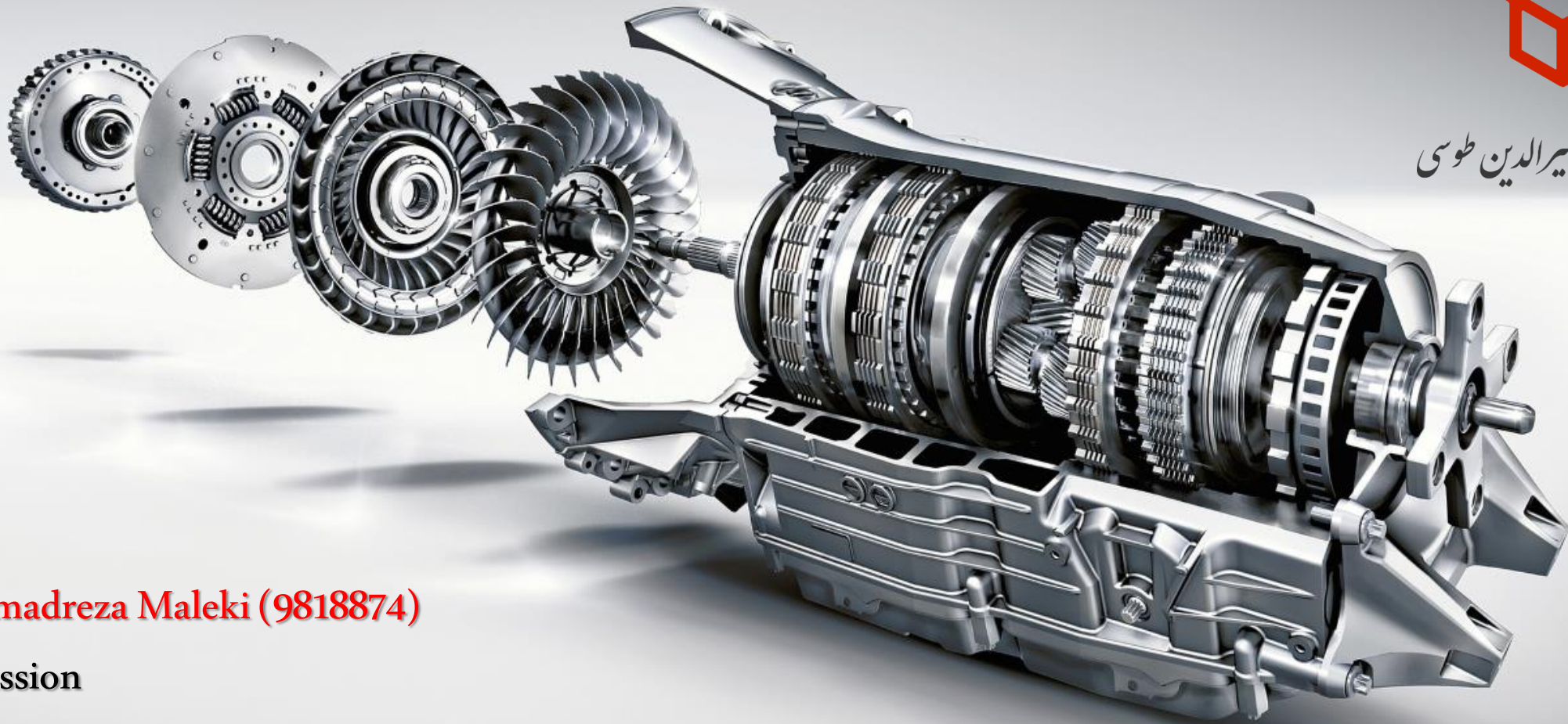


دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی



Mohammadreza Maleki (9818874)

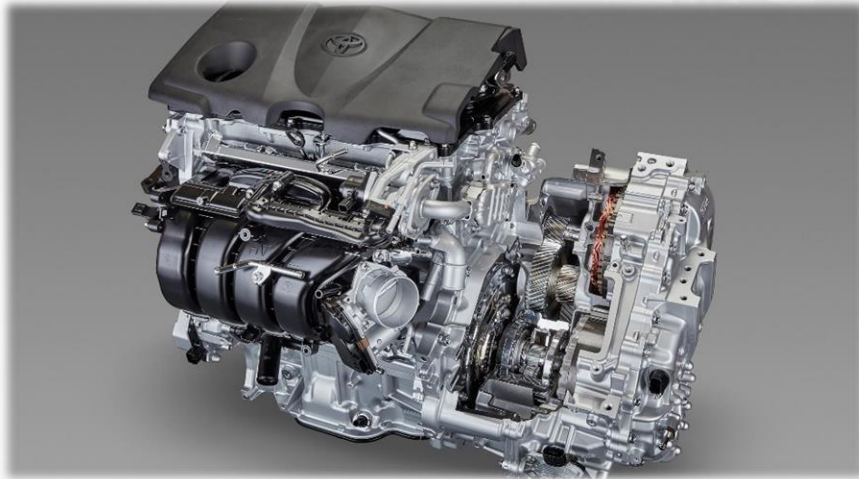
Transmission

August 2020

Prof. A. Shamekhi



- هدف از این مقاله ارائه الگوریتم محاسبه نسبت دنده در گیربکس اتومبیل‌های غیر اتوماتیک (دستی) مدرن است. در این مقاله، کلیه ضرایب و فرمول‌های ارائه شده از تجزیه و تحلیل انجام شده از دینامیک خودرو، صرفه جویی در سوخت، ارگونومی و ویژگی‌های جاده حاصل می‌شوند.
- موتور احتراق داخلی محبوب‌ترین منبع نیرو برای وسایل نقلیه موتوری است و با وجود پیشرفت سریع وسایل نقلیه برقی، همچنان برای مدت طولانی منبع اصلی پیشران برای خودروهای سنتی و هیبریدی باقی خواهد ماند. این امر به این دلیل است که از سوخت‌های با چگالی انرژی بالا استفاده می‌کند.
- همچنین مخزن را می‌توان ظرف چند دقیقه دوباره سوخت‌گیری کرد.
- در گیربکس‌های چند دنده، طراحی کلاچ و تعداد دنده فاکتورهای اصلی هستند. در گیربکس اتوماتیک مدرن، حتی ۹ سرعت وجود دارد که به موتور اجازه می‌دهد تا در زمینه بالاترین رانندگی خود کار کند، بنابراین باعث کاهش مصرف سوخت می‌شود. اما در مورد گیربکس دستی، این امکان وجود ندارد و همه آنها به ۵ یا ۶ سرعت مجهز هستند.





# سیستم تولید و انتقال قدرت

- همانطور که می دانید تا توان تولید شده در موتور به سر چرخ ها منتقل شود، مقداری از آن تلف می شود. پس ضریبی را تعیین می کنند که با ضرب در توان، آن را به توان مفید تبدیل کند.

- همچنین ضرایبی برای خاصیت الاستیک و انعطاف پذیری تعریف می شود.

- لازم به ذکر است که نسبت دنده اول نه تنها از قابلیت شیب روی و الزامات دینامیکی، بلکه با در نظر گرفتن افزایش دوام کلاچ و عملکرد خودرو در شرایط ترافیکی سنگین محاسبه می شود.

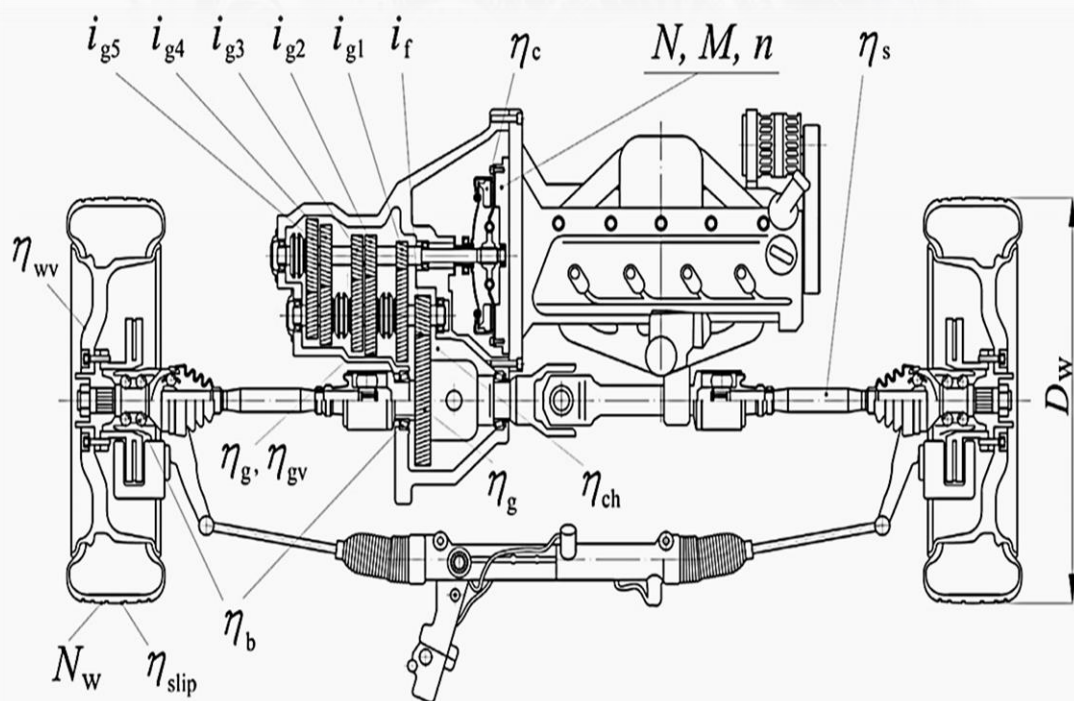


Fig. 2. Section of a 5-speed front-wheel drive and transverse-mounted transmission.

Table 1

Coefficients of elasticity and adaptability of modern combustion engines and electric motors.

