

Chương 1 : Thiết kế ly hợp ô tô

Mục đích của việc thiết kế môn học phân ly hợp ô tô nhằm xác định các thông số cơ bản của ly hợp ô tô. Đó là tính toán xác định số lượng và kích thước bề mặt ma sát, cơ cấu ép và cơ cấu điều khiển của ly hợp nhằm bảo đảm các yêu cầu của ly hợp trong mọi điều kiện làm việc của ô tô.

1. TÍNH TOÁN ĐĨA BỊ ĐỘNG VÀ ĐĨA ÉP:

1.1. Mô men ma sát của ly hợp :

Ly hợp phải có khả năng truyền hết mô-men xoắn lớn nhất của động cơ M_{emax} .

Để bảo đảm yêu cầu truyền hết mô-men xoắn lớn nhất của động cơ trong mọi điều kiện làm việc, thì ta phải có :

$$M_{ms} = M_{emax} \cdot \beta \quad (1-1)$$

Trong đó :

M_{ms} : Mô-men ma sát cần thiết của ly hợp, [N.m].

M_{max} : Mô-men xoắn lớn nhất của động cơ, [N.m]. (Lấy theo số liệu đề cho, đối với máy kéo mô-men này lấy bằng mô men định mức M_n của động cơ).

β : Hệ số dự trữ của ly hợp.

Hệ số dự trữ ly hợp β phải đủ lớn ($\beta > 1$) để bảo đảm cho ly hợp truyền hết mô-men xoắn động cơ trong mọi điều kiện làm việc của nó (khi các bề mặt ma sát bị dầu mỡ rơi vào, khi các lò xo ép bị giảm tính đàn hồi, khi các tấm ma sát bị mòn.v.v.). Mặt khác hệ số β không được lớn quá, vì như thế ly hợp không làm tốt chức năng bảo vệ an toàn cho hệ thống truyền lực khi quá tải.

Hệ số β thường được xác định bằng thực nghiệm; có tính đến các yếu tố như đã nêu và đặc biệt chú ý xét đến điều kiện làm việc nặng nhọc của xe, đặc tính động lực học của xe thiết kế. Giá trị của β có thể tham khảo theo số liệu ở bảng B1-1 như sau :

Bảng B1-1 : Bảng chọn hệ số dự trữ ly hợp β

Loại xe	Trị số β
Xe du lịch	1,35 ÷ 1,75
Xe tải, khách, máy kéo vận tải (không kéo mooc)	1,60 ÷ 2,25
Ô tô tải có mooc (hoặc tính năng thông qua cao)	1,80 ÷ 3,00
Máy kéo nông nghiệp kiểu ly hợp thường đóng	2,00 ÷ 2,50

Chú ý : Giá trị giới hạn trên được chọn cho xe làm việc trong điều kiện nặng nhọc (như tải trọng lớn, xe hoạt động trong nhiều loại đường, hoặc kiểu ly hợp không điều chỉnh được).

Ngược lại xe làm việc trong điều kiện không nặng nhọc, có đặc tính động lực học tốt thì chọn về phía giới hạn nhỏ.

Vậy, căn cứ vào chủng loại xe và điều kiện làm việc thường xuyên của nó mà ta chọn hệ số β thích hợp; từ đó xác định được mô-men ma sát cần thiết của ly hợp theo công thức (1-1) nhằm có thể truyền hết mô-men xoắn của động cơ trong mọi điều kiện hoạt động.

1.2. Bán kính hình vành khăn của bề mặt ma sát đĩa bị động :

Nếu gọi lực ép tổng cộng do cơ cấu ép tạo ra là F [N], đặt tại bán kính trung bình R_{tb} [m] của đĩa bị động, thì mô-men ma sát của ly hợp M_{ms} [N.m] do cơ cấu ép tạo ra là :

$$M_{ms} = \mu.F.R_{tb}.z_{ms} \quad (1-1b)$$

Trong đó :

μ : Hệ số ma sát trượt giữa các đôi bề mặt ma sát (tấm ma sát với đĩa ép và tấm ma sát với bánh đà).

z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát; phụ thuộc vào số đĩa bị động của ly hợp:

+ Ly hợp một đĩa bị động : $z_{ms} = 2$

+ Ly hợp hai đĩa bị động : $z_{ms} = 4$

Gọi p [N/m²] là áp suất pháp tuyến sinh ra ở các đôi bề mặt ma sát dưới tác dụng lực ép F , và với giả thiết áp suất p là phân bố đều trên toàn bộ bề mặt ma sát ($p = \text{const}$). Với R_1 , R_2 là bán kính trong và ngoài của hình vành khăn thì mô-men ma sát của đĩa bị động ly hợp M_{ms} do cơ cấu ép tạo ra được viết lại ở dạng triển khai theo kích thước của tấm ma sát:

$$M_{ms} = \mu p \pi R_2^3 (1 - K_R^3) z_{ms} \quad (1-1c)$$

Trong đó :

p : Áp suất pháp tuyến của các bề mặt ma sát, [N/m²].

K_R : Hệ số tỷ lệ giữa bán kính trong và ngoài bề mặt ma sát, $K_R = \frac{R_1}{R_2}$.

Suy ra bán kính ngoài R_2 [m] của bề mặt ma sát đĩa bị động ly hợp được xác định theo áp suất làm việc của các bề mặt ma sát.

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3.\beta.M_{e\max}}{2.z_{ms}.\mu.\pi.p.(1 - K_R^3)}} \quad (1-2)$$

• Giá trị áp suất làm việc của các bề mặt p là một trong những thông số quan trọng quyết định đến lượng mòn của các bề mặt ma sát khi ly hợp trượt trong quá trình đóng ly hợp sau gài số. Trong đó vành ma sát thường làm bằng vật liệu có hệ số ma sát cao

nhưng mềm hơn thép và gang. Vì vậy trong tính toán thiết kế phải chọn giá trị áp suất làm việc p nhỏ hơn hoặc bằng giá trị cho phép $[p] = 1,4 \cdot 10^5 \div 2,5 \cdot 10^5$ [N/m²] nhằm bảo đảm tuổi thọ cần thiết cho chúng giữa hai lần sửa chữa thay thế.

Giá trị giới hạn trên được áp dụng cho ô tô có động cơ nhiều xy lanh (lớn hơn 4), đặc tính động lực của xe tốt và làm việc trong điều kiện đường sá tốt (ít phải sang số) và ngược lại ô tô có động cơ ít xy lanh, đặc tính động lực của xe không tốt và làm việc trong điều kiện đường sá xấu.

- Hệ số tỷ lệ K_R có thể chọn theo kinh nghiệm bằng $K_R = 0,53 \div 0,75$. Giá trị nhỏ chỉ dùng cho xe có động cơ tốc độ trung bình và thấp và đặc tính động lực xe tốt (ít phải sang số).

Với động cơ cao tốc, nếu chọn hệ số K_R bé (tức R_1 và R_2 khác nhau lớn) thì chênh lệch tốc độ trượt tiếp tuyến ở mép trong và mép ngoài của vành tấm ma sát sẽ lớn, gây ra sự mòn không đều từ trong ra ngoài làm cho thời hạn phục vụ của tấm ma sát sẽ giảm. Vì vậy đối với động cơ cao tốc nên chọn hệ số tỷ lệ k_R về phía giới hạn trên.

- Hệ số ma sát μ phụ thuộc vào nhiều yếu tố : vật liệu và tình trạng của đôi bề mặt ma sát, tốc độ trượt tương đối, nhiệt độ và áp suất trên bề mặt ma sát. Đối với ly hợp ma sát cơ khí ô tô máy kéo, hệ số ma sát giữa phê-ra-đô đồng với gang (hoặc thép) thì hệ số ma sát μ có thể đạt đến 0,35. Tuy vậy, do ảnh hưởng của các yếu tố nhiệt độ, tốc độ trượt .v.v.. nên khi tính toán chỉ chọn trong khoảng $\mu = 0,22 \div 0,30$.

- Số đôi bề mặt ma sát z_{ms} thường chọn bằng 2 (tức ly hợp một đĩa bị động). Chỉ đối với máy kéo hoặc ô tô tải lớn; có mô-men cực đại của động cơ lớn (từ 465 [N.m] trở lên), làm việc trong điều kiện nặng nhọc thì mới chọn $z_{ms} = 4$ (ly hợp có hai đĩa bị động).

Trong tính toán thiết kế, bán kính ngoài có thể R_2 có giá trị quá lớn vượt quá giới hạn đường kính bề mặt ma sát của bánh đà động cơ (tham chiếu bảng B1-2). Lúc đó R_2 phải được tính lại với $z_{ms} = 4$.

Bảng B1-2: Giới hạn của đường kính ngoài vành ma sát D_2

Mômen cực đại động cơ M_{cmax} [Nm] không lớn hơn	Số vòng quay tương ứng n_N [v/ph] không nhỏ hơn	Đường kính cho phép D_2 [mm] không lớn hơn
$\leq 88 \div 240$	$\geq 7000 \div 10000$	$\leq 180 \div 240$
$\leq 200 \div 375$	$\geq 4500 \div 5000$	$\leq 250 \div 325$
$\leq 400 (465) \div 685(1080)^*$	$\geq 3000 \div 4000$	$\leq 340 \div 400$
$\leq 1080(1420)^*$	$\geq 2500 \div 3000$	≤ 420

Chú thích * : Giá trị trong dấu ngoặc đơn tương ứng với ly hợp có thể 2 đĩa bị động.

Bán kính trong của bề mặt ma sát R_1 [m] được xác định thông qua hệ số tỷ lệ K_R đã chọn khi tính toán bán kính ngoài R_2 ở trên.

$$\text{Tức là: } R_1 = K_R R_2 \quad (1-2b)$$

1.3. Diện tích và bán kính trung bình của hình vành khăn tấm ma sát :

Diện tích hình vành khăn tấm ma sát S [m²]:

$$S = \pi(R_2^2 - R_1^2) \quad (1-3)$$

Bán kính trung bình hình vành khăn của tấm ma sát R_{tb} [m]:

$$R_{tb} = \frac{2 R_2^3 - R_1^3}{3 R_2^2 - R_1^2} \quad (1-3b)$$

1.4. Lực ép của cơ cấu ép:

Sau khi đã xác định được các thông số kích thước của vành ma sát, ta dễ dàng xác định được lực ép cần thiết của cơ cấu ép phải tạo ra mà theo đó bảo đảm áp suất làm việc đã chọn và thỏa mãn mô-men ma sát yêu cầu:

$$F = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.z_{ms}} \quad (1-4)$$

1.5. Công trượt riêng của ly hợp :

Việc xác định kích thước của bề mặt ma sát theo điều kiện áp suất làm việc không vượt quá giá trị cho phép như trên chưa đủ để đánh giá khả năng chống mòn của ly hợp. Khi các ly hợp khác nhau có cùng áp suất làm việc nhưng với ô tô máy kéo có trọng lượng khác nhau thì sự hao mòn của ly hợp sẽ khác nhau.

Quá trình đóng êm dịu ly hợp bao giờ cũng kèm theo sự trượt ly hợp giữa các đôi bề mặt ma sát. Sự trượt của ly hợp làm cho các bề mặt ma sát mòn, đồng thời sinh nhiệt nung nóng các chi tiết tiếp xúc với các bề mặt trượt. Nếu cường độ trượt quá mạnh sẽ làm mòn nhanh các bề mặt ma sát và nhiệt sinh ra sẽ rất lớn, có thể làm cháy cục bộ các tấm ma sát, làm nung nóng lò xo ép từ đó có thể làm giảm khả năng ép của chúng.

Vì vậy, việc xác định công trượt, công trượt riêng để hạn chế sự mòn, khống chế nhiệt độ cực đại nhằm bảo đảm tuổi thọ cho ly hợp là hết sức cần thiết.

Để đánh giá tuổi thọ của ly hợp theo điều kiện trượt, người ta dùng chỉ tiêu công trượt riêng; được xác định bằng công trượt trên một đơn vị diện tích làm việc của các bề mặt ma sát, kí hiệu l_r [J/m²] :

$$l_r = \frac{L}{z_{ms}\pi(R_2^2 - R_1^2)} \quad (1-5)$$

Trong đó :

L : Công trượt tổng cộng của ly hợp, [Jun].

z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát.

R_2 : Bán kính ngoài hình vành khăn bề mặt ma sát, [m].

R_1 : Bán kính trong hình vành khăn của bề mặt ma sát, [m].

Sự trượt của ly hợp diễn ra ngay sau khi gài số và thực hiện đóng ly hợp. Điều đó có thể xảy ra lúc xe đang chạy hoặc khi bắt đầu khởi hành xe; trong đó trường hợp xe bắt đầu khởi hành sẽ có công trượt lớn nhất vì lúc này sự chênh lệch tốc độ giữa bánh đà động cơ và tốc độ trục ly hợp (xe đang đứng yên) là lớn nhất.

Sự trượt ly hợp khi khởi hành xe cũng có thể có hai trường hợp : sự trượt ly hợp do đóng ly hợp đột ngột hoặc sự trượt ly hợp do đóng ly hợp từ từ.

- Khi đóng ly hợp đột ngột (lái xe thả nhanh bàn đạp ly hợp) làm cho đĩa ép lao nhanh vào đĩa bị động, thời gian trượt ngắn nhưng lực ép tăng lên nhanh làm cho xe bị giật mạnh, gây tải trọng động lớn đối với hệ thống truyền lực (do quán tính lao vào của đĩa ép, làm tăng thêm lực ép, mô men ma sát ly hợp tăng lên và do vậy ly hợp có thể cho phép truyền qua nó một mô men quán tính lớn hơn mô men ma sát tính toán theo 1-1).

- Khi đóng ly hợp từ từ : Việc đóng ly hợp từ từ tạo được sự êm dịu cần thiết cho ly hợp và hệ thống truyền lực. Đó là một trong những yêu cầu quan trọng của ly hợp nhằm bảo đảm tính êm dịu và không sinh ra va đập cho hệ thống truyền lực. Tuy nhiên sự đóng từ từ ly hợp làm cho thời gian trượt kéo dài và do vậy công trượt sẽ tăng lên.

Qua khảo sát quá trình trượt ly hợp khi đóng êm dịu, chúng ta có trình tự các bước để tính công trượt L[Jun] của ly hợp như sau:

1.5.1 Mô men quán tính qui dẫn J_a [kg.m²]:

Mô men quán tính khối lượng qui dẫn J_a được xác định từ điều kiện cân bằng động năng khi ô tô đang chuyển động như sau :

$$J_a = \left(\frac{G_a + G_m}{g} \right) \frac{r_{bx}^2}{(i_h i_p i_o)^2} \delta_t \quad (1-5a)$$

Trong đó :

G_a : Trọng lượng toàn bộ của ô tô, [N].

G_m : Trọng lượng toàn bộ của rơ moóc hoặc đoàn xe kéo theo, [N].

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²].

r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m].

i_h, i_p, i_o : Tỷ số truyền tương ứng của hộp số, hộp số phụ và truyền lực chính.

δ_t : Hệ số tính đến các khối lượng chuyển động quay trong hệ thống truyền lực; trong tính toán có thể lấy bằng $\delta_t = 1,05 \div 1,06$.

1.5.2 Mô men cản chuyển động qui dẫn M_a [N.m]:

Mô men cản chuyển động của xe qui dẫn về trục ly hợp được tính bằng :

$$M_a = [(G_a + G_m)\psi + P_\omega] \frac{r_{bx}}{i_t \eta_t} \quad (1-5b)$$

Trong đó :

ψ : Hệ số cản tổng cộng của đường.

P_ω : Lực cản của không khí, [N].

i_t : Tỷ số truyền chung hệ thống truyền lực ($i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o$).

η_t : Hiệu suất thuận của hệ thống truyền lực.

Các thông số khác đã được chú thích.

1.5.3 Tính thời gian trượt ly hợp trong các giai đoạn (t_1 và t_2):

Chúng ta có thể chọn một trong hai cách tính sau:

a) *Tính theo thời gian trượt tổng cộng của ly hợp t_0 :*

Chọn thời gian đóng ly hợp êm dịu : $t_0 = 1,1 \div 2,5$ [s] (chọn thời gian càng lớn, quá trình đóng ly hợp càng êm dịu nhưng công trượt sẽ tăng).

Tính hệ số kết thúc trượt k_d ($k_d > 0$) ly hợp từ phương trình :

$$t_0 = \frac{k_d \cdot M_{e\max} (\omega_e - \omega_a) \cdot 2 \cdot J_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)^2} \quad (1-5c)$$

Tính thời gian trượt t_1, t_2 :

$$\begin{cases} t_2 = \frac{(\omega_e - \omega_a) \cdot 2 \cdot J_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)} \\ t_1 = t_2 \frac{M_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)} \end{cases} \quad (1-5c')$$

Trong đó k_d là hệ số kết thúc trượt; xác định tỷ số của mômen ma sát hình thành so với mômen cực đại động cơ mà tại đó ly hợp bắt đầu hết trượt ($k_d = M_{ms}/M_{e\max}$). Trong hệ ba phương trình trên k_d là ẩn số phụ của hệ phương trình.

b) *Tính theo hệ số cường độ tăng mômen K:*

Chọn hệ số K (đặc trưng cho cường độ tăng mômen $K = M_{ms}/t_0$):

- Xe du lịch và khách : $K = 50 \div 150$ [N.m/s].

- Xe vận tải hàng hóa : $K = 150 \div 750$ [N.m/s].

Tính thời gian trượt t_1, t_2 :

$$\begin{cases} t_1 = \frac{M_a}{K} \\ t_2 = \sqrt{\frac{2J_a(\omega_e - \omega_a)}{K}} \end{cases} \quad (1-5d)$$

Kiểm tra thời gian trượt tổng cộng : $t_1 + t_2 = t_0 \in (1,1 \div 2,5 [s])$. Nếu không thỏa quá trình chọn K và tính t_1, t_2 sẽ được lặp lại.

1.5.4 Tính công trượt tổng cộng của ly hợp L [J]

$$L = M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \cdot \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2 \quad (1-5e)$$

Trong đó :

- t_1 : Thời gian trượt của giai đoạn I, được xác định từ (1-5c hoặc 1-5d).
- t_2 : Thời gian trượt của giai đoạn II, được xác định từ (1-5c hoặc 1-5d).

Chú ý:

① ☞ Khi đóng ly hợp êm dịu, công trượt L phụ thuộc rất lớn vào trọng lượng của xe. Khi tăng trọng lượng (hoặc kéo thêm đoàn xe) thì công trượt tăng nhanh (vì L tỷ lệ với M_a, J_a, t_1, t_2 mà tất cả các thông số này đều tăng theo sự tăng của trọng lượng xe).

② ☞ Khi tăng giá trị tỷ số truyền của hệ thống truyền lực thì công trượt giảm (vì M_a, J_a, t_1, t_2 tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền). Điều đó cho ta kết luận rằng khi khởi hành xe, ta phải khởi hành với số truyền thấp của hộp số (i_{h1}) để giảm công trượt của ly hợp.

③ ☞ Khi khởi hành xe tại chỗ công trượt là lớn hơn cả (vì lúc đó $\omega_a = 0$ nên hiệu số $\omega_e - \omega_a$ là lớn nhất). Động cơ càng cao tốc, công trượt càng lớn.

Trong tính toán, có thể lấy tốc độ góc động cơ ω_e bằng tốc độ góc ứng với mô men cực đại ($\omega_e = \omega_M$) và tính toán kiểm tra công trượt riêng ứng với chế độ khởi hành xe tại chỗ ($\omega_a = 0$). Giá trị công trượt riêng tính theo công thức (1-5) phải nằm trong giới hạn cho phép (tính cho số truyền thấp i_{h1} với hệ số cản tổng cộng của đường $\psi = 0,02$).

- Xe con : $I_r \leq 1000 [KJ/m^2]$
- Xe khác tải và khách : $I_r \leq 800 [KJ/m^2]$

④ ☞ Để có thể đơn giản hơn trong tính toán, Giáo sư A.I Gri-skê-vich đề nghị sử dụng công thức tính công trượt L (tính bằng [J]) như sau:

$$L = J_a \frac{M_{e \max}}{(M_{e \max} - M_a)} \frac{\omega_e^2}{2} \quad (1-5')$$

Trong đó :

- $M_{e \max}$: Mô men quay cực đại của động cơ, [Nm].

- M_a : Mô men cản chuyển động của xe qui dẫn về trục ly hợp, [Nm].
- J_a : Mô men quán tính khối lượng của xe qui dẫn về trục ly hợp, [kgm²]
- ω_c : Tốc độ góc của trục khuỷu động cơ khi đóng ly hợp êm dịu, [rad/s].

Tốc độ góc ω_c được xác định theo chủng loại động cơ :

- Đối với động cơ xăng : $\omega_c = \omega_M / 3 + 50\pi$
- Đối với động cơ diesel : $\omega_c = 0,75\omega_N$

Ở đây ω_M, ω_N là tốc độ góc trục khuỷu động cơ ứng với mô men cực đại và công suất cực đại.

Công trượt riêng trong trường hợp này cũng kiểm tra theo công thức (1-5). Kết quả tính công trượt, công trượt riêng của một số xe có thể tham khảo ở bảng B1-3.

Bảng B1-3: Công trượt, công trượt riêng của một số xe tham khảo ($\psi = 0,02$)

Mác xe	L [KJ] ở i_{h1}	l_r [KJ/m ²] ở i_{h1}	L [KJ] ở i_{h2}	l_r [KJ/m ²] ở i_{h2}
ZAZ-968M	15,5	513	52,3	1732
BAZ-2101	16,8	538	46,4	1487
GAZ-24	27,0	611	66,4	1502
GAZ-53A	22,0	222	113,3	1142
ZIL-130-76	33,2	260	104,2	815
KAMAZ-53212	44,5	182	67,9	278
KAMAZ-5410	43,9	180	67,1	275
KAMAZ-5511	31,4	129	47,7	196
MAZ-500A-8926	36,3	107	125,8	371
MAZ-53352-886	13,7	404	51,2	151
MAZ-5336-8378	26,3	726	52,4	145
SCANIA LB-111	21,3	106	38,7	193
SCANIA LT-146S 42	13,4	475	24,3	86
BEDFORD TM 1500	39,5	260	139,2	918
BEDFORD TM 1900	43,9	161	74,9	274

Ⓢ Đối với máy kéo, kiểm tra công trượt riêng cũng theo công thức (1-1), còn công trượt L [J] được tính theo công thức của Giáo sư Lơ-vốp :

$$L = \frac{\omega_n^2}{2\left(1 - \frac{1}{\beta}\right)\left(\frac{1}{J_e} + \frac{1}{J_a}\right)} \quad (1-5'')$$

Trong đó :

ω_n : Tốc độ góc định mức của động cơ, [rad/s].

