همایش ملی انرژی
دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر
آذر ۱۳۹۴

امکان‌سنجی و تحلیل استفاده از سیکل تبرید جذبی در کولر خودرو با استفاده از گرمای محصولات احتراق

دانیال خرم [۱*]، احمد کشاورزی [۲]، داود خرم [۳]

* نویسنده مسئول: danial.khorram@iaukhsh.ac.ir

چکیده

این مقاله به امکان‌سنجی نصب سیستم سیکل تبرید جذبی بر روی خودرو می‌پردازد. سیستم مذکور برای تأمین انرژی موردنیاز ژنراتور از گرمای گاز خروجی اگزوز خودرو استفاده می‌نماید. در ادامه ضمن اشاره به میزان متوسط بار گرمایی اتاقک خودروها و رابطه میان توان مصرفی کمپرسور در سیکل تراکمی و مصرف سوخت، نحوه‌ی قرارگیری المان‌های سیکل بررسی‌شده است. همچنین با تحلیل سیکل و بررسی پارامترها، لزوم وجود برخی از شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل بیان شد. هرچند سیکل‌های تبرید جذبی که از محلول آب و آمونیاک استفاده می‌کنند داری ضریب عملکرد پایینی هستند ولی با توجه به این‌که از گرمای هدر رفت خودرو جهت تأمین گرمای موردنیاز ژنراتور استفاده می‌شود ضریب عملکرد بالاتر فاً جهت افزایش کار دهی و کاهش ابعاد المان‌ها مورد اهمیت است. هوا خنک بودن ابزوربر یک شرط اساسی برای استفاده از این سیکل در خودرو است که این مهم با تغییر در شرایط ترمودینامیکی نقاط سیکل و انتخاب صحیح محلول امکان‌پذیر شده است. محلول آب-آمونیاک برای سیکل تبرید جذبی به دلیل تأثیرپذیری بالا از شرایط نقاط سیکل انتخاب گردیده است. طی این بررسی استفاده از مدل سیکل جذبی در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی به‌طور متوسط باعث کاهش(kw) ۲/۵ در توان مصرفی خودرو شده است.

واژه‌های کلیدی

کولر خودرو، سیکل تبرید جذبی، توان مصرفی، ضریب عملکرد

۱- کارشناس مکانیک ، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر، باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، خمینی شهر

۲- استادیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر

۳- کارشناس ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

۱- مقدمه

سیستم خنک‌کننده در اغلب خودروها از نوع تبرید تراکمی می‌باشد که به دلیل وجود کمپرسور[1] در این سیستم‌ها انرژی زیادی صرف تراکم سیال عامل سیکل می‌شود. ازآنجاکه ارزش کار نسبت به حرارت بیشتر است چنانچه بتوان به‌جای کمپرسور از پمپ استفاده کرد، مقدار کار مصرفی بر اساس رابطه۱ بسیار کمتر خواهد بود.

$$w=\int \upsilon \Delta p \qquad (۱)$$

کمپرسور مقدار فراوانی از توان موتور را مصرف می‌کند و در فصول گرم باعث افزایش مصرف سوخت در حدود ۲۰ درصد می‌شود. در صورت حرکت خودرو با سرعت ثابت ۸۰ کیلومتر بر ساعت و در دنده‌های ۴ و ۵ چنانچه کولر خودرو فعال گردد، مصرف سوخت خودرو به ترتیب به میزان ۱۰/۶۶ و ۱۰/۱ در مقایسه با طی همین مسیر بدون استفاده از کولر افزایش می‌یابد [۱].

یک ایده مناسب استفاده از سیستم‌های تبرید بر مبنای گرما است،که برای گرمای موردنیاز آن می‌توان از حرارت اتلافی در خودرو مانند اگزوز[2] و رادیاتور استفاده کرد. در سیستم تبرید جذبی پیشنهادی گرمای موردنیاز ژنراتور از گازهای گرم خروجی اگزوز موتور تأمین می‌شود. این عمل باعث کاهش قابل‌توجه در مصرف سوخت خودرو در فصل‌های گرم سال می‌شود. این سیستم علاوه بر کاهش آلایندگی در اثر کاهش مصرف سوخت به دلیل عدم استفاده از مواد CFC که موجب تخریب لایه ازن می‌شوند نسبت به سیکل تبرید تراکمی برتری دارد.