Engine type	$e_n$	$e_M$	$E$
SI naturally aspirated	1.20÷2.09	1.09÷1.23	1.27÷2.55
SI turbocharged	2.08÷4.29	1.00÷1.37	2.36÷6.23
CI turbocharged	2.00÷2.93	1.05÷1.52	2.05÷4.38
Electric	$\rightarrow \infty$	1.90÷5.50	$\rightarrow \infty$





# سیستم تولید و انتقال قدرت

$$P_e = \sum_{i=1}^3 P_i \omega_e^i$$

$$= P_1 \omega_e + P_2 \omega_e^2 + P_3 \omega_e^3.$$

$$N = \begin{cases} \frac{N_{M1}}{(n_{M1} - n_{idle})} \cdot (n - n_{idle}) & \text{for : } n \in (n_{idle} \div n_{M1}) \\ \frac{N_{M2} - N_{M1}}{(n_{M2} - n_{M1})} \cdot (n - n_{M1}) + N_{M1} & \text{for : } n \in (n_{M1} \div n_{M2}) \\ \left[ \frac{M_N - M_{M2}}{(n_N - n_{M2})^p} \cdot (n - n_{M2})^p + M_{M2} \right] \cdot \frac{n}{9550} & \text{for : } n \in (n_{M2} \div n_N) \\ \frac{N_{nmax} - N_N}{(n_{max} - n_N)^2} \cdot (n - n_N)^2 + N_N & \text{for : } n \in (n_N \div n_{max}) \end{cases}$$

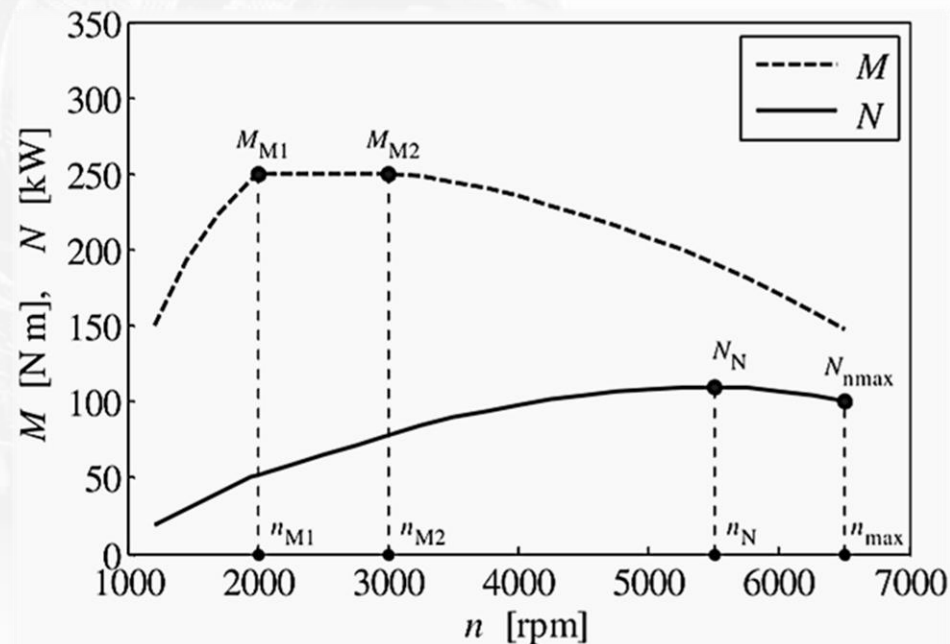
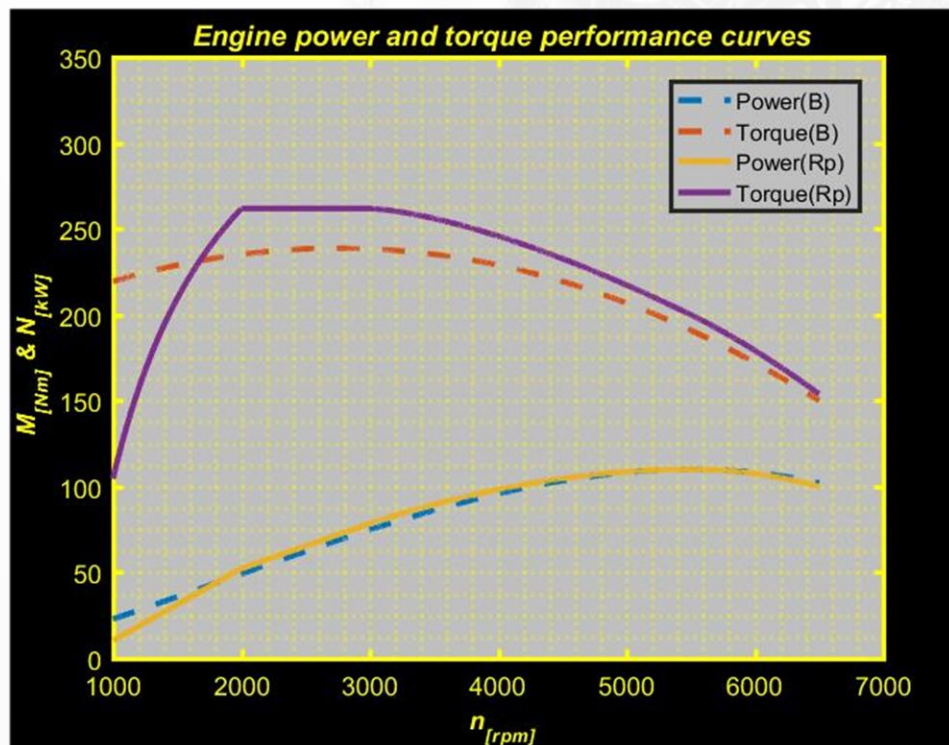
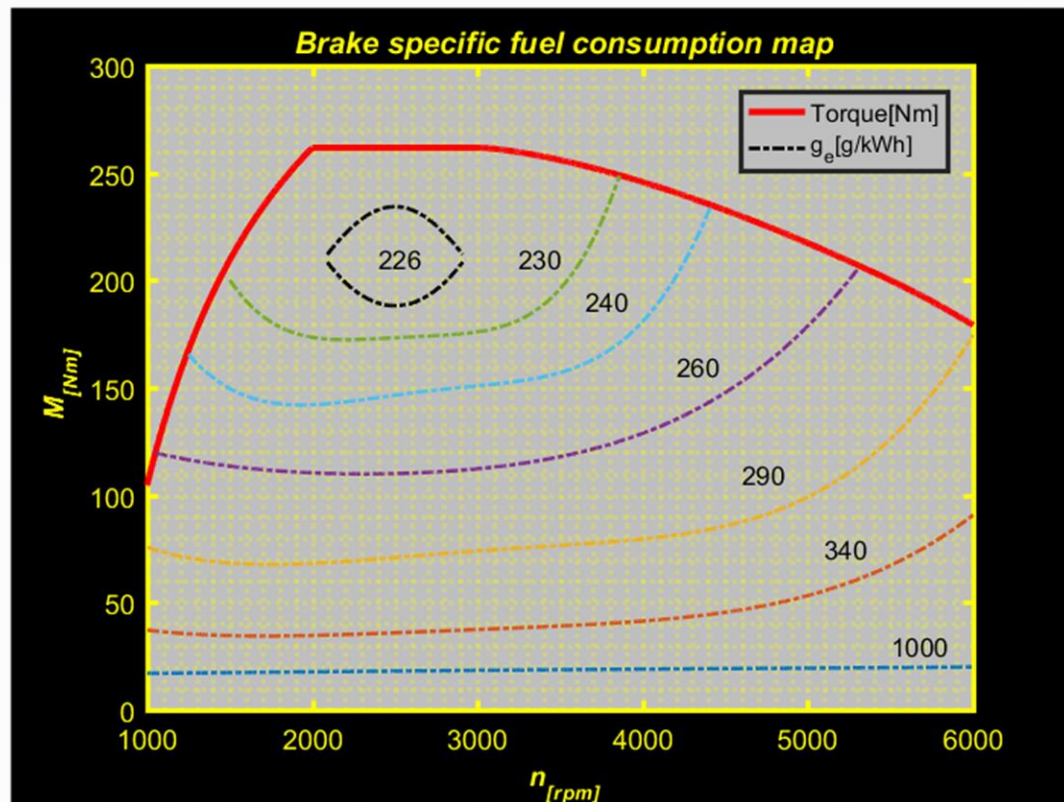


Fig. 3. Engine power and torque performance curves.

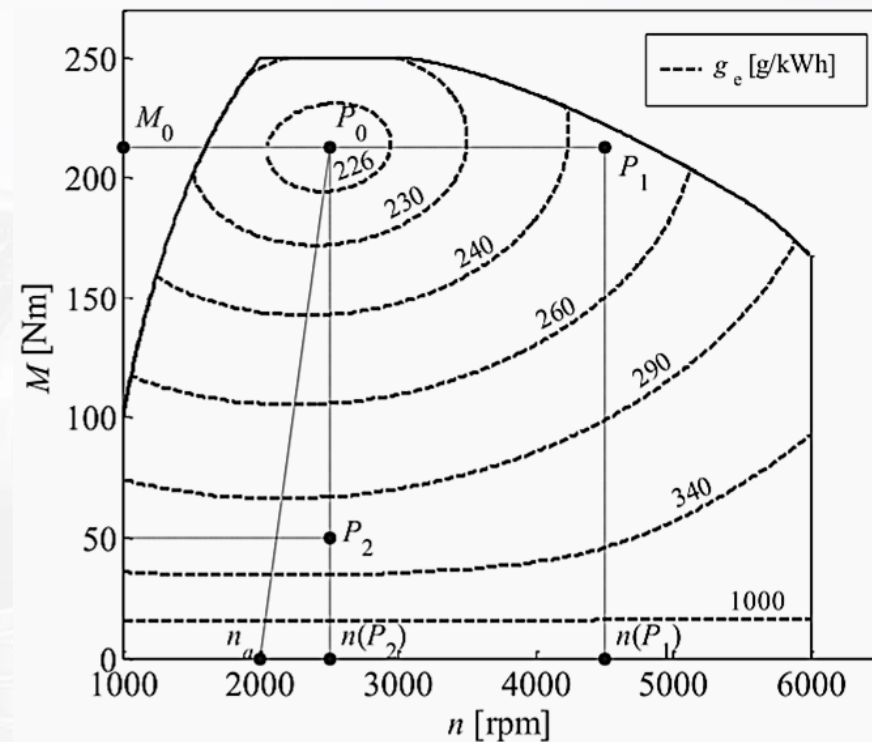


# سیستم تولید و انتقال قدرت



$$g_e(n, M) = g_{e1}(n, M) + g_{e2}(M)$$

$$g_{e1}(n, M) = (1 - 0.5^{0.2 \cdot M}) \cdot \frac{g_e(P_1) - g_{emin}}{[n(P_1) - n_0]^2} \cdot \left[ n - \left( n_\alpha + \frac{n_0 - n_\alpha}{M_0} \cdot M \right) \right]^2 + g_{emin}$$