β : Hệ số dự trữ ly hợp.

Các thông số khác như đã chú thích ở trên.

Đối với máy kéo, mô men quán tính khối lượng qui dẫn về trục khuỷu động cơ J_c được xác định gần đúng theo mô men quán tính của bánh đà J_{bd} ($J_c = 1,2 \cdot J_{bd}$).

Mô men quán tính khối lượng của bánh đà J_{bd} [kg.m²] có thể tính (hình H1-1):

$$J_{bd} = \sum_{i=1}^{(3)} \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_{(i)} \cdot (R_{2(i)}^4 - R_{1(i)}^4)}{4}$$

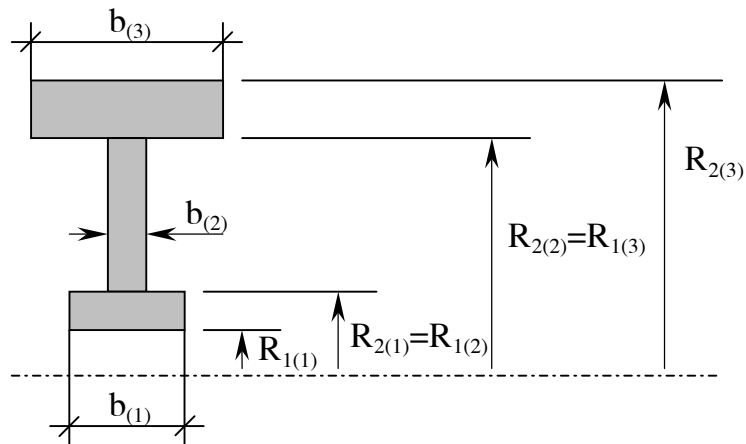
Trong đó :

$b_{(i)}$: Chiều dày của khối lượng thành phần thứ i ($i=1 \div 3$), [m].

$R_{1(i)}$: Bán kính trong của vành có khối lượng thành phần thứ i , [m].

$R_{2(i)}$: Bán kính ngoài của vành có khối lượng thành phần thứ i , [m].

ρ : Khối lượng riêng của vật liệu làm bánh đà, đối với thép hoặc gang thì khối lượng riêng $\rho = 7800$ [kg/m³].



Hình H1-1 : Sơ đồ tính mô men quán tính bánh đà

Mô men quán tính khối lượng qui dẫn của liên hợp máy J_a [kg.m²] có thể được tính bằng biểu thức :

$$J_a = \left(\frac{G_\Sigma}{g}\right) \cdot \frac{r_{bx}^2}{i_\Sigma^2} \cdot \delta_t \quad (1-5''')$$

Trong đó :

G_Σ : Trọng lượng toàn bộ của liên hợp máy, [N].

- g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$.
- r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m].
- i_{Σ} : Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.
- δ_t : Hệ số tính đến các khối lượng chuyển động quay trong hệ thống truyền lực; khi tính toán có thể lấy bằng $\delta_t = 1,05$.

Công trượt riêng của máy kéo khi tính kiểm tra với hệ số cản tổng cộng của đường $\psi = 0,16$ ở số truyền thấp không vượt quá $300 \text{ [KJ/m}^2\text{]}$.

1.6. Nhiệt sinh ra do trượt ly hợp :

Ngoài việc tính toán kiểm tra công trượt riêng của ly hợp, còn cần phải tính toán kiểm tra nhiệt độ nung nóng các chi tiết của ly hợp trong quá trình trượt ly hợp để đảm bảo sự làm việc bình thường của ly hợp, không ảnh hưởng nhiều đến hệ số ma sát, không gây nên sự cháy các tấm ma sát hoặc ảnh hưởng đến sự đàn hồi của lò xo ép.v.v..

Để tính toán nhiệt sinh ra do ly hợp trượt , với giả thiết thời gian trượt ly hợp là rất ngắn ($t_0 = 1,1 \div 2,5$); nhiệt sinh ra không kịp truyền cho các chi tiết và môi trường xung quanh mà chỉ truyền cho các chi tiết trực tiếp xảy ra sự trượt. Thường các tấm ma sát có độ dẫn nhiệt rất kém nên có thể coi tất cả nhiệt phát sinh sẽ truyền cho đĩa ép, đĩa ép trung gian (ly hợp hai đĩa bị động) và bánh đà động cơ.

Với giả thiết công trượt ở các bề mặt ma sát là như nhau nên nhiệt sinh ra ở các đôi bề mặt ma sát là bằng nhau, ta có lượng nhiệt mà đĩa ép hoặc bánh đà nhận được là:

$$v.L = m.c.\Delta T \tag{1-6}$$

Trong đó :

- L : Công trượt của toàn bộ ly hợp, [J].
- v : Hệ số xác định phần nhiệt để nung nóng bánh đà hoặc đĩa ép.
 - Với ly hợp một đĩa bị động : $v = 0,50$.
 - Với ly hợp hai đĩa bị động : $v = 0,25$ cho đĩa ép.
: $v = 0,50$ cho đĩa ép trung gian.
- c : Nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, với vật liệu bằng thép hoặc gang có thể lấy $c = 481,5 \text{ [J/kg}^0\text{K]}$.
- m : Khối lượng chi tiết bị nung nóng, [kg].
- ΔT : Độ tăng nhiệt độ của chi tiết bị nung nóng, [^0K].

Độ tăng nhiệt độ cho phép của chi tiết tính toán đối với mỗi lần khởi hành của ô tô (ứng với hệ số cản $\psi = 0,02$) không được vượt quá 10^0K (khi có kéo mooc không được vượt quá 20^0K). Còn đối với máy kéo, phải nhỏ hơn 5^0K (ứng với hệ số cản $\psi = 0,16$).

Bề dày tối thiểu đĩa ép (theo chế độ nhiệt) : Bề dày tối thiểu đĩa ép theo chế độ nhiệt δ [m] được xác định theo khối lượng tính toán chế độ nhiệt (m) ở trên có thể được xác định theo công thức :

$$\delta \geq \frac{m}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\rho} \quad (1-6b)$$

Trong đó:

ρ : Khối lượng riêng của đĩa ép. Với vật liệu làm bằng gang $\rho \approx 7800$ [kg/m³]

1.7 Xác định các thông số cơ bản của cơ cấu ép:

Ly hợp ma sát cơ khí ô tô thường sử dụng các loại lò xo dây xoắn hình trụ, lò xo dây xoắn hình côn hoặc lò xo đĩa để tạo ra lực ép cho ly hợp.

Loại lò xo dây xoắn trụ bố trí xung quanh được sử dụng rộng rãi hơn cả nhờ kết cấu chung của ly hợp đơn giản, độ tin cậy cao và cho phép điều chỉnh thuận lợi.

Lò xo đĩa kiểu nón cụt được sử dụng nhiều ở xe du lịch, các xe tải và khách cỡ nhỏ vì có đặc tính phi tuyến rất phù hợp với điều kiện làm việc của ly hợp (hình H1-3). Hơn nữa, nó có kết cấu gọn với nhiều ưu điểm nổi bật hơn hẳn kiểu lò xo dây xoắn.

1.7.1 Tính toán lò xo dây xoắn (hình trụ hoặc hình côn) :

Lò xo ly hợp thường được chế tạo bằng thép silic 60C, 60C2A hoặc thép mangan 65 hay các bon 85 có ứng suất cho phép $[\tau] = 650 \div 850$ [MN/m²]. Lò xo được tính toán nhằm bảo đảm lực ép F cần thiết cho ly hợp.

1.7.1.1 Lực ép cần thiết của một lò xo F_{lx} [N] khi làm việc :

$$F_{lx} = \frac{k_0 F}{z_{lx}} \quad (1-7)$$

Trong đó :

F : Lực ép cần thiết của ly hợp, [N]; xác định theo (1-4).

k_0 : Hệ số tính đến sự giãn, sự nối lỏng của lò xo; $k_0 = 1,05 \div 1,08$.

z_{lx} : Số lượng lò xo sử dụng để tạo ra lực ép; có thể có từ 12 đến 28 lò xo tùy theo loại xe. Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $z_{lx} = 12 \div 18$

Đối với xe vận tải và khách cỡ lớn : $z_{lx} = 16 \div 28$

1.7.1.2 Độ cứng của một lò xo ép C_{lx} [N/m]:

Độ cứng của một lò xo c_{lx} được xác định theo điều kiện tối thiểu của hệ số dự trữ ly hợp β_{min} khi tấm ma sát đã mòn đến giới hạn phải thay thế. Nghĩa là ta phải có :

$$C_{lx} = \frac{F_{lx}}{l_m} \left(1 - \frac{\beta_{min}}{\beta} \right) \quad (1-7')$$

Trong đó :

β : Hệ số dự trữ tính toán của ly hợp.

β_{min} : Hệ số dự trữ ly hợp khi tấm ma sát mòn đến giới hạn phải thay thế.

Theo kinh nghiệm $\beta_{\min} = (0,8 \div 0,85)\beta$.

- l_m : Lượng mòn tổng cộng cho phép của các tấm ma sát, tính bằng [m]:
 + $l_m = 0,25 \cdot \delta_{ms} \cdot z_{ms}$ khi tấm ma sát gắn vào đĩa bị động bằng đinh tán.
 + $l_m = 0,5 \cdot \delta_{ms} \cdot z_{ms}$ khi tấm ma sát gắn vào đĩa bằng phương pháp dán.

Với δ_{ms} là độ dày của một tấm ma sát, có giá trị nằm trong khoảng sau :

- Xe du lịch : $\delta_{ms} = 2,5 \div 4,5$ (giá trị nhỏ khi dùng phương pháp dán).
- Xe vận tải : $\delta_{ms} = 3,5 \div 6,0$ (giá trị lớn khi dùng đinh tán).

1.7.1.3 Lực lớn nhất tác dụng lên một lò xo ép F_{lxmax} [N]:

Lực nén lớn nhất tác dụng lên một lò xo F_{lxmax} [N] được xác định bằng :

$$F_{lxmax} = F_{lx} + C_{lx} \lambda_m \quad (1-7'')$$

Trong đó :

C_{lx} : Độ cứng của một lò xo, [N/m].

λ_m : Độ biến dạng thêm của lò xo khi mở ly hợp, [m].

Độ biến dạng thêm λ_m chính bằng độ dịch chuyển của đĩa ép khi mở ly hợp :

$$\lambda_m = \delta_m z_{ms} + \delta_{dh} \quad (1-7''')$$

Trong đó :

δ_m : Khe hở hoàn toàn giữa mỗi đôi bề mặt ma sát, [m].

z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát.

δ_{dh} : Độ dịch chuyển thêm cần thiết của đĩa ép do độ đàn hồi của đĩa bị động.

Khi tính toán có thể lấy : $\delta_{dh} = 0,25 \div 1,0$ [mm].

+ Đối với ly hợp một đĩa : $z_{ms} = 2$; $\delta_m = 0,75 \div 1,0$ [mm].

+ Đối với ly hợp hai đĩa : $z_{ms} = 4$; $\delta_m = 0,60 \div 0,7$ [mm].

1.7.1.4 Kích thước hình học của lò xo:

Đường kính dây lò xo d [m] và đường kính trung bình D [m] được xác định từ các công thức tính ứng suất τ [N/m²]; còn số vòng làm việc n_{lx} tính theo C_{lx} từ bảng B1-2:

Bảng B1-2 : Các công thức tính toán lò xo.

Kiểu lò xo			
Ứng suất [N/m ²]	$\tau = \frac{8kD}{\pi d^3} F_{lx} (*)$	$\tau = \frac{8D_2}{\pi d^3} F_{lx}$	$\tau = \frac{D_2 (**)}{2vab^2} F_{lx}$
Độ cứng [N/m]	$C_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_{lx}}$	$C_{lx} = \frac{Gd^4}{2(D_1 + D_2)(D_1^2 + D_2^2) n_{lx}}$	$C_{lx} = \frac{4Gd^4 (***)}{\gamma(D_1 + D_2)(D_1^2 + D_2^2) n_{lx}}$

Các hệ số k và v, γ trong bảng B1-2 được xác định theo tỷ số $\frac{D}{d}$ và $\frac{a}{b}$:

(*) D/d	3	4	5	6	7	8	9	10
k	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14
(**) a/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	-	-
v	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282	-	-
(***) γ	5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698	-	-

Trong đó

d : Đường kính dây lò xo, [m].

D, $D_{1,2}$: Các đường kính trung bình của lò xo, [m].

a, b : Kích thước dây lò xo dạng chữ nhật, [m].

τ : Ứng suất của lò xo, [N/m²].

k, v : Hệ số tăng ứng suất.

γ : Hệ số biến đổi độ cứng.

n_{lx} : Số vòng làm việc của lò xo.

G : Mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, $G=0,81 \cdot 10^{11}$ [N/m²].

a) Đường kính dây lò xo d[m] và đường kính trung bình D[m] được xác định từ công thức tính ứng suất τ [N/m²].

$$\tau = \frac{8kD}{\pi d^3} F_{lx\max} \leq [\tau] \quad (1-7a)$$

Suy ra:

$$d \geq \sqrt{\frac{8k}{\pi[\tau]} \left(\frac{D}{d}\right) F_{lx\max}} \quad (1-7a')$$

Trong đó

$[\tau]$: Ứng suất tiếp cho phép của lò xo. $[\tau] =$ [N/m²].

k : Hệ số tăng ứng suất, được chọn theo tỷ số D/d từ bảng B1-2.

Suy ra đường kính trung bình của lò xo :

$$D = K_d \cdot d \quad (\text{Với } K_d = D/d)$$

b) Số vòng làm việc của lò xo:

Số vòng làm việc n_{lx} của lò xo được tính theo C_{lx} [N/m] từ bảng B1-2 như sau:

$$C_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_{lx}} \quad (1-7b)$$

Trong đó

n_{lx} : Số vòng làm việc của lò xo.

G : Mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, $G=0,81 \cdot 10^{11}$ [N/m²].

Từ (1-7b) suy ra :

$$n_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3C_{lx}} \quad (1-7b')$$

c) Chiều dài tối thiểu của lò xo L_{min} [mm] được xác định khi lò xo chịu tải lớn nhất F_{lxmax} với khe hở tối thiểu giữa các vòng là 1 [mm].

$$L_{min} = (n_{lx}-1).(d + 1) + (1,5 \div 2).d + 2 \quad (1-7c)$$

Trong đó :

$(n_{lx}-1)$: Số bước lò xo.

d : Đường kính dây lò xo xoắn, tính bằng [mm].

$(1,5 \div 2)$: Số vòng không làm việc; được tính thêm cho việc tỳ lò xo vào đế.

2 : Khe hở giữa các vòng tỳ với vòng làm việc.

d) Chiều dài tự do của lò xo L_{max} [mm] được xác định khi không chịu tải.

$$L_{max} = L_{min} + \lambda_{max} \quad (1-7d)$$

Trong đó:

λ_{max} : Độ biến dạng lớn nhất của lò xo khi chịu lực lớn nhất F_{lxmax} .

$$\lambda_{max} = \frac{F_{lxmax}}{C_{lx}} \quad (1-7d')$$

e) Chiều dài làm việc của lò xo L_{lv} [mm] được xác định khi chịu lực ép F_{lx} .

$$L_{lv} = L_{max} - \lambda_{lv} \quad (1-7e)$$

Trong đó:

λ_{lv} : Độ biến dạng của lò xo khi chịu lực ép F_{lx} .

$$\lambda_{lv} = \frac{F_{lx}}{C_{lx}} \quad (1-7e')$$

1.7.2 Tính toán các kích thước lò xo đĩa nón cụt:

Lực ép yêu cầu của lò xo :

$$F_{lx} = k_0.F \quad (1-8)$$

Trong đó:

F : Lực ép cần thiết của ly hợp, [N]; xác định theo (1-4).

k_0 : Hệ số tính đến sự giãn, sự nối lỏng của lò xo; $k_0 = 1,05 \div 1,08$.

Sơ đồ để tính toán lò xo đĩa nón cụt có xẻ rãnh hướng tâm thể hiện trên hình H1-2.

Các thông số phải được xác định sao cho khi lò xo nón cụt được ép phẳng vào ly hợp ($\lambda = h/2$) thì lực ép do lò xo tạo ra F_{lx} phải đạt bằng lực ép yêu cầu $F_{lx} = k_0 \cdot F$ xác định từ (1-4).

Kích thước đỉnh nón cụt D_i (xem hình H1-2) quyết định kích thước lò xo làm nhiệm vụ đòn mở. Kích thước đặc trưng cho đòn mở D_i cùng các kích thước cơ bản nêu trên phải thỏa mãn điều kiện bền khi mở ly hợp ($\lambda = h$) là :

$$\begin{cases} \sigma = \frac{2F_m D_a}{\delta_d^2 (D_i + D_a)} + \frac{0,5E}{1 - \mu_p^2} \frac{0,5(D - D_a)\alpha^2 + \delta_d \alpha}{D_a} \\ D = \frac{(D_e - D_a)}{\text{Ln}\left(\frac{D_e}{D_a}\right)} \\ \alpha = \text{Arc tan}\left(\frac{2h}{D_e - D_a}\right) \end{cases} \quad (1-8c)$$

Trong đó :

σ : Ứng suất lớn nhất tại điểm nguy hiểm (điểm B hình H1-2), [N/m²]

D_i : Đường kính đỉnh đĩa nón cụt, [m].

Trong tính toán có thể chọn : $D_e/D_i \geq 1,5$

F_m : Lực tác dụng lên đỉnh nón khi mở ly hợp, [N], xác định bằng :

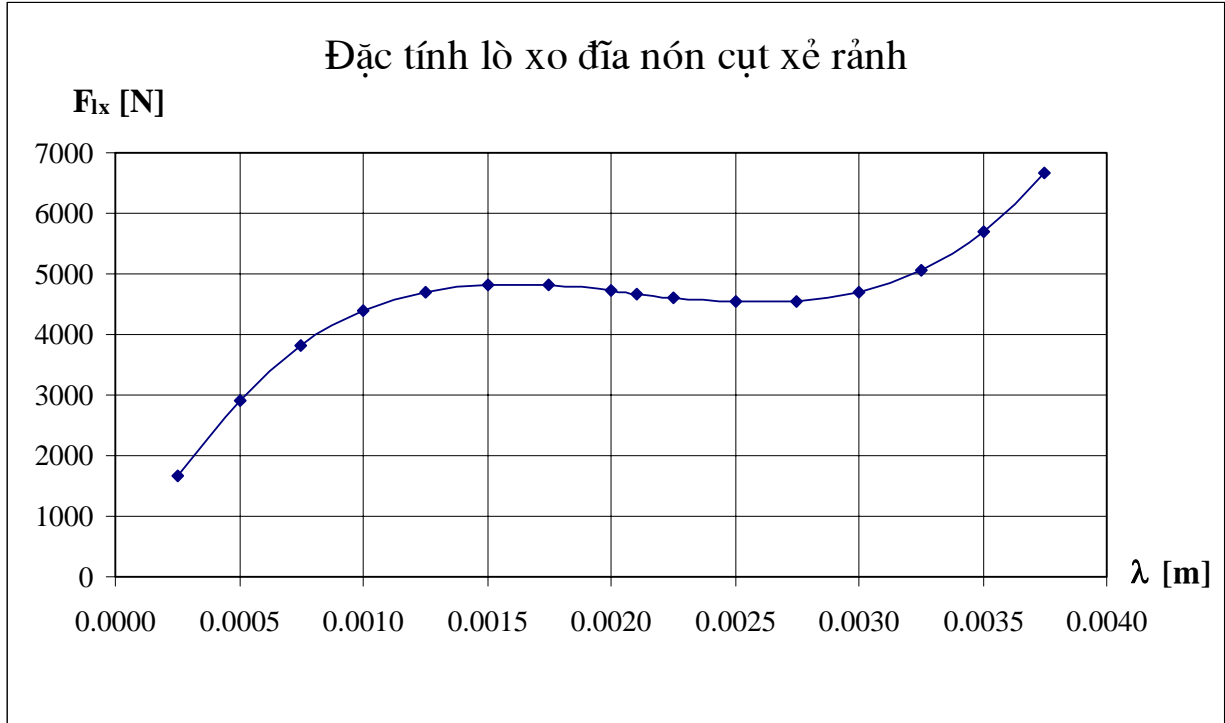
$$\begin{cases} F_m = F_{lx} \frac{(D_e - D_c)}{(D_c - D_i)} \\ D_c = \frac{(D_e + D_a)}{2} \end{cases} \quad (1-8c')$$

Các thông số khác đã được chú thích.

Với độ dịch chuyển của đĩa ép khi mở ly hợp hoàn toàn (ly hợp một đĩa bị động) nằm trong khoảng 1,5 ÷ 2,5 [mm] thì chiều cao của nón cụt (phần không xẻ rãnh) thường vào khoảng $h \approx 3 \div 5$ [mm].

Lúc đó độ dày của đĩa δ_d phải được xác định đồng thời với D_a và h theo (1-8b) sao cho $F_{lx} = f(\lambda, \delta_d, D_a, h)$ đạt giá trị cực đại (F_{lxmax}) quanh giá trị $\lambda = h/2$ và lực F_{lx} tạo ra tại biến dạng $\lambda = h/2$ phải bằng lực ép yêu cầu của lò xo ($F_{lx} = k_0 \cdot F$ xác định từ 1-8).

Đặc tính biến thiên $F_{lx} = f(\lambda)$ của lò xo đĩa nón cụt xác định theo (1-8b) có dạng như đồ thị biểu diễn trên hình H1-3.



Hình H1-3: Đặc tính phi tuyến lò xo đĩa nón cắt.