[1] Compressor
[2] Exhaust

این سیستم تبرید دارای یک کندانسور[3] و شیر انبساط[4] و اواپراتور[5] شبیه به یک سیستم تبرید تراکمی است، با این تفاوت که کمپرسور از سیستم تبرید تراکمی حذف و به‌جای آن‌یک ژنراتور[6]، جاذب و پمپ کوچک جایگزین، و توان مصرفی پمپ توسط باطری تأمین می‌شود. گرمای موردنیاز ژنراتور نیز با استفاده از یک مبدل حرارتی در مسیر خروج گازهای گرم موتور تأمین می‌شود. ابزوربر[7] و کندانسور مانند رادیاتور خودرو باید در بهترین موقعیت ازلحاظ انتقال حرارت اجباری با محیط قرار گیرند.

حتی برای خودروهای نسبتاً کوچک، (kw)۱۵ انرژی مصرفی موتور از طریق گاز خروجی اگزوز تلف می‌شود. این گرما برای راه‌اندازی یک سیستم کولر سیکل جذبی[8] با توان (kw)۵ کافی است[۲].

۲- انتخاب نوع محلول

محلول استاندارد جهت کارکرد سیستم سیکل جذبی آب و آمونیاک، لیتیوم بروماید[9] و آب، ترا اتیل‌نگلیکول دی متیل اتر[10] و R-22می‌باشد.

آب دارای گرمای نهان بالایی در دمای صفر درجه سانتی‌گراد است، اما ترکیب آن با لیتیوم بروماید با توجه به شرایط نرخ جریان و درجه حرارت ناپایدار ناشی از نوسانات گازهای خروجی از اگزوز می‌تواند باعث کریستاله شدن لیتیوم بروماید شود. از طرفی محلول ترا اتیل نگلیکول دی متیل اتر و R-22 ازلحاظ اقتصادی مقرون‌به‌صرفه نیست. فشار کاری

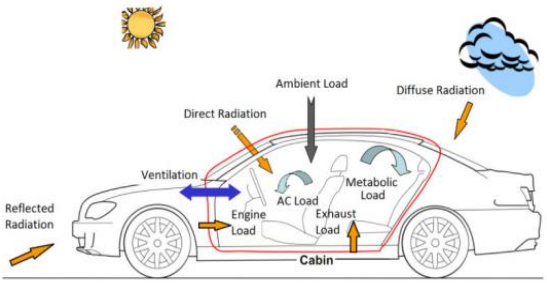
[3] Condenser
[4] Expansion valve
[5] Evaporator
[6] Generator
[7] Absorber
[8] Absorption refrigeration cycle
[9] LiBr
[10] TEG-DME

محلول آب و لیتیوم بروماید در سیستم، فشار خلأ است که باعث ازکارافتادن سیستم در صورت کوچک‌ترین اختلال در نشت بندی می گردد.

به دلیل گرمازا بودن انحلال مبرد در جاذب، ابزوربر باید خنک شود. با توجه به این‌که خنک‌سازی ابزوربر توسط مبدل غیره از هوا خنک توجیهی ندارد، دمای کاری ابزوربر باید بالاتر از دمای محیط در فصل گرم سال باشد. لذا با توجه به بالا بودن فشار کاری و تأثیر آن بر انحلال مواد، آب و آمونیاک، گزینه مناسبی برای سیکل تبرید می‌باشد.

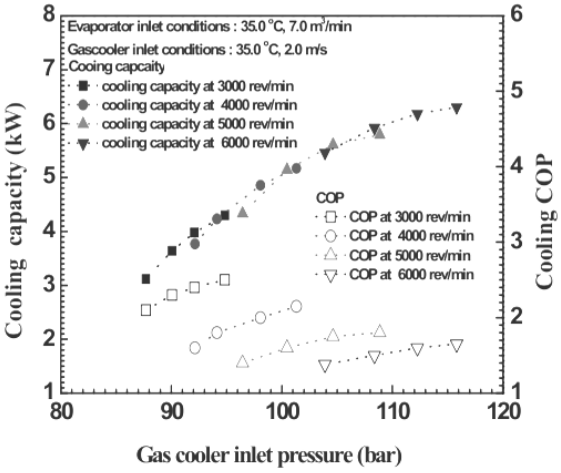
۳-بار سرمایشی و C.O.P متوسط خودروها

همان‌گونه که در شکل(۱) به‌صورت شماتیک نشان داده‌شده، بار سرمایشی خودروها تابع پارامترهای زیادی مانند تعداد مسافران، جنس آلیاژ اتاق خودرو و غیره می‌باشد.