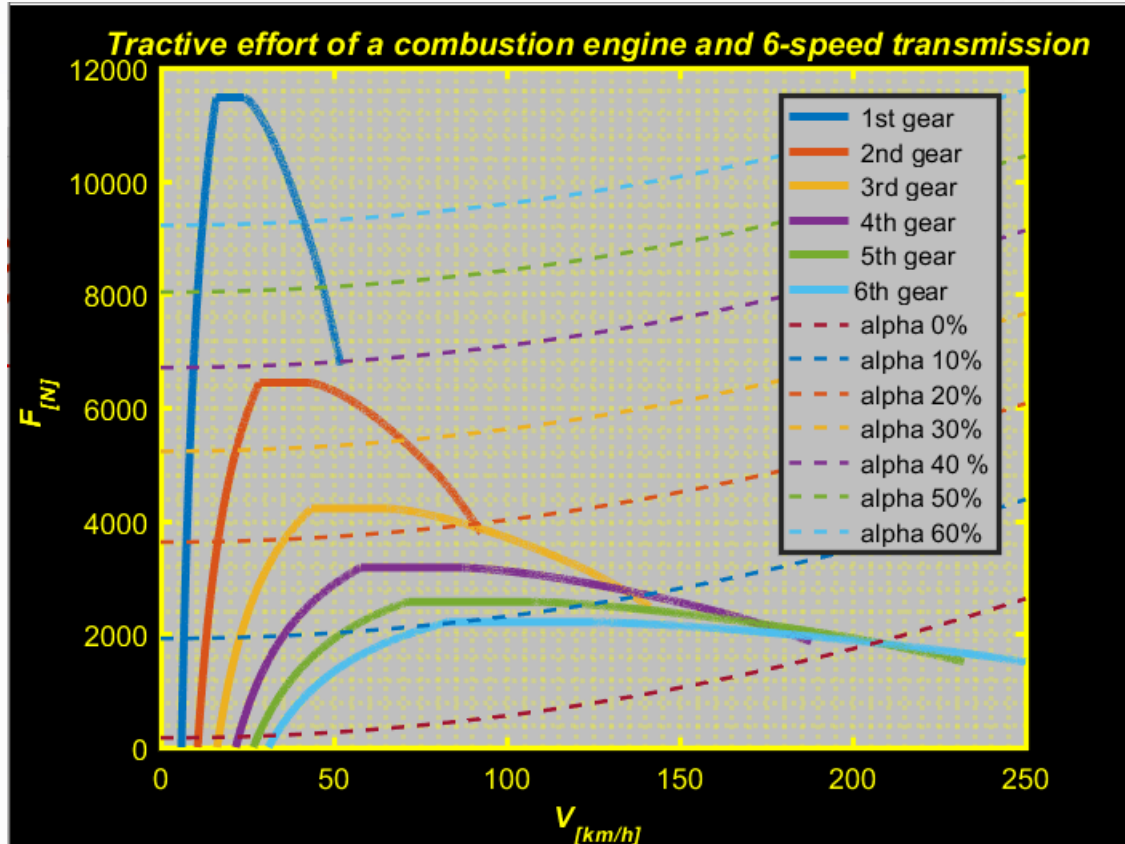


$$g_{e2}(M) = \frac{g_e(P_2) - g_{emin}}{[M(P_2) - M_0]^2} \cdot (M - M_0)^2 \cdot [1 + 0.5^{a_1 \cdot (M - 0.1 \cdot M_M)}]$$

$$a_1 = \frac{33.3}{M_M} \cdot \log_{10} \left[ \frac{9.55 \cdot 10^6 \cdot G_{Vidle} \cdot \rho_{fuel} \cdot [M(P_2) - M_0]^2}{M_{idle} \cdot n_{idle} \cdot [g_e(P_2) - g_{emin}] \cdot M_0^2} - 1 \right]$$



# مکاسبه نیرو ها



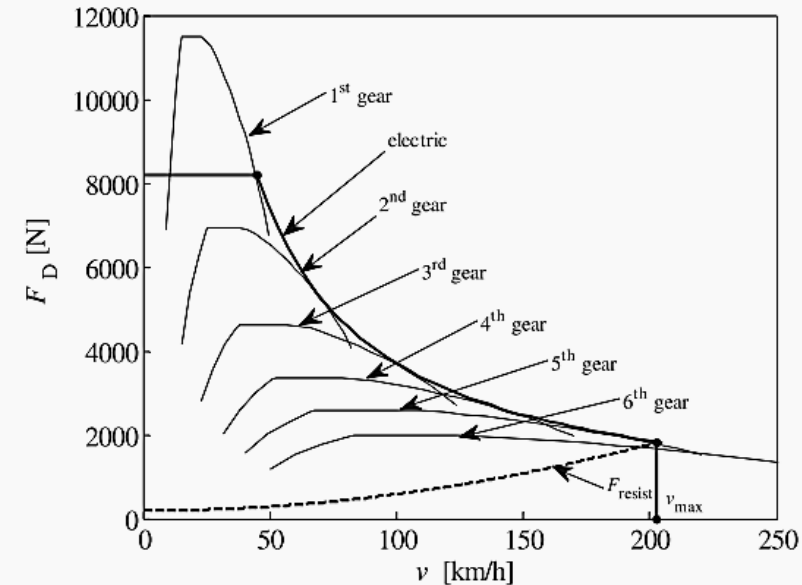
$$F_D = \begin{cases} (1) M \cdot i_{gx} \cdot i_f \cdot \eta_{tr} / R_d & \text{if } (1) < (2) \\ (2) m_t \cdot g \cdot \mu \cdot w_D & \text{if } (1) > (2) \end{cases}$$

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot \left( \frac{v}{3.6} \right)^2$$

$$F_{roll} = m_t \cdot g \cdot f_r(p_t, v, G_t)$$

$$f_r(p_t, v, G_t) = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \left[ 5.1 + \frac{5.5 \cdot 10^5 + 90 \cdot G_t}{p_t \cdot 10^5} + \frac{1100 + 0.0388 \cdot G_t}{p_t \cdot 10^5} \cdot \left( \frac{v}{3.6} \right)^2 \right]$$

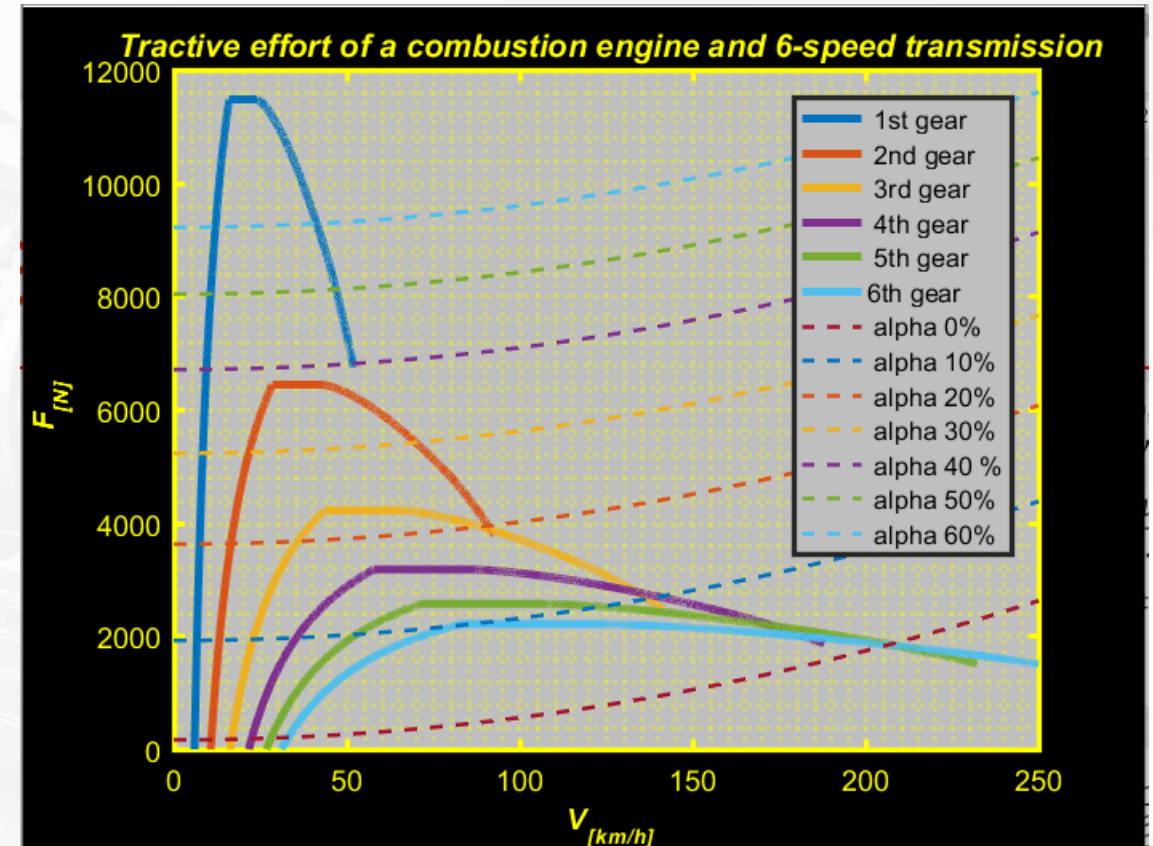
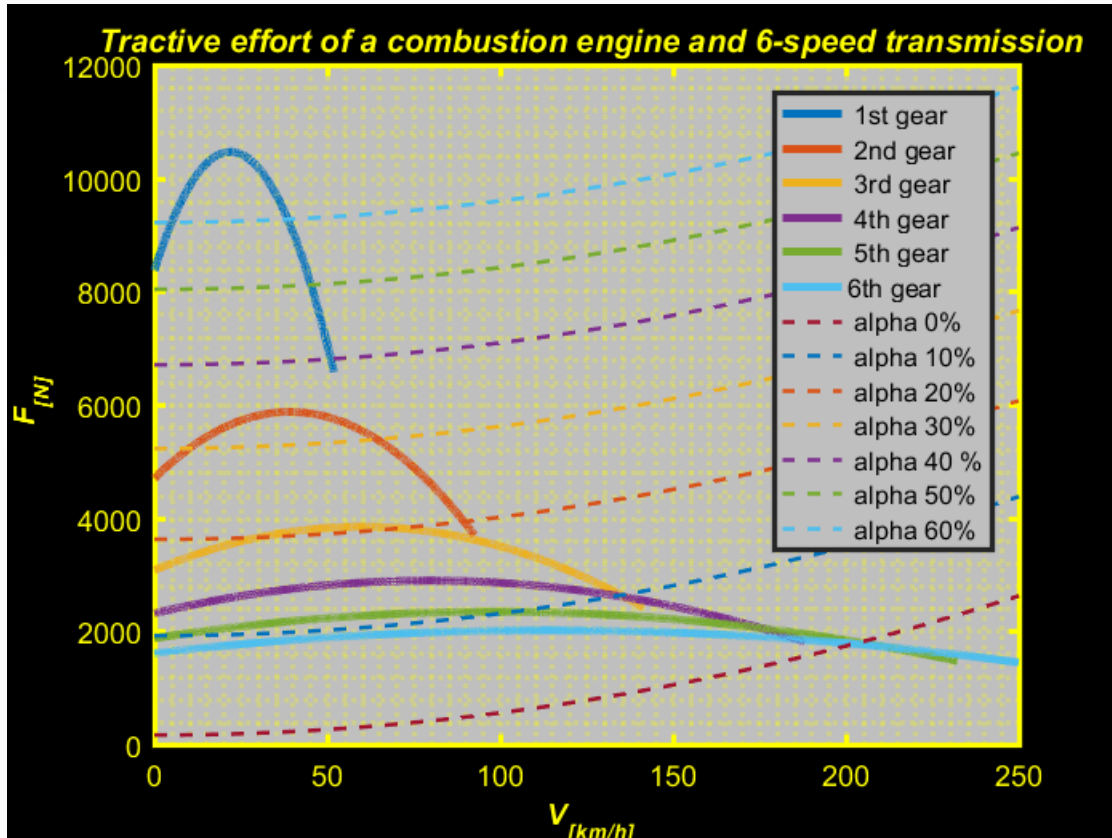
$$F_{slope} = m_t \cdot g \cdot \sin \alpha$$







