

طراحی کنترل گر پیش بین برای سیستم تهویه اتومبیل

حسن زرآبادی پور^۱

دانشیار

حمید نریمان فر^۲

کارشناسی ارشد

از آن جایی که اتومبیل در شرایط مختلف جوی کار می کند، مدل سیستم تهویه باید طوری تحلیل شود که تاثیر پارامترهای کنترلی، شرایط راحتی انسان در کابین را فراهم کند. در حالی که معمولا در تحقیق ها از مدل ساده سازی شده معادلات حالت استفاده می شود در این مقاله ضمن بهره گیری از فرم پارامتری معادلات دینامیکی غیر خطی در شبیه سازی ها، براساس تئوری کنترل پیشرفته و روش پیش بین اقدام به انتخاب بهترین ورودیها برای سیستم در نقاط کاری با استفاده از الگوریتم ژنتیک شده و کنترل کننده ای طراحی خواهد شد که ضمن داشتن کمترین خطای حالت ماندگار در کنترل دمای کابین، پاسخ سریع سیستم و کاهش تاثیر اغتشاش، باعث به حداقل رساندن مصرف انرژی نیز می گردد.

واژه های راهنما: تهویه خودرو، کمپرسور، فن، اواپراتور، مدل کنترل پیش بین، الگوریتم ژنتیک

۱- مقدمه

با اختراع خودرو، صنعت وارد مسیر جدیدی شد و از آنجا که شرایط داخلی کابین خودرو نسبت به دمای فصول مختلف سال متفاوت و همچنین راحتی سرنشین حائز اهمیت بود، در اوایل اختراع خودرو برای سرمایش سیستمی همانند کولرهای آبی فعلی استفاده می شد. این روش مشکلات خاص خودش را داشت و فقط در کشورهایی قابل استفاده بود که از رطوبت بسیار پایینی برخوردار بودند. [۱]

در سال (۱۹۳۹) اولین سیستم تهویه خودرو به بازار عرضه شد که بصورت یک سیستم بسته کار می کرد. در این سیستم از کمپرسور، کندانسور، خشک کن، فن و اواپراتور استفاده می شد. تنها مشکل عملکرد کمپرسور بود که مشکلات فراوانی را در فصل زمستان به همراه داشت. در سال (۱۹۵۰) و (۱۹۵۱) آقای کلونیناتور توانست سیستمی را با قابلیت مناسب و با حجم بسیار کم و مقرون به صرفه طراحی کند که کمپرسور آن دارای کلاچ الکتریکی بود بطوریکه هم اکنون نیز در خودروهایی مثل پژو پارس از این سیستم استفاده می شود. [۱]

^۱ hzarabadi@eng.ikiu.ac.ir

h.nariman@yahoo.com

^۱ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی برق، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین

کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک طراحی کاربردی، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۹/۰۸، تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۳/۱۹

مصرف بنزین در امریکا ناشی از استفاده از سیستم تهویه در سال (۲۰۰۱) بطور متوسط معادل (۵,۵٪) مصرف کل اتومبیلها بوده است. بنابراین طراحی یک سیستم تهویه بهینه ابزار موثری در جهت بهینه سازی مصرف سوخت خواهد بود. امروزه بیشتر سیستمهای اصلاح شده بر اساس تغییر شرایط مرزی مرتبط با جرم و انتقال حرارت مایع در مبدل براساس تغییر فازی می باشد. در گذشته اتومبیلها بیشتر از کمپرسورهای جابجایی ثابت استفاده می کردند ولی از سال (۲۰۰۶) کمپرسورها با جابجایی متغیر و شیر انبساطی برقی نیز جایگزین شدند که طبعاً راحتی بیشتر، کارکرد روان تر کمپرسور و نهایتاً بهبود مصرف سوخت را موجب می گردد. [۲] امروزه بهبودهای مهندسی بسیاری جهت کاهش مصرف انرژی در قطعات موتوری و سیستم انتقال قدرت خودرو اعمال شده است. همچنین به کاربردن روشهای کنترلی نظیر کنترل مقاوم، فازی، تنظیم کننده خطی^۱ و ... در سیستم تهویه مطبوع خودرو نیز با کاهش بار روی قطعات مرتبط، کاهش مصرف برق و سوخت بدون تاثیر در راحتی سرنشین و بازخورد سریع در ردیابی مسیر مرجع^۲ از چالش های پیش رو برای کمینه کردن مصرف انرژی می باشند. [۳] در این مقاله به روش کنترل پیش بین با استفاده از الگوریتم ژنتیک باهدف تخمین پارامترهای چند ورودی - چند خروجی و انتخاب بهترین ورودی ها برای سیستم در نقاط کار به منظور تسریع در پاسخ، کمینه سازی اختلاف دمای واقعی کابین با تنظیم اولیه و مقایسه نتایج با یک کنترل کننده تناسبی - انتگرالی - مشتقی^۳ پرداخته شده است.

۲- سیستم کنترل سرمایش

سیستم تهویه خودرو توسط واحد کنترل الکترونیکی^۴ با یک سیگنال ورودی الکتریکی برحسب شرایط دریافتی از دما، فشار، سرعت و موقعیت بر حسب نیاز سرنشین، فعال یا غیر فعال می شود. [۴] سیستم تهویه مطبوع روی یک سیکل پیوسته کار می کند. کمپرسور، بخار مبرد با فشار (۲) بار که از اواپراتور خارج شده را دریافت می کند. فشار را تا (۱۵) بار و دمای مبرد را تا (۸۰) درجه سانتیگراد افزایش می دهد. کمپرسور این بخار داغ فشرده را به سمت کندانسور هدایت می کند. در کندانسور پره های بی شماری وجود دارد که بخار مبرد در آن حرکت می کند و در اثر خنک شدن با هوایی که به این پره ها برخورد می کند بخار به مایع تبدیل می شود سپس مبرد مایع وارد خشک کن می شود که وظیفه اصلی آن خشک کردن، ذخیره و فیلتر کردن مبرد مایع می باشد. در ادامه مبرد به شیر انبساط^۵ می رسد و در آن فشار و دما پایین می آید این عمل توسط یک روزنه بار یک^۶ اتفاق می افتد. مبرد با فشار و دمای پایین وارد اواپراتور می شود و مبرد مایع در اثر جذب حرارت به بخار تبدیل می شود و سرمایی که از دست می دهد باعث سرد شدن اواپراتور شده و در نهایت هوای اطراف آن توسط دمنده وارد کابین می شود. سیکل کامل سرمایش بصورت شماتیک در شکل (۱) آمده است.