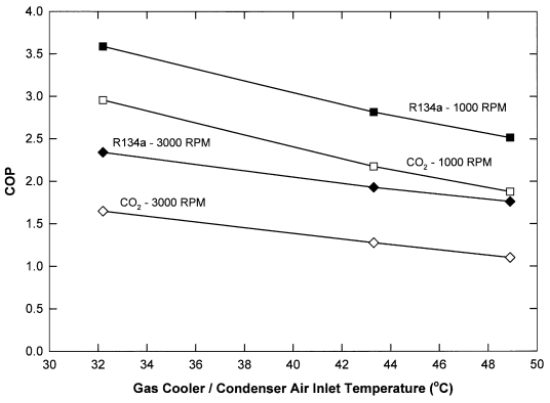


شکل(۱) بار گرمایی خودروها [۳]

با توجه به روابط ارائه‌شده توسط جیگنش و همکارانش [۳] بیشینه بار متوسط سرمایی خودروهای سواری معمولی در حدود ۲ تا ۲/۹ است. همچنین C.O.P سیستم‌های تبرید تراکمی خودروها تابع دما و فشار کندانسور و اوپراتور بوده و همان‌طور که در شکل‌های(۲)و(۳) نشان داده‌شده، دور موتور نیز عامل بسیار مؤثری در میزان ضریب عملکرد سیستم می‌باشد.



شکل (۲) میزان c.o.p متوسط خودروها در دور موتورهای متفاوت[٤]



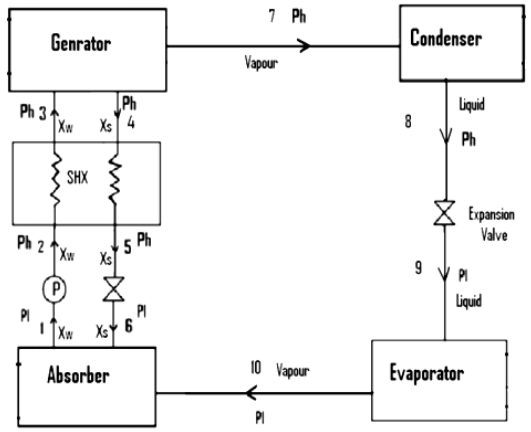
شکل(۳) تأثیر دور موتور بر میزان c.o.p [۵]

با توجه به اینکه برای انتقال حرارت مناسب باید اختلاف دمای کندانسور با محیط بیش از ۶ درجه سانتی‌گراد باشد و همچنین c.o.p عملی همواره کمتر از c.o.p تئوری است، با در نظر گرفتن مقدار ۱/۴ به‌عنوان متوسط ضریب عملکرد عملی سیستم کولر خودروها توان مصرفی کمپرسورها بین ۱/۴۳ تا ۲/۱ خواهد بود.

٤-تحلیل مدار و المان‌های سیکل

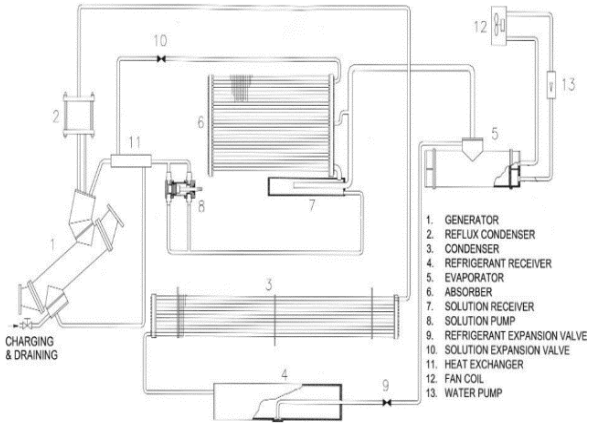
هرچند مدار پایه سیکل جذبی دارای کمترین می باشدc.o.p اما با توجه به رابطه ضریب عملکرد و این‌که میزان حرارت دریافتی سیکل گرمای هدر رفت اگزوز است، c.o.p مفهوم سابق خود را ندارد و لذا ایجاد تغییرات در مدار پایه مانند وجود مبدل حرارتی صرفاً به دلیل کاهش

سایز و ابعاد المان‌های موجود در سیکل به‌خصوص ژنراتور می‌باشد.



