تعیین معادله نسبت فشار گاز بعد از کمپرسور به فشار گاز قبل از توربین در موتورهای دیزل با سیستم سوپر شارژر

سید رضا موسوی سیدی
استادیار گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی دانشکده مهندسی زراعی دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری
mousavi22@yahoo.com

چکیده

بهینه سازی توان و مصرف سوخت ویژه تراکتور هنگام عملیات کشاورزی ازاهمیت ویژه ای برخوردار است. یکی ازروشهای دقیق بهینه سازی، محاسبه حرارتی موتورهای دیزل می باشد. برای این منظور باید پارامترهای مختلف موتور و تراکتور که در دورها و گشتاورهای مختلف تغییر می کنند، تعیین گردد. یکی از این پارامترها در موتورهای دیزل از نوع سیستم سوپرشارژر، فشار گاز بعد از کمپرسور و فشار گاز قبل از توربین می باشد. با استفاده از روشهای آزمایشگاهی ، مقدار افزایش فشار در کمپرسور و مقدار افزایش انبساط درتوربین با مقادیر مختلف فشار میانگین فضای احتراق اندازه گیری شده و معادله رگرسیون آن با دقت لازم بدست آمده است. با استفاده از این معادله ، مقدار نسبت فشار گاز بعد از کمپرسور به فشار گاز قبل از توربین تعیین شده است.

کلید واژه: تراکتور، توربین، سیستم سوپرشارژر،کمپرسور، موتورهای دیزل

مقدمه

تراکتورها درعملیات زراعی تحت شرایط نامی مورد استفاده قرار نمی گیرند. در هنگام عملیات کشاورزی پارامترهای سرعت و مقاومت کششی ادوات، شرایط محدودکننده را تعیین می کنند. ادوات می توانند در ناحیه ای از منحنیهای مشخصه موتور به کار گرفته شوند. اما نقطه ای از این ناحیه دارای شرایط بهینه می باشد. این نقطه در منحنیهای مشخصه موتور برای ادوات مختلف، متفاوت است(۱۰).

از زمان اختراع موتورهای درونسوز تاکنون، محققان همواره به دنبال راهی برای افزایش و ارتقای توان موتور وکاهش مصرف سوخت بوده‌اند. یکی از روشهای متداول برای ارتقای توان موتور ، افزودن تعداد سیلندرها یا بزرگ کردن هر یک از آنها می باشد. اما روش مناسب دیگری برای این منظور، افزایش مقدار هوا و سوختی است که وارد محفظه احتراق می شود. در این صورت با استفاده از سیستم سوپر شارژر در موتور بدون نیاز به تغییر در حجم و تعداد سیلندر، توان آن افزایش می یابد(٤، ٥، ٩).

سوپرشارژرها، فرایند مکش را با فشردن هوا بدون ایجاد خلاء انجام می‌دهند. این عمل، باعث افزایش مقدار هوای ورودی به محفظه می‌شود و توان موتور را ارتقا می‌دهد. سوپرشارژرها، به‌طور میانگین ٤٦ درصد از توان موتور و ۳۱ درصد از گشتاور خروجی آن را افزایش می‌دهند . همچنین سوپرشارژر با انتقال فشار بالاتر، باعث تقویت عملکرد موتور در مکان‌های مرتفع نیز می‌شود(۲، ۸) .

با افزایش دور موتور، قدرت و گشتاور آن به سرعت افزایش یافته، پس از رسیدن به یک دور مشخص، میزان گشتاور به مقدار ماکزیمم خواهد رسید و مجددا با افزایش دور موتور، میزان گشتاور به دلیل پایین آمدن راندمان حجمی موتور، کاهش می یابد(۸).