1.8 Tính toán lò xo giảm chấn:

Các lò xo giảm chấn được đặt theo hướng tiếp tuyến trong các lỗ được khoét trên may-σ của đĩa bị động. Bán kính trung bình tiếp tuyến với tâm các lò xo vào khoảng từ $R_{tbg}=80\div120$ mm. Số lượng lò xo thường $6\div12$ có đường kính dây $d = 3\div4$ mm, đường kính trung bình của lò xo $D = 14\div19$ mm và số vòng từ $3\div4$ vòng. Độ cứng tối thiểu của lò xo giảm chấn bị giới hạn bởi mô men lớn nhất truyền qua ly hợp $M_{max} = M_{emax}\cdot\beta$ (khi các vòng lò xo vừa tỳ sát vào nhau). Nghĩa là ta có lực lớn nhất tác dụng lên mỗi lò xo giảm chấn F_{maxgc} [N] xác định bằng :

$$F_{maxgc} = \frac{(M_{max} - M_{msgc})}{z_g R_{tbgc}} \tag{1-9}$$

Trong đó :

R_{tbgc} : Bán kính trung bình của vị trí đặt các lò xo giảm chấn, [m].

z_g : Số lượng các lò xo giảm chấn.

M_{msgc} : Mô men ma sát của giảm chấn, $M_{msgc} = (0,06\div0,17)\cdot M_{emax}$ với M_{emax} là mô men cực đại của động cơ.

Độ cứng c_{gc} [N/m] và ứng suất τ [N/m²] của lò xo giảm chấn được tính theo các công thức ở bảng B1-2. Lò xo của giảm chấn còn phải được kiểm tra góc xoay tương đối của đĩa bị động so với may-σ khi mô men nén ban đầu của ly hợp $M_{0gc} = (0,08\div0,15)M_{emax}$. Góc quay tương đối nằm trong không $\varphi_g = 2^0 30' \div 3^0 40'$.

2. TÍNH TOÁN ĐIỀU KHIỂN LY HỢP :

Đối với ly hợp thường đóng (dùng lò xo ép), muốn mở ly hợp người ta phải dùng hệ thống điều khiển để truyền lực đạp từ bàn đạp ly hợp đến đĩa ép nhằm thắng lực ép lò xo, tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động.

Điều khiển ly hợp có thể là điều khiển cơ khí, điều khiển thủy lực. Điều khiển ly hợp có trợ lực (dẫn động cơ khí hoặc dầu) được áp dụng rộng rãi nhằm giảm lực điều khiển cho lái xe; nhất là xe tải và khách có tải trọng lớn. Việc trợ lực cho ly hợp có thể là khí nén, trợ lực chân không hoặc lò xo.

2.1 Xác định các thông số cơ bản của điều khiển ly hợp không có trợ lực:

Để mở ly hợp (ô tô là kiểu thường đóng) lái xe phải tác dụng lực vào bàn đạp ly hợp, thông qua hệ thống điều khiển, lực sẽ được khuếch đại và truyền đến đĩa ép một lực ngược chiều với lực ép lò xo và có giá trị bằng lực nén lò xo khi ly hợp ở trạng thái mở. Tỷ số khuếch đại (tỷ số truyền i_{dk}) của hệ thống điều khiển càng lớn, lực điều khiển từ bàn đạp càng nhỏ và giảm nhẹ được điều kiện làm việc cho lái xe. Tuy vậy, tỷ số truyền này bị giới hạn bởi hành trình dịch chuyển của bàn đạp do tâm với chân lái xe có hạn.

2.1.1 Xác định hành trình của bàn đạp S_{bd} [mm]*: (*Các dịch chuyển trong hệ thống điều khiển ly hợp thường nhỏ hơn rất nhiều so với đơn vị đo một mét nên phân này có thể thống nhất dùng thứ nguyên của dịch chuyển là mm).

Khi mở ly hợp, đĩa ép sẽ tách khỏi đĩa bị động với khe hở tối thiểu giữa các đôi bề mặt ma sát δ_m nhằm bảo đảm cho đĩa ma sát bị động ly hợp tách hoàn toàn khỏi đĩa ép cũng như bánh đà động cơ.

Sơ đồ tính toán hệ thống điều khiển ly hợp không có trợ lực có thể tham khảo thêm giáo trình.

Thực tế, trước khi tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động, bàn đạp có khoảng chạy không tải để khắc phục tất cả các khe hở có thể có trong hệ thống điều khiển (khoảng chạy không này gọi là hành trình tự do).

Quan hệ giữa các khe hở với độ dịch chuyển của bàn đạp S_{bd} [mm] (còn gọi là hành trình bàn đạp) khi ly hợp mở được xác định theo các tỷ số truyền của hệ thống điều khiển được xác định như sau :

$$S_{bd} = (\delta_m z_{ms} + \delta_{dh}) i_{dk} + \delta_0 \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} + (\delta_{01} + \delta_{02}) \frac{a}{b} \quad (1-10)$$

Trong đó :

δ_m : Khe hở giữa mỗi đôi bề mặt ma sát khi mở ly hợp, [mm].

z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát.

δ_{dh} : Độ dịch chuyển của đĩa ép khi tính đến độ đàn hồi của đĩa bị động.

- δ_0 : Khe hở tự do cần thiết giữa đòn mở và bạc mở, [mm].
 δ_{01} : Khe hở tự do cần thiết giữa bàn đạp và hệ thống dẫn động, [mm].
 δ_{02} : Khe hở tự do có thể có trong hệ thống dẫn động, [mm].
 $\frac{a}{b}$: Tỷ số truyền của bàn đạp, ký hiệu i_{bd} .
 $\frac{c}{d}$: Tỷ số truyền của dẫn động trung gian, ký hiệu i_{tg} .
 $\frac{e}{f}$: Tỷ số truyền của càng đẩy bạc mở, ký hiệu i_{cm} .
 i_{dk} : Tỷ số truyền chung của toàn bộ hệ thống điều khiển.

Tỷ số truyền của hệ thống điều khiển i_{dk} chính bằng tích các tỷ số truyền thành phần tham gia trong hệ thống điều khiển:

$$i_{dk} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{g}{h} \quad (1-10a)$$

Trong đó :

- $\frac{g}{h}$: Tỷ số truyền của đòn mở, ký hiệu i_{dm} .

Tỷ số truyền của dẫn động trung gian i_{tg} đối với điều khiển cơ khí loại đòn được xác định theo các cánh tay đòn c/d của đòn trung gian. Với loại dây kéo thì $i_{tg} = 1$.

Còn tỷ số truyền của dẫn động thủy lực thì i_{tg} xác định bằng :

$$i_{tg} = \frac{l_{xlc}}{l_{xlet}} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (1-10b)$$

Trong đó :

- l_{xlc}, d_1 : Tương ứng là hành trình, đường kính xy lanh chính, [mm].
 l_{xlet}, d_2 : Tương ứng là hành trình, đường kính xy lanh công tác, [mm].

Trong tính toán có thể chọn các khe hở tự do và các tỷ số truyền thành phần theo kinh nghiệm như sau :

+ Khe hở δ_0 :

- Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ: $\delta_0 \approx 2 \div 3$ [mm]
- Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $\delta_0 \approx 3 \div 4$ [mm]

(Giá trị lớn được chọn cho xe làm việc trong điều kiện nặng nhọc hơn).

+ Khe hở $\delta_{01} \approx 0,5 \div 1,0$ [mm]

+ Khe hở δ_{02} :

- Đối với dẫn động cơ khí: khe hở trong các khớp quay $\delta_{02} \approx 0,5 \div 1$ [mm]
- Với dẫn động thủy lực: khe hở lỗ bù dầu trong xilanh $\delta_{02} \approx 1,5 \div 2$ [mm]

+ Tỷ số truyền thành phần:

- Tỷ số truyền trung gian: $i_{tg} \approx 0,9 \div 1,1$
- Tỷ số truyền càng mở: $i_{cm} \approx 1,4 \div 2,2$
- Tỷ số truyền đòn mở: $i_{dm} \approx 3,8 \div 5,5$ (*)

(*) Đối với lò xo đĩa nón cụt, i_{dm} xác định theo kích thước của đĩa từ (1-8c’):

$$i_{dm} = \frac{(D_c - D_i)}{(D_e - D_c)} ; \quad D_c = \frac{D_e + D_a}{2} \quad (1-10c)$$

Giá trị tỷ số truyền của bàn đạp i_{bd} cùng với các tỷ số truyền thành phần nêu trên phải được xác định đủ lớn nhằm bảo đảm sao cho lực điều khiển từ bàn đạp là nhỏ; đồng thời phải thỏa mãn hành trình tổng cộng của bàn đạp ly hợp S_{bd} không vượt ra ngoài giới hạn tâm với của chân người lái xe; tức là $S_{bd} \in [S_{bd}]$.

- + Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ: $[S_{bd}] \approx 150 \div 180$ [mm]
- + Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $[S_{bd}] \approx 170 \div 200$ [mm]

2.1.2 Xác định lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} [N]:

Lực cần thiết phải tạo ra ở bàn đạp khi mở ly hợp, ký hiệu F_{bd} [N], được xác định :

$$F_{bd} \geq \frac{F_{mmax}}{i_{dk} \eta_{dk}} \quad (1-10d)$$

Trong đó :

- F_{mmax} : Lực nén lớn nhất của các lò xo ép tác dụng lên đĩa ép khi mở ly hợp, [N].
- i_{dk} : Tỷ số truyền của hệ thống điều khiển.
- η_{dk} : Hiệu suất của hệ thống điều khiển. Trong tính toán có thể chọn hiệu suất $\eta_{dk} \approx 0,85 \div 0,90$.

Lực F_{mmax} được xác định bằng :

+ Đối với lò xo dây xoắn:

$$F_{mmax} = (F_{lx} + C_{lx} \lambda_m) z_{lx} \quad (1-10d')$$

+ Đối với lò xo đĩa nón cụt (**):

$$F_{mmax} \approx F_{lx} \quad (1-10d'')$$

Trong đó :

- F_{lx} : Lực ép cần thiết của lò xo khi đóng ly hợp, [N].
- C_{lx} : Độ cứng của mỗi lò xo dây xoắn, theo (1-7a) [N/m].
- λ_m : Độ biến dạng thêm của lò xo khi mở ly hợp, theo (1-7c) [m]
- z_{lx} : Số lượng lò xo dây xoắn.

(**) Do đặc tính của lò xo đĩa nón cụt là phi tuyến (xem hình H1-3), lực mở ly hợp F_{mmax} thường không đổi hoặc tăng lên không đáng kể. Có thể tính chính xác bằng

cách xác định lực mở ly hợp F_{mmax} đối với lò xo nón cụt theo đặc tính (1-8) tại vị trí biến dạng của lò xo $\lambda = h$.

Lực lớn nhất tác dụng lên bàn đạp (không có trợ lực) tính toán theo (1-10d) yêu cầu không được lớn hơn lực cho phép mà lái xe bình thường có thể tạo ra ($F_{bdmax} \leq [F_{bd}]$). Hơn nữa, để giảm nhẹ điều kiện làm việc cho lái xe, lực $[F_{bd}]$ có thể thừa nhận:

- + Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ: $[F_{bd}] = 150 [N]$
- + Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $[F_{bd}] = 250 [N]$

Trường hợp lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} xác định theo công thức (1-10d) mà vượt quá giá trị cho phép này thì phải dùng thêm trợ lực cho điều khiển ly hợp.

2.2 Xác định các thông số cơ bản của điều khiển ly hợp có trợ lực:

Ngày nay, để giảm nhẹ cường độ làm việc của lái xe, người ta thường dùng điều khiển ly hợp có trợ lực. Tuy vậy, lực tác dụng của lái xe lên bàn đạp lúc này không được nhỏ quá nhằm bảo đảm cho lái xe cảm nhận được việc điều khiển mở ly hợp.

Lực tác dụng lên bàn đạp khi có trợ lực F_{bd}^* ngày nay thường nằm trong khoảng:

- + Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $F_{bd}^* \approx 70 \div 100 [N]$.
- + Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $F_{bd}^* \approx 100 \div 150 [N]$.

2.2.1 Xác định lực trợ lực $F_{tl} [N]$:

Sơ đồ tính toán hệ thống điều khiển ly hợp khi có trợ lực có thể tham khảo thêm giáo trình.

Lực do bộ phận trợ lực tạo ra phải thỏa mãn phương trình cân bằng lực như sau:

$$F_{bd}^* \cdot i_{dk} \eta_{dk} + F_{tl} \cdot i_{tl} \eta_{tl} = F_{mmax} \quad (1-11)$$

Trong đó :

F_{mmax} : Lực lớn nhất của các lò xo ép khi mở ly hợp, [N]

F_{tl} : Lực do bộ phận trợ lực tạo ra [N].

i_{tl} : Tỷ số truyền, tính từ xy lanh trợ lực đến đĩa ép.

η_{tl} : Hiệu suất truyền động, tính từ xy lanh trợ lực đến đĩa ép.

Các thông số khác đã chú thích ở trên.

Suy ra lực trợ lực $F_{tl} [N]$ cần thiết phải có là :

$$F_{tl} = \frac{(F_{mmax} - F_{bd}^* \cdot i_{dk} \eta_{dk})}{i_{tl} \eta_{tl}} \quad (1-12)$$

2.2.2 Xác định đường kính xy lanh trợ lực D_{xl} [m]:

Từ phương trình cân bằng lực tác dụng lên piston trong xy lanh trợ lực, ta có:

$$F_{tl} = \Delta p \frac{\pi D_{xl}^2}{4} - F_{hv} \quad (1-13)$$

Trong đó :

Δp : Độ chênh áp suất trong xy lanh trợ lực [N/m²]

D_{xl} : Đường kính xy lanh trợ lực [m]

F_{hv} : Lực do ma sát của piston với thành xy lanh và lực nén của lò xo hồi vị cần piston trong xy lanh [N].

Thường thường lực F_{hv} chiếm vào khoảng (10÷15)% giá trị lực do chính sự chênh lệch áp suất tác dụng lên đỉnh piston. Vì vậy (1-13) có thể viết lại:

$$F_{tl} = \Delta p \frac{\pi D_{xl}^2}{4} \eta_{xl} \quad (1-13b)$$

Trong đó:

η_{xl} : Hiệu suất của piston do xét đến tổn thất lực cho ma sát và lực hồi vị.

Các thông số khác đã chú thích.

Trong tính toán có thể chọn $\eta_{xl} \approx 0,85 \div 0,90$.

Thường xe tải và khách có tải trọng lớn mới dùng đến trợ lực cho ly hợp, và khí nén được dùng để tạo ra độ chênh áp, với $\Delta p \approx (5,5 \div 6,0) \cdot 10^5$ [N/m²].

Vậy đường kính xy lanh trợ lực :

$$D_{xl} = \sqrt{\frac{4F_{tl}}{\Delta p \pi \eta_{xl}}} \quad (1-14)$$

Các thông số đã chú thích ở trên.

2.2.3 Hành trình bàn đạp khi có trợ lực :

Cần chú ý thêm rằng khi có trợ lực thì hành trình bàn đạp sẽ tăng lên so với khi không trợ lực vì phải mất thêm hành trình để điều khiển mở van cấp khí trợ lực.

Ta có :

$$S_{bd}^{tl} = S_{bd} + \delta_0' i_{tg}' i_{bd}' \quad (1-15)$$

Trong đó :

S_{bd} : Hành trình bàn đạp khi không có trợ lực, [mm].

δ_0' : Khe hở cần thiết để mở van cấp khí trợ lực, [mm].

i_{tg}' : Tỷ số truyền phụ dùng điều khiển mở van, tính từ bàn đạp đến van.

- Đối với dẫn động thủy lực : $i_{tg}' = \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2$.

- Đối với dẫn động cơ khí : $i_{tg}' = i_{tg}$.

d_3 là đường kính xy lanh mở van cấp khí. Các thông số khác đã được chú thích.

Khi tính toán, có thể chọn các khe hở và tỷ số truyền phụ như sau :

Thông số	Trong điều khiển cơ khí	Trong điều khiển thủy lực
Khe hở δ_0'	3,0 ÷ 3,5	1,5 ÷ 2,0
Tỷ số truyền i_{tg}'	0,9 ÷ 1,1	0,9 ÷ 1,1

Hành trình bàn đạp khi có trọng lực tính theo (1-15) không được vượt quá giá trị giới hạn trên như đã chỉ ra trên (1-10); tức là :

+ Đối với xe du lịch, tải & khách cỡ nhỏ: $S_{bd}^{ul} \leq 180$ [mm]

+ Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $S_{bd}^{ul} \leq 200$ [mm]

3. VÍ DỤ MINH HỌA THIẾT KẾ LY HỢP:

3.1. Số liệu cho theo đề bài :

+ Loại xe : Xe du lịch.

+ Tự trọng xe : $G_0 = 1500$ [KG] Trọng lượng toàn bộ : $G_a = 2000$ [KG]

+ Loại động cơ : Động cơ xăng.

- Công suất cực đại : $N_{emax} = 84$ [KW] ở tốc độ $n_N = 5600$ [v/ph].

- Mômen xoắn cực đại : $M_{emax} = 180$ [Nm] ở tốc độ $n_N = 2800$ [v/ph].

+ Tỷ số truyền lực chính : $i_0 = 3,5$ Tỷ số truyền số một : $i_{h1} = 3,84$.

+ Bán kính bánh xe : $R_{bx} = 0,33$ [m]

3.2. Xác định các thông số cơ bản của ly hợp :

3.2.1 Mô men ma sát yêu cầu của ly hợp :

Ly hợp phải có khả năng truyền hết mô-men xoắn lớn nhất của động cơ M_{emax} theo (1-1) như sau:

$$M_{ms} = M_{emax} \cdot \beta \tag{1-16}$$

Trong đó :

M_{ms} : Mô-men ma sát yêu cầu của ly hợp, [N.m].

M_{max} : Mô-men xoắn lớn nhất của động cơ, [N.m]. Theo đề $M_{max} = 180$ [Nm].

β : Hệ số dự trữ của ly hợp.

Theo bảng B1-1 xe du lịch có trọng lượng nhỏ, hoạt động trên loại đường tốt có đặc tính động lực khá tốt ($\lambda_v > 1$) nên chọn hệ số dự trữ về giới hạn nhỏ: $\beta = 1,4$.

Loại xe	Trị số β
Xe du lịch	$1,35 \div 1,75$

Thế số ta có :

$$M_{ms} = 180.1,4$$

$$= 252 \text{ [Nm]}$$

3.2.2 Bán kính hình vành khăn của bề mặt ma sát đĩa bị động :

Theo (1-2) ta có bán kính ngoài của tấm ma sát ly hợp được xác định :

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3.\beta.M_{e\max}}{2.z_{ms}.\mu.\pi.p.(1 - K_R^3)}} \quad (1-17)$$

Trong đó :

- μ : Hệ số ma sát trượt giữa các đôi bề mặt ma sát. Theo (1-2) và xe làm việc trong điều kiện không nặng nhọc lại có đặt tính động lực tốt nên chọn hệ số ma sát theo giới hạn nhỏ $\mu = 0,25$.
- z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát; ưu tiên chọn một đĩa bị động nên $z_{ms} = 2$
- p : Áp suất pháp tuyến của các bề mặt ma sát. Để bảo đảm tuổi thọ cho các tấm ma sát, cũng theo (1-2) giá trị cho phép $[p] = 1,4.10^5 \div 2,5.10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$. Vì ly hợp có điều kiện làm việc nhẹ nên có thể chọn áp suất theo giới hạn trên $p = 2,2.10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$.

K_R : Hệ số tỷ lệ giữa bán kính trong và ngoài bề mặt ma sát, $K_R = \frac{R_1}{R_2}$.

Vì xe có động cơ tốc độ trung bình và đặc tính động lực xe tốt (ít phải sang số) nên có thể chọn K_R theo giới hạn nhỏ. $K_R = 0,55$.

Thế số vào (3-2) ta tính được :

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3.252}{2.2.0,25.\pi.2,2.10^5(1 - 0,55^3)}}$$

$$= 0,142386 \text{ [m]}$$

$$= 142 \text{ [mm]}.$$

So sánh bảng B1-2 ta thấy bán kính R_2 là chấp nhận được.

Suy ra bán kính trong của tấm ma sát R_1 :

$$R_1 = R_2.K_R$$

$$= 142.0,55$$

$$\approx 78 \text{ [mm]}$$

3.2.3 Diện tích và bán kính trung bình của hình vành khăn tám ma sát :

Diện tích hình vành khăn tám ma sát S [m²] được xác định theo (1-3):

$$\begin{aligned} S &= \pi. (R_2^2 - R_1^2) \\ S &= \pi. (0,142^2 - 0,078^2) \\ &= 0,044234 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned}$$

Bán kính trung bình hình vành khăn của tám ma sát R_{tb} [m] tính theo (1-3b):

$$\begin{aligned} R_{tb} &= \frac{2 R_2^3 - R_1^3}{3 R_2^2 - R_1^2} & (1-18) \\ R_{tb} &= \frac{2 (0,142^3 - 0,078^3)}{3 (0,142^2 - 0,078^2)} \\ &= 0,113103 \text{ [m]} \end{aligned}$$

3.2.4. Lực ép của cơ cấu ép:

Sau khi đã xác định được các thông số kích thước của vành ma sát, ta dễ dàng xác định được lực ép cần thiết của cơ cấu ép phải tạo ra mà theo đó bảo đảm áp suất làm việc đã chọn và thỏa mãn mô-men ma sát yêu cầu theo (1-4)

$$\begin{aligned} F &= \frac{\beta.M_{e \max}}{\mu.R_{tb}z_{ms}} & (1-19) \\ &= \frac{1,4.180}{0,25.0,113103.2} \\ &= 4456,114 \text{ [N]} \end{aligned}$$

3.2.5 Công trượt riêng của ly hợp :

Việc xác định kích thước của bề mặt ma sát theo điều kiện áp suất làm việc không vượt quá giá trị cho phép như trên chưa đủ để đánh giá khả năng chống mòn của ly hợp. Khi các ly hợp khác nhau có cùng áp suất làm việc nhưng với ô tô máy kéo có trọng lượng khác nhau thì sự hao mòn của ly hợp sẽ khác nhau.

Quá trình đóng êm dịu ly hợp bao giờ cũng kèm theo sự trượt ly hợp giữa các đôi bề mặt ma sát. Sự trượt của ly hợp làm cho các bề mặt ma sát mòn, đồng thời sinh nhiệt nung nóng các chi tiết tiếp xúc với các bề mặt trượt. Nếu cường độ trượt quá mạnh sẽ làm mòn nhanh các bề mặt ma sát và nhiệt sinh ra sẽ rất lớn, có thể làm cháy cục bộ các tấm ma sát, làm nung nóng lò xo ép từ đó có thể làm giảm khả năng ép của chúng.