¹ LQR

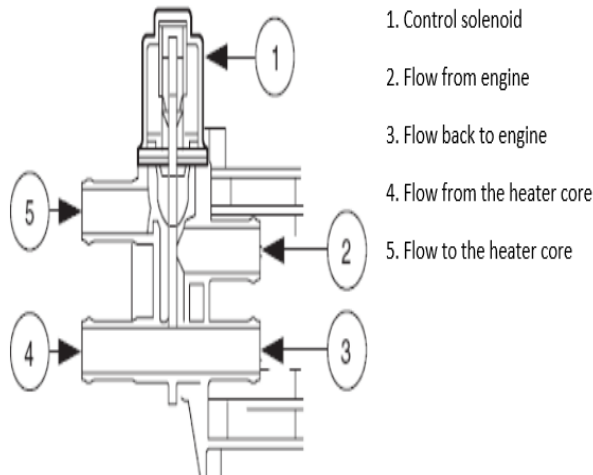
² Reference trajectory

³ PID

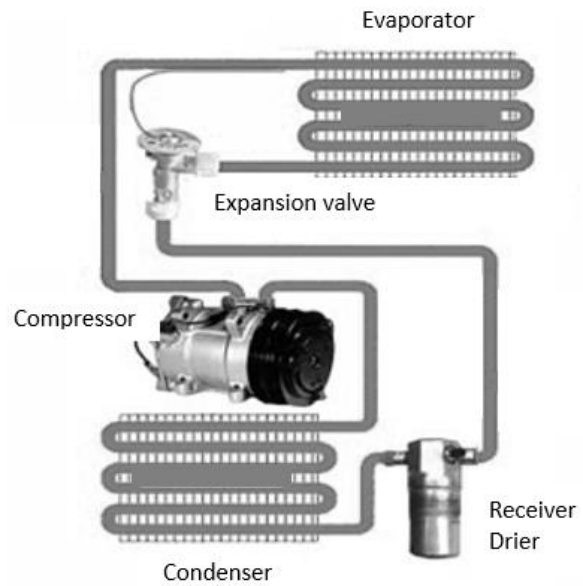
⁴ Electronic Control Unit

⁵ TXV

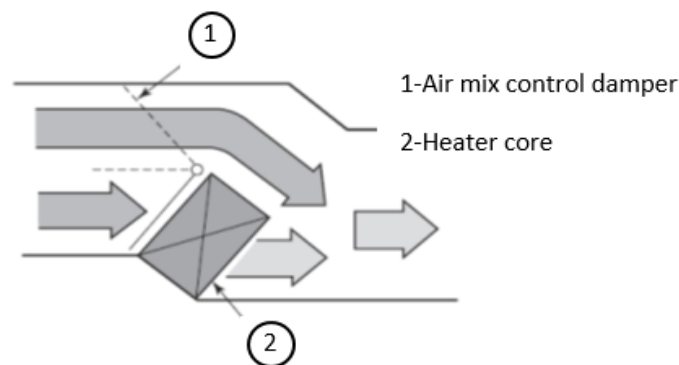
⁶ Orifice



شکل ۲- شیر کنترل جریان آب



شکل ۱- سیکل سیستم سرمایش



شکل ۳- نمای کنترل دمپر جریان هوا

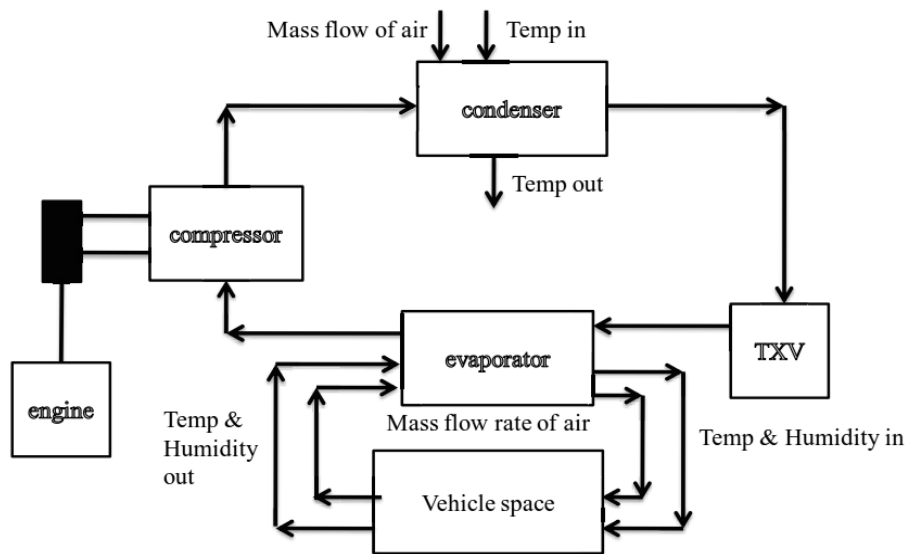
۳- سیستم کنترل گرمایش

سیستم کنترل گرمایش [۴] توسط کنترل پنل داخلی کابین و اجزای مربوطه با کنترل میزان دبی عبوری آب در رادیاتور بخاری^۱ مطابق شکل (۲) و یا میزان دبی هوای ورودی در برخورد رادیاتور بخاری با کنترل می گردد (شکل ۳).

۴- مدل سازی دینامیکی سیستم تهویه

در سیستم تهویه، مدل سیستم باید طوری بررسی و تحلیل شود که تاثیر پارامترهای کنترلی، شرایط راحتی انسان در کابین را فراهم کند. این مدل شامل کمپرسور، اواپراتور، فن دمنده و فضای کابین می باشد و کنترل اصلی با تغییر میزان دبی هوای عبوری ناشی از تغییر سرعت فن همچنین تغییر ظرفیت کمپرسور متناسب با تغییر سرعت دورانی آن بعنوان ورودی های سیستم انجام می پذیرد.

¹ Heater core



شکل ۴- بلوک دیاگرام سیستم تهویه مطبوع خودرو

برای ارایه معادلات دینامیکی از [۵] استفاده شده و کلیه متغیرهای مورد استفاده در جداول (۱ و ۲ و ۳) آمده است. با توجه به اینکه از اجزای مختلف سیستم تهویه، اواپراتور در تبادل مستقیم دمایی با کابین خودرو می باشد معادلات روی این قسمت را مورد بررسی قرار داده ایم. در شکل (۴) نمایی از سیستم تهویه خودرو نشان داده شده است. رابطه (۱ و ۲) در انتقال حرارت هدایتی و قانون سرمایش نیوتن اساس روابط بدست آمده در این تحقیق می باشند:

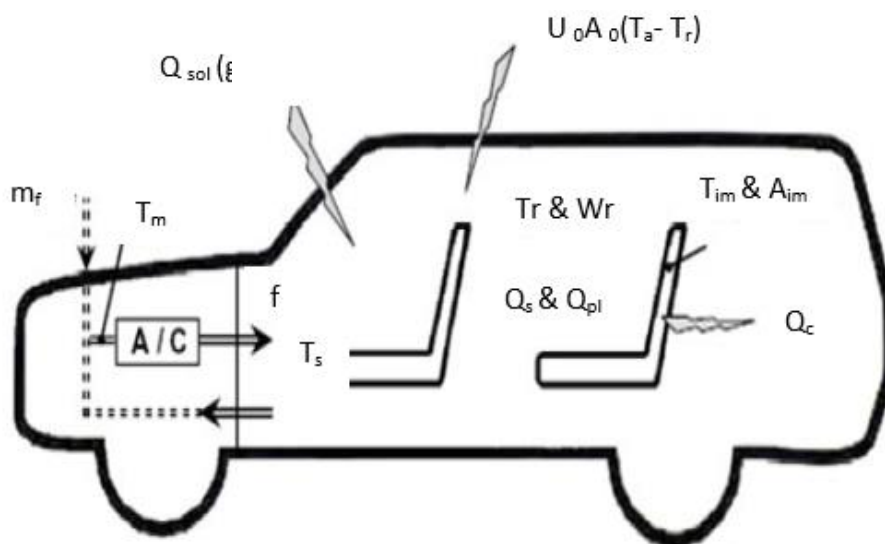
$$Q = hA\Delta T \quad \text{و} \quad Q = MC\Delta T \quad (۱ و ۲)$$

که در آن Q : انتقال حرارت، M : جرم، C : ضریب گرمایی ویژه، h : ضریب هدایت حرارتی، A : سطح عمود بر جهت انتقال و ΔT : اختلاف دمایی بین دو نقطه مورد نظر هستند. برای در نظر گرفتن حرارت (دمای) قابل احساس توسط سرنشین، معادله کلی تعادل انرژی در کابین خودرو بدین صورت می باشد:

$$M_r C_{pr} \frac{dT_r}{dt} + M_{im} C_c \frac{dT_{im}}{dt} = - C_{pe} \rho f (T_m - T_s) + Q_s + Q_{ps} + U_o A_o (T_a - T_r) + m_f C_{pa} (T_a - T_r) + K_{spl} f \quad (۳)$$

که ترمهای سمت راست معادله به ترتیب: ظرفیت سرمایشی اواپراتور، گرمای تابشی خورشید (اغتشاش)، تشعشع گرمایی سرنشین (اغتشاش)، گرمای تبادلی بین فضای کابین و بدنه، تبادل حرارتی با محیط بیرون و بار حرارتی ناشی از فن دمنده می باشند. ظاهر شدن f در این معادله بیانگر دبی حجمی هوای عبوری از فن است که یکی از ورودیهای مساله می باشد.

در شکل (۵) شماتیکی از تبادل بارهای حرارتی در کابین نشان داده شده است.



شکل ۵- مدل فیزیکی بارهای حرارتی بدنه و سرنشین

رابطه اشاره شده^۱ در استاندارد خودرو [۶] که بیانگر محاسبه سطح معادل بدن سرنشین های جلو با احتساب قد و وزن می باشد بدین صورت است:

$$A_o = 0.202W^{0.425}H^{0.725} \quad (۴)$$

معادله تعادل انرژی بین جرم داخلی و هوای کابین بدین صورت است:

$$M_{im}C_c \frac{dT_{im}}{dt} = -h_{im}A_{im}(T_{im} - T_r) \quad (۵)$$

برای بررسی دما و رطوبت در اواپراتور فرض می کنیم دو ناحیه ۱- سرد و خشک و ۲- ناحیه سرد و مرطوب را داشته باشیم. (شکل ۶)

با کارکرد سیستم کولر خودرو، دمای هوا در انتهای ناحیه (۱) کاهش می یابد. معادله تعادل انرژی در این ناحیه روی هوای دیواره اواپراتور بدین گونه است:

$$C_p \rho V_{h1} \frac{dT_d}{dt} = C_p \rho f (T_m - T_d) + \alpha_1 A_1 \left(T_w - \frac{T_m + T_d}{2} \right) \quad (۶)$$

در ناحیه (۱) دمای هوای ورودی به اواپراتور T_m اندازه گیری می شود که عملاً در سیستم، ناحیه خروجی گاز میرد به سمت کمپرسور است و ماهیت گاز فوق گرم^۲ را دارا می باشد.

در ناحیه (۲) که در آن دمای هوای خروجی از اواپراتور به سمت کابین T_s اندازه گیری شده و عملاً در سمت سیستم، ناحیه ورودی گاز از شیر انبساط به اواپراتور است و میرد در این ناحیه ماهیت مخلوط مایع و بخار^۳ را دارا می باشد.

دمای هوای ناحیه ای هم که در حالت مرزی مابین دو ناحیه فوق می باشد با عنوان T_d بیان می شود.

^۱ ISO 8996

^۲ Superheat vapor-dry region

^۳ Wet region

در مبحث فرایند اشباع مخلوط گازهای ایده ال در ترمودینامیک و با فرض فرایند حالت پایدار- جریان پایدار^۱ داریم:

$$Q = \dot{m} h_{fg} = m \Delta W h_{fg} \quad (7)$$

که \dot{m} : دبی جرمی، m : جرم، ΔW : اختلاف رطوبت، h_{fg} : گرمای نهان تبخیر آب می باشند.