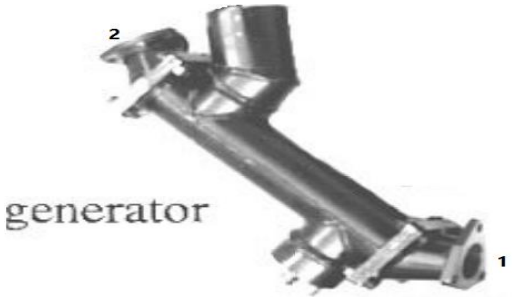
شکل(٤) مدار سیکل تبرید جذبی

شکل(۴) نشان‌دهنده مدار پایه به همراه یک مبدل حرارتی است. برای قرارگیری و راه‌اندازی این مدار علاوه بر تجهیزات کمکی، المان‌های مدار بایستی قابلیت نصب روی خودرو را داشته باشند.



شکل(۵) مدار سیکل قابل‌نصب روی خودرو

مدار پیشنهادی و تجهیزات اضافی در شکل(۵) نشان داده‌شده است. شکل(۶) نشان‌دهنده ژنراتور بوده و نقاط ۱ و ۲ بیانگر ورود و خروج محصولات احتراق است.



شکل(٦) نمای ژنراتور

۵- حل مدل

با توجه به بخش قبل از سیکل پایه برای حل مدل استفاده می‌شود و جهت دقت در محاسبات رابطه۱ که برای فاز محلول مایع صادق است مورداستفاده قرار می‌گیرد[۶]. متغیرهای موجود در معادله(۲) در جدول(۱) نشان داده‌شده است.

$$h(T,x)=100\sum_{i=1}^{16}a_i\left[\frac{T}{273.16}-1\right]^{m_i}(x)^{n_i} \qquad (۲)$$

جدول(۱) متغیرهای معادله(۲)

i	m_i	n_i	a_i
۱	۰	۱	-۷/۶۱۰۸
۲	۰	۴	۲۵/۶۹۳۵
۳	۰	۸	-۲۴۷/۰۹۲
۴	۰	۹	۳۲۵/۹۵۲
۵	۰	۱۲	-۱۵۸/۸۵۴
۶	۰	۱۴	۶۱/۹۸۴
۷	۱	۰	۱۴/۱۳۱۴
۸	۱	۱	۱/۱۸۱۵۷
۹	۲	۱	۲/۸۴۱۷۹
۱۰	۳	۳	۷/۴۱۶۰۹
۱۱	۵	۳	۸۹۱/۸۴۴
۱۲	۵	۴	-۱۶۱۳/۰۹
۱۳	۵	۵	۶۲۲/۱۰۶
۱۴	۶	۲	-۲۰۷/۵۸۸
۱۵	۶	۴	-۶/۸۷۳۹۳
۱۶	۸	۰	۳/۵۰۷۱۶

با توجه به گرمازا بودن کندانسور و ابزوربر دما و فشار در سیکل طوری انتخاب‌شده است که این المان‌ها هوا خنک باشند. با سعی و خطا به‌منظور رسیدن به حالت بهینه برای غلظت و دبی جریان، فرضیات در جدول(۲) نشان داده شده است.

جدول(۲) فرضیات مسئله

متغیر	واحد	اندازه
بار سرمایی خودرو	Kw	۲/۵
دبی جریان عبوری از پمپ	Kg/s	۰/۱۰۲
دمای ژنراتور	C	۱۲۰
دمای ابزرور	C	۳۰
دمای اوپراتور	C	-۲
فشار بیشینه	Kp	۱۶۰۰
فشار کمینه	Kp	۴۰۰

پس از حل ویژگی ترمودینامیکی هر نقطه به‌صورت جدول (۳) به دست می‌آید.

