DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

www.dii.unipd.it

Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

Relazione per la prova finale
Koenigsegg Light Speed Transmission abbinato all'Engage Shifter System

Tutor universitario: Prof. Alberto Doria

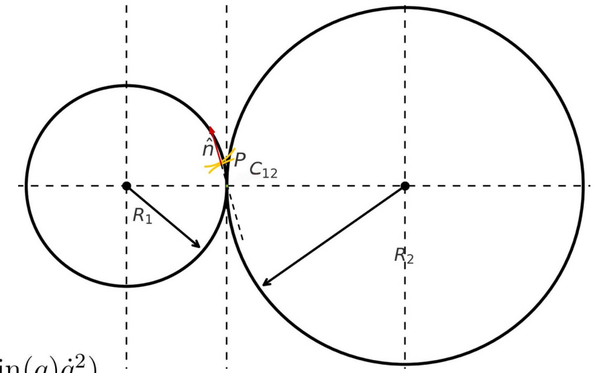
Laureando*: Andrea Agostini*

Padova, 17/09/2025

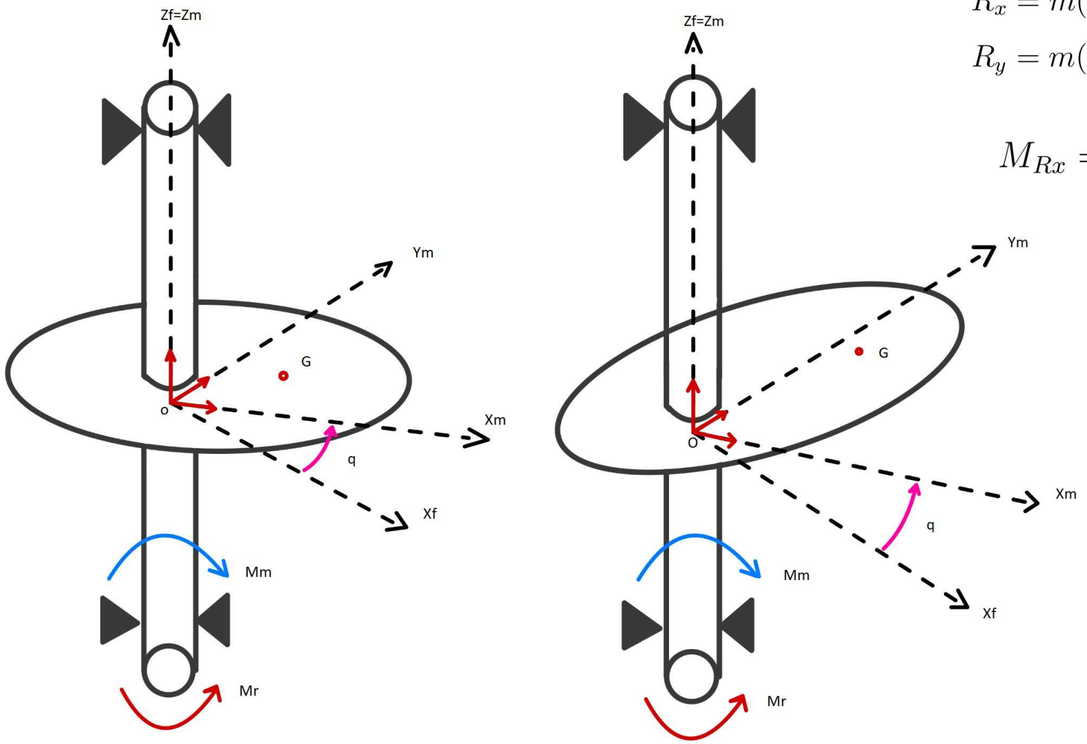
Introduzione dal corso di Meccanica Applicata

www.dii.unipd.it

Rapporti di trasmissione: $\tau_{21} = -\dfrac{R_1}{R_2}.$



Bilanciamento dei rotori: $x_G = 0, \quad y_G = 0, \quad I_{oxz} = 0, \quad I_{oyz} = 0.$



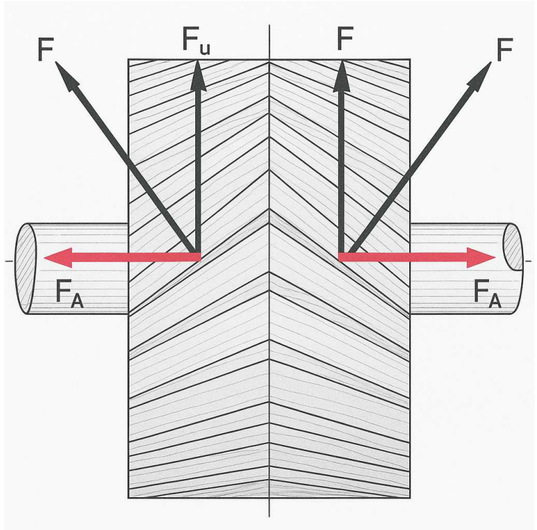
$$R_x = m(-y_G \cos(q)\ddot{q} - x_G \sin(q)\ddot{q} - x_G \cos(q)\dot{q}^2 + y_G \sin(q)\dot{q}^2)$$

$$R_y = m(-y_G \sin(q)\ddot{q} + x_G \cos(q)\ddot{q} - x_G \sin(q)\dot{q}^2 - y_G \cos(q)\dot{q}^2)$$