لذا معادله ای که بیانگر تعادل انرژی و گرمای نهان تبخیر در ناحیه (۲) می باشد بصورت زیر است:

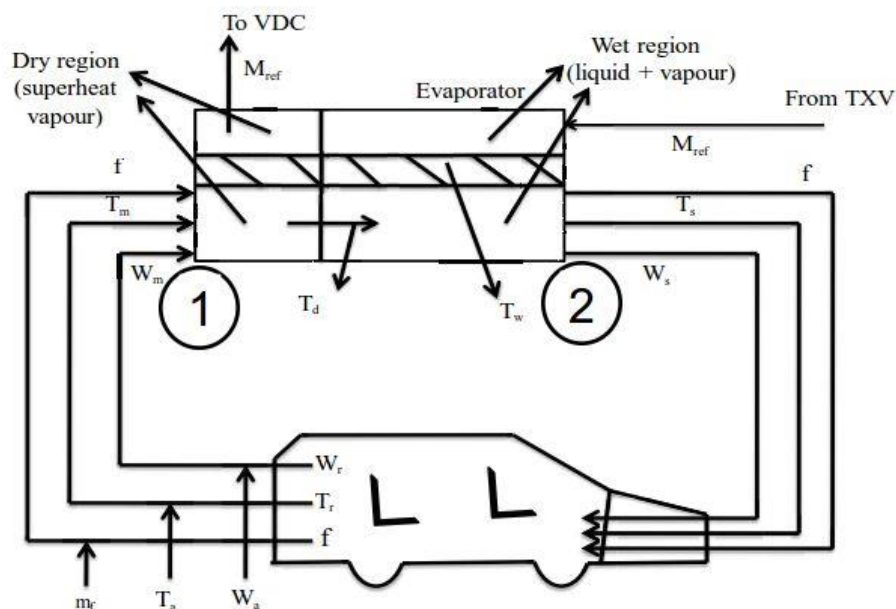
$$C_p \rho V_{h2} \frac{dT_s}{dt} + \rho V_{h2} h_{fg} \frac{dW_s}{dt} = C_p \rho f (T_d - T_s) + \rho f h_{fg} (W_m - W_s) + \alpha_2 A_2 \left(T_w - \frac{T_d - T_s}{2} \right) \quad (8)$$

در شکل (۶) ارتباط اوپراتور با کابین خودرو نشان داده شده است.

از آنجا که کمپرسور فاکتور بسیار مهم در تهویه مطبوع اتومبیل می باشد و می تواند توان موتور را (۱۵) تا (۱۷) درصد کاهش دهد [۱] به این علت دومین ورودی کنترلی سیستم تهویه خودرو را ظرفیت کمپرسور در نظر می گیریم.

نکته حائز اهمیت، دبی جرمی کمپرسور است که نسبت مستقیمی با پارامترهایی نظیر تعداد سیلندر، قطر و کورس پیستون، راندمان و سرعت دورانی کمپرسور دارد و با فرمول زیر قابل محاسبه است:

$$M_{ref} = n * \frac{\pi}{4} * D_c^2 * S_p * N_c * \frac{\eta_v}{v_s} \quad (9)$$



شکل ۶- دیاگرام یکپارچگی اوپراتور با کابین

می دانیم که پاسخ تغییرات سمت هوایی کابین بسیار کندتر از سمت مبرد درون سیستم می باشد که به دلیل اختلاف ظرفیت حرارتی هوا و مبرد می باشد.

بدین مفهوم زمانی که سمت هوایی کابین در حال تکمیل پاسخ زمانی است طرف مبرد در فضای حالتی تثبیت شده به سر می برد.

در ترمودینامیک رابطه مهم انتالپی بصورت زیر را داریم:

$$\Delta h_r = C_{p0} \Delta T \quad (10)$$

که C_{p0} : ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت می باشد لذا معادله موازنه انرژی روی دیواره اواپراتور نیز بدین صورت بیان می شود:

$$(C_p \rho V)_w \frac{dT_w}{dt} = \alpha_1 A_1 \left(\frac{T_m + T_d}{2} - T_w \right) + \alpha_2 A_2 \left(\frac{T_d + T_s}{2} - T_w \right) - M_{ref} (h_{r2} - h_{r1}) \quad (11)$$

که بیانگر تغییر حالت گذرای دما در دیواره اواپراتور می باشد.

با در نظر گرفتن پارامتر گرمای نهان تبخیر آب که معرف میزان رطوبت موجود در هوای کابین است معادله تعادلی انرژی گرمای نهان بصورت زیر خواهد بود:

$$M_r h_{fg} \frac{dW_r}{dt} = -\rho f h_{fg} (W_m - W_s) + M_f h_{fg} (W_a - W_r) + Q_{pl} \quad (12)$$

در حالیکه رابطه بین میزان رطوبت هوا و دمای اندازه گیری شده با روش تجربی^۱ بدین صورت است [۶]:

$$W_s = (0.0198T_s^2 + 0.085T_s + 4.4984)/1000$$

$$\frac{dW_s}{dt} - \left(\frac{(2*0.0198T_s) + 0.085}{1000} \right) \frac{dT_s}{dt} = 0 \quad (13)$$

با فرض همگن شدن دمای داخلی کابین، رابطه خطی دما T_m و رطوبت W_m هوای مخلوط آدیاباتیک خروجی از کابین به سمت اواپراتور با دو رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\rho f C_{pm} T_m = m_f C_{pa} T_a + (\rho f - m_f) C_{pr} T_r \quad (14)$$

$$\rho f W_m = m_f W_a + (\rho f - m_f) W_r \quad (15)$$

۵- مدل سازی فضای حالت

با استفاده از فرم ارایه شده معادله حالت بصورت زیر [۵] به ماتریسهای فضای حالت خواهیم رسید.

$$\dot{X} = D^{-1} \cdot h_1(X, U) + D^{-1} \cdot h_2(Z) \quad (16)$$

با توجه به داشتن معادلات (۳-۱۵) بردار فضای حالت X ، مشتق بردار حالت \dot{X} ، متغیرهای ورودی U و متغیرهای اغتشاش Z را استخراج می کنیم.

$$X = [T_r, T_{im}, T_d, T_s, T_w, W_r, W_s]^T$$

¹ Plotting curving fitting

$$\begin{aligned}\dot{X} &= \frac{dX}{dt} \\ U &= [N_c, f]^T \\ Z &= [Q_s, Q_{ps}, Q_{pl}]^T\end{aligned}\quad (17)$$

$$h_1(x, u) =$$

$$\begin{bmatrix} -C_{pe}\rho f(T_m - T_s) + U_o A_o(T_a - T_r) + C_{pa}\rho f(T_a - T_r) + K_{spl}f \\ \quad - h_{im}A_{im}(T_{im} - T_r) \\ -C_p\rho f(T_m - T_d) + \alpha_1 A_1 \left(T_w - \frac{T_m + T_d}{2}\right) \\ C_p\rho f(T_d - T_s) + \rho f h_{fg}(W_m - W_s) + \alpha_2 A_2 \left(T_w - \frac{T_d - T_s}{2}\right) \\ \alpha_1 A_1 \left(\frac{T_m + T_d}{2} - T_w\right) + \alpha_2 A_2 \left(\frac{T_d + T_s}{2} - T_w\right) - M_{ref}(h_{r2} - h_{r1}) \\ \quad - \rho f h_{fg}(W_m - W_s) + M_f h_{fg}(W_a - W_r) \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

$$h_2(z) = \begin{bmatrix} Q_s + Q_{ps} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ Q_{pl} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D =$$

$$\begin{bmatrix} M_r C_{pr} & M_{im} C_c & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & M_{im} C_c & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & C_p \rho V_{h1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & C_p \rho V_{h2} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \rho V_{h2} h_{fg} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & (C_p \rho V)_w & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & M_r h_{fg} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\left(\frac{(2 * 0.0198 T_s) + 0.085}{1000}\right) & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix}\quad (18)$$

اطلاعات بدست آمده از وضعیت کاری سیستم تهویه توسط شرکت سازنده، تولید کننده سیستم تهویه خودرو و [۵] بصورت زیر می باشد.

پارامترهای عددی بدست آمده از تحقیق [۵] سال (۲۰۱۰) و نیز توسط شرکت سازنده در جدول (۲) آمده است.

جدول ۱- داده های عملی

مقدار	علامت	کمیت
0.025 kw/m ² °C	α_1	ضریب هدایت گرمایی در ناحیه ۱
0.017 kw/m ² °C	α_2	ضریب هدایت گرمایی در ناحیه ۲
233.5 kJ/kg	h_{r1}	آنتالپی مبرد در ورودی اواپراتور
393.8 kJ/kg	h_{r2}	آنتالپی مبرد در خروجی اواپراتور
50 °C	T_w	دمای داخلی هسته اواپراتور
7 °C	T_d	دمای هوای روی اواپراتور در ناحیه d
0.093 m ³	V_s	حجم هوای ورودی به کابین
9 mm	S_p	کورس پیستون
0.3	$\overline{S_p}$	نسبت کورس واقعی به تئوری
24 °C	T_r	دمای کابین
0.0113 kg/kg dry air	W_r	رطوبت کابین
13.25 °C	T_s	دمای هوای ورودی به کابین
0.009 kg/kg dry air	W_s	رطوبت هوای ورودی کابین
0.115 m ³ /s	f	دبی حجمی هوای عبوری از فن
3	ε	نسبت تراکم کمپرسور

۶- کنترل پیش بین^۱

کنترل پیش بین یکی از مباحث مهم در علوم مهندسی برق، مکانیک، شیمی، معدن و پتروشیمی است [۷]. البته تنها مختص به علوم مهندسی نیست و وارد حوزه های پزشکی و زیستی هم شده است. بنابراین می توان گفت که کنترل پیش بین امروزه یکی از مهمترین علوم در جوامع بشری می باشد. با ادامه توسعه صنعتی اروپا در سال (۱۹۷۰) اولین تئوری کنترل پیش بین شکل گرفت بطوریکه در سال (۱۹۷۸) توسط یک مهندس فرانسوی بنام ریچاله^۲ اولین الگوریتم ارائه شد.