مقدار ماکزیمم گشتاور و توان برای موتور ها معمولا در دور مشخصی بیان می شود. برای اطلاعات دقیقتر از عملکرد یک موتور ، باید منحنی های تغییر گشتاور و توان تولید شده توسط آن ، در تمام دورها بررسی شود . ممکن است یک موتور دارای ماکزیمم گشتاور مناسبی باشد ، اما افت شدید گشتاور در سایر نقاط مشاهده شود. همچنین ممکن است ماکزیمم گشتاور موتوری کم ، اما توزیع آن بسیار مناسب تر باشد. تلاش محققان این است که موتور، بیشترین گشتاور خود را با توزیع مناسب در دورهای مختلف تولید نماید(۱، ۲، ۳ ،۷).

در این مقاله، مدل ریاضی مقدار نسبت فشار گاز بعد از کمپرسور به فشار گاز قبل از توربین در موتورهای دیزل با سیستم سوپرشارژر تعیین شده مورد ارزیابی قرار می گیرد و از نظر آماری دقت این فرمول بررسی و ارائه می شود. با استفاده از این مدل می توان منحنی گشتاور مورد نیاز ادوات را در نواحی مشخصه موتور تعیین کرد و نقطه بهینه را از نظر مصرف سوخت ویژه مشخص نمود.

مواد و روشها

مبانی نظری: معادله فشار گاز بعد از کمپرسور به صورت زیر ارائه می شود (کلچین وهمکاران، ۲۰۰۳).

$$\frac{p_k}{p_t} = \frac{p_k}{p_0 - \Delta p_a} \cdot \frac{p_0 - \Delta p_a}{p_r} \cdot \frac{p_r}{p_t} \qquad (۱)$$

که درآن:

p_k = فشار گاز بعد از کمپرسور(MPa)

p_t = فشار گاز قبل از توربین(MPa)

p_0 = فشار اتمسفر(MPa)

p_r = فشار در سیستم خروجی(MPa)

Δp_a = افت فشار در سیستم ورودی(MPa)

افزایش فشار در کمپرسور عبارت است از:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0 - \Delta P_a} \qquad (۲)$$

افزایش انبساط درتوربین به شرح زیراست:

$$\pi_t = \frac{p_t}{p_r} \qquad (۳)$$

با جایگذاری معادله ۲ و ۳ در معادله ۱ خواهیم داشت:

$$\frac{p_k}{p_t} = \left(\frac{\pi_k}{\pi_t} \cdot \frac{p_0 - \Delta p_a}{p_r}\right) \qquad (٤)$$

افت فشار در سیستم ورودی عبارت است از:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \zeta_{вп})(\omega_{вп}^2)\rho_к.10^{-6} \quad (۵)$$

که درآن:

β = ضریب سرعت حرکت بار

$\zeta_{вп}$ = ضریب مقاومت سیستم ورودی

$\omega_{вп}$ = سرعت میانگین حرکت بار در سیستم ورودی(m/s)

ρ_k = چگالی بار در سیستم ورودی

برای محاسبه فشار گاز بعد از کمپرسور، باید میزان افزایش فشار در کمپرسور مشخص شود که این میزان به رژیم کاری موتور و همچنین راندمان کمپرسور بستگی دارد.

نسبت افزایش فشار در کمپرسوربه انبساط درتوربین $\pi_к/\pi_t$ به رژیم کاری موتور و ارتفاع از سطح دریا بستگی دارد. برای ارزیابی منحنیهای مشخصه کمپرسور در شرایط آزمایشگاهی، موتور تحت بارهای مختلف مورد تست و ارزیابی قرار می گیرد.

نتایج آزمایش موتور دیزل PM80 سوپرشارژر و کمپرسور مدل C14 -17 k7241 97118 چهار سیلندر با قطر سیلندر ۱۱۰ میلیمتر، کورس پیستون ۱۳۰ میلیمتر و نسبت تراکم ۱۶/۵، ارتفاع از سطح دریا ۶۰۰ متر به شرح زیر می باشد:

جدول ۱ – نتایج آزمایشگاهی موتور سوپر شارژر در بارهای مختلف

ردیف	p_e	p_e/p_{en}	π_t	$\pi_к$	$\pi_к/\pi_t$
۱	۰/۱۹۶	۰/۳۰۳	۱/۰۵۵	۱/۰۴۰	۰/۹۸۶
۲	۰/۲۹۴	۰/۴۵۵	۱/۰۶۰	۱/۰۵۳	۰/۹۹۳
۳	۰/۴۹۱	۰/۷۵۸	۱/۰۹۰	۱/۱۲۶	۱/۰۳۳
۴	۰/۵۸۹	۰/۹۰۹	۱/۱۰۵	۱/۱۷۶	۱/۰۶۴
۵	۰/۶۴۷	۱	۱/۱۱۰	۱/۲۱	۱/۰۹۰
۶	۰/۷۳۶	۱/۱۳۶	۱/۱۳۰	۱/۲۸	۱/۱۳۳

نتایج و بحث

با استفاده ازمقادیر $\pi_к/\pi_t$ در جدول (۱) معادله رگرسیون به صورت زیر به دست می آید:

.

$$\frac{\pi_k}{\pi_t} = \left[\frac{\pi_k}{\pi_t}\right]_n \cdot \frac{1}{\sqrt{1.2351 + 0.0594(\frac{P_e}{P_{en}}) - 0.3090(\frac{P_e}{P_{en}})^2 + 0.0154(\frac{P_e}{P_{en}})^3}} \quad (۶)$$

که درآن:

P_e = فشار میانگین فضای احتراق(MPa)

p_{en} = فشار نامی میانگین فضای احتراق (MPa)

مقدار خطا $E = 2.45\times10^{-6}$

میزان فیشر $F^{**} = 1328$

ضریب همیستگی $R = 0.9996$

** اختلاف معنی دار در سطح احتمال ۱ درصد.

معادله به دست آمده در سطح احتمال ۱ درصد معنی دار می باشد.

جدول ۲ – مقایسه نتایج آزمایشگاهی ومحاسبه ای مقادیر π_K/π_T

	آزمایشگاهی	محاسبه ای	
ردیف	π_k/π_t	π_k/π_t	Δ%
۱	۰/۹۸٦	۰/۹۸۵	۰/۱۲۵
۲	۰/۹۹۳	۰/۹۹۵	۰/۱۵٤
۳	۱/۰۳۳	۱/۰۳۵	۰/۱٤۸
٤	۱/۰٦٤	۱/۰٦٦	۰/۱٤٥
٥	۱/۰۹۰	۱/۰۸۹	۰/۰۸۷
٦	۱/۱۳۳	۱/۱۳۲	۰/۰٥۱

ستون آخر جدول (۲) میزان خطای نسبی π_k/π_T را نشان می دهد که از دقت بالایی برخوردار است.

$$\frac{P_k}{P_T} = \left[\frac{\pi_k}{\pi_t}\right]_n \cdot \frac{1}{\sqrt{1.2351 + 0.0594(\frac{P_e}{P_{en}}) - 0.3090(\frac{P_e}{P_{en}})^2 + 0.0154(\frac{P_e}{P_{en}})^3}} \cdot \left[\frac{P_0}{P_r} - \frac{\Delta P_a}{P_r}\right] \qquad (۷)$$

افت فشار در سیستم ورودی (Δp_a) را بر مقدار نامی (Δp_{an}) آن تقسیم نموده و خواهیم داشت.

$$\Delta P_a = \Delta P_{an}.(n/n_n)^2.(\rho_k/\rho_{kn}) \qquad (۸)$$

که درآن:

n = دور میل لنگ (min^{-1})

n_n = دور نامی میل لنگ (min^{-1})

ρ_{kn} = چگالی بار نامی در سیستم ورودی

در این تحقیق معادله محاسبه فشار گاز بعد از کمپرسور نوشته شده است که از آن برای رژیم کاری موتورهای دیزل به منظور بهینه نمودن مصرف سوخت و توان مورد نیاز ادوات کشاورزی استفاده می شود. جدول (۱) افزایش فشار در