Vì vậy, việc xác định công trượt, công trượt riêng để hạn chế sự mòn, khống chế nhiệt độ cực đại nhằm bảo đảm tuổi thọ cho ly hợp là hết sức cần thiết.

3.2.5.1 Mô men quán tính qui dẫn J_a [kg.m²]:

Mô men quán tính khối lượng qui dẫn J_a được xác định từ điều kiện cân bằng động năng khi ô tô đang chuyển động theo (1-5a) như sau :

$$J_a = \left(\frac{G_a + G_m}{g} \right) \frac{r_{bx}^2}{(i_h i_p i_o)^2} \delta_t \quad (1-20)$$

Trong đó :

G_a : Trọng lượng toàn bộ của ô tô, $G = 2000.9,81 = 19620$ [N].

G_m : Trọng lượng toàn bộ của rơ mooc hoặc đoàn xe kéo theo, $G_m = 0$ [N].

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²].

r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động, $r_{bx} = 0,33$ [m].

i_h : Tỷ số truyền của hộp số. Tính công trượt cho số một, $i_{h1} = 3,5$ (theo đề)

i_p : Tỷ số truyền số phụ. Không có hộp số phụ, $i_p = 1$.

i_o : Tỷ số truyền của truyền lực chính. Theo đề $i_o = 3,84$

δ_t : Hệ số tính đến các khối lượng chuyển động quay trong hệ thống truyền lực; trong tính toán có thể lấy bằng $\delta_t = 1,05 \div 1,06$. Chọn $\delta = 1,05$.

Thế số ta có :

$$\begin{aligned} J_a &= \left(\frac{19620}{9,81} \right) \frac{0,33^2}{(3,5.1.3,84)^2} 1,05 \\ &= 1,266 \text{ [kg.m}^2\text{]} \end{aligned}$$

3.2.5.2 Mô men cản chuyển động qui dẫn M_a [N.m]:

Mô men cản chuyển động của xe qui dẫn về trục ly hợp được tính theo (1-5b) :

$$M_a = [(G_a + G_m)\psi + P_\omega] \frac{r_{bx}}{i_t \eta_t} \quad (1-20b)$$

Trong đó :

ψ : Hệ số cản tổng cộng của đường. Tính cho đường có $\psi = 0,02$.

P_ω : Lực cản của không khí. Khi khởi hành xe thì $P_\omega = 0$ (vì tốc độ quá nhỏ).

i_t : Tỷ số truyền chung hệ thống truyền lực ($i_t = i_{h1} \cdot i_p \cdot i_o$).

η_t : Hiệu suất thuận của hệ thống truyền lực. Xe du lịch, chọn $\eta_t = 0,9$.

Thế số ta được :

$$\begin{aligned} M_a &= [(19620 + 0).0,02 + 0] \frac{0,33}{3,5.3,84.0,9} \\ &= 10,705 \text{ [N.m]} \end{aligned}$$

3.2.5.3 Tính thời gian trượt ly hợp trong các giai đoạn (t_1 và t_2):

Chọn cách tính theo thời gian trượt tổng cộng của ly hợp t_0 :

Chọn thời gian đóng ly hợp êm dịu : $t_0 = 2,5$ [s]

Tính hệ số kết thúc trượt k_d ($k_d > 0$) ly hợp từ phương trình (1-5c) :

$$t_0 = \frac{k_d \cdot M_{e\max} (\omega_e - \omega_a) \cdot 2 \cdot J_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)^2} \quad (1-21)$$

Trong đó :

k_d : Hệ số kết thúc trượt, sẽ được xác định theo (1-21).

$M_{e\max}$: Mômen xoắn lớn nhất động cơ, theo đề cho $M_{e\max} = 180$ [N.m].

ω_e : Tốc độ góc động cơ khi đóng ly hợp, khi tính toán lấy bằng tốc độ góc ứng với mômen cực đại $\omega_e = \omega_M$. Theo đề $n_M = 2800$ [v/ph].

Suy ra $\omega_M = n_M \cdot \pi / 30 = 2800 \cdot 3.1416 / 30 = 293,22$ [rad/s].

ω_a : Tốc độ góc trục ly hợp. Tính toán cho lúc khởi hành xe nên $\omega_a = 0$.

J_a : Mômen quán tính khối lượng của ô tô qui dẫn về trục ly hợp. Theo kết quả tính toán từ (1-20) ta có $J_a = 1,266$ [kg.m²]

M_a : Mômen cản chuyển động của ô tô qui dẫn về trục ly hợp. Theo kết quả tính toán từ (1-20b) ta có $M_a = 10,705$ [N.m]

Sử dụng công cụ Solver của Microsoft Excel, cho trước giá trị $k_d = x > 0$ bất kỳ. Tính t_0 theo công thức (1-21). Thiết lập bài toán tối ưu theo mục tiêu $t_0 = 2,5$ như đã chọn. Chỉ định biến thay đổi là ô (cell) giá trị x của k_d đã cho. Thiết lập điều kiện cho bài toán với hai điều kiện : $k_d > 0$ và $k_d \leq \beta \cdot 1,5$ (ở đây 1,5 là giá trị xét đến tải trọng động làm tăng hệ số dự trữ khi đóng ly hợp).

Trong ví dụ này, cho trước $k_d = x = 1$. Tính t_0 theo (1-21) được 4,66286. Xác lập bài toán tối ưu với ô (cell) tính toán t_0 làm ô mục tiêu (**Set Target Cell**) có giá trị đặt trước (**Value of**) cần phải đạt tới là 2,5.

Ô giá trị cần phải thay đổi (**By changing cells**) để đạt mục tiêu là ô (cell) cho trước giá trị bất kỳ ($k_d = x = 1$).

Các điều kiện ràng buộc cho bài toán (**Subject to the Constrains**) là ô (cell) chứa giá trị k_d phải thỏa mãn hai điều kiện: $k_d > 0$ và $k_d \leq 1,4 \cdot 1,5$.

Kết quả tính tối ưu nhờ công cụ **Solver** ta có được hệ số kết thúc trượt ly hợp k_d :

$$k_d = 1,766832 \text{ (tương ứng hệ số tải trọng động là 1,262).}$$

Thế $k_d = 1,766832$ vào các công thức tính thời gian trượt t_1, t_2 theo (1-5c') ta có:

$$\begin{cases} t_2 = \frac{(\omega_e - \omega_a) \cdot 2 \cdot J_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)} \\ t_1 = t_2 \frac{M_a}{(k_d \cdot M_{e\max} - M_a)} \end{cases} \quad (1-22)$$

Tiếp tục thế số của các đại lượng đã biết, ta tính được thời gian trượt t_1, t_2 :

$$\begin{cases} t_2 = \frac{(\frac{2800.30}{3.1416} - 0).2.1,266}{(1,766832.180 - 10,705)} = 2,415846 [s] \\ t_1 = 2,415846 \frac{10,705}{(1,766832.180 - 10,705)} = 0,084154 [s] \end{cases}$$

Kiểm tra hệ số đặc trưng cho cường độ tăng mômen K [Nm/s]:

$$\begin{aligned} K &= M_a/t_1 \\ &= 180/0,084154 \\ &= 127,21 [N.m/s] \end{aligned}$$

So với giá trị kinh nghiệm đối với xe du lịch : K = 50 ÷ 150 [N.m/s] thỏa mãn.

3.2.5.4 Tính công trượt tổng cộng của ly hợp:

Công trượt tổng cộng của ly hợp L [J] được xác định theo (1-5e):

$$L = M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \cdot \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2 \quad (1-23)$$

Trong đó :

t_1, t_2 : Thời gian trượt của ly hợp trong hai giai đoạn, được xác định từ (1-22).

Thế số các đại lượng đã biết vào (1-23) ta tính được công trượt L [J]:

$$\begin{aligned} L &= 10,705 \cdot (293,22 - 0) \cdot \left(\frac{0,084154}{2} + \frac{2}{3} \cdot 2,415846 \right) + \frac{1}{2} \cdot 1,266 \cdot (293,22 - 0)^2 \\ &= 59612,05 [J]. \end{aligned}$$

3.2.5.5 Tính công trượt riêng cho ly hợp.

Để đánh giá tuổi thọ của ly hợp theo điều kiện trượt, người ta dùng chỉ tiêu công trượt riêng; được xác định bằng công trượt trên một đơn vị diện tích làm việc của các bề mặt ma sát (theo 1-5), kí hiệu l_r [J/m²] :

$$l_r = \frac{L}{z_{ms} \pi (R_2^2 - R_1^2)} \quad (1-23b)$$

Trong đó :

L : Công trượt tổng cộng của ly hợp, xác định được từ (1-23)[Jun].

z_{ms} : Số đôi bề mặt ma sát, ly hợp một đĩa bị động nên $z_{ms} = 2$.

R_2, R_1 : Bán kính tương ứng vòng ngoài, vòng trong của hình vành khăn bề mặt ma sát, đã được xác định từ (1-17)[m].

Thế số ta có :

$$\begin{aligned}
 l_r &= \frac{59612,05}{2.\pi.(0,142^2 - 0,078^2)} \\
 &= 670927,37 \text{ [J/m}^2\text{]} \\
 &= 670,927 \text{ [KJ/m}^2\text{]}.
 \end{aligned}$$

Vậy, so với giá trị cho phép về công trượt riêng của xe du lịch ($l_r \leq 1000 \text{ [KJ/m}^2\text{]}$) thì ly hợp thiết kế đạt yêu cầu về tuổi thọ cho ly hợp.

3.2.6 Nhiệt sinh ra do trượt ly hợp :

Ngoài việc tính toán kiểm tra công trượt riêng, ly hợp còn cần phải tính toán kiểm tra nhiệt độ nung nóng các chi tiết của ly hợp trong quá trình trượt ly hợp để bảo đảm sự làm việc bình thường của ly hợp, không ảnh hưởng nhiều đến hệ số ma sát, không gây nên sự cháy các tấm ma sát hoặc ảnh hưởng đến sự đàn hồi của lò xo ép.v.v..

Với ly hợp một đĩa, nhiệt sinh ra làm nung nóng đĩa ép được xác định theo (1-6):

$$v.L = m.c.\Delta T \tag{1-24}$$

Trong đó :

L : Công trượt của toàn bộ ly hợp, đã xác định từ (1-23)[J].

v : Hệ số xác định phần nhiệt để nung nóng đĩa ép. Với ly hợp một đĩa bị động thì $v = 0,50$.

c : Nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, với vật liệu bằng thép hoặc gang có thể lấy $c = 481,5 \text{ [J/kg}^0\text{K]}$.

m : Khối lượng chi tiết bị nung nóng, [kg].

ΔT : Độ tăng nhiệt độ của chi tiết bị nung nóng, [^0K].

Độ tăng nhiệt độ cho phép của chi tiết tính toán đối với mỗi lần khởi hành của ô tô (ứng với hệ số cản của đường $\psi = 0,02$) không được vượt quá 10^0K .

Từ đó suy ra khối lượng đĩa ép tối thiểu phải là :

$$\begin{aligned}
 m &\geq \frac{0,5.59612,05}{481,5.10} \\
 &\geq 6,19 \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

3.2.7. Bề dày tối thiểu đĩa ép (theo chế độ nhiệt) :

Bề dày tối thiểu đĩa ép δ [m] được xác định theo khối lượng tính toán chế độ nhiệt (m) ở trên có thể được xác định theo công thức :

$$\delta \geq \frac{m}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\rho} \tag{1-24b}$$

Trong đó:

ρ : Khối lượng riêng của đĩa ép.

Với vật liệu làm bằng gang $\rho \approx 7800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Thế số các đại lượng đã biết, ta xác định được bề dày tối thiểu của đĩa ép theo chế độ nhiệt do trượt:

$$\delta \geq \frac{6,19}{\pi(0,142^2 - 0,078^2) \cdot 7800}$$

$$\delta \geq 0,017864 \text{ [m]} \approx 18 \text{ [mm]}.$$

3.2.8 Xác định các thông số cơ bản của cơ cấu ép:

Cơ cấu ép được dùng để tạo lực ép cho đĩa ép của “ly hợp thường đóng” xe du lịch là lò xo đĩa kiểu nón cụt nhờ nó có nhiều ưu điểm nổi bật hơn hẳn kiểu lò xo dây xoắn.

Lò xo ly hợp được chế tạo bằng thép Silic 60C, 60C2A hoặc thép mangan-gan 65 có ứng suất tiếp cho phép $[\tau] = 650 \div 850 \text{ [MN/m}^2\text{]}$ và $[\sigma] = 1000 \text{ [MN/m}^2\text{]}$.

Lò xo được tính toán nhằm xác định các thông số hình học cơ bản nhằm thỏa mãn lực ép F cần thiết cho ly hợp. Kích thước của lò xo đĩa nón cụt còn phải bảo đảm điều kiện bền với chức năng là đòn mở.

3.2.8.1 Lực ép cần thiết của lò xo đĩa nón cụt:

Lực ép cần thiết của lò xo ép đĩa nón cụt được xác định theo công thức:

$$F_{lx} = k_0 \cdot F \tag{1-25}$$

Trong đó :

F : Lực ép cần thiết của ly hợp, [N]. Từ kết quả (1-19): $F = 4456,114 \text{ [N]}$

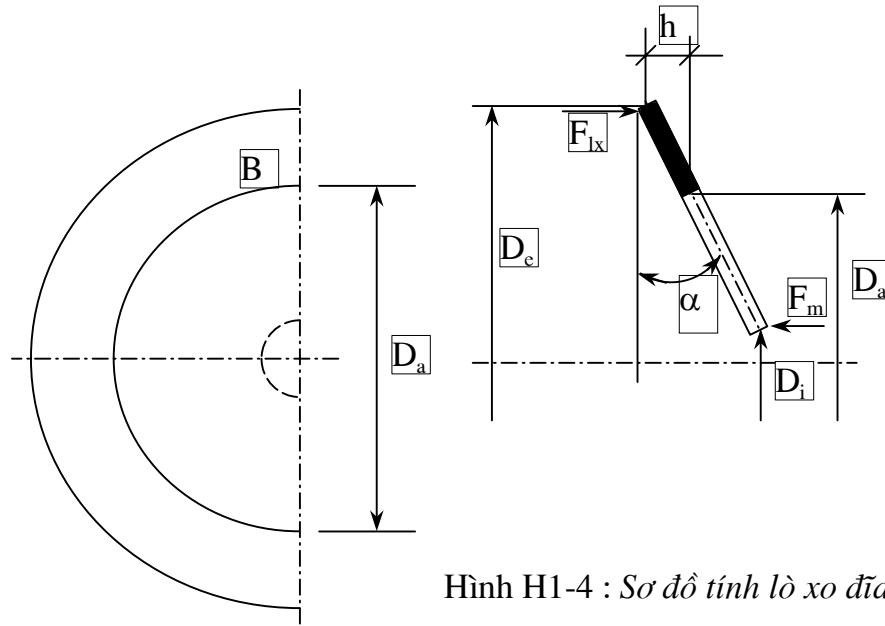
k_0 : Hệ số tính đến sự giãn, sự nối lỏng lò xo. Chọn $k_0 = 1,05 \text{ (1,05} \div \text{1,08)}$.

Thế số ta có:

$$\begin{aligned} F_{lx} &= 1,05 \cdot 4456,114 \\ &= 4678,92 \text{ [N]} \end{aligned}$$

3.2.8.2 Kích thước cơ bản và đặc tính của lò xo ép đĩa nón cụt xoắn :

Sơ đồ để tính toán lò xo đĩa nón cụt có xoắn hướng tâm thể hiện trên hình H1-4. Lực nén do lò xo nón cụt tạo ra F_{lx} để ép lên đĩa ép nhằm tạo ra mô-men ma sát cho ly hợp được xác định theo các thông số của lò xo theo (1-8) như sau:



Hình H1-4 : Sơ đồ tính lò xo đĩa nón cắt.

$$F_{lx} = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{(1-\mu_p^2)} \frac{\delta_d \lambda}{D_c^2} \frac{\ln(1/k_1)}{(1-k_2)^2} \left[\delta_d^2 + \left(h - \lambda \frac{(1-k_1)}{(1-k_2)} \right) \left(h - \frac{\lambda (1-k_1)}{2(1-k_2)} \right) \right] \quad (1-26)$$

Trong đó :

D_c : Đường kính lớn của lò xo đĩa nón cắt ứng với vị trí tỳ lên đĩa ép, [m].

Chọn $D_c = 0,95.(2R_2)$ Thế số :

$$D_c = 0,95.2.0,142 \approx 0,270 \text{ [m].}$$

Sơ bộ chọn đường kính qua mép xẻ rãnh (xem hình H1-4).

$$D_a = D_c / 1,3 \quad (D_c / D_a = 1,2 \div 1,5) \approx 0,200 \text{ [m]}$$

λ : Độ dịch chuyển (biến dạng) của lò xo, [m].

E : Mô-đun đàn hồi kéo nén.

$$E = 2,1.10^{11} \text{ [N/m}^2\text{].}$$

μ_p : Hệ số poat-xông, đối với thép lò xo :

$$\mu_p = 0,26$$

δ_d : Độ dày của lò xo đĩa, [m].

Sơ bộ chọn:

$$\delta_d = D_c / 100 \quad (D_c / \delta_d = 75 \div 100). \approx 0,0027 \text{ [mm]}$$

h : Độ cao phần không xẻ rãnh của nón cắt ở trạng thái tự do, [m].

$$\text{Sơ bộ chọn } h = 1,55.\delta_d \quad (h / \delta_d = 1,5 \div 2,0). \approx 4,2 \text{ [mm].}$$

k_1, k_2 : Các tỷ số kích thước của đĩa nón cắt, được xác định bằng :

$$\begin{cases} k_1 = \frac{D_a}{D_e} \\ k_2 = \frac{(D_e + D_a)}{2D_e} \end{cases} \quad (1-26b)$$

$$\begin{cases} k_1 = \frac{0,200}{0,270} = 0,740741 \\ k_2 = \frac{(0,270 + 0,200)}{2 \cdot 0,270} = 0,87037 \end{cases}$$

Các kích thước D_a , δ_d , h sẽ được xác định chính xác sao cho khi lò xo nón cụt được ép phẳng vào ly hợp ($\lambda = h/2$) thì lực ép của lò xo F_{lx} đạt bằng lực ép yêu cầu $k_0 \cdot F$ xác định từ (3-13) là : $F_{lx} = 4678,92$ [N].

Để thuận lợi cho tính toán, nên viết (3-14) lại như sau:

$$\begin{cases} F_{lx} = \frac{2}{3} A \cdot B \cdot \lambda \cdot \left[\delta_d^2 + (h - C \cdot \lambda) \left(h - \frac{C}{2} \lambda \right) \right] \\ A = \frac{\pi E}{(1 - \mu_p^2)} \\ B = \frac{\delta_d \cdot \text{Ln}(1/k_1)}{D_e^2 (1 - k_2)^2} \\ C = \frac{(1 - k_1)}{(1 - k_2)} \end{cases} \quad (1-26c)$$

Tính toán trước các hằng số đặc trưng cho vật liệu và kết cấu A, B, C:

$$\begin{cases} F_{lx} = \frac{2}{3} A \cdot B \cdot \lambda \cdot \left[\delta_d^2 + (h - C \cdot \lambda) \left(h - \frac{C}{2} \lambda \right) \right] \\ A = \frac{\pi E}{(1 - \mu_p^2)} = \frac{3,1416 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{(1 - 0,26^2)} = 7,07568 \cdot 10^{11} \\ B = \frac{\delta_d \cdot \text{Ln}(1/k_1)}{D_e^2 (1 - k_2)^2} = \frac{0,0027 \cdot \text{Ln}(1/0,740741)}{0,27^2 (1 - 0,87037)^2} = 0,647921 \\ C = \frac{(1 - k_1)}{(1 - k_2)} = \frac{(1 - 0,740741)}{(1 - 0,87037)} = 2 \end{cases}$$

Cũng nhờ công cụ Solver, ta có diễn biến $F_{lx} = f(\lambda)$ được cho ở bảng B1-4 và đặc tính phi tuyến lò xo đĩa nón cụt được thể hiện trên hình H1-5 với kích thước cơ bản:

$$D_a \approx 198[\text{mm}]; \quad \delta_d = 2,7 [\text{mm}]; \quad h = 4,2 [\text{mm}].$$

(Chú ý các hằng số B và C nhất thiết phải tính cùng lúc với bài toán tối ưu nhờ công cụ Solver vì D_a và δ_d là tham số của hàm $F_{lx} = f(\lambda)$).

Bảng B1-4

λ [m]	F_{lx}
0.00025	1673.72
0.00050	2923.37
0.00075	3806.26
0.00100	4379.71
0.00125	4701.00
0.00150	4827.46
0.00175	4816.38
0.00200	4725.07
0.00210	4678.92
0.00225	4610.84
0.00250	4530.99
0.00275	4542.84
0.00300	4703.68
0.00325	5070.82
0.00350	5701.56
0.00375	6653.23



Hình H1-5 : Đặc tính phi tuyến lò xo đĩa nón cụt.

3.2.8.3 Kích thước đòn mở của lò xo ép đĩa nón cụt xoắn rãnh:

Kích thước đặc trưng cho đòn mở của lò xo đĩa nón cụt D_i cùng các thông số cơ bản xác định được theo yêu cầu đặc tính làm việc nêu trên (1-26) phải thỏa mãn điều kiện bền bền khi mở ly hợp theo (1-8c) như sau :

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma &= \frac{2F_m D_a}{\delta_d^2 (D_i + D_a)} + \frac{0,5E}{1 - \mu_p} \frac{0,5(D - D_a)\alpha^2 + \delta_d \alpha}{D_a} \\ D &= \frac{(D_e - D_a)}{\text{Ln}\left(\frac{D_e}{D_a}\right)} \\ \alpha &= \text{Arc tan}\left(\frac{2h}{D_e - D_a}\right) \end{aligned} \right. \quad (1-27)$$

Trong đó :

σ : Ứng suất lớn nhất tại điểm nguy hiểm (điểm B hình H1-4), [N/m²]

D_i : Đường kính đỉnh của đĩa nón cụt, [m].