^۱ Model predictive control^۲ Richalet

جدول ۲- پارامترهای عددی

مقدار	علامت	کمیت
4 w/m ² k	U_o	ضریب انتقال حرارت کلی کابین
30 m ²	A_o	مساحت داخل کابین
0.004 m ³	V_{h1}	حجم هوای اطراف اوپراتور در ناحیه ۱
0.016 m ³	V_{h2}	حجم هوای اطراف اوپراتور در ناحیه ۲
1.2 bar	P	فشار
9.16 kg	M_r	جرم هوای داخل کابین
0.53 m ²	A_1	مساحت ناحیه انتقال حرارتی ۱
4.263 m ²	A_2	مساحت ناحیه انتقال حرارتی ۲
2450 kJ/kg	h_{fg}	گرمای نهان تبخیر آب
200 kg	M_{im}	جرم داخل کابین
1.005 kJ/kg K	$C_r, C_p, C_{pr}, C_{pe}, C_{pa}, C_{pm}$	گرمای ویژه
8 m ³	V	حجم کابین خودرو
30 °C	T_{im}	دمای جرم داخلی کابین خودرو
3 m ²	A_{im}	مساحت جرم داخل کابین
3500 rpm	N_c	دور کمپرسور
6	n	تعداد پیستونها
29 mm	D_c	قطر پیستون

نکته حایز اهمیت این است که کنترل پیش بین ابتدا در صنعت نفت و توسط شرکت شل تگزاس^۱ ارایه شد و سپس از لحاظ تئوری بسط داده شد به همین دلیل چون بصورت عملی استفاده شد تنوع بسیاری در ارایه به صنایع مختلف دارد. بنابراین جالب است که بدانیم اغلب کنترل کننده های پیش بین فقط در زمینه تئوری محض نبوده و بصورت عملی هم در صنعت کاربرد فراوانی دارند.

پس از ریچاله، در سال (۱۹۸۲) این روش توسط پرت و راماکر^۲ بسط بیشتری بصورت آکادمیک پیدا کرد.

¹ Shell Texas

² Prett & Ramaker

۱-۲-۶-تابع هزینه

بطور کلی هدف از بیان تابع هزینه، ردیابی سیگنال مرجع توسط خروجی های آینده در افق پیش بینی و کمینه کردن آن می باشد.

بیان تابع هزینه بصورت کلی زیر می باشد [۶]:

$$J(N_1, N_p, N_c) = \sum_{j=N_1}^{N_p} \delta(j) [\hat{y}(t+j|t) - R(t+j)]^2 + \sum_{j=1}^{N_c} \lambda(j) [\Delta u(t+j-1)]^2 \quad (19)$$

که در آن N_1, N_p : کران حداقل و حداکثر افق پیش بینی بطوریکه عموماً $N_1=0$ فرض میشود، N_c : افق کنترل، بطوریکه همواره $N_c \leq N_p$ ، \hat{y} : دمای محاسبه شده توسط مدل، R : دمای رفرنس، Δu : ورودی یا تلاش کنترلی، $\delta(j)$ و $\lambda(j)$: وزن می باشند. بطوریکه مشاهده می شود از راه های کمینه کردن هر دو ترم بالا، افزایش وزن ها می باشد.

۲-۲-۶-فضای حالت

می دانیم که مدل فضای حالت بصورت زیر بیان می شود:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (20)$$

که در آن A : ماتریس حالت، $x(t)$: بردار حالت فعلی، $x(t+1)$: حالت یک لحظه بعد، B : ماتریس ورودی، C : ماتریس خروجی، $u(t)$: ورودی فعلی و $y(t)$: خروجی فعلی سیستم می باشد [۶].

فرم استاندارد پیش بینی برای خروجی مدل به صورت زیر بیان می شود:

$$\hat{y}(t+k|t) = Cx(t+k|t) = C[A^k x(t) + \sum_{i=1}^k A^{i-1} Bu(t+k-i|t)] \quad (21)$$

۱-۲-۲-۶-تعمیم معادلات در فضای حالت

با در نظر گرفتن حالت یک لحظه بعد، معادلات فضای حالت یک لحظه بعد بصورت

$x_m(k+1)$ و خروجی فعلی $y(k)$ با فرض $B_m = 0$ بصورت زیر خواهند بود [۶]:

$$x_m(k+1) = A_m x_m(k) + B_m u(k), \quad (22)$$

$$y(k) = C_m x_m(k) \quad (23)$$

سپس ترم $x_m(k+1) - x_m(k)$ را محاسبه می کنیم:

$$x_m(k+1) - x_m(k) = A_m (x_m(k) - x_m(k-1)) + B_m (u(k) - u(k-1))$$

$$\Delta x_m(k+1) = x_m(k+1) - x_m(k)$$

$$\Delta x_m(k) = x_m(k) - x_m(k-1)$$

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$$

$$\Delta x_m(k+1) = A_m \Delta x_m(k) + B_m \Delta u(k)$$

(24)

با بازنویسی معادلات فوق و با توجه به این مفهوم که با پیش بینی لحظه $y(k+1)$ بر اساس پیش بینی یک لحظه قبل $y(k)$ ، تغییرات حالت $\Delta x_m(k)$ و تغییرات تلاش کنترلی $\Delta u(k)$ خواهند بود.

$$y(k+1) - y(k) = C_m(x_m(k+1) - x_m(k)) = C_m \Delta x_m(k+1) = C_m A_m \Delta x_m(k) + C_m B_m \Delta u(k) \quad (25)$$

سپس به فرم ماتریسی فضای حالت زیر خواهیم رسید:

$$y(k) = [Om \quad 1] \begin{bmatrix} \Delta x_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix} \quad (26)$$

بطوریکه $Om = [0 \ 0 \ \dots \ 0]$.

۲-۲-۲-۶- طراحی کنترل کننده پیش بین خطی در فضای حالت

اگر پیش بینی یک لحظه بعد $x(k_i+1)$ به شرط لحظه k_i بصورت مقابل باشد [۶]:

$$x(k_i+1 | k_i) = A_i(k_i) + B \Delta u(k_i) \quad (27)$$

تلاش کنترلی $\Delta u(k_i+1)$ هم به یک لحظه بعد خواهد رسید:

$$x(k_i+2 | k_i) = A_i(k_i+1 | k_i) + B \Delta u(k_i+1) \quad (28)$$

اگر تعداد N_c لحظه بعد تلاش کنترلی را محاسبه کنیم به تعداد N_p لحظه بعد هم پیش بینی می شود که به صورت زیر خواهد بود:

$$x(k_i + N_p | k_i) = A^{N_p} x(k_i) + A^{N_p-1} B \Delta u(k_i) + A^{N_p-2} B \Delta u(k_i) + \dots + A^{N_p-N_c} B \Delta u(k_i + N_c - 1) \quad (29)$$

با تعمیم معادلات فوق برای خروجی هم خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} y(k_i+1 | k_i) &= CAx(k_i) + CB \Delta u(k_i) \\ y(k_i+2 | k_i) &= CA^2 x(k_i) + CAB \Delta u(k_i) + CB \Delta u(k_i+1) \\ y(k_i+N_p | k_i) &= CA^{N_p} x(k_i) + CA^{N_p-1} B \Delta u(k_i) + CA^{N_p-2} B \Delta u(k_i+1) + \\ &\dots + CA^{N_p-N_c} B \Delta u(k_i + N_c - 1) \end{aligned} \quad (30)$$

در ادامه بردارهای پیش بینی تا N_p لحظه و بردار تلاش کنترلی تا N_c لحظه نوشته می شوند:

$$Y = [y(k_i+1 | k_i) \quad y(k_i+2 | k_i) \quad y(k_i+3 | k_i) \quad \dots \quad y(k_i + N_p | k_i)]^T$$

$$\Delta U = [\Delta u(k_i) \quad \Delta u(k_i+1) \quad \Delta u(k_i+2) \quad \dots \quad \Delta u(k_i+N_c-1)]^T \quad (31)$$

با ترکیب روابط (۲۷-۳۱) فرم ماتریسی زیر منتج خواهد شد:

$$Y = Fx(k_i) + \Phi \Delta U$$

$$F = \begin{bmatrix} CA \\ CA^2 \\ CA^3 \\ \vdots \\ CA^{N_p} \end{bmatrix}$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} CB & 0 & 0 & \dots & 0 \\ CAB & CB & 0 & \dots & 0 \\ CA^2B & CAB & CB & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ CA^{Np-1}B & CA^{Np-2}B & CA^{Np-3}B & \dots & CA^{Np-Nc}B \end{bmatrix} \quad (32)$$

همانطور که اشاره شد برای بهینه سازی در حالت خطی، تابع هزینه J را باید مینیمم کنیم. که با $\frac{\partial J}{\partial \Delta U} = 0$ نهایتاً به این منظور خواهیم رسید [۶] ولی با توجه به حالت غیرخطی معادلات سیستم در این تحقیق از بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهره می گیریم.

۳-۲-۶- بهینه ساز

می دانیم روشهای مختلفی برای بهینه سازی توابع وجود دارد. در این تحقیق از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است که در ادامه به توضیح آن پرداخته ایم.

۱-۳-۲-۶- الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک تکنیکی است برای بهینه سازی که اولین بار توسط جان هالند^۱ در سال (۱۹۷۰) مطرح شد. این روش که بر مبنای ایده تکامل در طبیعت عمل می کند به جستجوی فضای مسأله بصورت اتفاقی می پردازد. این جستجو در جهت پیدا کردن جواب هایی بهتر در هر نسل نسبت به جوابهای نسل قبل صورت می گیرد.

