲)، نسبت گازهای باقی‌مانده (معادله ٤٥-۲) و بازده حرارتی خالص (معادله ۵۹-۲) به ترتیب در شکل‌های ۲۰-۲، ۲۱-۲ و ۲۲-۲ به عنوان تابعی از نسبت فشار خروجی به ورودی ترسیم شده است. چنان که در شکل دیده می‌شود با کاهش نسبت فشار، بازده تنفسی و بازده حرارتی نیز کاهش می‌یابد لیکن نسبت گازهای باقی‌مانده افزایش خواهد یافت. وابستگی بازده تنفسی به نسبت تراکم در حالت سوپرشارژر و با دریچهٔ گاز نیمه باز عکس یکدیگر است. افزایش نسبت گازهای باقی‌مانده به علت کاهش جرم ورودی نسبت به

جرم گازهای باقی‌مانده در اثر کاهش فشار ورودی است.

۸-۲ بحث در خصوص مدل‌های گاز

برای آن که بتوان موتور کوچک و سبکی را برای تولید میزان معینی کار طراحی نمود، بیشینه‌سازی فشار موثر متوسط یکی از راهکارهای مهم می‌باشد. چنان که در معادله ۸-۲ نشان داده شده است، عموماً ۲ راه‌کار برای انجام این امر وجود دارد.

۱- افزایش نسبت تراکم، r۲- افزایش حرارت ورودی، θ_{in}. هر چند استفاده از چنین راه‌کارهایی دارای محدودیت‌های عملی می‌باشد. در موتورهای اشتعال جرقه‌ای معمولی، برای جلوگیری از ایجاد کوبش باید نسبت تراکم را به اندازه کافی نگه داشت. در موتورهای دیزل نیز افزایش اصطکاک‌های موتور، افزایش نسبت تراکم را محدود می‌نماید. یکی دیگر از عوامل پیچیده‌ای که بر انتخاب نسبت تراکم تاثیر می‌گذارد، قیود اعمالی حاصل از استانداردهای آلایندگی است، همچنین در برخی موتورهای دیزل قابلیت استارت موتور نیز از عوامل تاثیرگذار بر انتخاب نسبت تراکم می‌باشد.

ممکن است برخی افراد این گونه تصور کنند که می‌توان گرمای ورودی θ_{in} را با افزایش نرخ تحویل سوخت به موتور افزایش داد. لیکن چنان که در فصل ۴ در مطالعات سیکل‌های و هوا خواهیم دید، این روش همواره صحیح نمی‌باشد، چرا که در مخلوط‌های غلیظ سوخت و هوا به علت کافی نبودن میزان اکسیژن، تمامی کربن‌های موجود در سوخت به دی‌اکسیدکربن تبدیل نمی‌شوند همچنین نمی‌توان تمام هیدروژن موجود در سوخت را به آب تبدیل نمود. بنابراین در حالت مخلوط غلیظ سوخت و هوا، تمام انرژی موجود در سوخت آزاد نمی‌شود. بر اساس پیش‌بینی سیکل سوخت و هوا با غنی‌تر شدن سوخت از حالت استوکیومتریک، بازده کاهش می‌یابد.

بر اساس سیکل‌های گاز و سیکل سوخت و هوا که متعاقباً مورد بحث قرار خواهد گرفت، اگر بتوان انرژی را در حجم ثابت آزاد نمود، بازده سیکل افزایش خواهد یافت.

$$\eta_{Otto} > \eta_{dual} > \eta_{Diesel} \qquad (۲-۶۲)$$

پس چرا با وجود این که می‌دانیم آزاد شدن حرارت در حجم ثابت بهتر است. موتورهایی می‌سازیم که در آنها گرما در فشار ثابت آزاد می‌شود؟ برای نمایش پیچیدگی سئوال فوق، سئوال دیگری مطرح می‌کنیم، فرض کنید لازم باشد فشار بیشینه سیکل کمتر از $p_{\max}$ در نظر گرفته شود.

در این صورت نمودار آزاد شدن حرارت برای رسیدن به میزان معینی کار چگونه خواهد بود؟ پاسخ این گونه خواهد بود:

$$\eta_{Diesel} > \eta_{dual} > \eta_{Diesel} \qquad (۲-۶۳)$$

این مسئله را می‌توان با استفاده از نمودار دما- انتروپی نشان داد. اگر منحنی‌های سیکل اتو و دیزل در نمودار دما- انتروپی به نحوی ترسیم شود که کار انجام شده در هر دو یکسان باشد، می‌توان دید که در سیکل دیزل انرژی کمتری از دست رفته و بنابراین موتور دیزل کاراترین موتور خواهد بود.

فصل حاضر را با مطرح کردن بحثی در خصوص تحلیل سیکل‌های گازی به پایان خواهیم برد: چگونه می‌توان مقادیر q_{in}, γ را محاسبه نمود، برای سوخت‌های هیدروکربنی می‌توان از روابط زیر استفاده کرد:

$$\gamma = ۱/۴ - ۰/۱۶\phi$$

$$q_{in}\left(\frac{kJ}{kg_{mix}}\right) = \frac{m_f}{m} g_c = \frac{\phi F_s}{۱ + \phi F_s} g_c \quad \text{برای } \phi \le ۱ \qquad (۲-۶۴)$$

$$= \frac{\phi F_s}{۱ + \phi F_s}[q_c - ۳۸۹۰(\phi - ۱)] \quad \text{برای } \phi > ۱ \qquad (۲-۶۵)$$

که در آن q_c، گرمای احتراق سوخت، $\phi = F / F_s$ نسبت سوخت به هوای واقعی به نسبت استوکیومتریک احتراق، F_S می‌باشد، این سه پارامتر در تحلیل احتراق فصل ۳ تعریف می‌شود و مورد استفاده قرار خواهد گرفت. معادله ۶۵-۲ این واقعیت را بیان می‌کند که در مخلوط‌های غلیظ سوخت و هوا نمی‌توان تمامی انرژی را آزاد نمود. معادلات ۶۴-۲ و ۶۵-۲ تقریبی از نتایج یک تحلیل پیچیده احتراق سوخت و هوا می‌باشد که به جای آزاد شدن حرارت ساده به کار می‌رود.

در تحلیل سیکل سوخت و هوا به نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا، ϕ، اشاره شده است. مقدار معادل این پارامتر در سیکل گازی، حرارت آزاد شده در واحد جرم گاز ورودی، q_{in} می‌باشد. گرمای ورودی به سیکل گاز، q_{in}، را می‌توان با استفاده از روابط ۶۴-۲ و ۶۵-۲ محاسبه نمود.

با معلوم بودن حجم سیلندر، فشار و دمای ورودی و نسبت گازهای باقی‌مانده می‌توان جرم گاز وارد شده را با استفاده از قانون گاز ایده‌آل محاسبه نمود.