$$R_z = 0$$

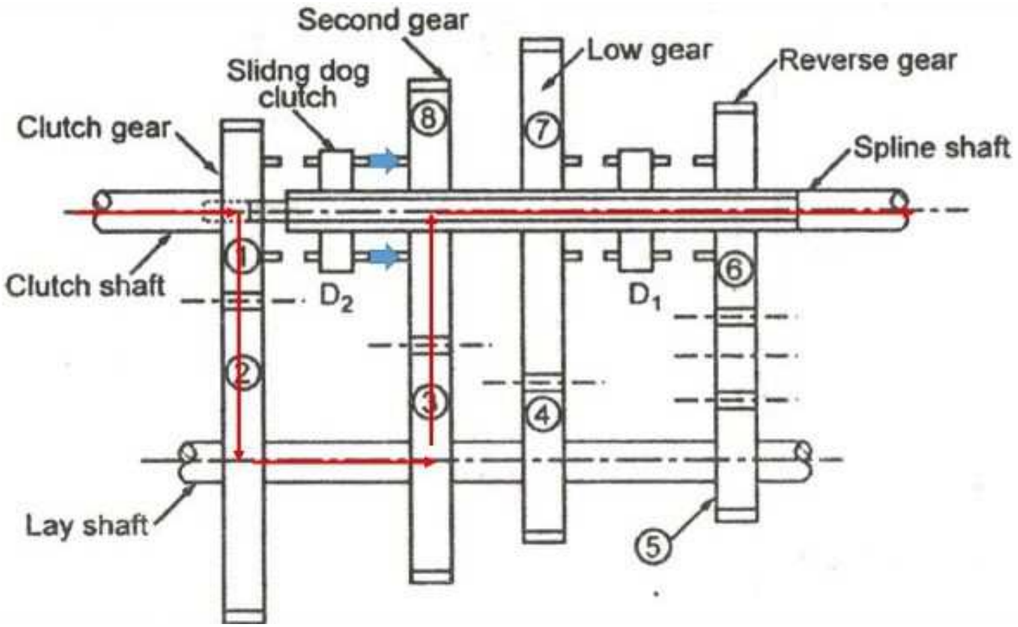
$$M_{Rx} = -I_{oxz}\ddot{q} + I_{oyz}\dot{q}^2, \quad M_{Ry} = -I_{oyz}\ddot{q} - I_{oxz}\dot{q}^2.$$

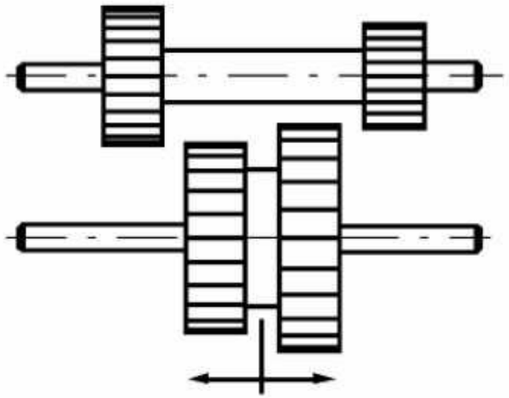
Ruote a dentatura elicoidale:



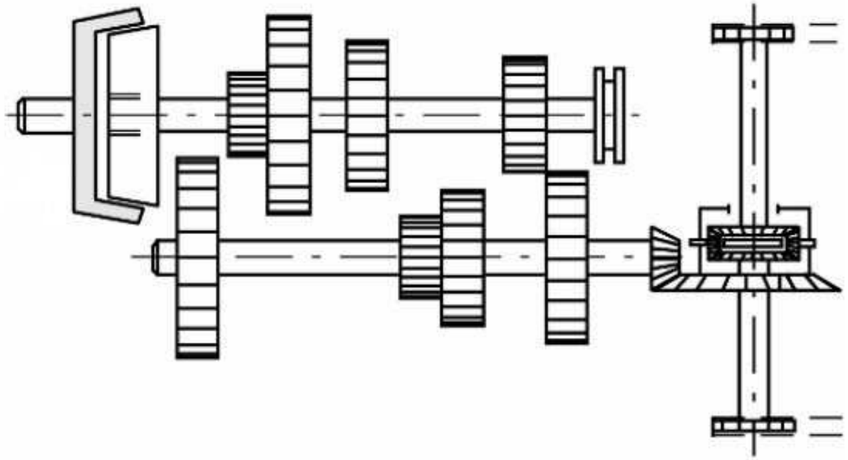
Power flow nel cambio manuale:

La coppia dal motore passa all'albero frizione e da qui al lay shaft; l'ingranaggio selezionato trasferisce il moto all'albero condotto. Il manicotto scorrevole innesta la marcia scelta, permettendo il flusso di potenza verso l'albero di uscita.