کمپرسور π_K، افزایش انبساط درتوربین π_T و جدول (۲) میزان خطای نسبی π_K/π_T را در حالت آزمایشگاهی و محاسبه ای نشان می دهد. با توجه به جدول، مقادیر افزایش فشار در کمپرسور و افزایش انبساط درتوربین با افزایش فشار میانگین در فضای احتراق نسبت مستقیم دارند و در نقطه ای قبل از فشار میانگین نامی در فضای احتراق با یکدیگر برابرند. همچنین جدول (۲) مطابقت مقادیر نسبت افزایش فشار در کمپرسور به افزایش انبساط درتوربین π_K/π_T را درحالتهای آزمایشگاهی و محاسبه ای نشان می دهد. مطابق با جدول (۲) حداکثر خطا برای نسبت π_K/π_T در هر دو حالت برابر با ۰/۱۵٤ درصد می باشد. طبق جدول (۱) مقدار حداکثر خطا در فشار میانگین موثر پایین موتور است. در این ناحیه تراکتور و ادوات متصل به آن برای عملیات کشاورزی مورد استفاده قرار نمی گیرند.

نتیجه گیری:

مدل ریاضی ارائه شده در این تحقیق با نتایج تجربی تطابق دارد. از این معادله می توان برای بهینه سازی میزان توان و مصرف سوخت ادوات کشاورزی متصل به تراکتور با استفاده از روش محاسبه حرارتی استفاده نمود.

منابع و مآخذ

1. Golovitchev, V.I., Tao, F., Chomial, L., 1999. 3-D Diesel spray simulation using a new detailed chemistry turbulent combustion using a new detailed chemistry turbulent combustion model, SAE01-3552.
2. Isermann, R., S. Sinsel and J. Schaffnit .1998. Modeling and real-time simulation of diesel engines for control design, No Paper 980706. International Congress & Exposition. SAE. Detroit, USA.
3. Kessel, J.A., J. Schaffnit and M. Schmidt. 1998. Modeling and real-time simulation of a turbocharger with variable turbine geometry (vtg). No Paper 980770 . International Congress & Exposition. SAE. Detroit, USA.
4. Kusaka, J., Daisho, Y. 2003.Simulating combustion and exhaust gas emission in a DI Diesel engine by using a CFD code combined with detailed chemistry. Journal of KONES Internal Combustion Engines,v(10), no1-2.
5. Heywood, J.B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. Series in mechanical engineering: McGraw-Hill.
6. Kolchin, A.E , Demidov, V.P. 2003. Calculation of automobile and tractor engine: Moscow. Vishaya shkola.(in Russian).
7. Litchy, L.C. 1967.Combustion Engine Processes: McGraw-Hill.
8. Lokanin, V.N, Shatrov, M.G, Krichevkaya, T.U. 2005. Internal Combustion Engine Fundamentals: Moscow. Vishaya shkola.(in Russian).
9. Mathur, M.L, Sharma, R.P. 2001. Internal Combustion Engines: Dhanpat rai publications.
10. Zangiev, A.A., Shpilko, A.V., Levshin, A.G. 2004. Agricultural machinery management. Mosco Kolos.(in Russian).

A mathematical model of evaluation of the ratio of the pressure of the gas after the compressor to the pressure of the gas before the turbine in supercharging diesel engine

Seyed Reza Mousavi Seyedi
Assistant Professor, Department of Mechanic of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agricultural Engineering, Sari Agricultural Sciences and Resources University

Abstract

Optimizing the power and specific fuel consumption of a tractor during agricultural operations is highly important. One of the precise methods of optimizing is the thermal calculation of diesel engines. In this method all the parameters of the engine and tractor varying during different speeds and moments must be determined. One of these parameters in supercharging diesel engine is the pressure of the gas after the compressor and before the turbine. The increase of the pressure of the gas in the compressor and expansion of the gas in the turbine with different mean pressure of the combustion chamber has been measured and its regression equation is precisely derived by experimental methods. By using this equation the ratio of the pressure of the gas after the compressor to the pressure of the gas before the turbine has been gained.

Keyword*:* compressor, diesel engines, supercharging system, tractor, turbine**.**