Chọn $D_i = D_e / 2 = 0,135$ [m] ($D_e/D_i \geq 1,5$)

F_m : Lực tác dụng lên đỉnh nón khi mở ly hợp, xác định bằng :

$$\begin{cases} F_m = F_{lx} \frac{(D_e - D_c)}{(D_c - D_i)} \\ D_c = \frac{(D_e + D_a)}{2} \end{cases} \quad (1-27b)$$

Thế số theo trình tự ngược lần lượt từ (1-27b) lên (1-27) ta có :

$$\begin{cases} D_c = \frac{(D_e + D_a)}{2} = \frac{(0,27 + 0,198)}{2} = 0,2341184 \text{ [m]} \\ i_{dm} = \frac{(D_c - D_i)}{(D_e - D_c)} = \frac{(0,27 - 0,135)}{(0,27 - 0,2341184)} = 2,7623757 \\ F_m = F_{lx} \frac{1}{i_{dm}} = \frac{4678,92}{2,7623757} = 1693,8028 \text{ [N]} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \alpha = \text{Arc tan} \left(\frac{2h}{D_e - D_a} \right) = \text{Arc tan} \left(\frac{2 \cdot 0,0042}{0,27 - 0,198} \right) = 0,1165215 \text{ [rad]} \\ D = \frac{(D_e - D_a)}{\text{Ln} \left(\frac{D_e}{D_a} \right)} = \frac{(0,27 - 0,198)}{\text{Ln} \left(\frac{0,27}{0,198} \right)} = 0,2322737 \text{ [m]} \\ \sigma = \frac{2 \cdot 1693,8028}{0,0027^2 (0,135 + 0,198)} + \frac{0,5 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,5 \cdot (0,2323 - 0,198) \cdot 0,1165^2 + 0,0027 \cdot 0,1165}{1 - 0,26^2} \\ \sigma = 586,41747 \text{ [N/m}^2\text{]} \end{cases}$$

So với ứng suất cho phép của vật liệu làm lò xo $[\sigma] = 1000 \text{ [MN/m}^2\text{]}$ thì lò xo đĩa nón cắt đã thiết kế hoàn toàn thỏa mãn điều kiện bền.

3.2.9 Tính toán thêm các thông số cơ bản lò xo ép dây xoắn hình trụ:

3.2.9.1 Lực ép cần thiết của một lò xo dây xoắn:

Lực ép cần thiết tính cho một lò xo dây xoắn được xác định theo (1-7) như sau:

$$F_{lx} = \frac{k_0 F}{z_{lx}} \quad (1-28)$$

Trong đó :

F : Lực ép cần thiết của ly hợp, [N]. Từ kết quả (1-19):

$$F = 4456,114 \text{ [N]}$$

k_0 : Hệ số tính đến sự giãn, sự nối lỏng của lò xo.

$$\text{Chọn } k_0 = 1,05 \quad (k_0 = 1,05 \div 1,08).$$

z_{lx} : Số lượng lò xo sử dụng để tạo ra lực ép.

$$\text{Đối với xe du lịch: } z_{lx} = 12 \quad (z_{lx} = 12 \div 18).$$

Thế số ta có :

$$F_{lx} = \frac{1,05.F}{z_{lx}}$$

$$F_{lx} = \frac{1,05.4456,114}{12}$$

$$= 389,91 \text{ [N]}$$

3.2.9.2 Độ cứng của một lò xo ép dây xoắn C_{lx} [N/m]:

Độ cứng của một lò xo C_{lx} được xác định theo hai điều kiện: tạo ra lực ép cần thiết để hình thành mômen ma sát yêu cầu với hệ số dự trữ β và điều kiện tối thiểu của hệ số dự trữ ly hợp β_{min} khi tấm ma sát đã mòn đến giới hạn phải thay thế. Nghĩa là ta phải có :

$$C_{lx} = \frac{F_{lx}}{l_m} \left(1 - \frac{\beta_{min}}{\beta} \right) \tag{1-29}$$

Trong đó :

β : Hệ số dự trữ tính toán của ly hợp.

Từ kết quả (1-16) : $\beta = 1,4$

β_{min} : Hệ số dự trữ ly hợp khi tấm ma sát mòn đến giới hạn phải thay thế.

Theo kinh nghiệm $\beta_{min} = (0,8 \div 0,85)\beta$.

Chọn $\beta_{min} = 0,8.\beta = 0,8.1,4 = 1,12$

l_m : Lượng mòn tổng cộng cho phép của các tấm ma sát.
 Chọn phương pháp gắn tấm ma sát gắn vào đĩa bằng phương pháp dán nên ta có :

$$l_m = 0,5.\delta_{ms}.z_{ms}$$

Với δ_{ms} là độ dày của một tấm ma sát, với xe du lịch : $\delta_{ms} = 2,5 \div 4,5$.

Chọn $\delta_{ms} = 3$ [mm]. Ưu tiên chọn $z_{ms} = 2$ (một đĩa bị động).

Thế số ta có :

$$l_m = 0,5.3.2 = 3 \text{ [mm]}.$$

$$C_{lx} = \frac{389,91}{0,003} \left(1 - \frac{1,12}{1,4} \right)$$

$$= 25994 \text{ [N/m]}.$$

3.2.9.3 Lực lớn nhất tác dụng lên một lò xo ép F_{lxmax} [N]:

Lực nén lớn nhất tác dụng lên một lò xo F_{lxmax} [N] được xác định bằng :

$$F_{lxmax} = F_{lx} + C_{lx}\lambda_m \tag{1-30}$$

Trong đó :

C_{lx} : Độ cứng của một lò xo, [N/m].

λ_m : Độ biến dạng thêm của lò xo khi mở ly hợp, [m]. Độ biến dạng thêm λ_m chính bằng độ dịch chuyển của đĩa ép khi mở ly hợp :

$$\lambda_m = \delta_m z_{ms} + \delta_{dh} \quad (1-30b)$$

Trong đó :

δ_m : Khe hở hoàn toàn giữa mỗi đôi bề mặt ma sát.

Với ly hợp một đĩa : $z_{ms} = 2$; $\delta_m = 0,75 \div 1,0$ [mm]

Chọn $\delta_m = 0,75$ [mm]

δ_{dh} : Độ dịch chuyển thêm cần thiết của đĩa ép do độ đàn hồi của đĩa bị động.

Chọn $\delta_{dh} = 1$ [mm].

Thế số ta có :

$$\begin{aligned} \lambda_m &= 0,75 \cdot 2 + 1 \\ &= 2,5 \text{ [mm]} = 0,0025 \text{ [m]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{lxmax} &= 389,91 + 25994 \cdot 0,0025 \\ &= 454,895 \text{ [N]} \end{aligned}$$

3.2.9.4 Đường kính dây và đường kính trung bình của lò xo:

Đường kính dây lò xo d [m] và đường kính trung bình D [m] được xác định từ các công thức tính ứng suất τ [N/m²].

$$\tau = \frac{8kD}{\pi d^3} F_{lxmax} \leq [\tau] \quad (1-31)$$

Suy ra:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8k}{\pi[\tau]} \left(\frac{D}{d}\right) F_{lxmax}}$$

Trong đó

d : Đường kính dây lò xo, [m].

D : Đường kính trung bình của lò xo, [m].

$[\tau]$: Ứng suất tiếp cho phép của lò xo. $[\tau] =$ [N/m²].

k : Hệ số tăng ứng suất tiếp do lò xo bị xoắn khi chịu tải, được chọn theo tỷ số D/d từ bảng B1-2. Chọn $D/d = 6$ ta được $k = 1,25$.

D/d	3	4	5	6	7	8	9	10
k	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14

Thế số :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,25}{\pi \cdot 650 \cdot 10^6} \cdot 6 \cdot 454,895} = 0,0036559 \text{ [m]}$$

Chọn $d = 4$ [mm] = 0,004 [m].

Suy ra đường kính trung bình của lò xo :

$$D = 6.d = 6.4 = 24 \text{ [mm]} = 0,024 \text{ [m]}.$$

3.2.9.5 Số vòng làm việc của lò xo:

Số vòng làm việc n_{lx} của lò xo được tính theo C_{lx} [N/m] như sau:

$$C_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3n_{lx}} \quad (1-32)$$

Trong đó

- d : Đường kính dây lò xo, [m].
- D : Đường kính trung bình của lò xo, [m].
- n_{lx} : Số vòng làm việc của lò xo.
- G : Mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, $G=0,81.10^{11}$ [N/m²].

Từ (1-32) suy ra :

$$n_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3C_{lx}}$$

Thế số ta được:

$$n_{lx} = \frac{0,81.10^{11}.0,004^4}{8.0,024^3.25994} = 7,21 \text{ [vòng]}$$

3.2.9.6 Chiều dài của lò xo:

a) Chiều dài tối thiểu của lò xo L_{\min} [mm] được xác định khi chịu tải lớn nhất $F_{lx\max}$ với khe hở tối thiểu giữa các vòng là 1 [mm].

$$L_{\min} = (n_{lx}-1).(d + 1) + (1,5\div 2).d + 2 \quad (1-33)$$

Trong đó :

- $(n_{lx}-1)$: Số bước lò xo.
- d : Đường kính dây lò xo xoắn, tính bằng [mm].
- $(1,5\div 2)$: Số vòng không làm việc; được tính thêm cho việc tỳ lò xo vào đế.
- 2 : Khe hở giữa các vòng tỳ với vòng làm việc.

Thế số ta có :

$$L_{\min} = (7,21-1).(4 + 1) + (1,5\div 2).4 + 2 = (39,05 \div 41,05) \text{ [mm]}$$

Chọn $L_{\min} = 41,05$ [mm] (chọn số vòng tỳ bằng 2).

b) Chiều dài tự do của lò xo L_{\max} [mm] được xác định khi không chịu tải.

$$L_{\max} = L_{\min} + \lambda_{\max} \quad (1-34)$$

Trong đó:

λ_{\max} : Độ biến dạng lớn nhất của lò xo khi chịu lực $F_{lx\max}$.

$$\lambda_{\max} = \frac{F_{lx\max}}{C_{lx}} \quad (1-34b)$$

Thế số ta có :

$$\lambda_{\max} = \frac{454,895}{25994} = 0,0175 \text{ [m]} = 17,5 \text{ [mm]}$$

$$\begin{aligned} L_{\max} &= 41,05 + 17,5 \\ &= 58,55 \text{ [mm]}. \end{aligned}$$

c) Chiều dài làm việc của lò xo L_{lv} [mm] được xác định khi chịu lực ép F_{lx} .

$$L_{lv} = L_{\max} - \lambda_{lv} \quad (1-34c)$$

Trong đó:

λ_{lv} : Độ biến dạng của lò xo khi chịu lực ép F_{lx} .

$$\lambda_{lv} = \frac{F_{lx}}{C_{lx}} \quad (1-34d)$$

Thế số ta có :

$$\lambda_{lv} = \frac{389,91}{25994} = 0,015 \text{ [m]} = 15 \text{ [mm]}$$

$$\begin{aligned} L_{\max} &= 58,55 - 15 \\ &= 43,55 \text{ [mm]}. \end{aligned}$$

3.2. Tính toán điều khiển ly hợp :

Đối với ly hợp thường đóng (dùng lò xo ép), muốn mở ly hợp người ta phải dùng hệ thống điều khiển để truyền lực đạp từ bàn đạp ly hợp đến đĩa ép nhằm thắng lực ép lò xo, tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động.

Điều khiển ly hợp có thể là điều khiển cơ khí, điều khiển thủy lực. Điều khiển ly hợp có trợ lực (dẫn động cơ khí hoặc dầu) được áp dụng rộng rãi nhằm giảm lực điều khiển cho lái xe; nhất là xe tải và khách có tải trọng lớn. Việc trợ lực cho ly hợp có thể là khí nén, trợ lực chân không hoặc lò xo.

3.2.1 Xác định các thông số cơ bản của điều khiển ly hợp không có trợ lực:

Để mở ly hợp (ly hợp ô tô là kiểu thường đóng bởi lực ép lò xo) lái xe phải tác dụng lực vào bàn đạp ly hợp, thông qua hệ thống điều khiển (ngày nay thường dùng

truyền động bằng thủy lực), lực sẽ được khuếch đại và truyền đến đĩa ép một lực ngược chiều với lực ép lò xo và có giá trị bằng lực nén lò xo khi mở ly hợp.

Tỷ số khuếch đại (tỷ số truyền i_{dk}) của hệ thống điều khiển càng lớn, lực điều khiển từ bàn đạp càng nhỏ và giảm nhẹ được điều kiện làm việc cho lái xe. Tuy vậy, tỷ số truyền bị giới hạn bởi hành trình dịch chuyển của bàn đạp do tầm với chân lái xe có hạn.

3.2.1.1 Xác định hành trình của bàn đạp S_{bd} [mm]: (*Các dịch chuyển trong hệ thống điều khiển ly hợp thường nhỏ hơn rất nhiều so với đơn vị đo một mét nên phần này có thể thống nhất dùng thứ nguyên của dịch chuyển là mm).*

Khi mở ly hợp, đĩa ép sẽ tách khỏi đĩa bị động với khe hở tối thiểu giữa các đôi bề mặt ma sát δ_m nhằm bảo đảm cho đĩa ma sát bị động ly hợp tách hoàn toàn khỏi đĩa ép cũng như bánh đà động cơ.

Sơ đồ tính toán hệ thống điều khiển ly hợp (thường dùng truyền động thủy lực) không có trợ lực có thể tham khảo thêm giáo trình.

Thực tế, trước khi tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động, bàn đạp có khoảng chạy không tải để khắc phục tất cả các khe hở có thể có trong hệ thống điều khiển (khoảng chạy không này gọi là hành trình tự do).

Quan hệ giữa các khe hở với độ dịch chuyển của bàn đạp S_{bd} [mm] (còn gọi là hành trình bàn đạp) khi ly hợp mở được xác định theo các tỷ số truyền của hệ thống điều khiển được xác định như sau :

$$S_{bd} = (\delta_m z_{ms} + \delta_{dh}) i_{dk} + \delta_0 \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} + (\delta_{01} + \delta_{02}) \frac{a}{b} \quad (1-35)$$

Trong đó :

δ_m : Khe hở giữa mỗi đôi bề mặt ma sát khi mở ly hợp, [mm].

Từ kết quả (1-30b) : $z_{ms} = 2$ và $\delta_m = 0,75$ [mm]

δ_{dh} : Độ dịch chuyển thêm cần thiết của đĩa ép do độ đàn hồi của đĩa bị động.

Từ kết quả (1-30b) : $\delta_{dh} = 1$ [mm].

δ_0 : Khe hở tự do cần thiết giữa đòn mở và bạc mở, [mm].

Đối với xe du lịch: $\delta_0 \approx 2 \div 3$ [mm]. Chọn $\delta_0 = 3$ [mm].

δ_{01} : Khe hở tự do cần thiết giữa bàn đạp và hệ thống dẫn động, [mm].

Chọn $\delta_{01} \approx 0,5$ [mm].

δ_{02} : Khoảng cách mở lỗ thông bù dầu trong xy-lanh chính, [mm].

Chọn $\delta_{02} \approx 2$ [mm] (thường $\delta_{02} \approx 1,5 \div 2$ [mm]).

$\frac{a}{b}$: Tỷ số truyền của bàn đạp, ký hiệu i_{bd} - sẽ được tính toán từ (1-35).

$\frac{c}{d}$: Tỷ số truyền của dẫn động trung gian, ký hiệu i_{tg} .

Chọn $i_{tg} = 1$ (thường $i_{tg} \approx 0,9 \div 1,1$)

$\frac{e}{f}$: Tỷ số truyền của càng đẩy bạc mở, ký hiệu i_c .

Chọn $i_{cm} = 2$ (thường $i_{cm} \approx 1,4 \div 2,2$)

i_{dk} : Tỷ số truyền chung của toàn bộ hệ thống điều khiển; chính bằng tích các tỷ số truyền thành phần tham gia trong hệ thống điều khiển.

$$i_{dk} = i_{bd} \cdot i_{tg} \cdot i_{cm} \cdot i_{dm} \quad (1-35b)$$

Với i_{dm} là tỷ số truyền của đòn mở. Với ly hợp kiểu lò xo ép đĩa nón cụt thì i_{dm} được xác định từ kích thước của đĩa ép (1-27b):

$$i_{dm} = \frac{(D_c - D_i)}{(D_e - D_c)} = 2,7623757$$

Từ (1-35) ta suy ra :

$$S_{bd} = [(\delta_m z_{ms} + \delta_{dh}) \cdot i_{tg} \cdot i_{cm} \cdot i_{dm} + \delta_0 \cdot i_{tg} \cdot i_c + (\delta_{01} + \delta_{02})] i_{bd} \quad (1-35c)$$

Chú ý rằng hành trình tính toán được theo (1-35) hoặc (1-35c) phải nằm trong giới hạn tâm với (tâm duỗi chân) của người lái xe, với xe du lịch: $[S_{bd}] \approx 150 \div 180$ [mm].

Thế số, ta tính được tỷ số truyền của bàn đạp để $S_{bd} \in [S_{bd}]$ như sau:

$$i_{bd} = \frac{[S_{bd}]}{[(\delta_m z_{ms} + \delta_{dh}) \cdot i_{tg} \cdot i_{cm} \cdot i_{dm} + \delta_0 \cdot i_{tg} \cdot i_c + (\delta_{01} + \delta_{02})]} \quad (1-35d)$$

$$i_{bd} = \frac{150}{[(0,75 \cdot 2 + 1) \cdot 1 \cdot 2 \cdot 2,7623757 + 3 \cdot 1 \cdot 2 + (0,5 + 2)]}$$

$$= 6,723$$

3.2.1.2 Xác định lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} [N]:

Lực cần thiết phải tạo ra ở bàn đạp khi mở ly hợp, ký hiệu F_{bd} [N], được xác định :

$$F_{bd} \geq \frac{F_{mmax(*)}}{i_{dk(*)} \eta_{dk}} \quad (1-36)$$

Trong đó :

$F_{mmax(*)}$: Lực lớn nhất tác dụng lên đỉnh lò xo ép đĩa nón khi mở ly hợp.

Từ kết quả (1-27b) :

$$F_{mmax(*)} = F_m = 1693,8028 \text{ [N]}.$$

$i_{dk(*)}$: Tỷ số truyền của hệ thống điều khiển, chỉ tính đến đỉnh nón.

$$i_{dk(*)} = i_{bd} \cdot i_{tg} \cdot i_{cm}$$

$i_{dk(*)} = 6,723.1.2 = 13,446$
 η_{dk} : Hiệu suất của hệ thống điều khiển.
 Chọn $\eta_{dk} \approx 0,90$ ($\eta_{dk} \approx 0,85 \div 0,90$)

Thế số ta có :

$$F_{bd} \geq \frac{1693,8028}{13,446.0,9}$$

$$\geq 139,9675 \text{ [N]}$$

Vậy lực đạp cần thiết ở bàn đạp của hệ thống điều khiển khá nhỏ $F_{bd} \approx 140 \text{ [N]}$.

So với giá trị cho phép đối với xe du lịch là $[F_{bd}] = 150 \text{ [N]}$ thì thỏa mãn, không cần phải trợ lực cho hệ thống điều khiển mở ly hợp.

3.2.1.3 Tính toán thêm lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} khi sử dụng lò xo xoắn.

$$F_{bd} \geq \frac{F_{mmax}}{i_{dk(*)}\eta_{dk}} \tag{1-37}$$

Trong đó :

F_{mmax} : Lực lớn nhất tác dụng lên đĩa ép khi mở ly hợp.

Từ kết quả (1-30b) :

$$F_{mmax} = F_{lxmax} \cdot Z_{lx}$$

$$= 454,895.12$$

$$= 5458,7397 \text{ [N].}$$

i_{dk} : Tỷ số truyền của hệ thống điều khiển, tính đến đĩa ép.

$$i_{dk} = i_{bd} \cdot i_{tg} \cdot i_{cm} \cdot i_{dm}$$

$$= 6,723.1.2.2,7623757$$

$$= 37,1429$$

η_{dk} : Hiệu suất của hệ thống điều khiển.

Chọn $\eta_{dk} \approx 0,90$ ($\eta_{dk} \approx 0,85 \div 0,90$)

Thế số ta có :

$$F_{bd} \geq \frac{5458,7397}{37,1429.0,9}$$

$$\geq 163,29543 \text{ [N]}$$

Vậy lực đạp cần thiết ở bàn đạp của hệ thống điều khiển khá lớn; vượt quá giá trị giới hạn cho phép đối với xe du lịch là $[F_{bd}] = 150 \text{ [N]}$. Vì vậy, nếu dùng lò xo ép dây xoắn cần phải trợ lực cho hệ thống điều khiển mở ly hợp. (Có thể tăng tỷ số truyền đòn mở khi tính cho trường hợp lò xo dây $i_{dm} = 3,8$ thì giảm lực bàn đạp $F_{bd} = 146,31 \text{ [N]}$).

Chương 2 : Thiết kế hộp số ô tô

Mục đích của việc thiết kế môn học phân hộp số ô tô nhằm xác định các thông số cơ bản của hộp số ô tô. Chủ yếu là tính toán xác định số cấp hộp số, giá trị tỷ số truyền của hộp số nhằm bảo đảm yêu cầu về tính năng động lực cũng như tính nhiên liệu của xe trong mọi điều kiện làm việc. Xác định các thông số điều khiển hộp số ô tô mà chủ yếu là tính toán xác định các thông số cơ bản của bộ đồng tốc hộp số nhằm không những nâng cao tính năng động lực học mà còn bảo đảm các tính năng gài số êm dịu cho hộp số ô tô.

1. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA HỘP SỐ Ô TÔ:

1.1 Tỷ số truyền số thấp nhất - số cao nhất của hộp số ô tô:

Giá trị tỷ số truyền số thấp nhất i_{hl} được xác định theo điều kiện kéo như sau:

$$i_{hl} \geq \frac{\Psi_{max} G_a \cdot r_{bx}}{M_{emax} i_o \eta_t} \quad (2-1)$$

Trong đó :

- G_a : Trọng lượng toàn bộ xe, [N].
- Ψ_{max} : Hệ số cản chuyển động lớn nhất của đường.
- r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m].
- M_{emax} : Mo men quay cực đại của động cơ, [N.m].
- i_o : Tỷ số truyền của truyền lực chính.
- η_t : Hiệu suất hệ thống truyền lực.