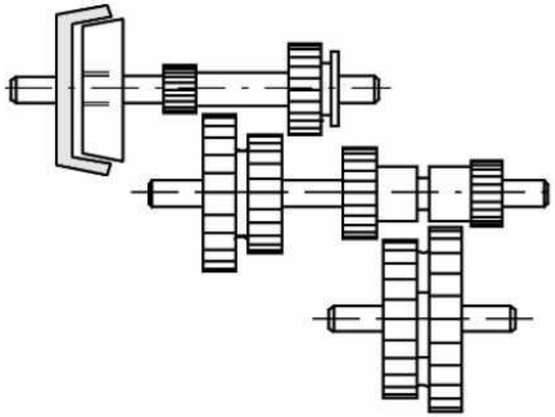




1821 Cambio di Griffith a due marce ad ingranaggi scorrevoli



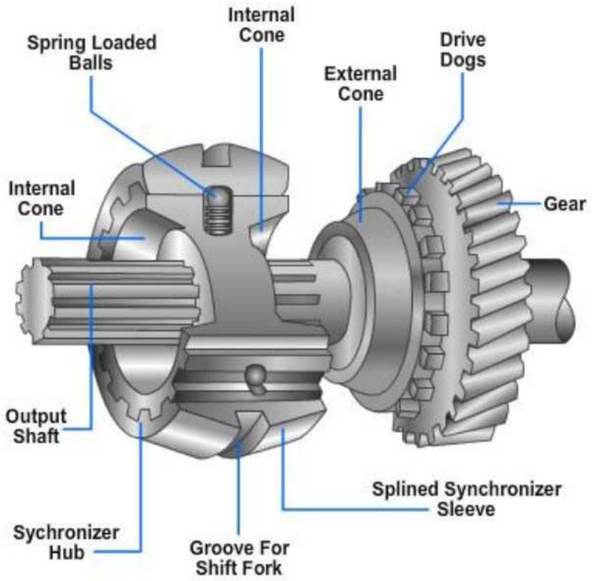
(1890) Armand Peugeot Powertrain

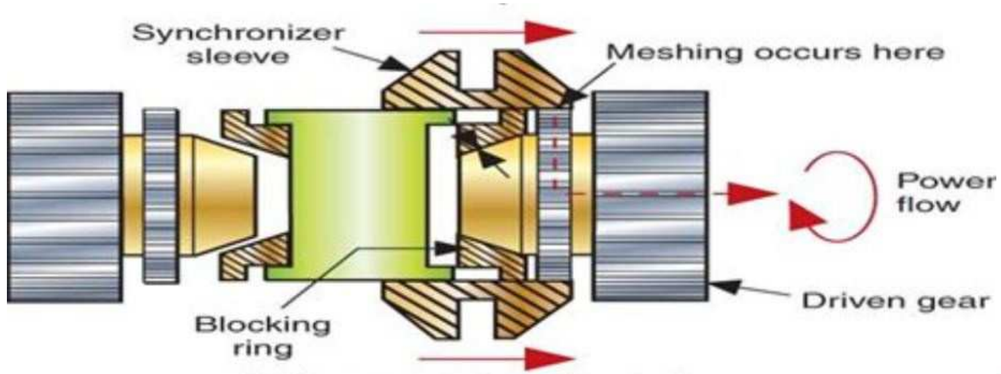


Wilhelm Maybach e Gottlieb Daimler, 1889

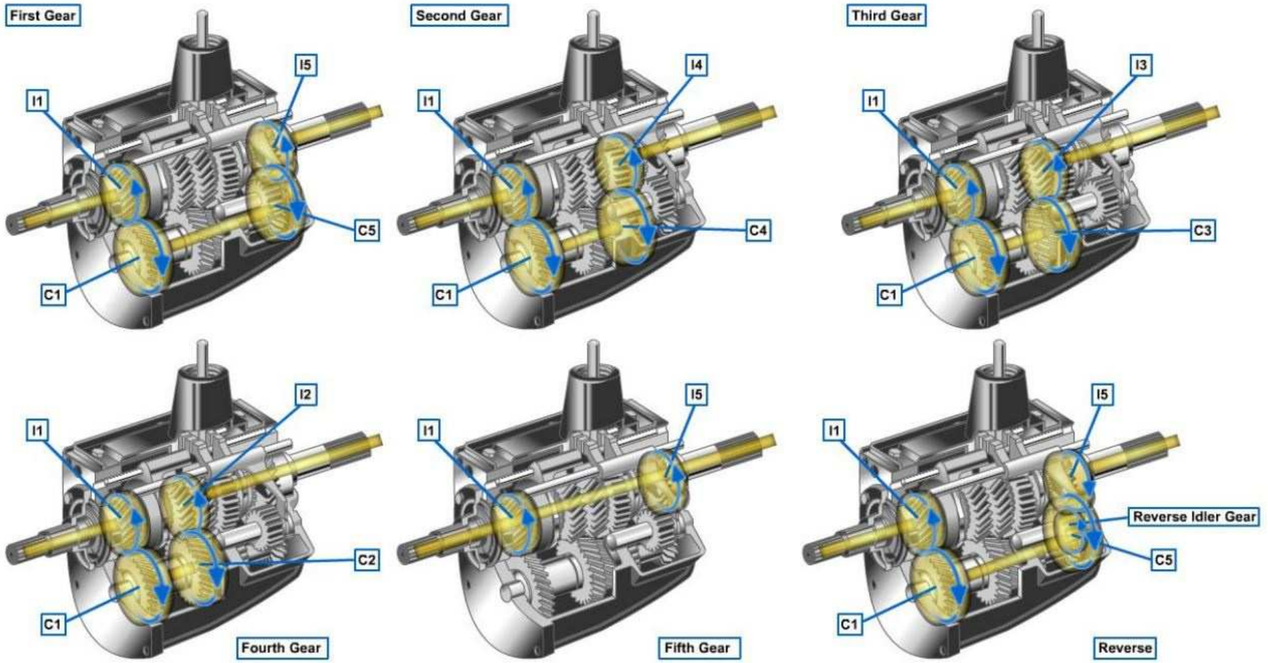
www.dii.unipd.it

Funzionamento dog clutch:



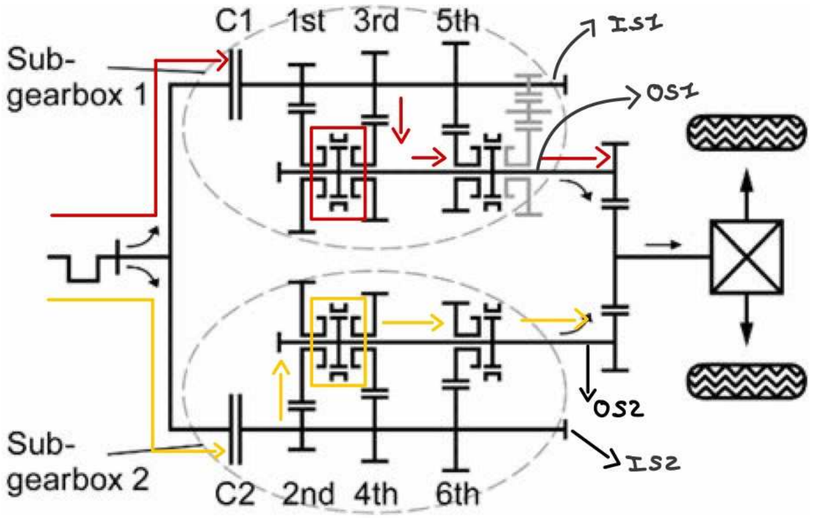


Trasmissione della potenza in un cambio a 5 marce:

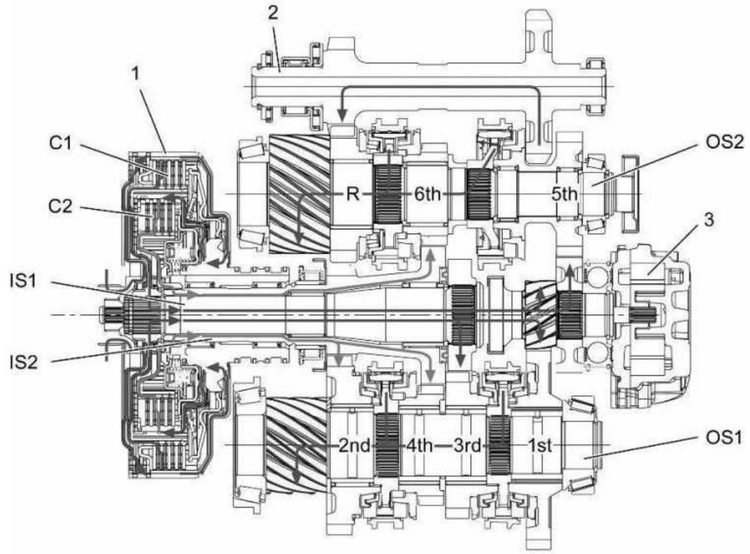


www.dii.unipd.it

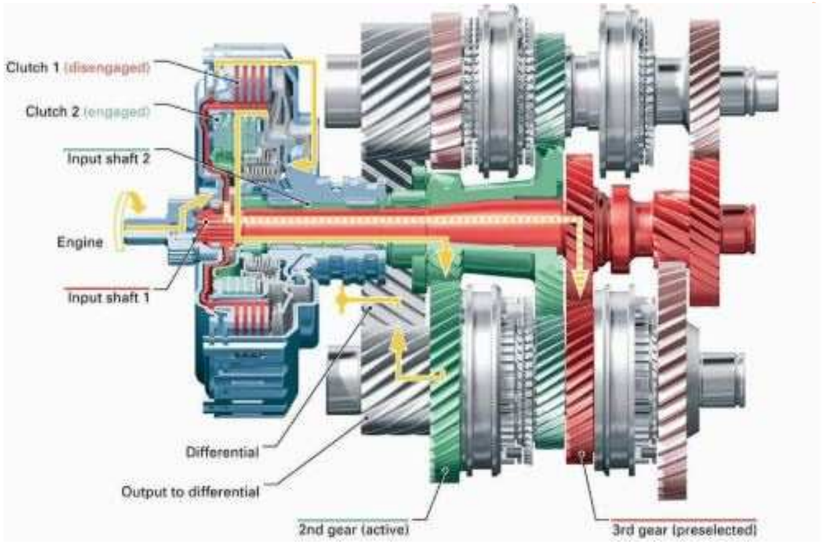
Cambi Semiautomatici DCT



Architettura cambio DCT



6-speed passenger car DCT VW DSG



Modello generico di trasmissione della coppia

www.dii.unipd.it

Il DCT utilizza due frizioni coassiali e due sotto-trasmissioni parallele: mentre una marcia è in trazione, la successiva viene preselezionata sull'altro ramo. L'innesto avviene tramite dog clutch azionati da attuatori elettroidraulici, senza comando meccanico diretto.

La capacità di coppia di ciascuna frizione, in condizioni stazionarie, si descrive con:

$$T_C = z\mu F_N R_m \longrightarrow T_{\text{out}}(t) = \alpha(t)\cdot T_{C_1}(t)\cdot \tau_{g1} + \big(1-\alpha(t)\big)\cdot T_{C_2}(t)\cdot \tau_{g2},$$

$$\text{con } 0 \le \alpha(t) \le 1 \text{ che cresce armonicamente nel tempo.}$$

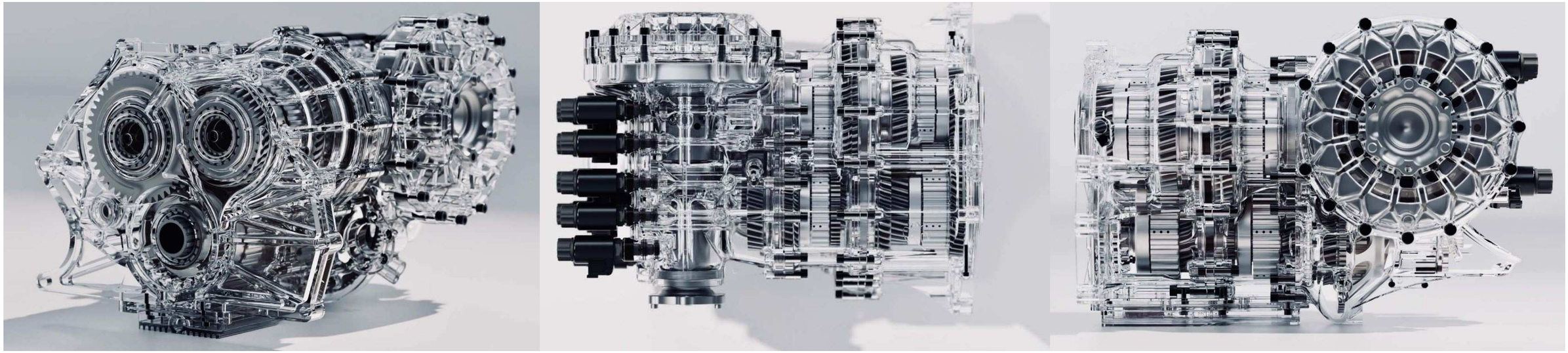
Cambi Semiautomatici DCT

www.dii.unipd.it

Il cambio a doppia frizione unisce l'efficienza del manuale alla rapidità dell'automatico: garantisce **innesti quasi istantanei**, continuità di coppia e consumi contenuti. Tuttavia presenta complessità costruttiva, costi elevati e lentezza di cambiata in staccata.