جدول(۳) ویژگی ترمودینامیکی نقاط سیکل

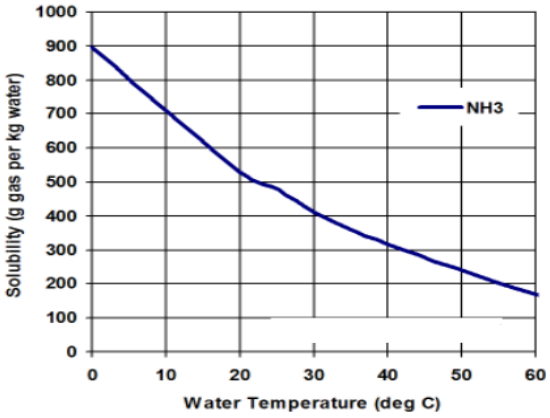
مرحله	P(kpa)	h(kj/kg)	T(^{0}c)	m(kg/s)	X(%)
۱	۴۰۰	-۸۸/۶۰	۳۰	۰/۱۰۲	۴۲
۲،۳	۱۶۰۰	-۸۶	۳۱/۶۵	۰/۱۰۲	۴۲
۴،۵	۱۶۰۰	۴۳۹/۳۰	۱۲۰	۰/۰۸۴	۵۱
۶	۴۰۰	۴۳۹/۳۰	۱۲۰	۰/۰۸۴	۵۱
۷	۱۶۰۰	۱۵۰۱	۱۲۰	۰/۰۱۸	۰
۸	۱۶۰۰	۱۳۰۰	۴۰	۰/۰۱۸	۰
۹	۴۰۰	۱۳۰۰	۴۰	۰/۰۱۸	۰
۱۰	۴۰۰	۱۴۴۰/۲	-۲	۰/۰۱۸	۰

٦- تأثیر پارامترها و نتیجه‌گیری

با توجه به جدول(۳) و رابطه(۳) و صرف‌نظر از میزان کار مصرفی پمپ میزان ۰/۰۳۴ برای c.o.p به دست می‌آید.

$$c.o.p = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{gen}} \qquad (۳)$$

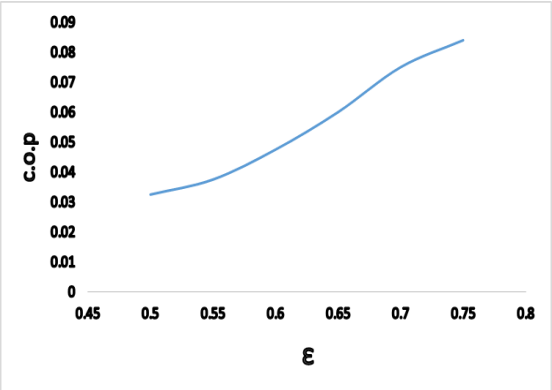
باوجود یک مبدل حرارتی میزان ۰/۰۳۴ به‌دست‌آمده برای C.O.P به مقدار ۰/۰۸ می‌رسد اما با توجه به این‌که ژنراتور از گرمای هدر رفت خودرو استفاده می‌کند استفاده از مبدل حرارتی صرفاً به دلیل کاهش ابعاد ژنراتور و تأمین حرارت در خودروهای کوچک حائز اهمیت است. شکل (۷) نشان‌دهنده میزان انحلال‌پذیری آمونیاک در آب در فشار (kpa)۱۰۰ است.



شکل۷: میزان انحلال‌پذیری آمونیاک در آب

با توجه به شکل(۷) افزایش دما باعث کاهش میزان انحلال‌پذیری می‌شود. انحلال آمونیاک در آب گرمازا می‌باشد و همچنین خنک کردن ابزوربر، غیر از انتقال حرارت اجباری با محیط توجیهی ندارد، لذا طبق اصل لوشاتلیه و قانون هنری در رابطه‌ی با اثر فشار روی انحلال‌پذیری مواد، با افزایش فشار کمینه سیستم می‌توان در عین حفظ انحلال‌پذیری، از یک ابزوربر هوا خنک استفاده نمود. هرچند افزایش فشار باعث افزایش دمای کمیته (دمای اوپراتور) می‌شود ولی با استفاده از یک مبدل حرارتی مناسب در قسمت اوپرارتور می‌توان به دمای مطلوب در اتاقک خودرو رسید.