# مقایسه نیرو ها





# بهره وری و بازدهی

$$\eta_{tr} = \eta_c \cdot \eta_{gearbox} \cdot \eta_{fdrv} \cdot \eta_s^i \cdot \eta_b^j \cdot \eta_{wv} \cdot \eta_{slip}$$

$$\eta_{gearbox} = \eta_g^u \cdot \eta_b^4 \cdot \eta_{gv} \cdot \eta_{ch}$$

$$\eta_{fdrv} = \eta_f \cdot \eta_b^2$$

$$\delta(i_{tx}) = 1 + d_1 + d_2 \cdot (i_{gx} \cdot i_f)^2$$

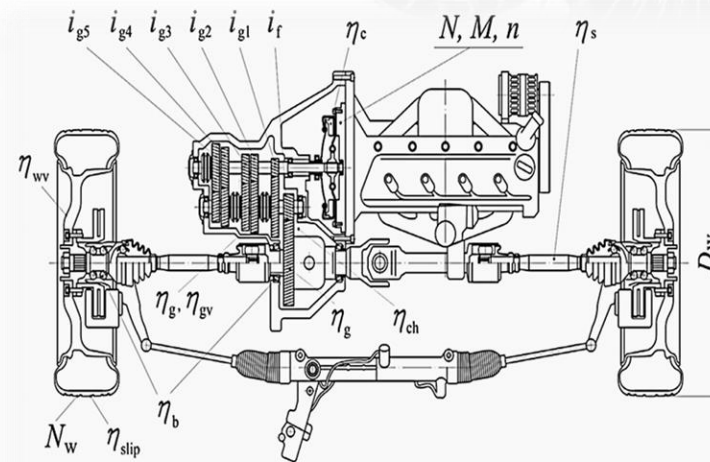


Fig. 2. Section of a 5-speed front-wheel drive and transverse-mounted transmission.

**Table 3**

Efficiencies of drivetrain elements.

Element	Efficiency
Single plate friction clutch (engaged)	$\eta_c \approx 0.995 \div 0.998$
Single roller bearing	$\eta_b \approx 0.995$
Single helical gear set (gearbox / final drive)	$\eta_g (\eta_f) \approx 0.990$
Single hypoid bevel gear set (final drive)	$\eta_f \approx 0.830 \div 0.940^*$
Gearbox – 1 gear set	$\eta_{gearbox} \approx 0.950 \div 0.970$
Gearbox – 2 gear sets	$\eta_{gearbox} \approx 0.930 \div 0.960$
Gearbox – direct drive	$\eta_{gearbox} \approx 0.980 \div 0.990$
Churning losses in a gearbox	$\eta_{ch} \approx 0.980 \div 0.999$
Ventilation losses in a gearbox	$\eta_{gv} \approx 0.995 \div 0.999$
Jointed shaft	$\eta_s \approx 0.995$
Wheels – ventilation	$\eta_{wv} \approx 0.990$
Tyres – slip	$\eta_{slip} \approx 0.970 \div 0.990$

Smaller values for high vehicle speeds.

\* Strongly depends on gear geometry.





# طراحی گیربکس

انتخاب تعداد دنده در گیربکس های دستی:

Nominal engine Power < 70kW •

Nominal engine Power > 90kW •

70 kW > Nominal engine Power > 90kW •

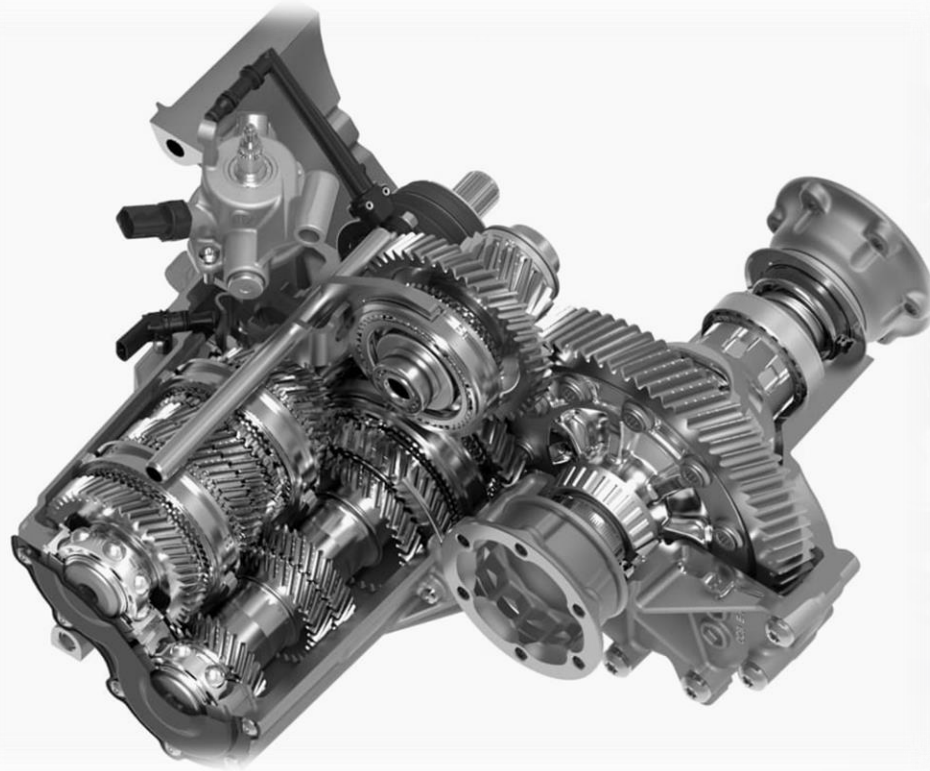
انتخاب دنده اول از روی شیب روی:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{l_r \cdot \mu - l_f \cdot f_r}{l + (\mu + f_r) \cdot h_c}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{l_f \cdot \mu - l_r \cdot f_r}{l - (\mu + f_r) \cdot h_c}$$

$$\frac{M_M \cdot i_{t1} \cdot \eta_{tr}}{R_d} > m_{\text{gross}} \cdot (g \cdot \sin \alpha + g \cdot \cos \alpha \cdot f_r + a_{\text{start}})$$

$$i_{t1} > 3.7 \cdot \frac{m_{\text{gross}} \cdot R_d}{M_M}$$





# طراحی گیربکس

$$t_{\text{clutch\_max}} \leq \left[ \frac{5.5 \cdot 10^{10} \cdot \sqrt[3]{M_M^2} \cdot \left( \frac{i_{t1}}{R_d \cdot n_{\text{start}}} \right)^2}{2.5 \cdot m_{t\_u} \cdot \left( \frac{1.5 + g \cdot \sin \alpha_u}{1.4} \right) \cdot st_u \cdot c + m_{t\_eu} \left( \frac{1.5 + g \cdot \sin \alpha_{eu}}{1.4} \right) \cdot st_{eu} \cdot (1 - c)} \right] [\text{km}]$$

تأثیر نسبت دنده اول روی عمر کلاچ:

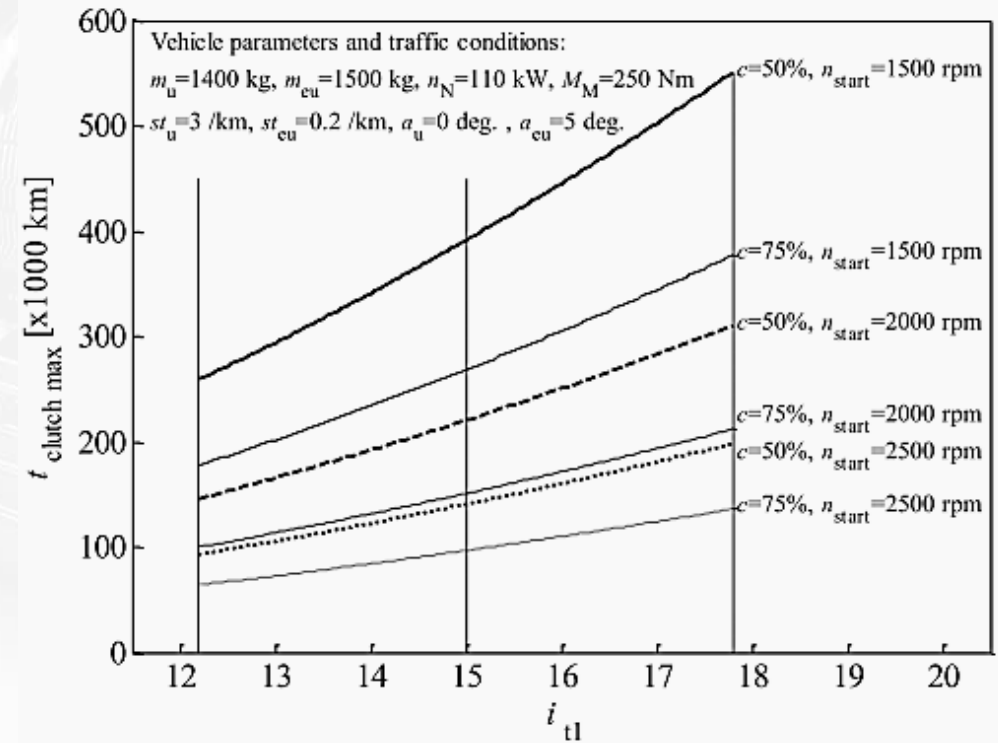
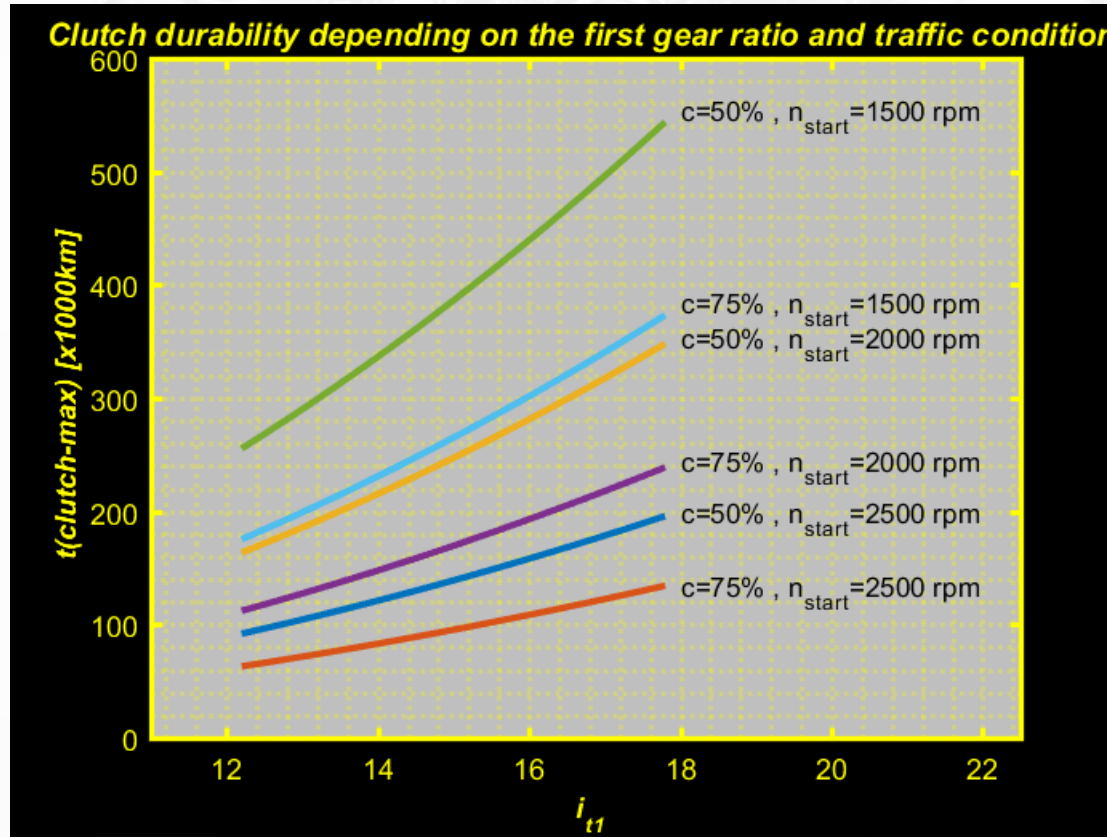
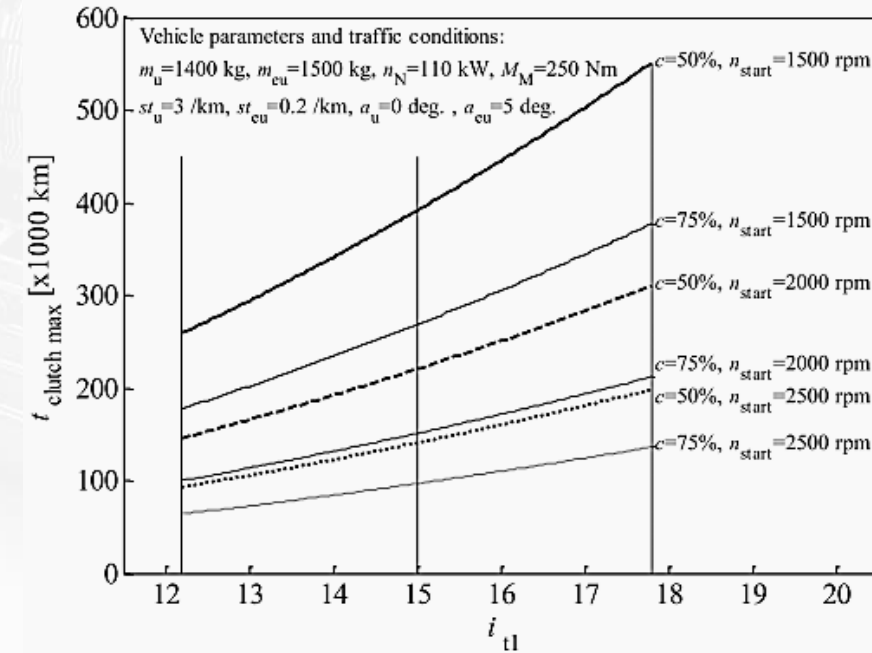
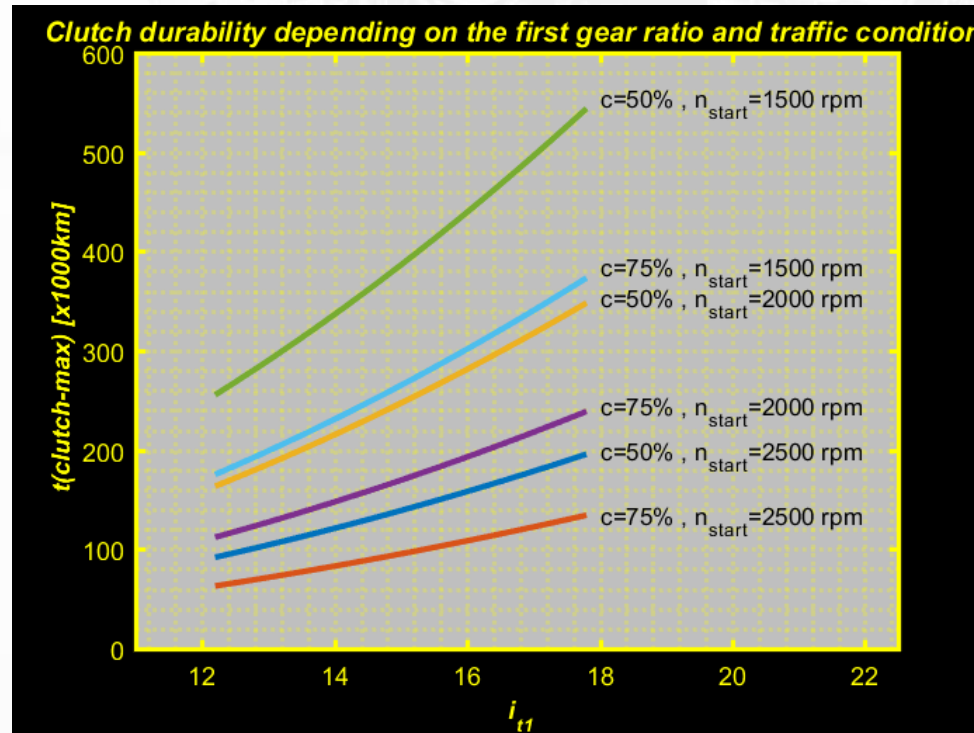


Fig. 6. Clutch durability depending on the first gear ratio and traffic conditions.



**Table 6**  
Number of starts [1/km] from a standstill in different road conditions.

Extra urban driving		Urban driving			
motorways	suburban roads	light urban traffic	medium urban traffic	heavy traffic	rush hours, city centre
<0.01	0.1÷0.5	0.5÷1.0	1.0÷2.0	2.0÷5.0	5.0÷30



**Fig. 6.** Clutch durability depending on the first gear ratio and traffic conditions.





# طراحی گیربکس

- در یک خودرو معمولی در دور 1000 rpm سرعت 6.5~9.5km/h را creep speed می نامند که با توجه به این سرعت رابطه ی دیگری برای نسبت دنده اول ارائه می شود.

$$39.7 \cdot R_d < i_{t1} < 58.0 \cdot R_d$$

- آخرین فاکتور برای انتخاب نسبت دنده، کاهش مصرف سوخت می باشد که از طریق تست هومولوگیشن ( Homologation test ) بررسی می شود.