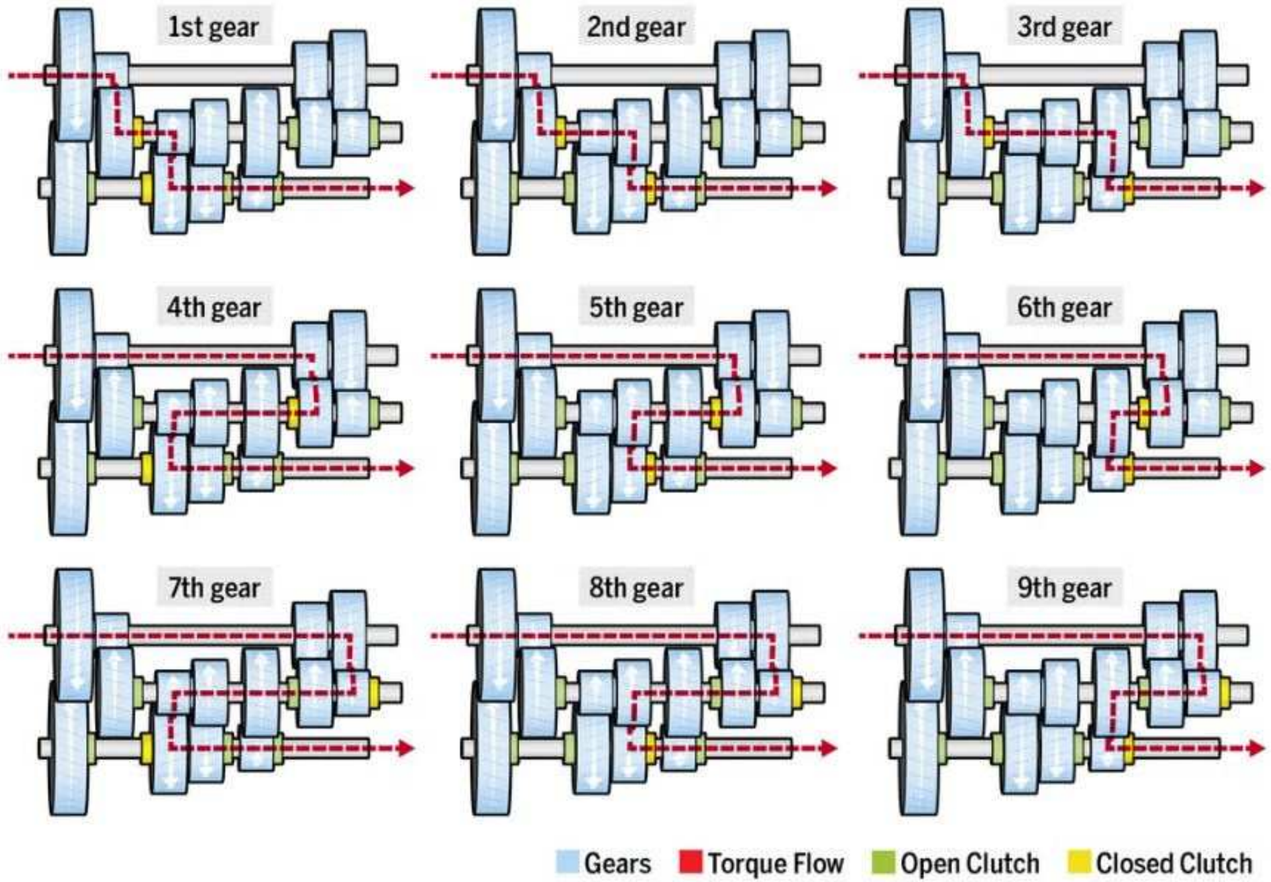
Koenigsegg LST

www.dii.unipd.it



Il Koenigsegg Lightspeed Transmission (LST) è un cambio ultracompatto e leggero, progettato per gestire oltre 1600 Nm di coppia con tempi di cambiata di pochi millisecondi. Con soli ~90 kg di peso, offre prestazioni inarrivabili rispetto ai tradizionali DCT, rappresentando un punto di riferimento assoluto nelle trasmissioni ad alte prestazioni.

Koenigsegg LST



Il Koenigsegg Lightspeed Transmission (LST) utilizza 7 frizioni multidisco controllate indipendentemente (UPOD) per gestire **nove** rapporti in presa costante. (da 6 coppie di ingranaggi).Grazie a questa architettura, è possibile selezionare direttamente qualsiasi marcia, **senza passaggi sequenziali**, con tempi di innesto di pochi millisecondi e continuità assoluta del flusso di coppia.

$$\boldsymbol{\sigma}(t) = [\sigma_1(t), \ldots, \sigma_7(t)] \in 0,1^7, \text{ con } \sigma_k = 1 \text{ per frizione chiusa e } \sigma_k = 0 \text{ per frizione aperta;}$$

www.dii.unipd.it

Energia della cambiata:

Rapporto di trasmissione complessivo: $\tau_g = \prod_i \tau_i,$

Coppia trasmissibile della frizione: $T_{C_k}(t) = z_k \mu_k F_{N,k}(t) R_{m,k}$ con

$$F_{N,k}(t) \simeq A_k p_k(t)$$
$$T_{C_k}(t) \approx k_k p_k(t)$$
$$k_k = z_k \mu_k A_k R_{m,k}$$

Ho slip tra i nodi della frizione: $\Delta\omega_k(t) \neq 0, \longrightarrow P_k(t) = T_{C_k}(t)\Delta\omega_k(t)$

Dissipando:

$$E_{d,k} = \int_{t_0}^{t_f} T_{C_k}(t)\Delta\omega_k(t)dt$$

La coppia in uscita dal cambio:

$$T_{\text{out}}(t) \approx \sum\nolimits_{k\in\mathcal{I}(t)} \alpha_k(t) T_{C_k}(t) \tau_k^{\text{eff}}$$

$\mathcal{I}(t)$ insieme delle frizioni attive.

www.dii.unipd.it

Modello sviluppato

Profilo ripartizione carico:

$$s(t) = 0 \text{ per } t \leq t_0$$
$$s(t) = 10\xi^3 - 15\xi^4 + 6\xi^5 \text{ per } t_0 < t < t_f$$
$$s(t) = 1 \text{ per } t \geq t_f.$$

con: $\xi = (t - t_0)/T_{\text{sh}}$

Quindi la ripartizione vale $\alpha_{\text{in}}(t) = s(t)$ e $\alpha_{\text{scarico}}(t) = 1 - s(t)$

Profilo ripartizione frizioni:

$$p_{\text{in}}(t) = p_{\text{fill}} \text{ per } t \leq t_0 + T_{\text{fill}}, \qquad p_{\text{out}}(t) = p_{\text{hold}} \text{ per } t \leq t_0,$$
$$p_{\text{in}}(t) = p_{\text{fill}} + (p_{\text{hold}} - p_{\text{fill}})s(t) \text{ per } t_0 + T_{\text{fill}} < t < t_f \qquad p_{\text{out}}(t) = p_{\text{hold}} - (p_{\text{hold}} - p_{\text{fill}})s(t) \text{ per } t_0 < t < t_f$$
$$p_{\text{in}}(t) = p_{\text{hold}} \text{ per } t \geq t_f. \qquad p_{\text{out}}(t) = p_{\text{fill}} \text{ per } t \geq t_f.$$

In questo modo la coppia a ruota segue una traiettoria regolare perché: $T_{\text{out}}(t) \approx \sum_j k_j \tau_j^{\text{eff}} p_j(t)$

Slip Frizioni:

$$\Delta\omega(t) = (1 - s(t))\Delta\omega_0 \text{ per } t_0 \leq t \leq t_f \text{ e } \Delta\omega(t) = 0 \text{ per } t \geq t_f$$

Confronto Eergetico:

$$E_{\text{direct}} = \int_{t_0}^{t_f} \eta_g T_{\text{e}} \omega_e \mathrm{d}t$$