از قابلیت های مهم الگوریتم ژنتیک امکان اجرای آن بطور موازی و نیز جستجوی فضاهایی است که بسیار پیچیده یا بزرگ می باشند [۸].

۲-۳-۲-۶- عملگرهای الگوریتم ژنتیک

عملگرهای مورد بحث در الگوریتم ژنتیک شامل موارد زیر می باشند:

کدگذاری، ارزیابی، ترکیب، جهش و رمزگشایی.

در حالت کلی وقتی یک الگوریتم ژنتیکی اعمال می شود چرخه زیر را طی می کند.

ابتدا جمعیت اولیه ای از افراد به طور اتفاقی ایجاد می شود. برای تمامی کروموزومها (افراد) نسل صفر مقدار برازش با توجه به تابع برازش^۲ که در این تحقیق بر اساس تابع هزینه است تعیین می شود. سپس با مکانیزمهای مختلف تعریف شده برای عملگر زیرمجموعه ای از جمعیت اولیه انتخاب خواهد شد. سپس روی این افراد انتخاب شده عملیات برش^۳ و جهش^۴ در صورت لزوم با توجه به صورت مسأله اعمال خواهد شد.

¹ John Holland

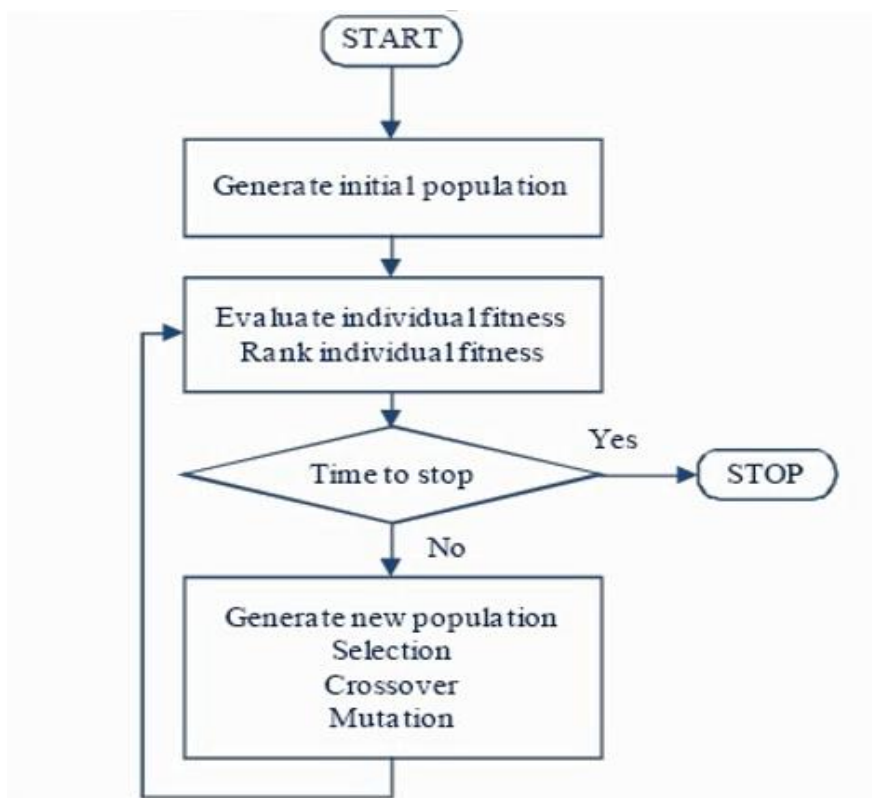
² Fitness function

³ Cross over

⁴ Mutation

حال باید این افراد که مکانیزم الگوریتم ژنتیک در موردشان اعمال شده با افراد جمعیت اولیه (نسل صفر) از لحاظ مقدار برازش مقایسه شوند. توقع این است که افراد نسل اول با توجه به یک بار اعمال الگوریتم ژنتیک روی آنان از شایستگی بیشتری برخوردار باشند، اما الزاماً چنین نخواهد بود. به هر حال افرادی باقی خواهند ماند که در دسته بندی الگوریتم بیشترین مقدار برازش را داشته باشند. چنین افرادی در مقام یک مجموعه به عنوان جمعیت اولیه برای مرحله بعدی الگوریتم عمل خواهد کرد. هر مرحله تکرار الگوریتم یک نسل جدید را ایجاد می کند که با توجه به اصلاحاتی که در آن صورت پذیرفته است رو به سوی تکامل خواهد داشت.

شماتیکی از فلوچارت روش الگوریتم ژنتیک در شکل (۸) قابل مشاهده می باشد [۸]. در این مقاله کلیه شبیه سازی ها با استفاده از یک الگوریتم ژنتیک با جمعیت اولیه (۲۰) و تعداد تکرار (۱۰) انجام گرفته است. تابع هزینه مورد استفاده در بهینه سازی توسط معیار مجموع مربعات خطای وزن دار طراحی شده و در طی شبیه سازی ها قابلیت خود را نشان داده است. همچنین در شبیه سازی ها بهترین مقدار برای افق کنترل برابر (۳) و افق پیش بینی برابر (۹) بدست آمده است.



شکل ۸ - فلوچارت الگوریتم ژنتیک

۷- طراحی کنترل کننده پیش‌بین غیر خطی

شماتیک کلی روش پیشنهادی طراحی کنترل کننده در شکل (۹) آمده است. این کنترل کننده، شرایط سیستم در لحظه $t=t_0$ از طریق سنسورها دریافت می‌کند و با استفاده از یک تابع هدف از پیش تعریف شده و یک بهینه‌ساز به یافتن بهترین مقادیر u در لحظات آینده سیستم که به تعداد افق کنترل هستند، اقدام می‌نماید. سپس تنها اولین مقدار u به سیستم اعمال می‌شود و این چرخه تا پایان زمان شبیه‌سازی ادامه می‌یابد. در این چرخه، دبی هوای عبوری از فن و دور کمپرسور، خروجی های کنترل کننده پیش‌بین هستند که به عنوان ورودی بهینه به سیستم اعمال می‌شوند.

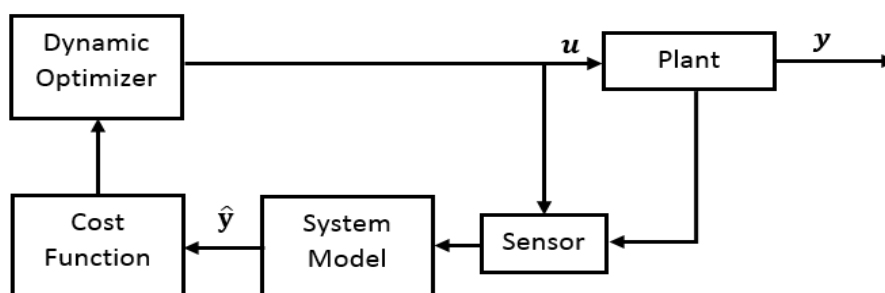
۷-۱- تعریف تابع هزینه در طراحی

مهم‌ترین گام در طراحی این کنترل کننده، تعریف تابع هدف مورد استفاده در بهینه‌سازی است. در اینجا از فرم ساده شده رابطه (۱۹) برای تعریف تابع هزینه بهره گرفته‌ایم:

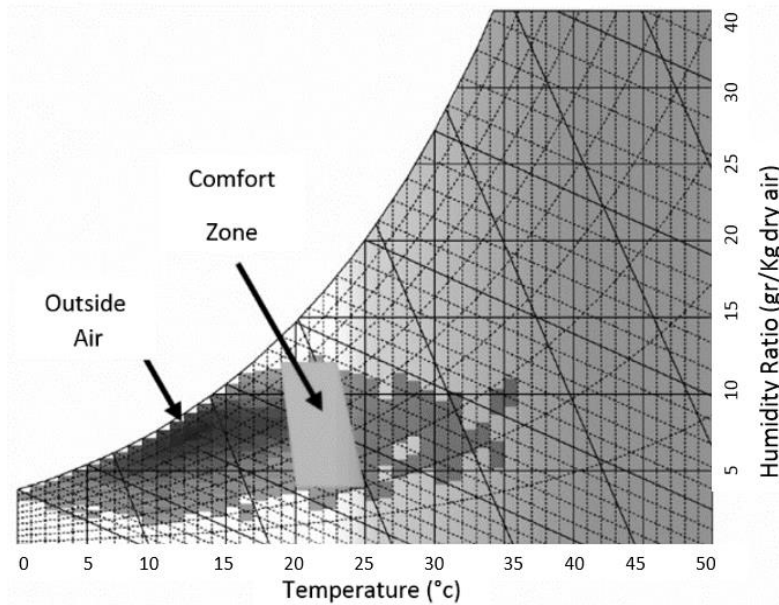
$$J = \sum_{j=1}^{N_c} \delta_i (\hat{y} - R)^2 \quad (33)$$

۷-۲- محدوده آسایش رطوبتی

در کلیه مراحل طراحی محدوده ای بصورت نشان داده شده در شکل (۱۰) برای مقدار رطوبت به عنوان راحتی سرنشین تعریف و خروج از این ناحیه به عنوان جریمه برای تابع هزینه در نظر گرفته شده است تا سیستم هیچ گاه از این ناحیه خارج نشود. محدوده مورد نظر (۴-۱۳) گرم رطوبت در هر کیلوگرم هوای خشک به عنوان محدوده آسایش رطوبتی می‌باشد. بنابراین در طبقه بندی الگوریتم ژنتیک جمعیتی که دارای برازش نامناسب ناشی از بالا بودن مقدار تابع هزینه هستند جزو انتخاب بهترین جوابهای خروجی کنترل کننده قرار نخواهند گرفت [۸].