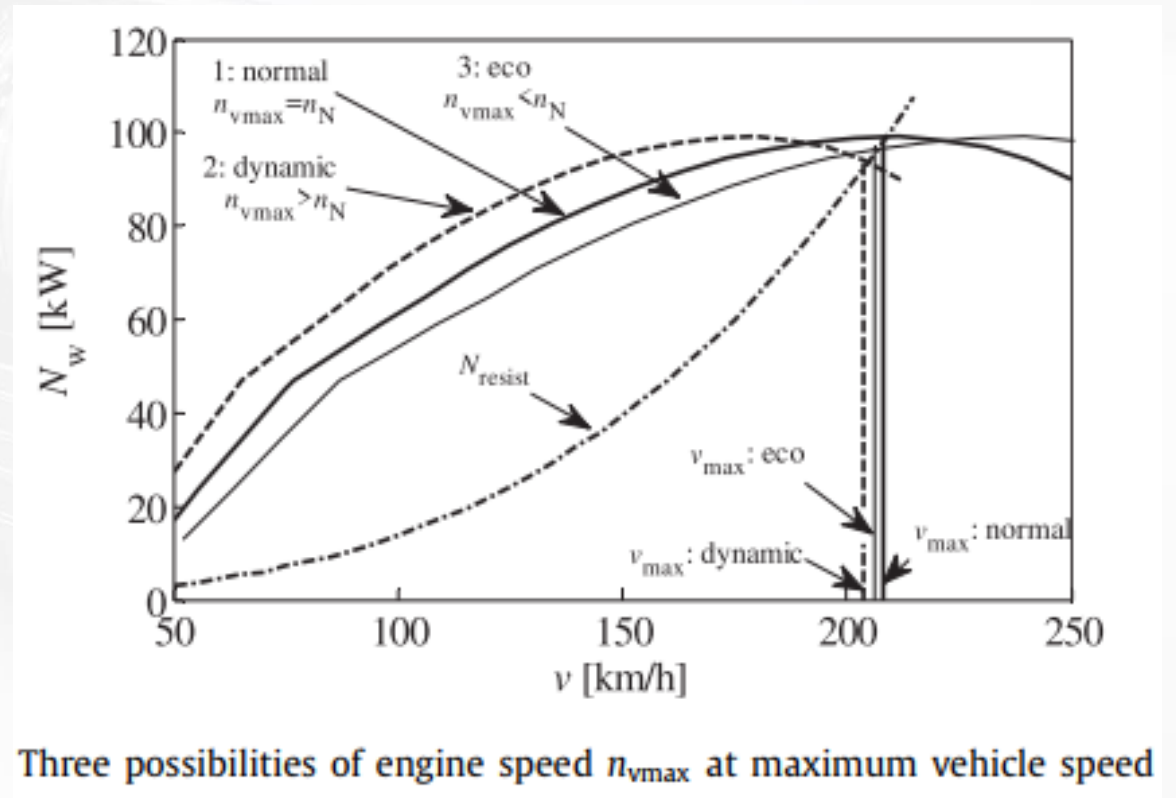
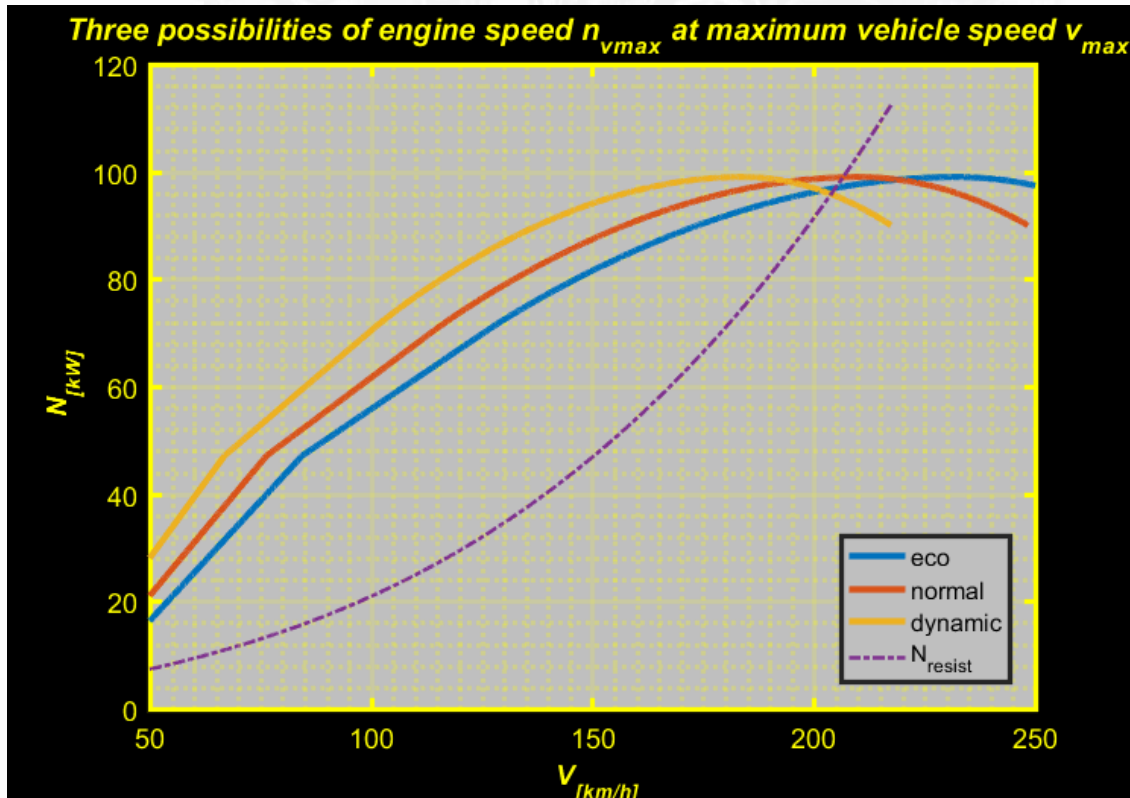
## Examples of tested items





# طراحی گیربکس

- بررسی ۳ حالت ممکن برای توان دریافت شده از یک موتور:
- حالت دینامیک برای موتورهای کم توان با دورهای نامی زیر 5500rpm استفاده می شود.
  - حالت اکو برای موتورهایی با دورهای نامی بالاتر از 6000rpm استفاده می شود.





# طراحی گیربکس

- پیدا کردن نسبت دنده سرعت ماکسیموم:

$$N_{vmax} = \left[ \frac{M_N - M_{M2}}{(n_N - n_{M2})^p} \cdot (n_{vmax} - n_{M2})^p + M_{M2} \right] \cdot \frac{n_{vmax}}{9550} \quad \text{if : } n_{vmax} < n_N$$

$$N_{vmax} = \frac{N_{nmax} - N_N}{(n_{max} - n_N)^2} \cdot (n_{vmax} - n_N)^2 + N_N \quad \text{if : } n_{vmax} \geq n_N$$

$$v_{max} = 45.7 \cdot \sqrt[3]{N_{vmax}} - 71.6 \cdot C_d \cdot A - 0.019 \cdot (m_e + 100) + 59.7$$

$$i_{tvmax} = \frac{R_d \cdot n_{vmax}}{2.653 \cdot v_{max}}$$

**Table 7**

Suggested total number of gears and the gear for maximum speed.

Engine type	SI naturally aspirated		SI turbocharged		CI turbocharged	
Vehicle type	eco	normal	eco	normal	eco	normal
$N_N$ [kW]						
160 -		6/6 0.95÷1.05				
150 -			5/6 0.95÷0.99	6/6 0.95÷1.05	6/6 0.95÷0.99	6/6 1.00÷1.05
140 -		5/6 1.00÷1.05				
130 -	5/6 0.95÷0.99					
120 -						
110 -						
100 -				5/6 1.00÷1.05		
90 -		5/5 0.90÷1.05	5/5 0.95÷0.99	1.00÷1.05	5/6 0.95÷0.99	5/6 1.00÷1.05
80 -				5/5		
70 -						
60 -	4/5 0.95÷0.99	4/5 1.00÷1.08	4/5 0.95÷0.99	4/5 1.00÷1.08	4/5 1.00÷1.08	5/5 0.95÷1.08
50 -						
40 -						
$k_v = \frac{n_{vmax}}{n_N}$	$n_N=5000 \div 6500$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$	$n_N=5000 \div 6500$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$	$n_N=4500 \div 6000$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$	$n_N=4500 \div 6000$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$	$n_N=3500 \div 4500$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$	$n_N=3500 \div 4500$ ↓ $k_v: \text{max} \dots \text{min}$
legend: gear of maximum speed ( $k$ ) / total number of gears; $k_v$ range						