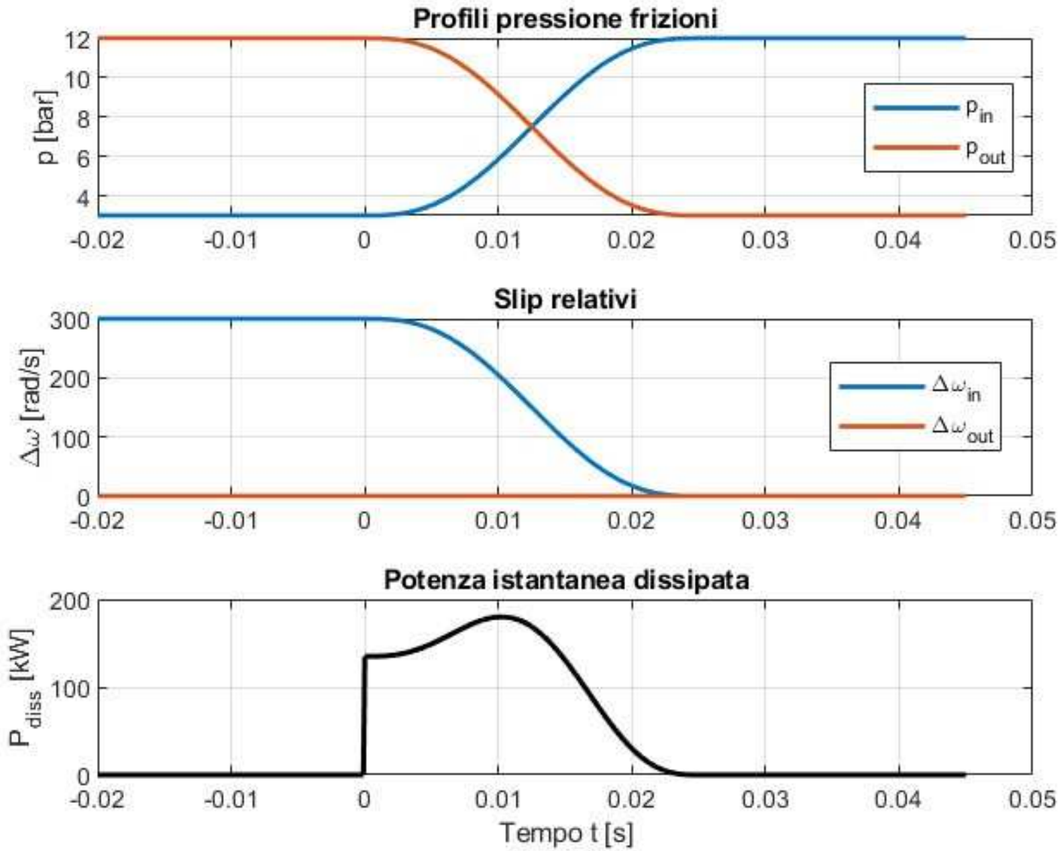
$$E_{\text{shifting}} = \int_{t_0}^{t_f} \eta_g T_{\text{req,out}}(t) \omega_{\text{out}}(t) \mathrm{d}t \quad \text{con:} \quad T_{\text{req,out}}(t) = \eta_g \left[(1 - s(t))\tau_g + s(t)\tau_{g^*}\right] T_{out}$$

www.dii.unipd.it

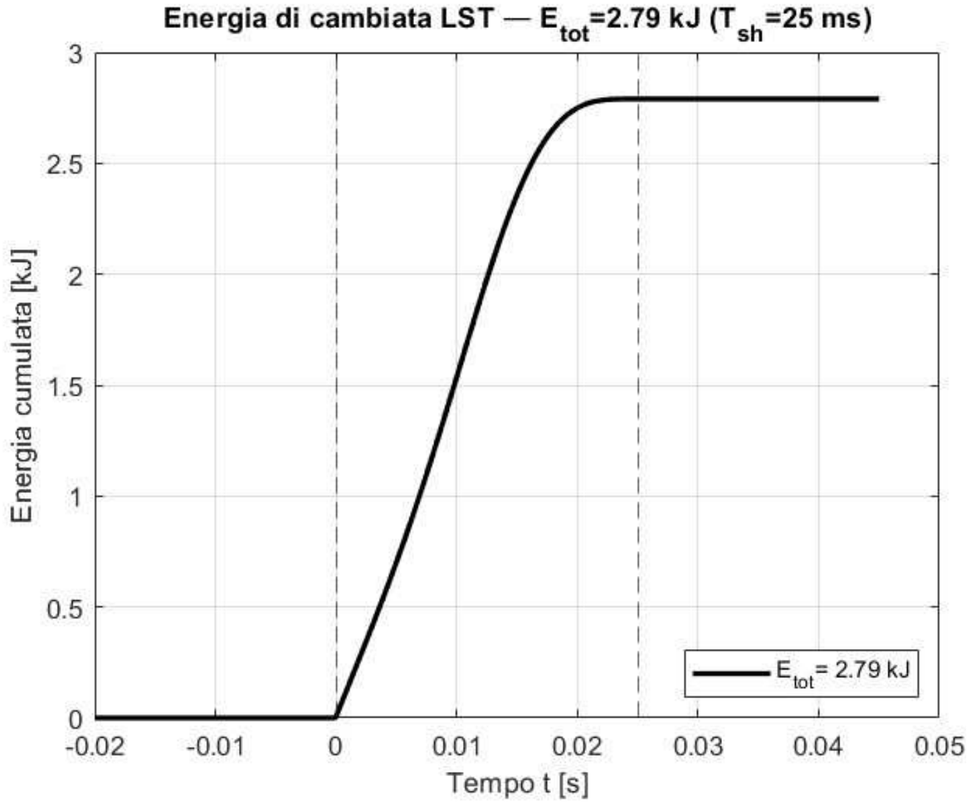
Grafici

www.dii.unipd.it

ndamenti della coppia richiesta ideale e reale



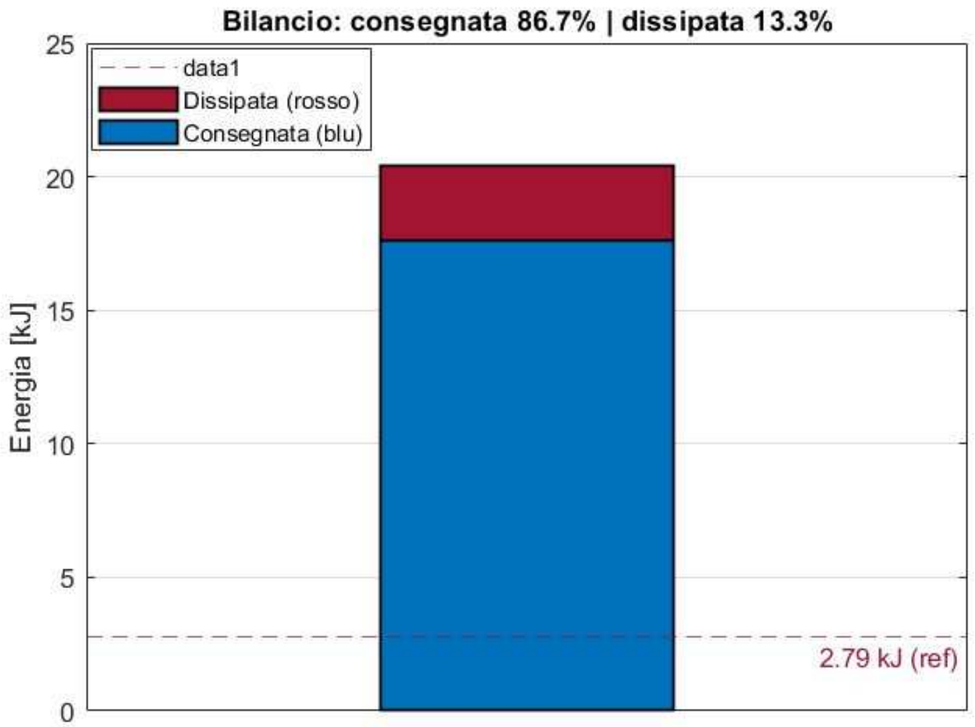
Profili pressione frizioni, Slip relativi, Potenza dissipata totale durante la cambiata.