شکل ۹- سیستم کنترل پیش‌بین غیرخطی طراحی شده در تحقیق



شکل ۱۰- نمودار میزان رطوبت و محدوده آسایش سرنشین

۸- شبیه سازی

کلیه شبیه سازی با استفاده از محیط نرم افزاری متلب انجام شده است. بررسی حالت‌های مختلف برای تضمین عملکرد کنترل کننده طراحی شده از مواردی است که در این تحقیق به ارزیابی آن می پردازیم. پارامتر دمای اواپراتور T_d نقش بسزایی در تعیین دمای کابین ایفا می کند و البته در ابتدا دمای اولیه معادل دمای محیط را داراست. در این تحقیق به منظور تمرکز بر عملکرد کنترلی سیستم طراحی شده و با استناد به داده های عملی شرکت سازنده، فرض شده از لحظه اولیه روشن شدن سیستم کولر تا رسیدن T_d به دمای (۷) درجه صرف نظر گردد (جدول ۱).

۸-۱- وجود شرایط اولیه دمایی بالا در کابین

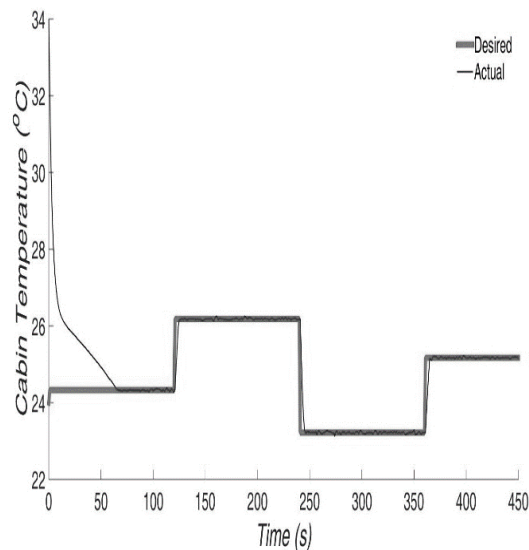
فرض می کنیم که در ابتدا دمای کابین در شرایط اولیه (۳۴) درجه قرار دارد. حال با استفاده از کنترلر پیش بین سعی شده مقدار دما در شرایط تنظیم شده کنترل گردد. در شکل (۱۱) نشان داده شده است که پس از تقریباً (۶۵) ثانیه کنترلر موفق به انجام این کار می شود.

۸-۲- ردیابی سیگنال مرجع

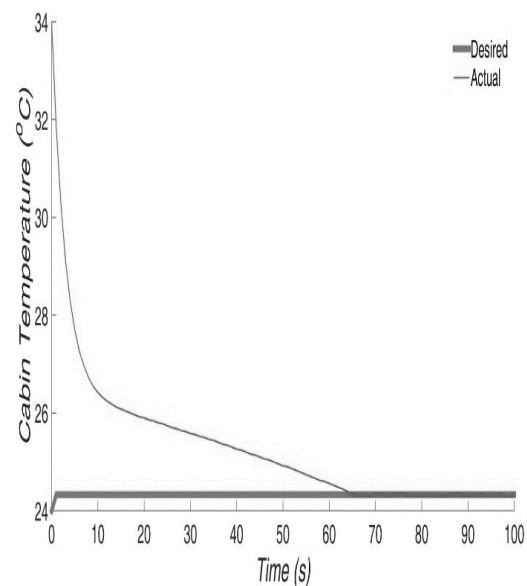
در طول زمان اقدام به تغییر موقعیت دلخواه دمای کابین نموده و به بررسی بازدهی سیستم کنترل که به ردیابی سیگنال مرجع^۱ معروف است، می پردازیم. نتیجه بدست آمده در شکل (۱۲) مشخص شده است. چنانچه مشاهده می شود سیستم کنترل بدون هیچ گونه فراجش^۲ و در کمترین زمان ممکن سیگنال مرجع را ردیابی می نماید.

^۱ Reference Tracking

^۲ Overshoot



شکل ۱۲- پاسخ سیستم کنترل شده در حالت ردیابی مرجع



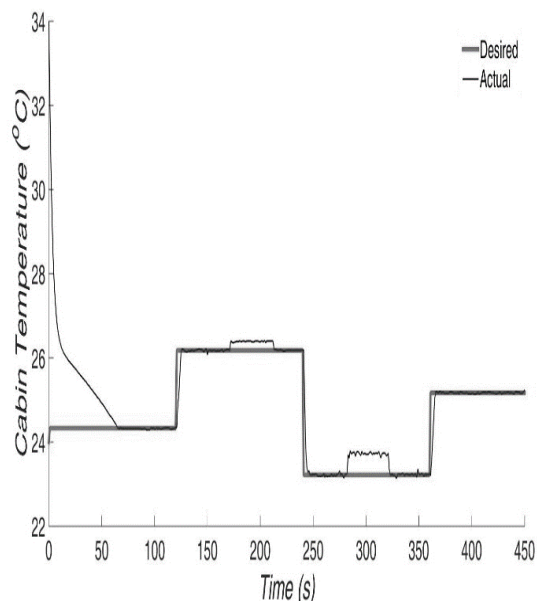
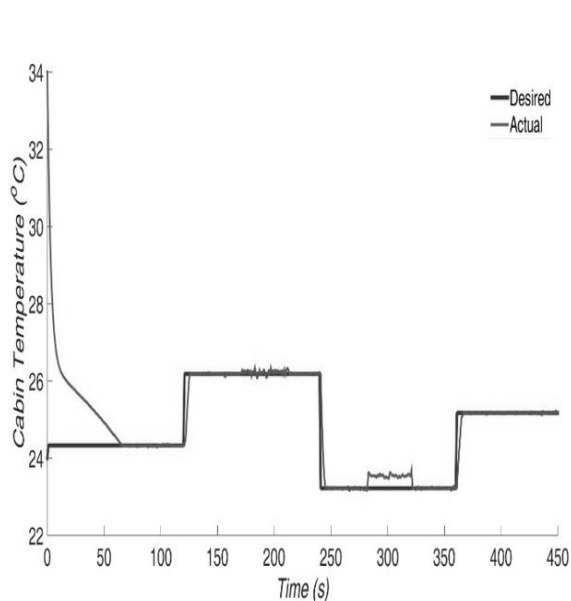
شکل ۱۱- کنترل سیستم در حالت وجود شرایط اولیه

۳-۸- وجود اغتشاش در سیستم

در این حالت از ثانیه (۲۱۰-۱۷۰) یک اغتشاش پله به صورت افزایش بار حرارتی Q_s به سیستم وارد شده است. با توجه به اینکه عملاً هنگام کارکرد سیستم تهویه تمام پنجره ها بسته هستند در ادامه و از ثانیه (۲۸۰-۳۲۰) اغتشاش دیگری به سیستم از طریق باز شدن پنجره و نفوذ هوا M_f از بیرون به سیستم اضافه نموده ایم (شکل ۱۳). در حالت اول موقعیت سیستم در لحظات کوتاهی تنها به اندازه حدود (۰,۲) درجه از حالت تنظیم خارج شده و با حذف اغتشاش به سرعت به حالت اولیه باز می‌گردد. در زمان بعدی ردیابی انحراف شدیدتری داشته و تا حدود (۰,۶) درجه از حالت مطلوب خارج می‌شود و به نظر می‌رسد دلیل آن این است که بازکردن پنجره در ماهیت مدل طراحی شده برای کنترل کننده تعریف نشده است.

۴-۸- اصلاح پاسخ کنترل گر پیش بین

در این حالت از یک ضریب تصحیح برای کاهش خطا به هنگام وقوع اغتشاش در سیستم استفاده نموده ایم. این ضریب به نحوی عمل می‌نماید که اگر دمای محاسبه شده بوسیله مدل شبیه‌سازی شده در کنترل کننده با دمای واقعی سیستم تفاوت زیادی داشته باشد، یک ضریب تصحیح در مقدار خروجی کنترل کننده (مقدار دبی فن) ضرب می‌شود که این نقیصه را جبران کند. این اختلاف میان دمای واقعی سیستم با دمای مدل درون کنترل کننده به دلایلی همچون موارد پیش بینی نشده نظیر اغتشاش و یا تغییرات پارامترهای سیستم در طول زمان اتفاق می‌افتد. در شکل (۱۴) پاسخ سیستم در این حالت برای شبیه سازی مربوطه نشان داده شده است و چنانچه مشاهده می‌شود خطای قبلی سیستم بهبود بیشتری یافته است.



شکل ۱۳- شبیه‌سازی اغتشاش بار حرارتی خارجی و نفوذ هوا
شکل ۱۴- استفاده از ضریب تصحیح برای کاهش خطا

۵-۸- قید در شبیه سازی

نمودار محدوده و میزان تغییرات رطوبت کابین در طی زمان شبیه سازی بعنوان قید^۱ در شکل (۱۵) نشان داده شده است. ملاحظه می شود هیچ تجاوزی از محدوده مجاز گزارش نشده است.

۶-۸- افزودن دور کمپرسور به عنوان ورودی دوم

در قسمت با استفاده از مدل تعریف شده برای سیستم تهویه مطبوع، سیستم به حالت چند ورودی تبدیل شده است و دور کمپرسور نیز قابلیت تغییر کردن دارد. در شکل (۱۶) نتایج حاصل از این شبیه‌سازی مشاهده می گردد و چنانچه مشخص است با در نظر گرفتن وجود شرایط اولیه میزان خطا حتی مقداری کاهش نیز پیدا کرده است.