Giá trị tỷ số truyền lực chính i_o (nếu chưa cho theo đề) cùng với tỷ số truyền cao nhất của hộp số i_{hn} được xác định theo tốc độ chuyển động lớn nhất của xe v_{amax} [m/s] ứng với tốc độ góc lớn nhất của động cơ ω_{emax} [rad/s] như sau:

$$i_o = \frac{\omega_{emax} r_{bx}}{i_{hn} v_{amax}} \quad (2-1')$$

Trong đó :

- i_{hn} : Giá trị tỷ số truyền cao nhất của hộp số, thường chọn bằng một ($i_{hn} = 1^*$).

(*) Đối với các loại ô tô có sơ đồ bố trí động cơ và cầu chủ động xa nhau, thường thiết kế hộp số kiểu đồng trục (trục sơ cấp và thứ cấp đồng trục) để tận dụng ưu điểm của số truyền thẳng ($i_{hn} \cong 1$) nhằm nâng cao hiệu suất hộp số.

(Nếu muốn thiết kế thêm số truyền tăng để nâng cao tính động lực học và kinh tế nhiên liệu khi xe chạy không tải, non tải hoặc chuyển sang chạy trên loại đường tốt hơn thì chọn thêm số truyền tăng nằm trong khoảng $0,65 \div 0,85$).

Đối với xe du lịch và khách cỡ nhỏ (16 chỗ ngồi trở lại) với sơ đồ hộp số hai trục, nếu có số truyền tăng thì cũng chọn $i_{hn} \approx 0,65 \div 0,85$.

ω_{emax} : Tốc độ góc lớn nhất của động cơ, [rad/s]; được xác định theo loại động cơ và chủng loại xe khi thiết kế :

- + Động cơ diesel (tải, khách và du lịch) : $\omega_{emax} = \omega_N$.
 - + Động cơ xăng : - Xe tải, khách : $\omega_{emax} = (0,8 \div 1,00)\omega_N$.
 - Xe du lịch, buýt : $\omega_{emax} = (1,0 \div 1,25)\omega_N$.
- (ω_N là tốc độ góc ứng với công suất cực đại của động cơ, [rad/s])

Các thông số khác đã được chú thích.

Tỷ số truyền số thấp i_{hl} phải được kiểm tra theo các điều kiện sau:

$$\begin{cases} i_{hl} \leq \frac{\varphi G_{\varphi} r_{bx}}{M_{emax} i_o \eta_t} \\ i_{hl} \leq \frac{\omega_{emin} r_{bx}}{v_{amin} i_o} \end{cases} \quad (2-1'')$$

Trong đó :

- G_{φ} : Trọng lượng bám của xe, [N].
 - φ : Hệ số bám giữa lốp với mặt đường.
 - ω_{emin} : Tốc độ góc ổn định nhỏ nhất của động cơ khi đầy tải, [rad/s].
 - v_{amin} : Tốc độ chuyển động tịnh tiến nhỏ nhất của ô tô, [m/s].
- Các thông số khác đã được chú thích.

Trong tính toán, trọng lượng bám G_{φ} được xác định như sau:

$$G_{\varphi} = G_{cd} \cdot m_{cd} \quad (2-1b)$$

Trong đó :

- G_{cd} : Trọng lượng phân bố lên các cầu chủ động, [N].
- m_{cd} : Hệ số phân bố lại tải trọng lên cầu chủ động, $m_{cd} \approx 1,20 \div 1,35$.

Khi tính toán, nếu số liệu chưa cho theo đề thì có thể chọn: $\varphi = 0,7 \div 0,8$. Các thông số ψ_{max} , v_{amin} , ω_{emin} có thể chọn theo bảng B2-1.

Bảng B2-1: Bảng tham khảo các thông số ψ_{max} , v_{amin} , ω_{emin} .

Loại xe :	ψ_{max}	v_{amin} [Km/h]	ω_{emin} [v/ph]
- Du lịch và khách cỡ nhỏ	0,35 ÷ 0,50	5 ÷ 7	600 ÷ 850 (**)
- Vận tải và khách cỡ trung bình	0,30 ÷ 0,40	4 ÷ 5	500 ÷ 600
- Tải lớn, Sômi rơmooc	0,18 ÷ 0,30	2 ÷ 3	500 ÷ 600

(**) Giá trị lớn chọn cho xe du lịch với động cơ cao tốc.

1.2 Số cấp hộp số ô tô:

Đối với hộp số ô tô du lịch và ô tô buýt, thường có đặc tính động lực của xe tốt nên hộp số thường từ 3 đến 5 cấp.

Với xe tải và xe khách thường thiết kế xe theo tiêu chí tiêu hao nhiên liệu thấp, tính năng động lực học không tốt lắm nên số cấp thường nhiều hơn (4 đến 6 cấp - đặc biệt có thể lên đến 10 ÷ 20 cấp - hộp số nhiều cấp).

Số cấp hộp số ô tô được xác định theo công thức :

$$n = \frac{(\log i_{hl} - \log i_{hm})}{\log q} + 1 \quad (2-2)$$

Trong đó :

n : Số cấp của hộp số.

i_{hl} : Giá trị tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số.

i_{hm} : Giá trị tỷ số truyền của số cao nhất (*).

q : Công bội của dãy tỷ số truyền, khi tính toán có thể chọn công bội trung bình q theo khoảng kinh nghiệm sau :

+ Đối với hộp số thường : $q = 1,50 \div 1,80$

+ Đối với hộp số nhiều cấp : $q = 1,20 \div 1,40$.

(Giá trị lớn chọn cho xe có đặc tính động lực tốt)

(*) Khi tính toán cho hộp số kiểu đồng trục, tỷ số truyền số cao nhất i_{hm} trong công thức (2-2) ta lấy bằng một ($i_{hm} \cong 1$, truyền thẳng). Nếu muốn thiết kế thêm số truyền tăng để nâng cao tính động lực và kinh tế nhiên liệu khi xe chạy không tải, non tải hoặc chuyển sang chạy trên loại đường tốt hơn thì số cấp tính theo (2-2) sau khi đã làm tròn nguyên n^* phải khác 6 hoặc lớn hơn 6.

1.3 Tỷ số truyền trung gian của hộp số ô tô:

1.3.1 Tỷ số truyền của hộp số thường ($n^* \leq 6$)

+ Đối với xe tải, buýt thường làm việc với các số truyền trung gian và thấp, nên số truyền trung gian được xác lập theo cấp số nhân với công bội q^* như sau :

$$q^* = \sqrt[n^*]{\frac{i_{hl}}{i_{hm}}} \quad (2-3)$$

$$\begin{cases} i_{h2} = i_{h1} / q^* ; \\ i_{h3} = i_{h2} / q^* = i_{h1} / (q^*)^2 ; \\ \dots \\ i_{hk} = i_{h1} / (q^*)^{(k-1)} \end{cases} \quad (2-3b)$$

Trong đó :

q^* : Công bội của dãy tỷ số truyền hộp số, xác định theo (2-3).

i_{hk} : Tỷ số truyền trung gian thứ k của hộp số, $k=2 \div n^*$ (*)

(*) Riêng đối với hộp số kiểu ba trục đồng trục :

- Nếu số truyền cao nhất là truyền thẳng ($i_{hn}=1$) thì $k=2 \div (n^*-1)$.

- Nếu số truyền cao là số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì $i_{h(n-1)}=1$, $k=2 \div (n^*-2)$.

+ Đối với ô tô du lịch và khách liên tỉnh, thường làm việc ở các số truyền cao, nên các số truyền trung gian được xác lập theo cấp số điều hoà nhằm sử dụng tốt nhất công suất động cơ khi sang số như sau :

$$a = \left(\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h1}} \right) \frac{1}{(n^* - 1)} \quad (2-4)$$

$$\begin{cases} i_{h2} = \frac{i_{h1}}{(1 + a.i_{h1})} ; \\ i_{h3} = \frac{i_{h1}}{(1 + 2a.i_{h1})} ; \\ \dots \\ i_{hk} = \frac{i_{h1}}{(1 + (k-1)a.i_{h1})} \end{cases} \quad (2-4b)$$

Trong đó :

a : Hằng số điều hoà của dãy tỷ số truyền hộp số, xác định bằng :

n^* : Số cấp hộp số đã làm tròn nguyên.

i_{hn} : Tỷ số truyền cao nhất của hộp số.

i_{h1} : Tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số.

i_{hk} : Tỷ số truyền trung gian thứ k của hộp số, $k=2 \div n^*$ (*)

(*) Riêng đối với hộp số kiểu ba trục đồng trục :

- Nếu số truyền cao nhất là số truyền thẳng ($i_{hn}=1$) thì chỉ tính toán các số trung gian $k = 2 \div (n^*-1)$.

- Nếu số truyền cao nhất là số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì ta có:

$$\begin{cases} i_{h(n-1)} = 1 \\ i_{hn} = \frac{1}{(a+1)} \end{cases} \quad (2-4c)$$

1.3.2 Tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp ($n^* > 6$)

Đối với hộp số nhiều cấp (thông thường n từ 8 đến 20 cấp) thì trước hết phải phân chia tỷ số truyền chung i_{hk} của hộp số nhiều cấp ra thành các tỷ số truyền thành phần cho hộp số chính i_c và hộp số phụ i_p .

Việc phân chia cần phải bảo đảm các nguyên tắc sau:

- Tích của hai số truyền thấp nhất của hộp số chính i_{c1} và phụ i_{p1} phải bằng giá trị tỷ số truyền chung i_{h1} ; tức là:

$$i_{h1} = i_{c1} \cdot i_{p1} \quad (2-5)$$

- Tích của hai số truyền cao nhất của hộp số chính i_{cn} và phụ i_{pn} phải bằng giá trị tỷ số truyền chung i_{hn} ; tức là:

$$i_{hn} = i_{cn} \cdot i_{pn} \quad (2-5b)$$

- Tích của hai số truyền bất kỳ của hai hộp số chính và phụ phải bằng một giá trị **đều nhất** của tỷ số truyền chung i_{hk} ; tức là:

$$i_{hk} = i_{cj} \cdot i_{pm} \quad \forall k = 1 \div n^*; j = 1 \div n_c; m = 1 \div n_p \quad (2-5c)$$

- Tỷ số truyền của hộp số bất kỳ đều tuân theo qui luật cấp số nhân; tức là:

$$\begin{aligned} q^* &= n^{*-1} \sqrt[n^*]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}} \\ q_c &= n_c^{-1} \sqrt[n_c]{\frac{i_{c1}}{i_{cn}}} \\ q^* &= n_p^{-1} \sqrt[n_p]{\frac{i_{p1}}{i_{pn}}} \end{aligned} \quad (2-5d)$$

Để có thể phân chia hợp lý tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp, tránh sự trùng lặp, gần nhau quá mức hoặc cách nhau quá lớn, trước hết ta hãy biểu diễn sự phân chia này trên mô hình trục số logarit như các hình H2-1 và H2-2.

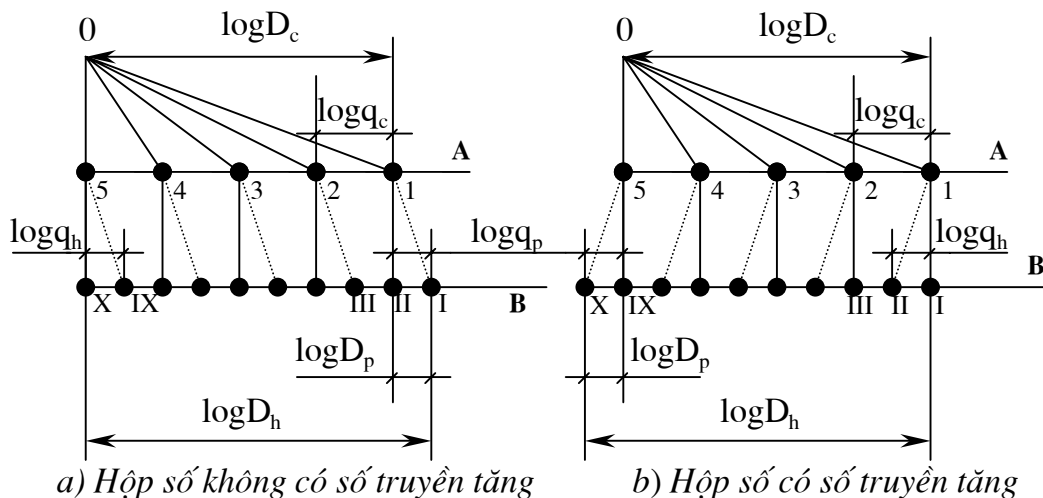
Trên trục số logarit A ta đặt các giá trị logarit của hộp số chính: $\log i_{cn}, \log i_{c(n-1)}, \dots, \log i_{c2}, \log i_{c1}$ tương ứng tại các điểm: $n_c, (n_c-1), \dots, 2, 1$ của các số truyền hộp số chính.

Trên trục số logarit B, đặt các giá trị logarit của hộp số nhiều cấp: $\log i_{hN}, \log i_{h(N-1)}, \dots, \log i_{h2}, \log i_{h1}$ tương ứng tại các điểm: $N, (N-1), \dots, III, II, I$ của các số truyền hộp số nhiều cấp.

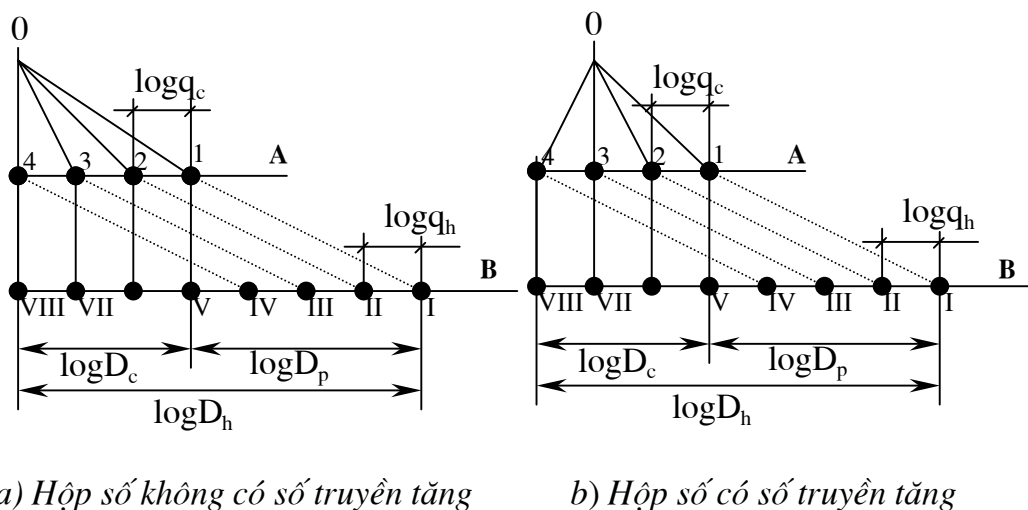
Các giá trị $\log i_{cn}$, $\log i_{hn}$ ứng với số truyền thẳng ($i_{cn} = i_{hn} = 1$) sẽ có giá trị bằng không (0) trên các trục logarit A, B.

Các giá trị tiếp theo tương ứng cách đều nhau bằng $\log(q^*)$ đối với hộp số nhiều cấp trên trục B hoặc bằng $\log(q_c)$ xét riêng đối với hộp số chính trên trục A.

Nếu số truyền cao nhất của hộp số là số truyền tăng (chẳng hạn $i_{hn} < 1$) thì giá trị logarit của nó mang giá trị âm ($\log i_{hn} < 0$ trên trục B của hình H2-1). Nếu số truyền tăng này được thiết kế cho hộp số chính thì $\log i_{cn} < 0$ (ví dụ trên trục A của hình H2-2).



Hình H2-1 : Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp loại I
(Công bội của hộp số phụ q_p bằng công bội của hộp số nhiều cấp q^*)



Hình H2-2 : Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp loại II
(Công bội của hộp số chính q_c bằng công bội của hộp số nhiều cấp q^*)

Từ các hình biểu thị giá trị tỷ số truyền trên trục số Logarit và biểu thức xác định công bội ta nhận thấy rằng: giá trị logarit giữa số truyền thấp nhất và số truyền cao nhất của hộp số nhiều chính bằng (n-1) lần Logarit của công bội:

$$(n^*-1).\log(q^*) = \log\left(\frac{i_{hl}}{i_{hm}}\right) = \log(D_h) ; \quad \text{ở đây } D_h = \frac{i_{hl}}{i_{hm}} \quad (2-6)$$

Cũng tương tự đối với hộp số chính, hộp số phụ ta cũng có :

$$(n_c-1).\log(q_c) = \log\left(\frac{i_{c1}}{i_{cn}}\right) = \log(D_c) ; \quad \text{ở đây } D_c = \frac{i_{c1}}{i_{cn}} \quad (2-6b)$$

$$(n_p-1).\log(q_p) = \log\left(\frac{i_{p1}}{i_{pn}}\right) = \log(D_p) ; \quad \text{ở đây } D_p = \frac{i_{p1}}{i_{pn}} \quad (2-6c)$$

Với các sơ đồ trên, ứng với số truyền thẳng của số phụ ($i_p = 1, \log i_p = 0$) sẽ ứng với các tia thẳng đứng xuất phát từ trục số logarit A của hộp số chính (1, 2, 3.. trên trục A) đến vuông góc tương ứng với các chỉ số trên trục số B của hộp số nhiều cấp (I, II, III.. trên trục B). Các số truyền còn lại của hộp số phụ sẽ tương ứng với các tia nghiêng (nét đứt) xuất phát từ mỗi một số tương ứng của hộp số chính (trên trục A) đến tương ứng với các số còn lại trên trục số B của hộp số nhiều cấp.

☞ Trên hình H2-1 ứng với hộp số 10 cấp, hộp số phụ có hai cấp (trong đó H2-1b có số truyền tăng bố trí ở hộp số phụ : $i_{pn} < 1, \log i_{pn} < 0$). Với cách chia này, ta có **công bội của hộp số phụ bằng công bội của hộp số nhiều cấp** : $q_p = q_h$.

Nói chung giá trị tỷ số truyền, công bội và do đó khoảng cách logarit D_p của số phụ trong trường hợp này là nhỏ (công bội $q_p = q_h \approx 1,2 \div 1,3$). Khi hộp số phụ chỉ có **hai cấp** thì có thể bố trí phía trước hộp số chính nhằm nâng cao hiệu suất truyền chung của hộp số nhiều cấp.

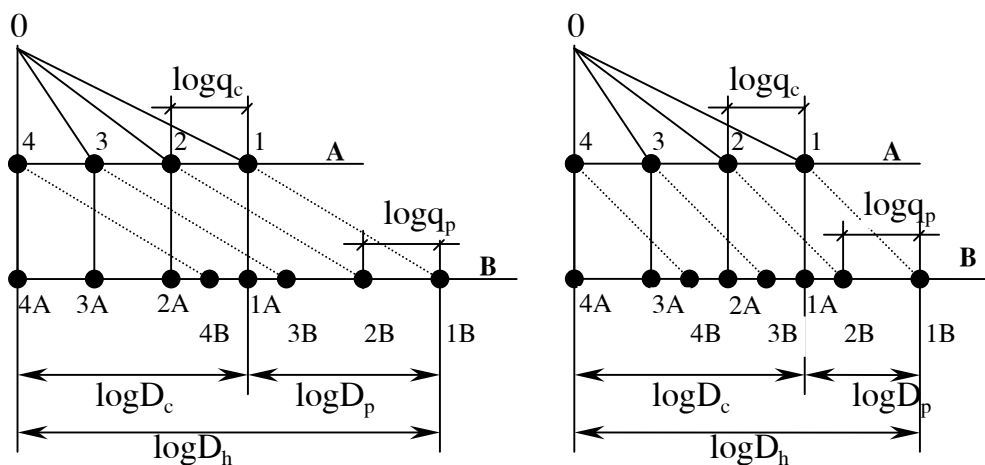
☞ Trên hình H2-2 ứng với hộp số 8 cấp (trong đó hình H2-2b có số truyền tăng bố trí ở hộp số chính $i_{cn} < 1; \log i_{cn} < 0$). Với cách chia này, ta có **công bội của hộp số chính bằng công bội của hộp số nhiều cấp** : $q_c = q_h$.

Với cách chia này, ta có khoảng cách logarit giữa tỷ số truyền thấp nhất và tỷ số truyền cao nhất của hộp số phụ là lớn $D_p = \frac{i_{p1}}{i_{pn}} = q_h^{n_c} = q_c^{n_c}$; với $q_c = q_h \approx 1,35 \div 1,40$. Kiểu này áp dụng phù hợp cho kiểu hộp số phụ bố trí phía sau hộp số chính để không làm tăng mômen truyền đến hộp số chính.

Mô hình trên đây có thể thiết kế cho xe làm việc trong hai điều kiện sử dụng riêng biệt rõ rệt : điều kiện sử dụng thứ nhất là làm việc trong điều kiện nặng nhọc (tải lớn và đường xấu) thường sử dụng vùng các số thấp (chỉ sử dụng số thấp của hộp số phụ); ngược lại khi làm việc trong điều kiện đường tốt hơn, thì sử dụng các số cao (chỉ sử dụng số cao của hộp số phụ).

Ngoài hai mô hình đặc trưng nêu trên, ta có thể thiết kế hộp số nhiều cấp với kiểu phân chia các tỷ số truyền cho hộp số chính và hộp số phụ theo kiểu kết hợp (hình H2-3).

Theo mô hình này, ta có sự phân chia tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không theo hai mô hình trên (không có sự tách biệt rạch ròi giữa số mạnh và số nhanh của hộp số phụ như mô hình H2-2; và cũng không xen kẽ đều hoàn toàn theo sơ đồ mô hình như trên hình H2-1) mà có sự xen kẽ kết hợp từ một cấp, hai cấp hoặc nhiều cấp giữa dãy số cao (1A, 2A, 3A ...) và dãy số thấp (1B, 2B, 3B ...) ứng với khi sử dụng số cao hoặc số thấp của hộp số phụ như mô hình hộp số phụ hai cấp trên hình H2-3a, b.



a) Xen kẽ một cấp

b) Xen kẽ nhiều cấp

Hình H2-3 : Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp kiểu xen kẽ kết hợp

Với kiểu kết hợp này cho phép khai thác tốt nhất các số truyền trung gian của hộp số nhiều cấp để mang lại tính kinh tế cao và tính động lực tốt khi xe làm việc tập trung chủ yếu các số trung gian; nơi mà tập trung nhiều tỷ số truyền để lựa chọn. Như vậy, qui luật phân bố dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp bây giờ không còn tuân thủ chặt chẽ theo cấp số nhân; tuy nhiên để tránh sự trùng lặp các số khi chuyển từ số thấp lên số cao (hoặc ngược lại từ số cao về số thấp) của hộp số phụ, các tỷ số truyền trung gian của hộp số chính cũng như hộp số phụ vẫn phải phân bố theo qui luật cấp số nhân.