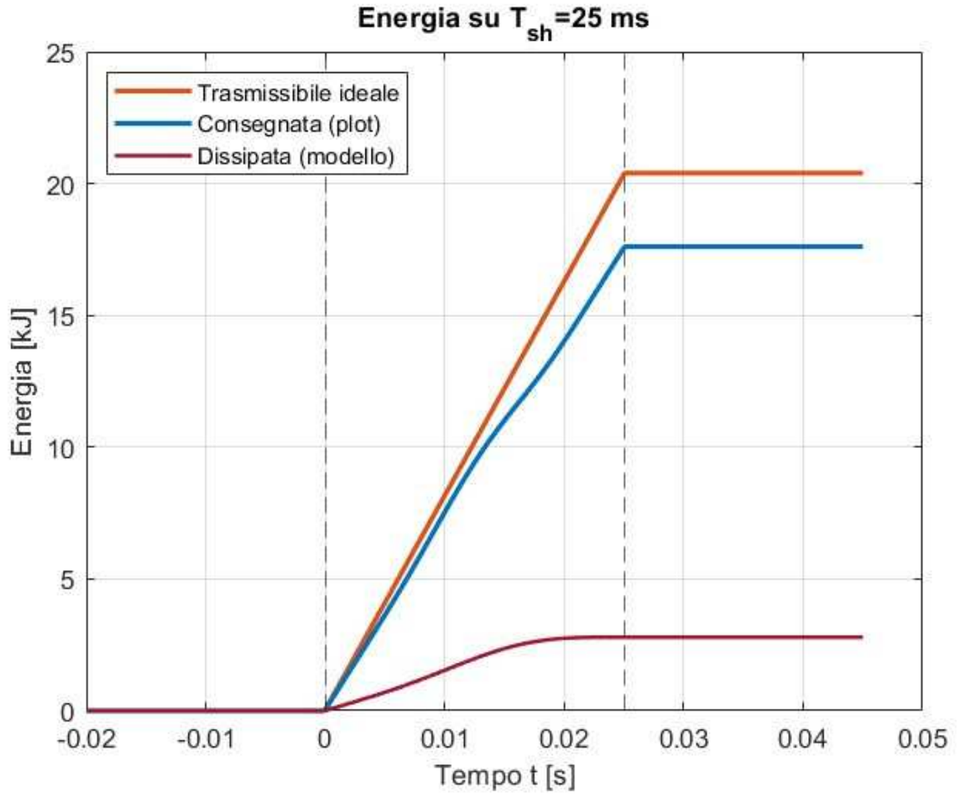


Energia dissipata in cambiata

Grafici

www.dii.unipd.it





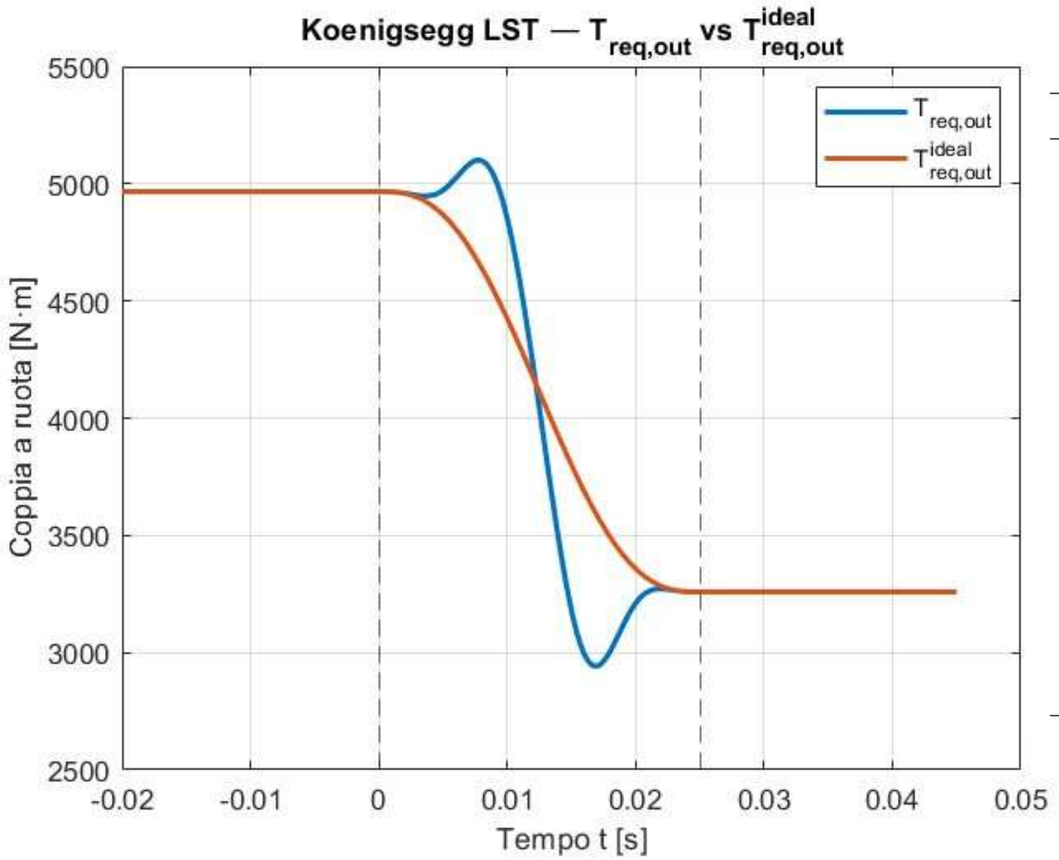
Valori Energetici

$E_{diss,ref}$	2.79 kJ	Energia dissipata di riferimento (target)
E_{direct}	20.94 kJ	Energia trasferibile senza cambiata