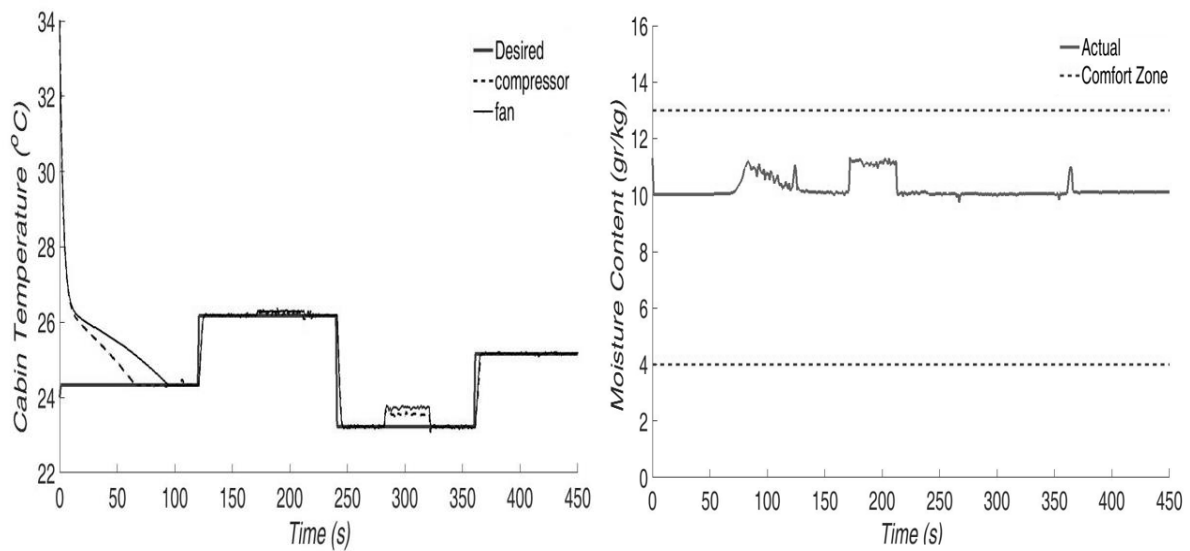
۷-۸- مقایسه با یک کنترلر PID

با رسم نمودار کنترل دمای کابین در حضور اغتشاش مشاهده می‌شود که این کنترلر زمان نشست بیشتر، خطای حالت ماندگار بیشتر و مقاومت کمتری در برابر اغتشاش وارد شده را دارا می باشد (شکل ۱۷).

۱-۷-۸- کنترل محدوده آسایش

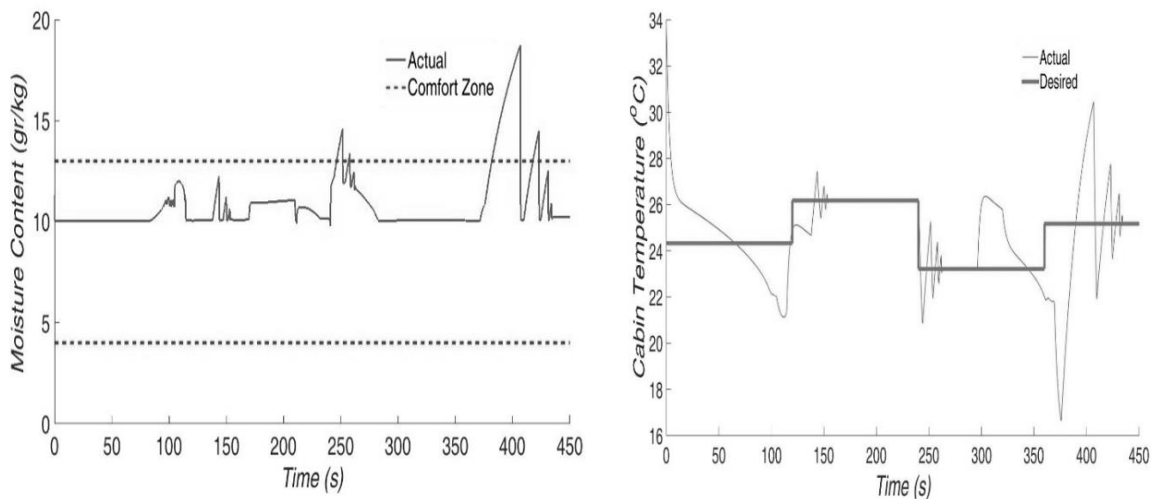
نتایج مربوط به میزان رطوبت و محدوده آسایش در حین شبیه‌سازی کنترل کننده PID در شکل (۱۸) نشان داده شده است و چنانچه ملاحظه می‌شود مقدار رطوبت از حد مجاز عدول کرده و از این لحاظ نیز نقص دارد.

¹ Constraint



شکل ۱۵- تغییرات میزان رطوبت در کابین

شکل ۱۶- استفاده همزمان از ضریب تصحیح و دور کمپرسور



شکل ۱۷- شبیه‌سازی کنترل کننده PID با حضور اغتشاش

شکل ۱۸- تغییرات میزان رطوبت در شبیه‌سازی با PID

۲-۷-۸- خطای حالت ماندگار

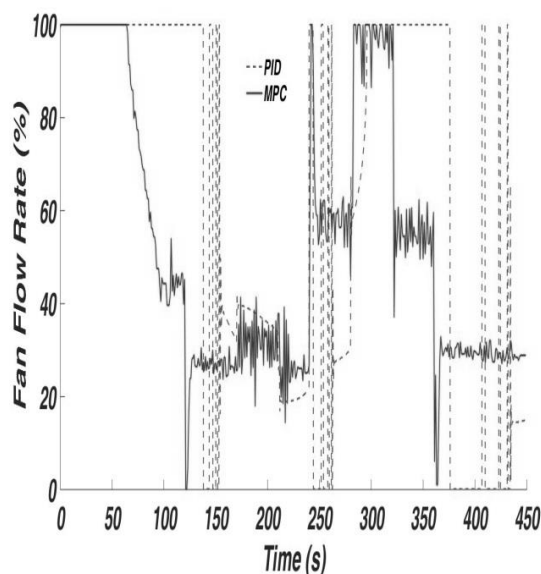
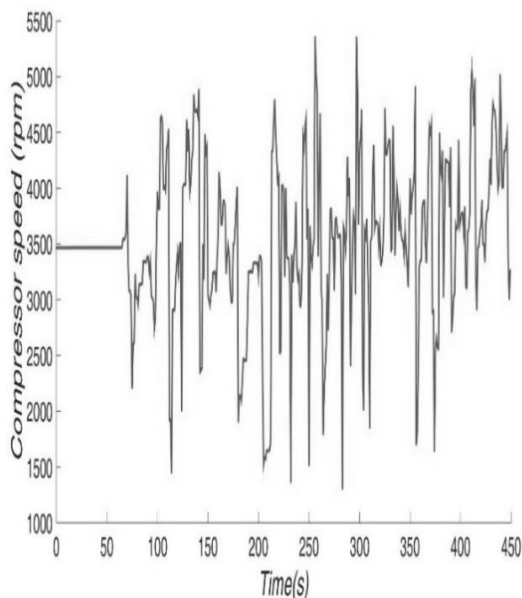
بطور کلی خطای هر دو کنترل کننده با استفاده از معیار مجذور میانگین مربعات خطا^۱ محاسبه می شود.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t=0}^T e^2 dt} \tag{۳۴}$$

در این رابطه e:خطا و T:زمان شبیه سازی می باشند.

ملاحظه می شود خطای کنترل کننده PID با استفاده از این رابطه (۸,۸) درصد و خطای کنترل کننده پیش بین در مجموع (۲,۳) درصد می باشد. بنابراین کنترل کننده پیش بین با دقت بیشتری عمل کرده است.

^۱ Root Mean Square Error



شکل ۱۹- مقایسه میزان دبی فن دو کنترل کننده شکل ۲۰- متوسط دور کمپرسور کنترل شده در حالت پیش بین

۳-۷-۸- کاهش مصرف انرژی الکتریکی

برای مقایسه بهبود در میزان مصرف انرژی الکتریکی طراحی انجام شده در این مقاله، در شکل (۱۹) مقدار دبی فن در مدت زمان (۴۵۰) ثانیه برای هر دو کنترلر رسم شده است و طبق محاسبات، مقدار میانگین دبی فن در حالت کنترلر پیش بین (۱۰) درصد کمتر است که نشان از کمینه بودن کارکرد متوسط فن و نهایتاً کاهش مصرف انرژی می باشد.

۴-۷-۸- کاهش مصرف سوخت

با افزودن دور کمپرسور بعنوان متغیر ورودی دوم و نیز رسم نمودار کارکرد کمپرسور مطابق شکل (۲۰) مشاهده می گردد که متوسط دور کمپرسور کنترل شده توسط کنترلر پیش بین (۳۲۳۰) بوده و به میزان (۸) درصد کاهش یافته و به تبع آن کاهش میزان مصرف سوخت را خواهیم داشت.