Cũng cần chú ý rằng, với bất kỳ mô hình nào, ta luôn luôn có khoảng cách logarit giữa số truyền thấp nhất và số truyền cao nhất của hộp số phụ được xác định trên trục số logarit B bằng :

$$\begin{cases} \log\left(\frac{i_{p1}}{i_{pn}}\right) = (n_p - 1) \cdot \log q_p = \log D_p \\ \log D_p = \log D_h - \log D_c \end{cases} \quad (2-7)$$

Như vậy tùy theo mô hình phân chia như đã trình bày trên, ta có phương pháp xác định các tỷ số truyền cho hộp số chính và phụ như sau :

☞ **Phân chia số xen kẽ (mô hình H2-1) :** Theo mô hình này, ta có công bội hộp số phụ bằng công bội hộp số nhiều cấp ($q_p = q_h$)

☐ **Đối với hộp số phụ :**

+ Tỷ số truyền số thấp : $i_{p1} = q_p^{(n_p-1)} \cdot i_{pn}$ (2-8)

Trong đó :

- q_p : Công bội của hộp số phụ: $q_p = q_h$.
- n_p : Số cấp của hộp số phụ (để nâng cao hiệu suất chung của hộp số, thường chọn n_p bằng 2 nếu số cấp hộp số nhiều cấp $n_h = 8$ hoặc 10; chọn $n_p = 4$ nếu $n_h = 16$ hoặc 20).
- i_{pn} : Số truyền cao nhất của số phụ, $i_{pn} = 1$ (hoặc $i_{pn} = i_h \approx 0,65 \div 0,85$ nếu hộp số nhiều cấp có số truyền tăng).

+ Tỷ số truyền trung gian : $i_{pk} = i_{p1} / q_p^{(k-1)}$ (2-8')

Trong đó k là số thứ tự của số truyền thứ k của hộp số phụ.

Chú ý lúc này ta có : $q_c = q_h^2$ (khi $n_p = 2$) (2-8'')

☐ **Đối với hộp số chính :**

+ Tỷ số truyền số thấp : $i_{c1} = \frac{i_{h1}}{i_{p1}}$ (2-8b)

Trong đó : i_{h1} là tỷ số truyền thấp của hộp số nhiều cấp, theo (2-1).

+ Tỷ số truyền trung gian :

$$\begin{cases} i_{ck} = i_{c1} / q_c^{(k-1)} \\ q_c = \sqrt[n_c-1]{\frac{i_{c1}}{i_{cn}}} \end{cases} \quad (2-8b')$$

Trong đó :

- k : Là số thứ tự của số truyền thứ k của hộp số chính.
- q_c : Công bội hộp số chính.
- n_c : Số cấp của hộp số chính, $n_c = 4 \div 5$.
- i_{cn} : Tỷ số truyền cao nhất của hộp số chính, $i_{cn} = 1$ (có thể chọn số truyền tăng với $i_{hn} \approx 0,65 \div 0,85$ nếu hộp số nhiều cấp có số truyền tăng).

☞ **Phân chia số tách biệt (mô hình H2-2)** : Theo mô hình này, ta có công bội hộp số chính bằng công bội hộp số nhiều cấp ($q_c = q_h$) :

☐ **Đối với hộp số chính** :

+ Tỷ số truyền số thấp : $i_{c1} = q_c^{(n_c-1)} \cdot i_{cn}$ (2-9)

+ Tỷ số truyền trung gian : $i_{ck} = i_{c1} / q_c^{(k-1)}$ (2-9')

Các thông số đã được chú thích.

☐ **Đối với hộp số phụ** :

+ Tỷ số truyền số thấp : $i_{p1} = \frac{i_{h1}}{i_{c1}}$ (2-9b)

+ Tỷ số truyền trung gian :

$$\begin{cases} i_{pk} = i_{p1} / q_p^{(k-1)} \\ q_p = \sqrt[n_p-1]{\frac{i_{p1}}{i_{pn}}} \end{cases} \quad (2-9b')$$

Các thông số đã được chú thích.

Lúc này ta có : $D_p = q_c^{n_c}$ (2-9b'')

☞ **Phân chia số kết hợp (mô hình H2-3)** : Đối với hộp số nhiều cấp có kiểu phân chia kết hợp như trên mô hình H2-3 thì tỷ số giữa hai số truyền kề nhau trong toàn bộ dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không còn bằng nhau. Nói cách khác, dãy các tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không còn phân bố theo qui luật cấp số nhân trên toàn bộ dãy số. Tuy vậy, trong từng hộp số phân chia (chính và phụ) vẫn tuân thủ sự phân bố theo qui luật cấp số nhân.

Để tính dãy tỷ số truyền của hộp số chính cũng như hộp số phụ trong trường hợp này ta có các giả thiết sau :

- Dãy các tỷ số truyền của hộp số chính, hộp số phụ vẫn tuân theo qui luật cấp số nhân.
- Trên “**từng khoảng**” dãy số truyền của hộp số nhiều cấp vẫn tuân theo qui luật cấp số nhân; nghĩa là trên trục số logarit đối với hộp số nhiều cấp, ta vẫn có sự cách đều nhau giữa các số trong “**từng khoảng**” tương ứng. Ví dụ trên hình H2-3a ta có các dãy : (1B, 2B, 3B), (3B, 1A, 4B, 2A), (2A, 3A, 4A) đều phân bố theo qui luật cấp số nhân cục bộ.
- Để đơn giản, ở đây ta chỉ xét hộp số phụ hai cấp ($n_p = 2$). Và giả thiết ta vẫn có công bội lý thuyết p_h^* của hộp số nhiều cấp được xác định bằng :

$$q_h^* = \sqrt[n_h - 1]{i_{h1} / i_{hn}} \tag{2-10}$$

Theo hình H2-3, ta có :

$$\begin{cases} \log\left(\frac{i_{c1}}{i_{cn}}\right) = \log D_c = (n_c - 1) \cdot \log q_c \\ \log\left(\frac{i_{p1}}{i_{pn}}\right) = \log D_p = \left(n_c - \left(\frac{2k + 1}{2}\right)\right) \cdot \log q_c \\ \log D_h = \log D_c + \log D_p \end{cases} \tag{2-10b}$$

Từ (2-10) và (2-10b) suy ra :

$$q_c = (q_h^*)^{\frac{(n_h - 1)}{2n_c - (k + 3/2)}} \tag{2-11}$$

Trong đó : k là chỉ số, chỉ cấp xen kẽ : k = 0, 1, 2, ... (n_c - 2).

- Khi k = 1 ta có một “nút số” xen kẽ (mô hình H2-3a).
- Khi k = 2 ta có hai “nút số” xen kẽ (mô hình H2-3b).

Đặc biệt :

- Nếu k = n_c - 1, thì q_c = q_h² ta có kiểu phân chia xen kẽ đều theo mô hình H2-1.
- Nếu k = - 1/2, thì q_c = q_h ta có kiểu phân chia tách biệt theo mô hình H2-2.

1.4 Xác định kích thước cơ bản của hộp số :

1.4.1 Khoảng cách trục :

Khoảng cách trục là một trong những thông số quan trọng quyết định kích thước cac-te hộp số nói chung và các chi tiết bên trong của hộp số nói riêng (bánh răng, đồng tốc, ổ bi ..).

Khoảng cách trục A (tính theo [mm]) của hộp số ô tô được xác định sơ bộ theo công thức kinh nghiệm sau :

$$A \approx k_a \sqrt[3]{M_{e\max} i_{h1}} \tag{2-12}$$

Trong đó :

k_a : Hệ số kinh nghiệm, có giá trị nằm trong khoảng sau :

- Đối với xe du lịch : $k=8,9 \div 9,3$.

- Đối với xe vận tải : $k=8,6 \div 9,6$ - cho hộp số thường,
 $k=9,5 \div 11,0$ - cho hộp số nhiều cấp.

(Giá trị lớn chọn cho hộp số hai trục, hộp số có số truyền tăng, hoặc động cơ Diesel)

M_{emax} : Mô men quay cực đại của động cơ, [Nm].

i_{h1} : Tỷ số truyền thấp của hộp số.

Khoảng cách trục A của các hộp số ô tô hiện nay thường nằm trong khoảng :

+ Đối với ô tô du lịch : $A \approx 65 \div 80$ [mm].

+ Đối với ô tô vận tải : $A \approx 85 \div 160$ [mm].

1.4.2 Kích thước theo chiều trục các-te hộp số :

Kích thước theo chiều trục của các-te hộp số l [mm] nói chung có thể được xác định bằng tổng chiều dài (theo chiều trục) của các chi tiết lắp trên trục trung gian hộp số (hoặc trên trục thứ cấp đối với hộp số hai trục). Bao gồm : chiều rộng của các bánh răng b[mm], chiều rộng của các bộ đồng tốc (hoặc ống gài) H[mm], chiều rộng của các ổ đỡ trục B[mm]. Đối với ô tô máy kéo, các thông số này thường được xác định theo kích thước khoảng cách trục A như sau :

+ Chiều rộng bánh răng : $b \approx (0,19 \div 0,23)A$ đối với hộp số thường.

$b \approx (0,30 \div 0,40)A$ đối với hộp số nhiều cấp.

(Giá trị lớn được chọn cho bánh răng ứng với tỷ số truyền thấp hơn).

+ Chiều rộng ổ đỡ : $B \approx (0,25 \div 0,28)A$ đối với ô tô du lịch.

$B \approx (0,20 \div 0,25)A$ đối với ô tô vận tải.

(Giá trị chính xác phụ thuộc vào việc tính toán và chọn ổ).

+ Chiều rộng đồng tốc hoặc ống gài hai phía phụ thuộc vào kết cấu và có giá trị nằm trong khoảng :

$H \approx (0,68 \div 0,78)A$ đối với ô tô du lịch.

$H \approx (0,40 \div 0,55)A$ đối với ô tô vận tải.

Dưới bảng B4-1 là các kích thước tương ứng của một số hộp số ô tô.

Bảng B4-1 : Đặc trưng hình học của một số hộp số ô tô.

Kiểu hộp số	$M_{\text{max}}^{(*)}$ [Nm]	A [mm]	Hệ số k_a	b/A (**)	B/A (**)	H/A (**)	Tỷ số l/A
Volga	632	77	8,9	0,22	0,245	0,79	2,90
Gaz-53	1800	110,63	9,1	0,19	0,19	0,58	2,22
Zil-130	2900	123,25	8,6	0,22	0,20	0,48	3,00
Iamz-236H	4500	165,75	10,0	0,20	0,21	0,47	2,86

Kamaz-14	4830	160	9,5	0,20	0,22	0,54	3,04
Volvo-R61	3280***	160	10,8	0,21	0,25	0,39	2,08
Fuller-RT915	2530***	148	10,8	0,17	0,16	-	2,38
ZF-5S-110GP	3160***	154	10,5	0,20	0,36	2,63	2,63

(*) Mô men lớn nhất ở trục thứ cấp hộp số chính.

(**) Tính giá trị trung bình.

(***) Hộp số nhiều cấp, mô men ở trục thứ cấp của hộp số chính.

1.5 Tính toán số răng của các bánh răng hộp số :

1.5.1 Số răng của bánh răng hộp số hai trục :

Số răng của bánh răng chủ động trong hộp số hai trục được xác định theo khoảng cách trục A và tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp i_{gk} như sau :

$$\begin{cases} Z_1 = \frac{2A \cos \beta_1}{m_1(1+i_{g1})} \\ \dots \\ Z_k = \frac{2A \cos \beta_k}{m_k(1+i_{gk})} \\ \dots \\ Z_n = \frac{2A \cos \beta_n}{m_n(1+i_{gn})} \end{cases} \quad (2-13)$$

Trong đó :

i_{gk} : Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số thứ k, với $k=1 \div n$ (n là số cấp).

β_k : Góc nghiêng của cặp bánh răng gài số thứ k; [rad].

m_k : Mô-duyn pháp tuyến của cặp bánh răng gài số thứ k, [mm]

Các thông số khác đã được chú thích.

Để bảo đảm các bánh răng hộp số ô tô làm việc êm, xu hướng chọn mô-duyn m_k có giá trị nhỏ, ngược lại góc nghiêng của răng β_k thường có giá trị lớn như sau :

- + Mô-duyn : - Xe du lịch : $m = 2,25 \div 3,0$
- Xe vận tải : $m = 3,50 \div 5,0$

Giá trị lớn chọn cho xe có tải trọng lớn và giảm dần về tỷ số truyền cao. Giá trị $m=5$ chỉ chọn cho xe tải lớn khi số răng của bánh chủ động nhỏ hơn 14.

- + Góc nghiêng : - Xe du lịch : $\beta = 22 \div 34$
- Xe vận tải : $\beta = 18 \div 26$

Giá trị nhỏ chọn ứng với số truyền thấp để giảm bớt lực dọc trục.

Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số i_g đối với hộp số hai trục chính bằng tỷ số truyền tính toán của hộp số ($i_g=i_h$). Số răng bánh răng bị động của cặp bánh răng gài số thứ k được xác định bằng $Z_k' = Z_k \cdot i_{hk}$ (i_{hk} là tỷ số truyền của hộp số).

1.5.2 Số răng của bánh răng hộp số ba trục đồng trục :

Đối với hộp số ba trục đồng trục, các số truyền đều phải qua hai cặp bánh răng; trong đó có một cặp bánh răng được dùng chung cho tất cả các số truyền (trừ số truyền thẳng) gọi là **cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp**. Nghĩa là nó luôn luôn làm việc với bất kỳ gài số truyền nào - trừ số truyền thẳng. Vì vậy khi phân chia tỷ số truyền cho cặp bánh răng này, cần phải có giá trị đủ nhỏ để vừa bảo đảm tuổi thọ cho cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp vừa để cho số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp không được nhỏ quá.

Theo kinh nghiệm, số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp của ô tô du lịch : $Z_1 = 17 \div 15$ (với $i_{h1}=3,5 \div 3,8$), đối với ô tô vận tải : $Z_1 = 16 \div 12$ (với $i_{h1}=6 \div 8$). Giá trị nhỏ của $Z_1=12 \div 13$ chỉ chọn cho xe có giá trị tỷ số thấp (i_{h1}) lớn và mô-đun của răng lớn.

Khi đã chọn được số răng chủ động Z_1 của cặp bánh răng gài số, thì từ công thức (2-13), dễ dàng tính được tỷ số truyền i_{g1} của cặp bánh răng gài số ở số thấp đối với hộp số ba trục kiểu đồng trục. Từ đó, suy ra tỷ số truyền của các cặp bánh răng gài số của các số truyền khác như sau :

$$\begin{cases} i_a = \frac{i_{h1}}{i_{g1}} \\ i_{gk} = \frac{i_{hk}}{i_a} \end{cases} \quad (2-14)$$

Trong đó :

- i_a : Tỷ số truyền **cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp**.
- i_{h1} : Tỷ số truyền số thấp của hộp số.
- i_{hk} : Tỷ số truyền số thứ k bất kỳ của hộp số (trừ số truyền thẳng).
- i_{g1} : Tỷ số truyền cặp bánh răng gài số ở số thấp.
- i_{gk} : Tỷ số truyền cặp bánh răng gài số thứ k bất kỳ; trừ số truyền thẳng.

Khi đã có được i_a và i_{gk} thì số răng của bánh răng chủ động tương ứng Z_a và Z_k ($k=2 \div n$, trừ số truyền thẳng) được xác định theo công thức (2-13).

Số răng bị động của các cặp bánh răng ăn khớp tương ứng được xác định theo tỷ số truyền gài số của chính nó :

$$Z_k' = Z_k \cdot i_{gk} \quad (2-15)$$

Chú ý rằng khi tính toán số răng theo (2-13) và (2-15) thì số răng phải được làm tròn nguyên, vì vậy khoảng cách trục của các cặp bánh răng ăn khớp $A_\alpha \neq A$. Để bảo đảm cho các bánh răng cùng lắp trên trục có cùng khoảng cách, các bánh răng trong hộp số ô tô & máy công trình phải được chế tạo theo sự dịch chỉnh.

Hệ số dịch dao tổng cộng ξ_k của các cặp bánh răng thứ k lúc này phải thỏa mãn điều kiện ăn khớp đúng như sau :

$$Z_k = \frac{2(A \pm \xi_k m_k) \cos \beta_k}{m_k \left(1 + \frac{Z'_k}{Z_k} \right)} \quad (2-16)$$

Khi khoảng cách trục ăn khớp A_α của cặp bánh răng nào đó đúng bằng A (hệ số dịch dao tổng cộng $\xi_k=0$) thì bánh răng vẫn chế tạo dịch chỉnh nhằm tăng bền và tăng tính êm dịu cho cặp bánh răng ăn khớp của hộp số ô tô. Các cặp bánh răng chế tạo theo kiểu này gọi là cặp bánh răng dịch chỉnh đối xứng.

1.5.3 Số răng của bánh răng hộp số phụ kiểu hành tinh:

Đối với hộp số phụ của hộp số nhiều cấp có giá trị tỷ số truyền thấp là lớn và số cấp là hai (hoặc bốn), thường sử dụng hộp số phụ hai cấp kiểu hành tinh bố ở phía sau hộp số chính. Kiểu hộp số hành tinh có nhiều ưu điểm hơn hẳn so với hộp số kiểu bánh răng thông thường : kết cấu bánh răng ăn khớp trong gọn, cứng vững và cho tỷ số truyền lớn, các bánh răng ăn khớp khít khao không có tiếng ồn và hiệu suất truyền động cao.

Các bánh răng trong kết cấu hành tinh chỉ cần răng thẳng, mô-đun thường chọn trong khoảng $m=2,75 \div 3,5$. Khoảng cách trục A_{ht} giữa bánh răng trung tâm (hoặc vành răng bao) và các bánh răng vệ tinh được xác định theo kinh nghiệm : $A_{ht} \approx (0,5 \div 0,55)A$, với A là khoảng cách trục của hộp số chính.

Tỷ số truyền số cao của số phụ có giá trị bằng một ($i_{p2}=1$ và được truyền thẳng và được thực hiện bằng cách khoá cơ cấu hành tinh). Tỷ số truyền số thấp i_{p1} được xác định khi cơ cấu hành tinh làm việc với vành răng bao Z_b được gài cố định vào thân hộp số. Trục thứ cấp chính là trục chung của các trục di động của các bánh răng vệ tinh Z_g (nối với cần C).

$$i_{p1} = \frac{Z_b}{Z_a} + 1 \quad (2-17)$$

Trong đó :

Z_a : Số răng của bánh răng trung tâm (ở đầu ra trục thứ cấp hộp số chính).

Z_b : Số răng của vành răng bao.

Số răng (răng thẳng) của các bánh răng trung tâm Z_a , bánh răng bao Z_b cùng với bánh răng vệ tinh Z_g được xác định theo khoảng cách trục A_{ht} :

$$\frac{m(Z_a + Z_g)}{2} = \frac{m(Z_b - Z_g)}{2} = A_{ht} \quad (2-18)$$

Từ (2-18) suy ra $Z_b - Z_a = 2Z_g$, nghĩa là số răng Z_a, Z_b là những số nguyên dương hoặc cùng chẵn, hoặc cùng lẻ. Nếu $Z_a + Z_g \neq Z_b - Z_g$ thì phải chế tạo bánh răng dịch chỉnh nhằm bảo đảm điều kiện ăn khớp đúng theo cùng một khoảng cách trục A_{ht} với hệ số dịch chỉnh tổng cộng cho từng cặp bánh răng ξ_j ($j=1 \div 2$) như sau :

$$\begin{cases} \xi_1 = \frac{m(Z_a + Z_g) - 2A_{ht}}{2m} \\ \xi_2 = \frac{m(Z_b - Z_g) - 2A_{ht}}{2m} \end{cases} \quad (2-19)$$

1.6 Kích thước trục hộp số :

Khi tính trục hộp số ô tô, có thể dùng những công thức kinh nghiệm để chọn sơ bộ kích thước trục :

+ Đối với trục sơ cấp :

Đường kính sơ bộ của trục, tính bằng [mm]:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{M_{\max}} \quad (2-20)$$

Trong đó :

k_d : Hệ số kinh nghiệm, $k_d = 4 \div 4,6$.

M_{\max} : Mô-men quay cực đại truyền đến trục sơ cấp, [Nm].

Quan hệ đường kính và chiều dài trục, tính có thể tính sơ bộ bằng [mm]:

$$\frac{d_1}{l_1} \approx 0,16 \div 0,18 \quad (2-20b)$$

+ Đối với trục thứ cấp :

Đường kính và chiều dài trục, tính bằng [mm]:

$$d_2 \approx 0,45A ; \frac{d_2}{l_2} \approx 0,18 \div 0,21 \quad (2-20c)$$

Trong đó : A là khoảng cách trục, [mm].

Chú ý rằng, chiều dài trục chọn sơ bộ theo (2-20b) và (2-20c) cần phải phù hợp với sơ đồ tính theo tổng chiều dài các chi tiết lắp trên trục.

2. CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN HỘP SỐ :

2.1 Đặc điểm kết cấu cơ cấu điều khiển :

Cơ cấu điều khiển có nhiệm vụ truyền lực tác động của lái xe đến ống gài số (hay bánh răng di trượt) để dịch chuyển chúng vào vị trí gài số hoặc trả về vị trí trung gian.