شکل(۸) رابطه بین ضریب تأثیر مبدل حرارتی و c.o.p را نشان می‌دهد. استفاده از مبدل حرارتی در سیکل تبرید به‌منظور کاهش نرخ حرارت موردنیاز برای خودروهای کوچک به دلیل پایین بودن میزان دبی محصولات احتراق ضروری است.



شکل(۸) رابطه بین ضریب تأثیر مبدل حرارتی و c.o.p

نتیجه‌گیری

در این مقاله ابتدا امکان استفاده از سیکل تبرید تراکمی در خودرو و شرایط نصب آن بررسی گردید. پس‌ازآن با توجه به کمیت‌های عددی موجود در رابطه با بار سرمایی موردنیاز اتاقک خودرو و میزان توان مصرفی کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی و میزان c.o.p متوسط در خودروهای دارای این نوع سیستم تبرید استفاده از سیکل تبرید جذبی توجیه شد. همچنین با تحلیل سیکل و بررسی پارامترها، لزوم وجود برخی از شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل بیان شد. هرچند سیکل‌های تبرید جذبی که از محلول آب و آمونیاک استفاده می‌کنند داری ضریب عملکرد پایینی هستند ولی با توجه به این‌که از گرمای هدر رفت خودرو جهت تأمین گرمای موردنیاز ژنراتور استفاده می‌شود. ضریب عملکرد بالا صرفاً جهت افزایش کار دهی و کاهش ابعاد المان‌ها مورد اهمیت است. طی این بررسی استفاده از مدل سیکل جذبی در مقایسه با سیکل تبرید تراکمی به‌طور متوسط باعث کاهش(kw) ۲/۵ در توان مصرفی خودرو شده است. هوا خنک بودن ابزوزبر یک شرط اساسی برای استفاده از این سیکل در خودرو می‌باشد که این مهم با تغییر در شرایط ترمودینامیکی نقاط سیکل و انتخاب صحیح محلول امکان‌پذیر شد.

۷- فهرست علائم

توان(w)	W
حجم مخصوص(m^3/kg)	υ
اختلاف فشار(pa)	Δp
دما(k)	T
غلظت	X
بار گرمایی کابین خودرو(w)	Q_L
توان گرمایی ژنراتور(w)	g_{gen}
ضریب تاثیر مبدل حرارتی	ε

۹-مراجع و منابع

[1] Lakshmi S., Thermal Analysis of a Car Air Conditioning System Based On an Absorption Refrigeration Cycle Using Energy from Exhaust Gas of an Internal Combustion Engine, *Advanced Engineering and Applied Sciences*,3, 2013, pp.47.53.

[2] Jignesh K., The load calculation of automobile air condition system, *International Journal of engineering development and research*,42, 2005, pp. 2465.2477.

[3] leeh.,leeM.,*CoolingPerformance haracteristics on Mobile Air-Conditioning System for Hybrid Electric Vehicles*, Advances in Mechanical Engineering Volume 2013, January 2013

[4] Steven Brown j., Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO2and R134a, *International Journal of Refrigeration,* 2002, pp. 19.32.

[5] Da-Wen Sun Thermodynamic design Data and optimum design maps for absorption refrigeration system. Received 5 august 1996, Vol.17 No.3.pp 211, 1997

[6] Raghuvanshi V., Analysis of Ammonia –Water (NH3-H2O) Vapor Absorption Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics, *International Journal of Scientific & Engineering Researc, 2*, 2011, pp. 1.7

[7] Vicatos G., A car air-conditioning system based on an absorption refrigeration cycle using energy from exhaust gas of an internal combustion engine, *Journal of Energy in Southern Africa, 4*, 2008, pp. 6.11.

[۸] شمس‌الدینی، *امکان‌سنجی کولر تبرید اجکتوری برای خودرو همراه با مقایسه انواع مبردها*، دومین همایش ملی انرژی نو و پاک، دانشگاه شهید مفتح همدان، ۱۳۹۲/۹/۱۴