۹- نتیجه گیری

چنانچه ملاحظه می شود پس از مشاهده پاسخ نامطلوب سیستم حلقه باز اقدام به پیاده سازی روش کنترل پیش بین مبتنی بر الگوریتم ژنتیک با هدف بهبود عملکرد تنظیم دمای کابین در سیستم تهویه مطبوع اتومبیل نموده ایم. در این روش با استفاده از مدل دینامیکی غیرخطی سیستم تهویه در ساختار مدل، کنترلر می تواند با توجه به اندازه گیری های فعلی، پیش بینی کند که در آینده نزدیک مقدار پارامترهای دما و رطوبت کابین به چه شکلی تغییر خواهند نمود. پس از انجام پیش بینی، بهترین مقدار ورودی کنترلی در هر لحظه توسط الگوریتم ژنتیک محاسبه می شود تا مقدار دما و رطوبت در حد مطلوب و تنظیم شده قرار گیرد. اعمال اغتشاش به سیستم در دو حالت بررسی شده است. ابتدا حالت عادی که وجود اغتشاش ناشی از بار حرارتی خارجی و نفوذ هوای از بیرون یک خطای حالت ماندگار ایجاد می نماید و چون کنترل کننده مبتنی

بر مدل اولیه است به اغتشاش عکس العمل مناسبی نشان نمی دهد بنابراین هرچه دامنه این اغتشاش شدیدتر باشد اثرات خطا در آن نیز بیشتر خواهد بود.

حالت دوم زمانی است که از یک ضریب تصحیح استفاده می شود که بر مبنای اختلاف دمای پیش بینی شده توسط مدل و دمای واقعی کابین تعریف شده است. بدین ترتیب سیستم اقدام به کاهش خطا می نماید بطوریکه خطا در هر لحظه با حضور اغتشاش نیز نسبت به لحظات پیشین کمتر شده و به حداقل خود خواهد رسید. یکی از مهم ترین مزایای سیستم کنترل پیش بین امکان پیاده سازی سیستماتیک قیود در ساختار آن می باشد. در این تحقیق نیز برای تنظیم مقدار رطوبت کابین یک قید در نظر گرفته شده بطوریکه سیستم از محدوده آسایش سرنشین عدول نکند. این قید توسط یک تابع جریمه درون ساختار کنترل کننده و در قسمت تابع هزینه پیاده سازی و چنانچه مشخص شد تابع جریمه اجازه هیچ گونه تخطی از شرایط مطلوب را به سیستم کنترلی نداده است. برای ارزیابی دقیق تر عملکرد، سیستم مورد نظر با یک کنترلر PID مقایسه شده است. بررسی شبیه سازی سیمولینک برای کلیه حالتها شامل وجود شرایط اولیه، ردیابی سیگنال مرجع و شرایط وجود اغتشاش نشان می دهد که کنترلر PID زمان نشست بیشتر، خطای حالت ماندگار بالاتر و مقاومت کمتری در برابر اغتشاش وارده را داشته است.

مراجع

- [1] Iran Khodro, "Automotive Air Conditioning", Winter, Tehran, Iran, (2012).
- [2] Zhang., Q., and Canova., M., "Sliding Mode Control of an Automotive Air Conditioning System", American Control Conference, Washington DC, USA, June 17-19, (2013).
- [3] Zhang., Q., and Canova., M., "Output Feedback Control of Automotive Air Conditioning System using H_{∞} Technique", International Journal of Refrigeration, ISSN 0140-7007, (2015).
- [4] Daly Beng, Steven, BA (Hons), "Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems", Elsevier, Ltd, (2006).
- [5] Subramaniyan, A.S., and Pandian, S., "A State Space Approach for the Dynamic Analysis of Automotive Air Conditioning System", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, USA, Jul 12-15, (2010).
- [6] Shiming Deng, Qi Qi, "Multivariable Control-oriented Modeling of a Direct Expansion (DX) Air Conditioning (A/C) System", Hung Kong Polytechnic University, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 841-849, (2008).
- [7] Wang. Liuping, "Model Predictive Control System Design and Implementation using MATLAB", School of Electrical and Computer Engineering RMIT University Melbourne, VIC 3000 Australia, Springer, ISSN 1430-9491, (2009).

- [8] Dasgupta, D., and Michalewicz, Z., "Evolutionary Algorithms in Engineering Applications", Springer Science & Business Media, (2013).
- [9] Sanaye, S., and Dehghandokht, M., "Temperature Control of a Cabin in an Automobile using Thermal Modeling and Fuzzy Controller", Applied Energy Vol. 97, pp. 860–868, (2012).
- [10] Khayyam, H., "Adaptive Intelligent Control of Vehicle Air Conditioning System", Applied Thermal Engineering Vol. 51, pp. 1154-1161, (2013).
- [11] Zhang, Q., Fiorentini, L., and Canova, M., " H_∞ Robust Control of an Automotive Air Conditioning System", American Control Conference, Portland, Oregon, USA, June 4-6, (2014).
- [12] Rasmusen, B., and Allene, A., "Gain Scheduled Control of an Air Conditioning System using the Youla Parameterization", Control Systems Technology, IEEE Transactions on, Vol. 18, No. 5, pp. 1216-1225, (2010).
- [13] Sotomayor, P.O., and Alberto Reis Parise, J., "Characterization and Simulation of an Open Piston Compressor for Application on Automotive Air Conditioning Systems Operating with R-134a", International Journal of Refrigeration, Vol. 53, pp. 1-31, (2015).
- [14] Miranda, Á.G., and Chen, T.S., "Feasibility Study of a Green Energy Powered Thermoelectric Chip Based Air Aonditioner for Electric Vehicles", National Tsing Hua University, Vol. 59, pp. 633-641, (2013).
- [15] Kamar, H.M., and Robiah, A., "Artificial Neural Networks for Automotive Air Conditioning Systems", Applied Thermal Engineering, Vol. 50, pp. 63-70, (2013).
- [16] Chin Chiu, Ch., and Tsai Nan, Ch., "Near-optimal Order-reduced Control for A/C System of EVs (Electric Vehicles)", Energy, Vol. 66, pp. 342-353, (2014).
- [17] Preglej, A., and Rehrl, J., "Energy-efficient Fuzzy Model Bases Multivariable Predictive Control of a HVAC System", Energy & Buildings Vol. 82, pp. 520-533, (2014).
- [18] Yang, Y., and Wu. Min-Der, "Temperature Control of the Four-zone Split Inverter Air Conditioners using LMI Expression Based on LQR for Mixed H_2/H_∞ ", Applied Energy Vol. 113, pp. 912–923, (2014).
- [19] Khaki Sedigh, A., "Modern Control System", 5th Edition, University of Tehran, (2009).
- [20] Borrelli, F., and Bemporad, A., "Predictive Control for Linear and Hybrid Systems", MPC Course Material, Berkeley, October 19, (2015).
- [21] Zheng, Tao., "Advance Model Predictive Control", Intech University, Croatia, (2011).
- [22] Fayazbakhsh, M.A., and Bahrami, M., "Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads using Heat Balance Method", Simon Fraser University, USA, <http://www.Sae.org>, (2013).

- [23] Ling.Qian, J., and Hwang, Y., "Thermodynamics Cycle Analysis and Numerical Modeling of Thermoelastic Cooling Systems", International Journal of Refrigeration, University of Maryland, USA, April, (2015).
- [24] Chiang, Ng.B, and Mat Darus. I.Z, "Dynamic Modelling of an Automotive Variable Speed Air Conditioning System using Nonlinear Autoregressive Exogenous Neural Networks", Applied Thermal Engineering, Vol. 73, pp. 1253-1267, (2014).
- [25] Iranian Sanden Industries,"Engineering Department Archieve", <http://www.Sanden.ir>.
- [26] Majzoobi, Gh.,"*Advantage Numerical Calculations Methods*", 5th Edition, Hamedan Bu Ali Sina University, (2012).
- [27] Van Wylen, and Poosti, B., "*Fundamentals of Thermodynamics*", 6th Edition, Sharif University,(2013).

فهرست نمادهای انگلیسی

دمای محیط ($^{\circ}C$)	T_a
دبی جرمی مبرد (kg/s)	M_{ref}
گرمای ویژه جرم داخل کابین ($kJ/kg K$)	C_c
دبی جرمی هوا (kg/s)	m_f
دمای داخل کابین ($^{\circ}C$)	T_{im}
دمای مخلوط هوا در ورودی اواپراتور ($^{\circ}C$)	T_m
بار گرمایی تابش نور خورشید (Kw)	Q_s
بار گرمایی سرنشین (Kw)	Q_{ps}
رطوبت مخلوط هوا در ورودی اواپراتور (kg/kg dry air)	W_m
رطوبت محیط (kg/kg dry air)	W_a
بار نهان گرمایی سرنشین (Kw)	Q_{pl}
ضریب بهره گرمایی فن دمنده (KJ/m^3)	K_{spl}
چگالی هوای مرطوب (kg/m^3)	ρ

Abstract

Since the car is working in different climatic conditions, any Changes in temperature of the climatic conditions can affect various parts of the car. So it is necessary to optimize the energy consumption & keep the passengers in a suit & comfort state considering this kind of changes. The automotive air conditioning system is one of the largest ancillary loads in the passenger cars , with considerable effects on the vehicle fuel consumption .While most of the studies have represented linearized equations & simplified steady state matrixes , In the simulations of this paper, Nonlinear dynamic equations with using a model predictive controller and advanced control theory is designed for automotive air conditioning system. At the same time, a genetic algorithm technic which is a method of generation evaluation, is finding out the best answer in the whole problem space using a fitness function to select optimized inputs for sending to the plant. Also in this system a compressor capacity & fan flow rate has considered as two inputs to achieve the main objectives like minimizing the steady state error, system fast response, reduction of noise effects, minimizing of energy consumption and comforter of passengers.