- الگوریتم پیدا کردن دنده های میانی و دنده فرار:

$$a = \left( \frac{\frac{n_N}{n_{vmax}} \cdot v_{max}}{\frac{[(b-1)^{k-1} - b^{k-1}]}{b^{k-2}} \cdot \frac{(b-1)^{k-1}}{b^{k-1}}} \right)^{\frac{b^{k-2}}{(b-1)^{k-1} - b^{k-1}}}$$

$$n_{xy} = a \cdot \sqrt[b]{v_{Nx}}$$

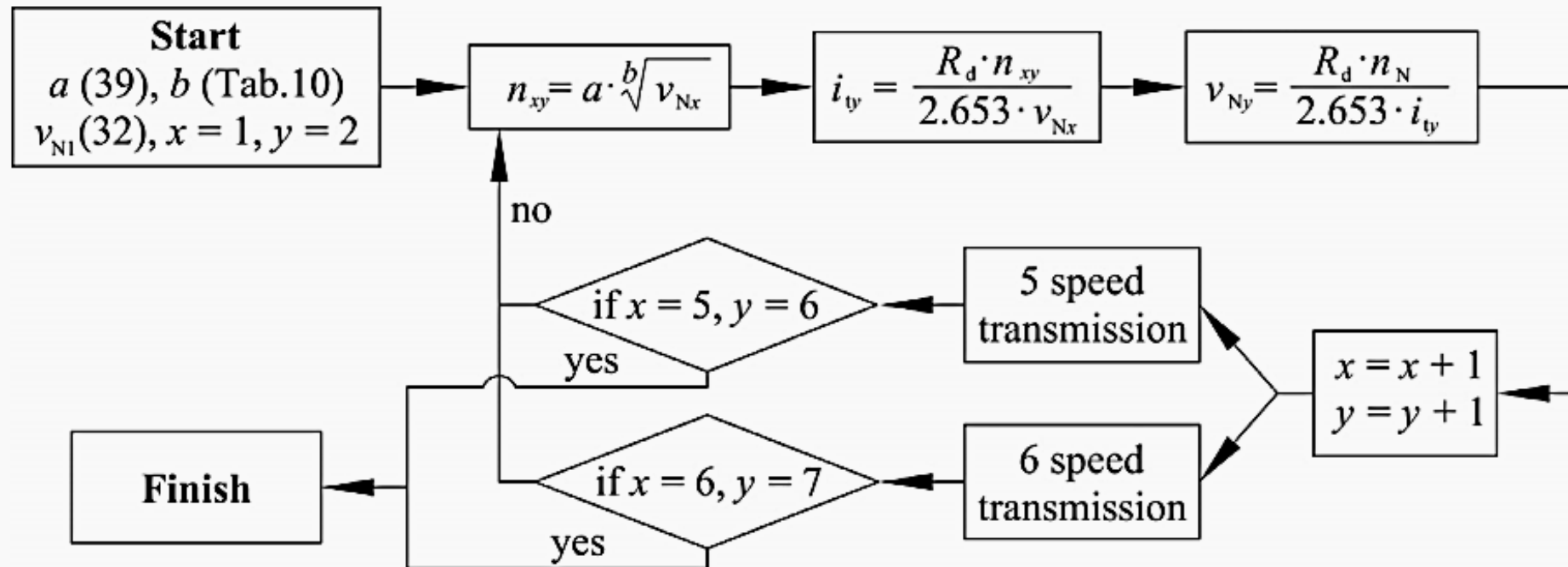


Fig. 10. Iteration algorithm for intermediate gear ratio calculation.



# طراحی گیربکس

• نمودارهای سرعت:

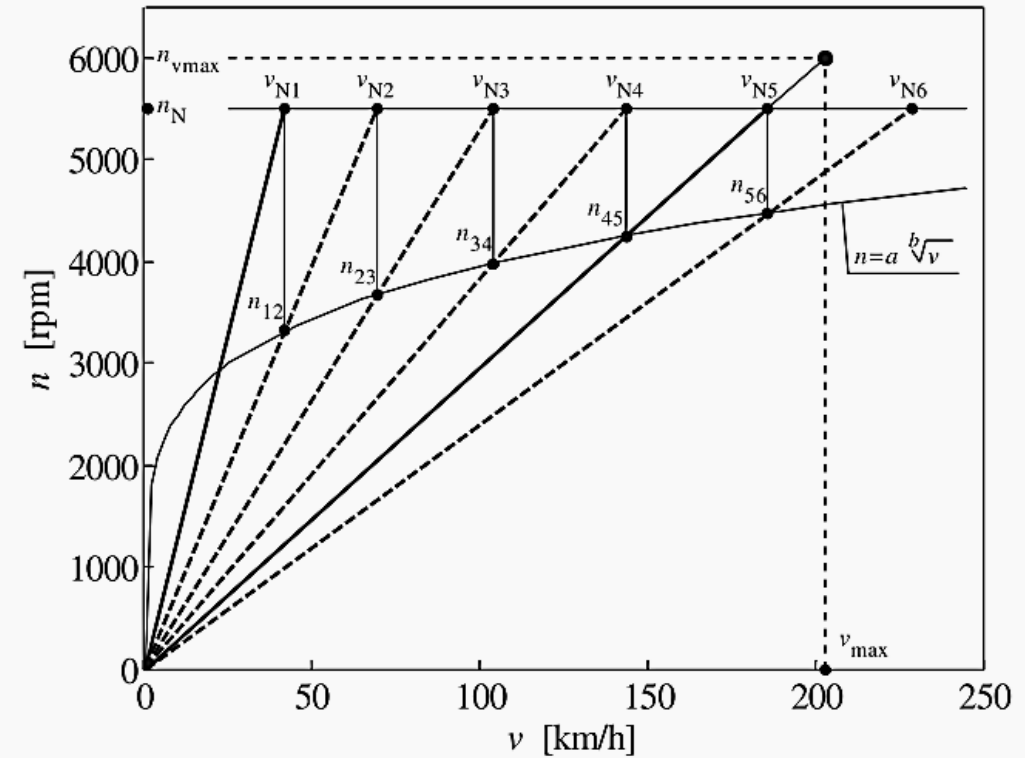
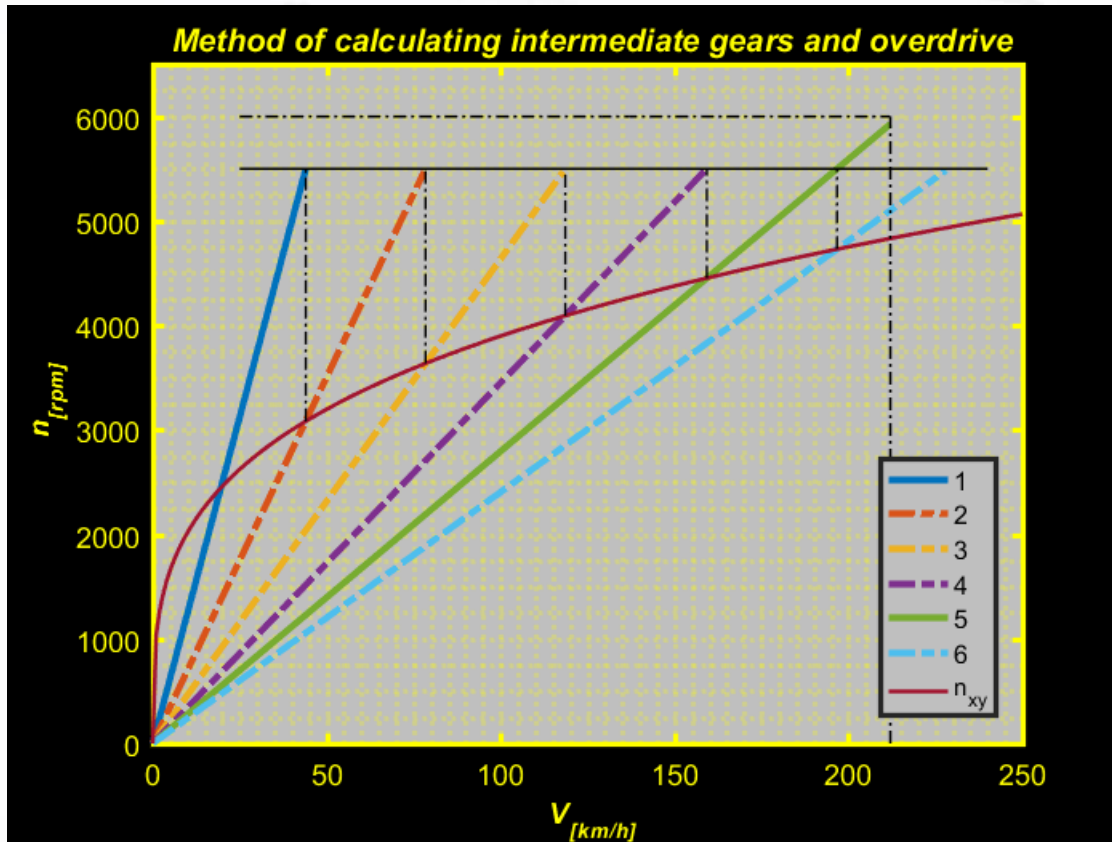
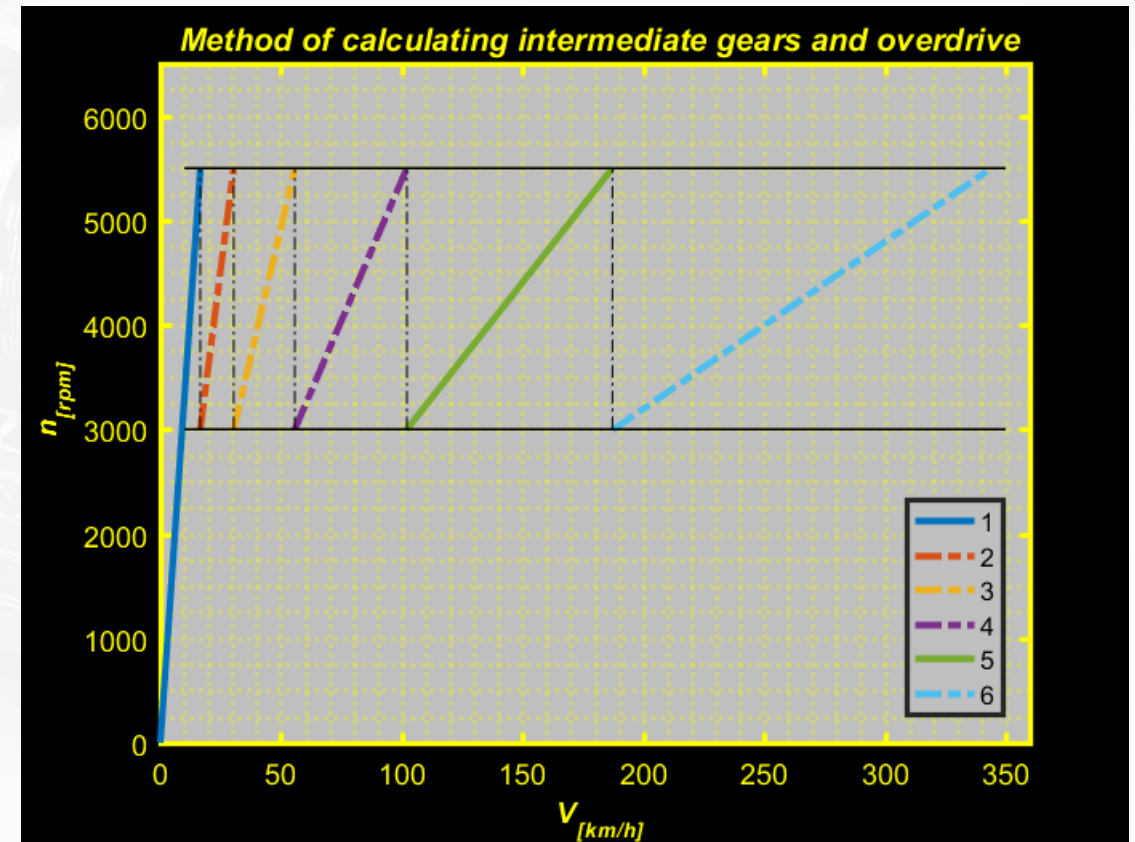
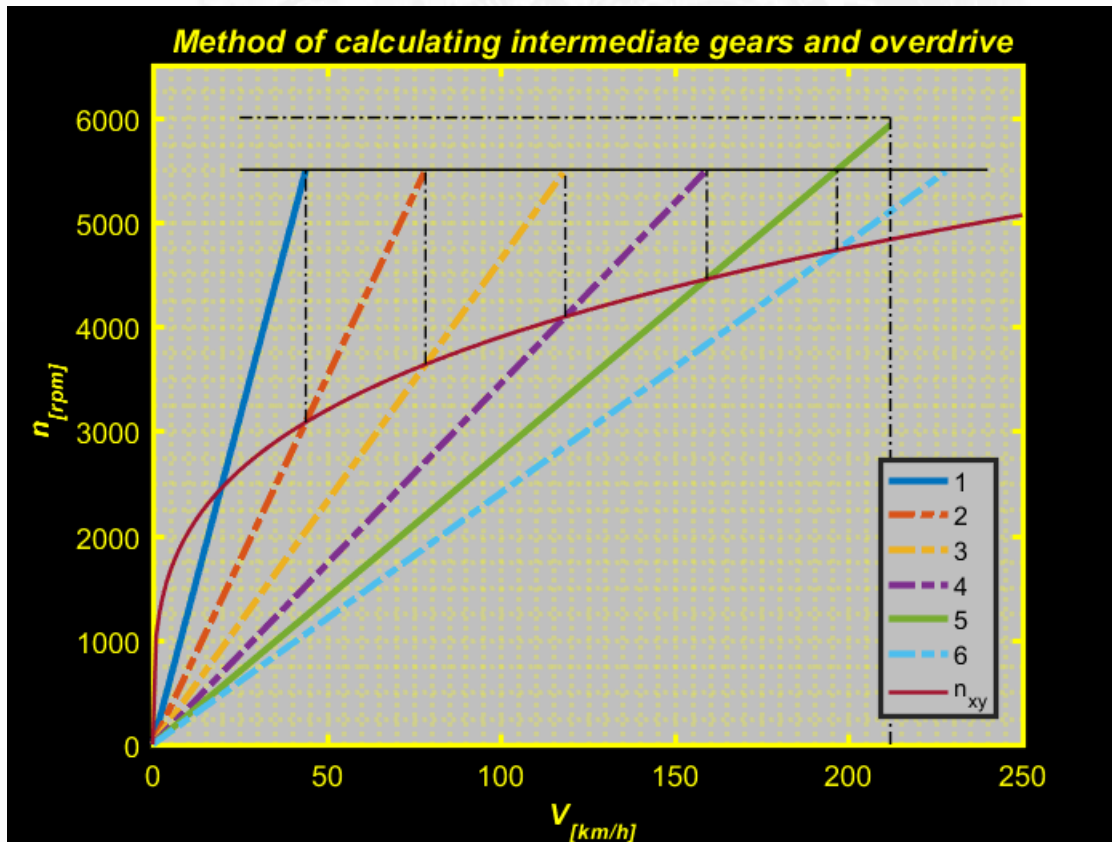