Differenze tra "flusso energetico" con cambiata e senza cambiata

Grafici

www.dii.unipd.it



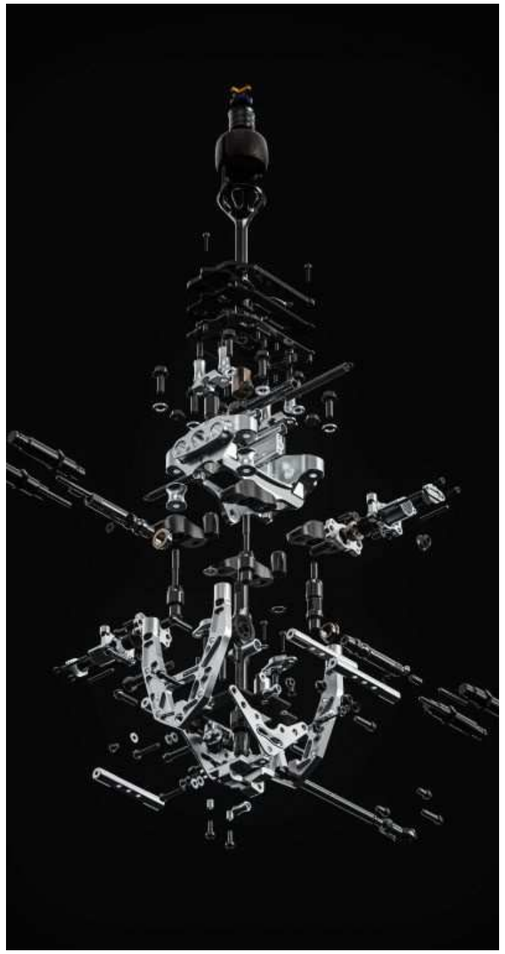
Simbolo	Valore	Descrizione
T_e	1600 N · m	Coppia motore
η_g	0.97	Rendimento globale trasmissione
τ_g	3.20	Rapporto uscente (iniziale)
τ_{g^*}	2.10	Rapporto entrante (finale)
T_{sh}	0.025 s	Durata della cambiata
p_{fill}	3.0×10^5 Pa	Pressione di riempimento frizione
p_{hold}	1.2×10^6 Pa	Pressione di esercizio frizione
k_{in}, k_{out}	1.5×10^{-3} N · m/Pa	Coefficienti coppia–pressione frizioni
$\Delta\omega_{0,in}$	300 rad/s	Slip iniziale
$\Delta\omega_{0,out}$	0 rad/s	Slip finale
ω_e	5100 rpm	Velocità motore per T_e
$E_{diss,ref}$	2.79 kJ	Energia dissipata di riferimento (target)
E_{ideal}	20.94 kJ	Energia trasferibile senza cambiata

Parametri principali utilizzati nel modello energetico della cambiata LST

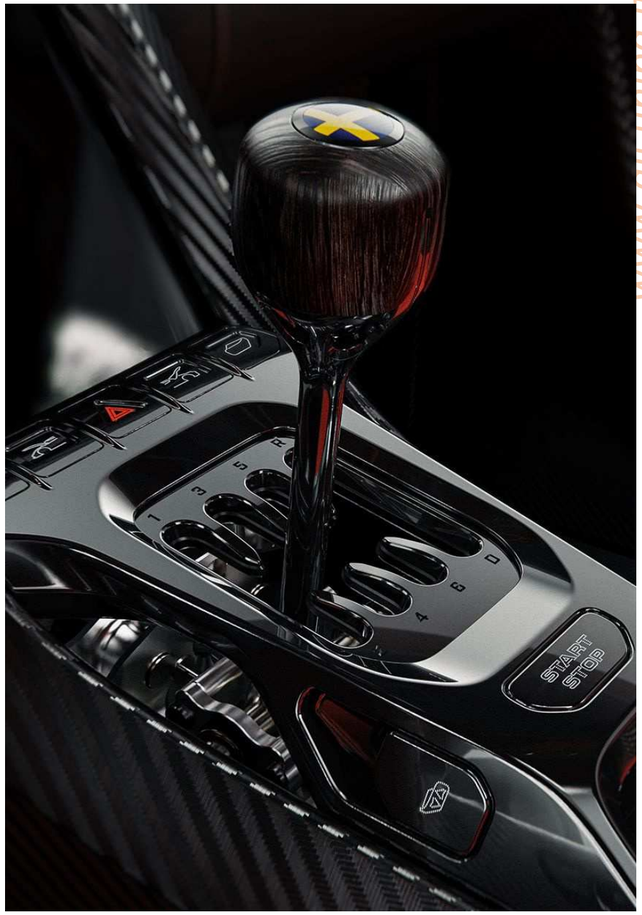
$$T_{\text{req,out}}(t) = \eta_g \left[(1 - s(t))\tau_g + s(t)\tau_{g^*}\right] T_{out}$$
$$T_{\text{req,out,ideal}}(t) = \eta_g \left[(1 - s(t))\tau_g + s(t)\tau_{g^*}\right] T_e$$

→ Andamenti della coppia richiesta alla ruota reale ed ideale

Engage Shifter System (ESS)



Sistema duale: manuale 6 marce + automatico 9 marce
Manuale: frizione a pedale e griglia meccanica reale
Automatico: gestione elettronica delle 7 frizioni LST
Un solo hardware → due modalità di guida distinte
Sintesi: prestazioni estreme + piacere analogico



www.dii.unipd.it

Referenze

[1] U.S. Navy, *Automotive Clutches, Transmissions, and Transaxles*, NAVEDTRA 14264A, Department of the Navy, 2010.

Disponibile online: clicca qui

[2] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak, *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*, Second Edition, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2011.

[3] Koenigsegg Automotive AB, *Jesko – Light Speed Transmission (Press Information)*, March 5th, 2019.

Disponibile online: clicca qui

[4] Engineering Explained, *Koenigsegg Jesko – 9 Speed Gearbox Working in Detail*,

Disponibile online: clicca qui

[5] A. Doria, *Materiali del corso di Meccanica Applicata alle Macchine*, Università degli Studi di Padova, 2024.

www.dii.unipd.it