Fig. 8. Method of calculating intermediate gears and overdrive.



# طراحی گیربکس

- نمودار شبیه سازی به وسیله فرمول های کتاب در مقایسه با مقاله :



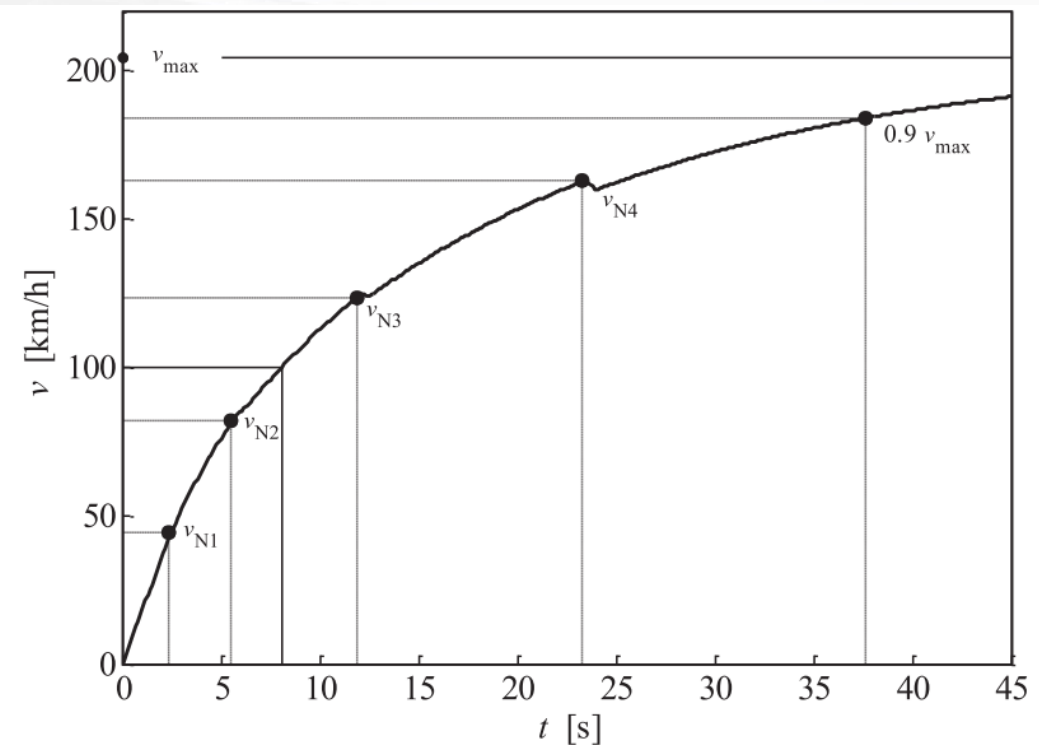
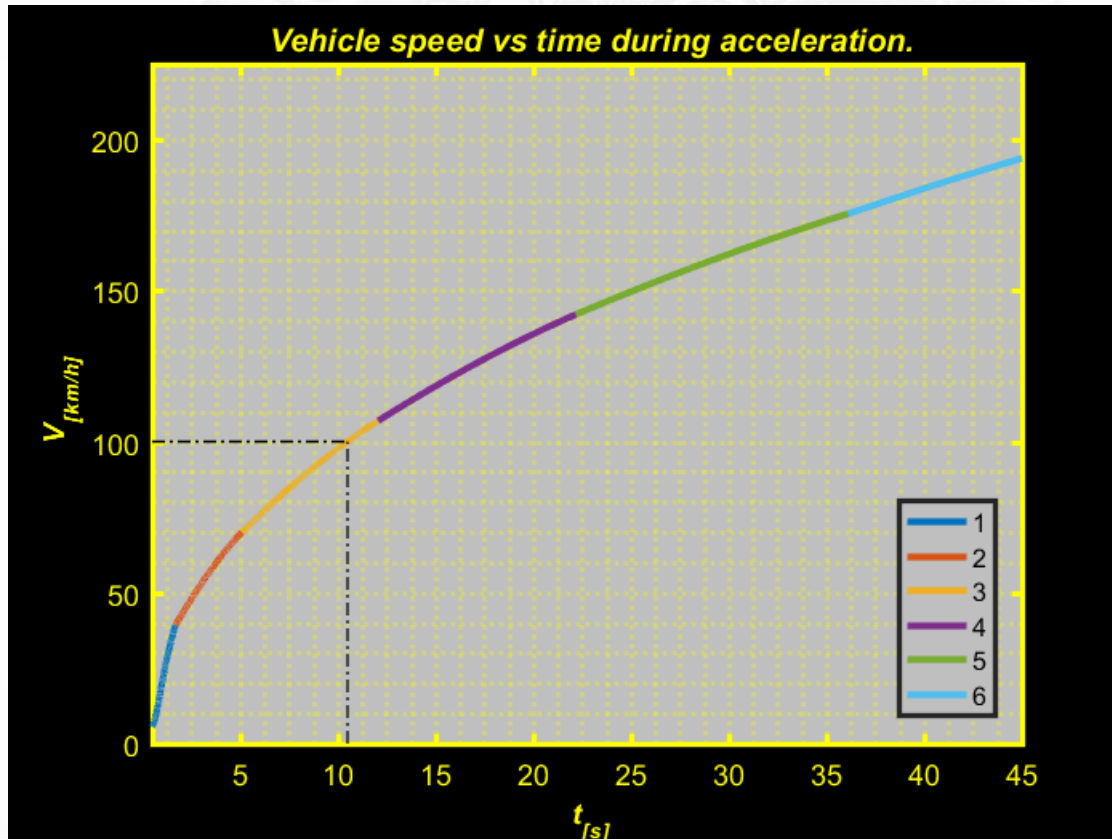




# طراحی گیربکس

$$t_{0 \div 100 \text{ km/h}} = \int_0^{100} \frac{m_t \cdot \delta(i_{tx})}{F_D - m_t \cdot g \cdot f_r(p_t, v, G_t) - 0.5 \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot (v/3.6)^2} \cdot d(v/3.6)$$

• نمودار زمان:



**Fig. 11.** Vehicle speed vs time during acceleration.