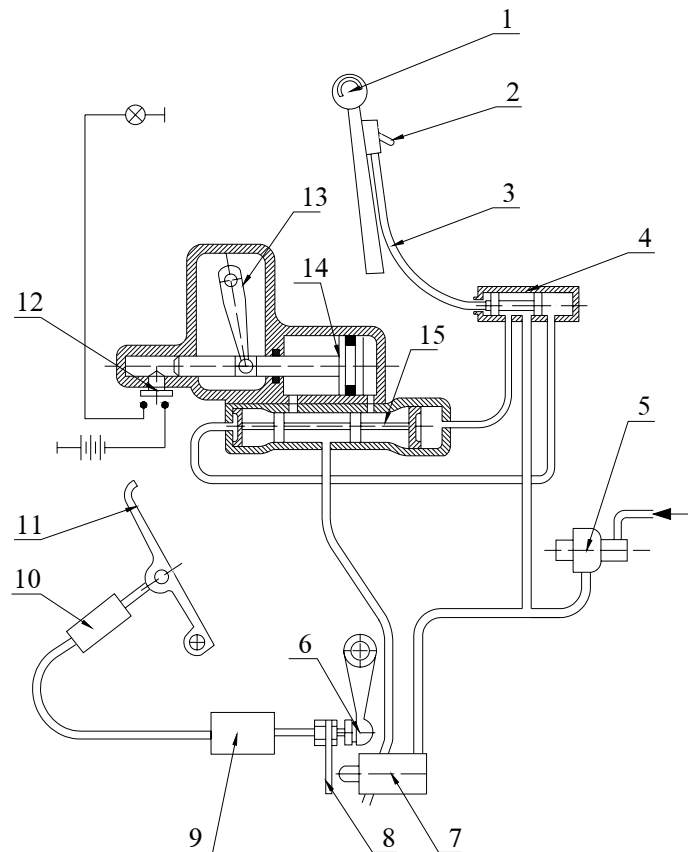
Phần lớn cơ cấu điều khiển số trên ô tô là hệ thống đòn điều khiển đơn giản. Chúng được gắn trực tiếp trên nắp hộp số bằng khớp cầu. Khớp cầu cho phép đòn điều khiển số với 6 vị trí gài số (thường là 5 số tiến và một số lùi).

Khớp cầu được định vị chống xoay quanh trục đứng nhờ chốt định vị nhằm định vị đúng đầu đẩy của đòn so với các hốc trên các thanh trượt. Mặt khác, để bảo đảm hành trình dịch chuyển đúng cho các tranh trượt (ứng với các vị trí gài số) các mặt cầu không được có khe hở; điều đó được thực hiện bằng lò xo tỳ.

Khi hộp số có vị trí xa buồng lái (vị trí nắp hộp số vượt ra ngoài tâm với của lái xe) như khi buồng lái đặt ngay trên động cơ hoặc động cơ bố trí ở đuôi xe (phổ biến trên xe khách) thì đòn điều khiển vẫn bố trí bên cạnh lái xe. Trong trường hợp này phải dùng thêm hệ thống đòn điều khiển trung gian để truyền động đến các thanh trượt gắn trên nắp hộp số ở xa vị trí người lái. Lúc này các đòn trung gian vừa phải bảo đảm chuyển động lắc vừa có thể chuyển động tịnh tiến nhằm có thể thực hiện được việc gài số từ bốn đến sáu cấp.

Hệ thống điều khiển kiểu này thường gọi là hệ thống điều khiển hộp số từ xa. Điều khiển hộp số từ xa có thể thực hiện nhờ hệ thống đòn điều khiển cơ khí (chủ yếu dùng để điều khiển hộp số chính); cũng có thể thực hiện bằng truyền động thủy khí nhờ các van phân phối và các xy lanh lực.

Khi hộp số có hơn sáu số (hộp số nhiều cấp) thì ngoài đòn điều khiển chính; cần phải có thêm hệ thống điều khiển từ xa để tiến hành gài số cho hộp số phụ. Hệ thống điều khiển từ xa thường là kiểu bán tự động bằng truyền động thủy khí (hình H2-4) nhằm hạn chế thao tác phức tạp về điều khiển đối với lái xe.



Hình H2-4: Điều khiển hộp số phụ kiểu bán tự động.

Hệ thống điều khiển từ xa kiểu bán tự động trên hình H2-4 là kiểu truyền động khí nén điều khiển cho hai cấp số truyền. Bằng cách ấn nút chia số (2) về vị trí L (số thấp hay số cao H), van điều khiển (4) thực hiện điều khiển (bằng khí nén) sự dịch chuyển van

phân phối khí (15) về một trong hai phía để sẵn sàng cho cấp khí vào buồng bên phải hoặc buồng bên trái của xy lanh công tác (14).

Khí nén chỉ được cấp vào xy lanh (14) khi lái xe cắt ly hợp : cần gạt (8) (gắn trên cần đẩy ly hợp) sẽ tác động lên thanh đẩy của van cấp khí (7) để cung cấp khí vào xy lanh công tác (14). Piston của xy lanh (14) dịch chuyển làm quay đòn (13) để tiến hành gài một trong hai số của hộp số phụ.

Nếu hộp số phụ có nhiều hơn hai cấp, thì phải dùng van phân phối khí nhiều dòng cùng với số lượng piston-xy lanh lực tăng lên tương ứng theo số cấp của hộp số phụ.

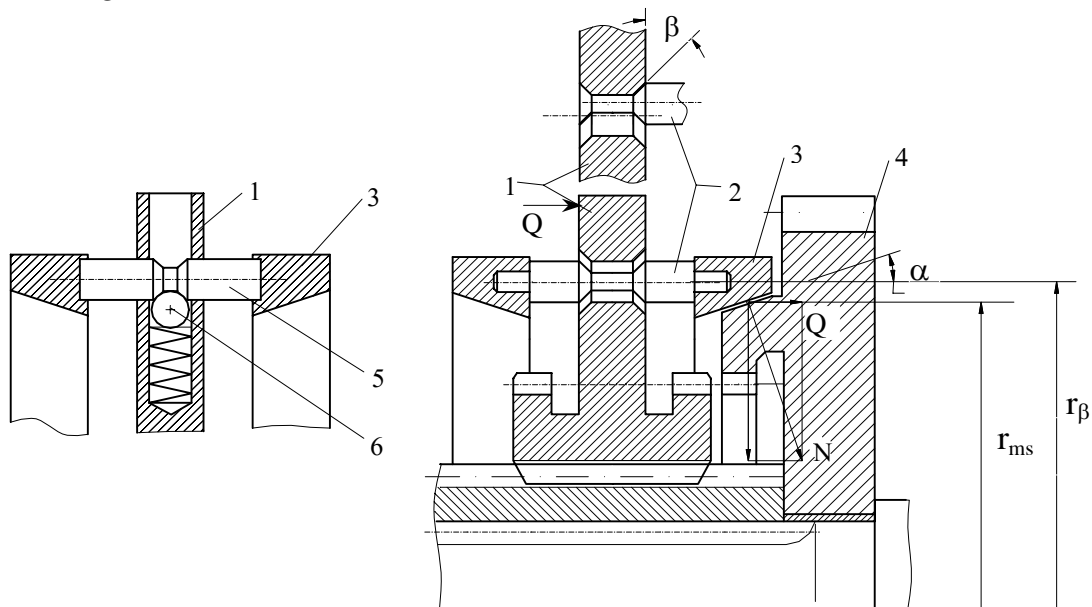
2.2 Bộ đồng tốc hộp số ô tô :

Trên hầu hết các hộp số ô tô (có cấp) hiện nay, người ta dùng bộ đồng tốc quán tính để nối ghép trực với bánh răng quay trơn mỗi khi gài số nhằm tránh sự va đập cho các bánh răng và hệ thống truyền lực. Bộ đồng tốc có nhiệm vụ làm đồng đều nhanh chóng tốc độ bánh răng quay trơn trên trục so với tốc độ của trục rồi mới gài được số; ngược lại khi chưa đồng đều tốc độ thì không thể thực hiện được việc gài số.

2.2.1 Phân tích đặc điểm kết cấu của bộ đồng tốc :

• **Bộ đồng tốc loại I (loại chốt hãm) :** Tùy theo kết cấu cụ thể mà bộ đồng tốc hộp số ô tô có nhiều kiểu khác nhau; tuy vậy chúng đều có một cấu tạo chung sau :

+ Bộ phận nối (1): có cấu tạo tương tự ống gài (răng ngoài hoặc trong) nối then hoa với trục; tức là có thể di trượt về phía phải (hoặc trái) để nối với bánh răng gài số (4) khi đã đồng đều tốc độ (hình H4-15a, b).



Hình H4-15a : Kết cấu bộ đồng tốc loại I (bộ phận nối kiểu liền).

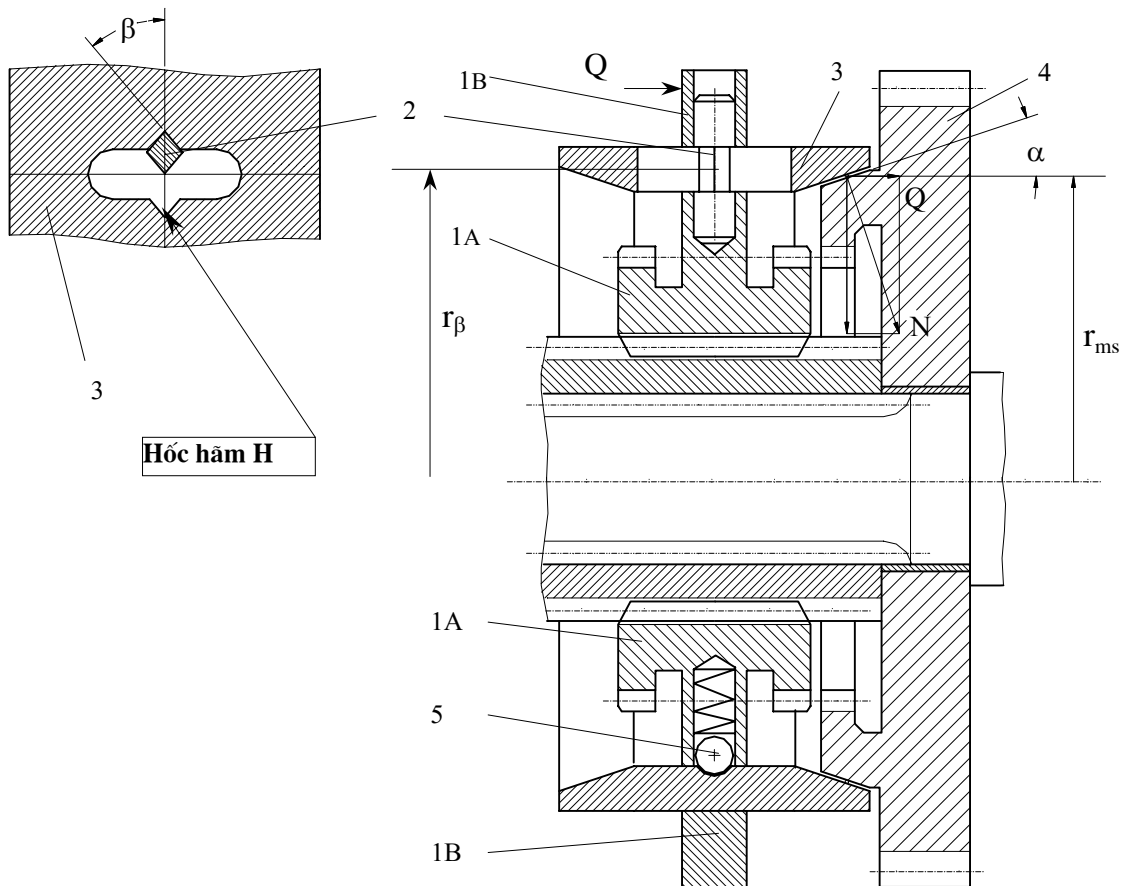
+ Chốt hãm (2) : có nhiệm vụ tạo phản lực tác dụng ngược lên bộ phận nối (1) để chống gài số khi chưa đồng đều tốc độ giữa bộ phận nối (1) với bánh răng gài số (4).

+ Vành ma sát (3) của đồng tốc : Có nhiệm vụ tạo ra mômen ma sát giữa vành ma sát (3) với bề mặt ma sát trên bánh răng gài số (4) nhằm làm đồng đều tốc độ giữa chúng trước khi gài số.

+ Bộ phận định vị : gồm bi định vị (5) và chốt (6) có nhiệm vụ giữ cho các vành ma sát ở vị trí trung gian khi bộ đồng tốc không thực hiện việc gài số; đồng thời cho phép đưa vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với vành ma sát trên bánh răng (4) khi gài số.

Bộ đồng tốc loại Ia với kiểu bộ phận nối liền khối như ống gài được sử dụng khá phổ biến ở các xe tải và khách cỡ trung bình và lớn nhờ kết cấu vững chắc và tin cậy.

Các nhà máy MAZ và KRAZ (của Liên-xô cũ) sử dụng bộ đồng tốc loại Ib với bộ phận nối kiểu rời (gồm chi tiết 1A và 1B, hình H4-15b) cũng có nguyên tắc cấu tạo và nguyên lý làm việc tương tự. Chỉ khác là hai vành ma sát (3) của đồng tốc được làm liền khối; do vậy bộ phận nối được tách rời và liên kết với nhau thông qua chốt hãm (2). Nhược điểm loại này là phải chế tạo hốc hãm (H) trên ống ma sát (3) trở nên khó khăn hơn.



Hình H4-15b : Bộ đồng tốc loại Ib (bộ phận nối kiểu rời).

Nguyên lý làm việc của bộ đồng tốc loại I: Tùy theo kết cấu, bộ đồng tốc loại I của hộp số ô tô có thể có nhiều kiểu khác nhau; tuy vậy chúng đều có một nguyên lý làm việc chung như sau :

Dưới tác dụng của lực gài từ cơ cấu điều khiển, ống nối (1) của bộ đồng tốc (hay 1A cùng 1B trên hình H4-15b) sẽ dịch chuyển về bên phải (hoặc bên trái). Nhờ bộ phận định vị (5) mà vành ma sát (3) sẽ dịch chuyển đồng thời với bộ phận nối (1), vào tiếp xúc trước với bề mặt ma sát của bánh răng gài số (4). Do có sự khác nhau về tốc độ của hai bề mặt ma sát mà tại đây hình thành một mô-men ma sát. Mô-men ma sát này làm cho bánh răng gài số (4) - đang quay trơn trên trục - nhanh chóng thay đổi tốc độ về với tốc độ của bộ đồng tốc.

Khi chưa đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) và bộ đồng tốc, mô-men ma sát hình thành trên vành ma sát (3) làm chốt hãm (2) tỳ vào bề mặt hãm (với góc nghiêng β) trên bộ phận nối (1)^(*). Tại đây xuất hiện phản lực mà thành phần lực chiều trục Q' tác dụng ngược lên bộ phận nối (1) có giá trị lớn hơn hoặc bằng chính lực gài Q . Chính vì vậy, khi chưa đồng đều tốc độ, lái xe không thể tiếp tục đẩy bộ phận nối (1) vào ăn khớp với khớp răng tương ứng trên bánh răng gài số (4).

Khi đã có sự đồng đều tốc độ - không có sự trượt tương đối giữa hai bề mặt côn - mô-men ma sát sẽ không còn nữa, phản lực Q' do mômen ma sát sinh ra cũng không còn nữa. Lúc này lực gài Q do lái xe tạo ra chỉ cần đủ thắng lực lò xo định vị (5), đẩy nhẹ chốt hãm (2)^(*) thoát khỏi bề mặt hãm và tiếp tục đưa vành răng của bộ phận nối (1) đi vào ăn khớp với vành răng trên bánh răng gài số (4). Việc gài số đã được thực hiện.

Như vậy, khi và chỉ khi đã có sự đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) với bộ phận nối (1) thì mới có thể gài được số, tránh sự va đập răng cũng như tải trọng động chung cho cả hệ thống truyền lực ô tô.

Chú thích (*) Đối với bộ đồng tốc kiểu bộ phận nối rời (1A và 1B hình H4-15b) thì vị trí của chốt hãm (2) và bề mặt hãm được hoán vị: mặt hãm ở trên vành ma sát - gọi là hốc hãm H , còn chốt hãm (2) nối cứng hai phần 1A và 1B của bộ phận nối (1). Khi đã có sự đồng đều tốc độ, chốt hãm (2) sẽ đẩy nhẹ hốc hãm H và thoát khỏi nó để bộ phận nối (1) tiếp tục đi vào nối với vành răng gài số trên bánh răng gài số (4).

b) Bộ đồng tốc loại II (loại răng hãm): Trên hộp số ô tô du lịch, vận tải và khách cỡ nhỏ, kích thước các bánh răng hộp số nhỏ, không đủ không gian để thiết kế bộ đồng tốc loại I. Hơn thế nữa, tải trọng tác dụng bề mặt hãm nói chung không lớn nên có thể sử dụng chính mặt nghiêng của các răng để làm bộ phận hãm. Đồng tốc này được gọi là đồng tốc loại II (tên gọi do tác giả đặt).

Tuỳ theo kết cấu cụ thể mà bộ đồng tốc loại II của hộp số ô tô có nhiều kiểu dáng khác nhau nhưng đều có chung nguyên tắc cấu tạo sau:

+ Bộ phận nối (1): làm nhiệm vụ nối bánh răng quay trơn (4) với trục (5). Bộ phận nối có cấu tạo tương tự ống gài; di trượt dọc trục bằng khớp nối then hoa (hình H4-16a). Các răng của bộ phận nối (1) được vát nghiêng với góc β đủ nhỏ để chống gài số khi bánh răng gài (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5).

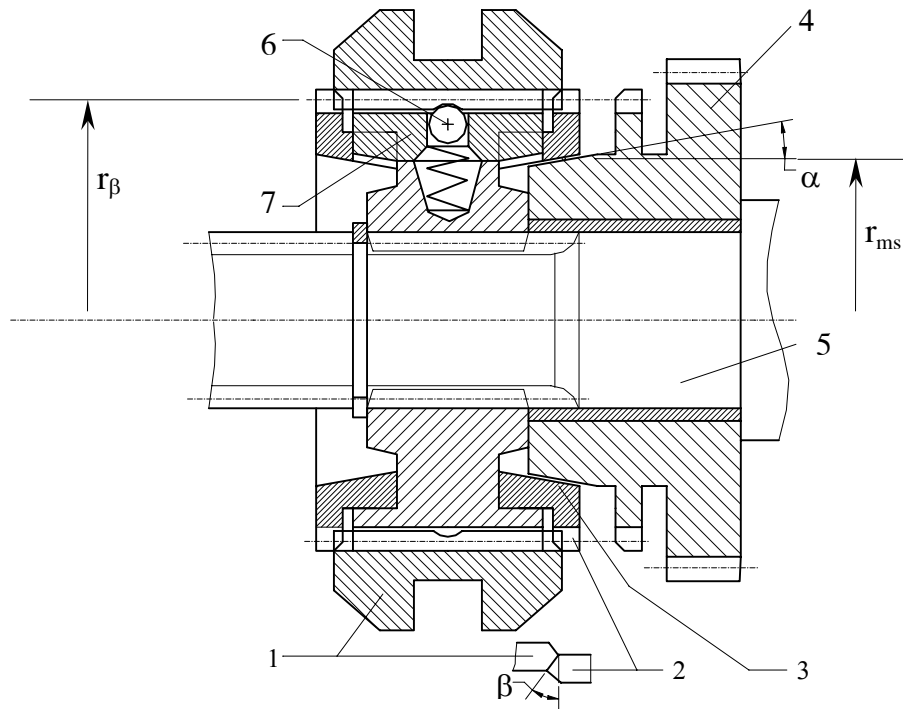
+ Bộ phận hãm (2): có nhiệm vụ chống lại việc gài số khi bánh răng (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5). Bộ phận hãm có cấu tạo gồm vành **răng hãm** (2) gắn trên vành côn ma sát (3). Các răng của vành răng hãm (2) đều được vát nghiêng với góc β

cùng với các răng trên bộ phận nối (1) nhằm chống lại việc gài số khi bánh răng (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5).

+ Bộ phận ma sát : gồm các vành ma sát (3) có nhiệm vụ làm đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) với bộ đồng tốc – tức là đồng đều với trục (5).

+ Bộ phận định vị : có nhiệm vụ giữ cho các vành ma sát ở vị trí trung gian khi bộ đồng tốc không làm việc; đồng thời cho phép đưa vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với bề mặt côn ma sát trên bánh răng gài số (4) khi bắt đầu tiến hành gài số.

Bộ phận định vị gồm lò xo và bi định vị (6) cùng thanh đẩy (7) luôn chèn sẵn trong hốc lõm của vành ma sát (3) để sẵn sàng đẩy vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với bề mặt côn ma sát trên bánh răng gài số (4) khi bắt đầu gài số.



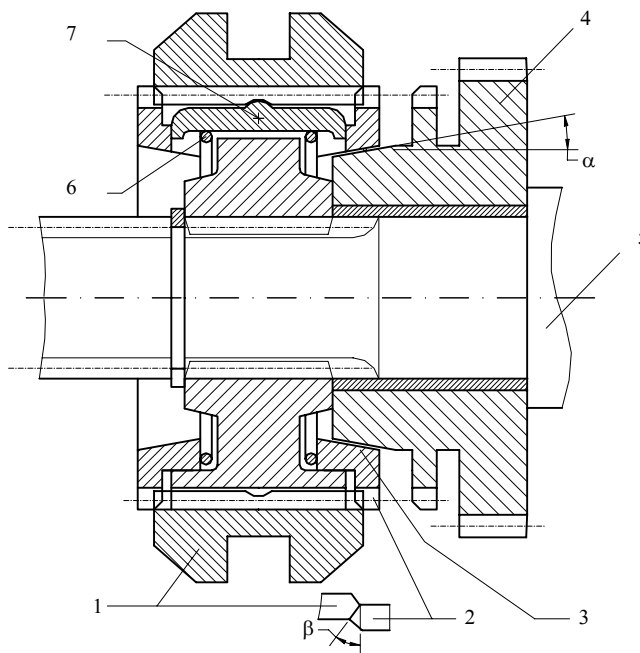
Hình H4-16a : Kết cấu bộ đồng tốc loại IIa (kiểu bi định vị).

- | | | | |
|--|--|-----------------|---------------|
| 1 - Bộ phận nối | 2 - Vành răng hãm | 3 - Vành ma sát | 4 - Bánh răng |
| 5 - Trục hộp số | 6 - Bi định vị | 7 - Thanh trượt | |
| α - Góc nghiêng của mặt côn ma sát; | r_{ms} - Bán kính ma sát trung bình. | | |
| β - Góc nghiêng của bề mặt hãm | r_{β} - Bán kính trung bình mặt hãm. | | |

Trên hình H4-16b là một đồng tốc loại IIb có thanh trượt (7) làm cả nhiệm vụ định vị thay cho viên bi (6) của loại IIa.

+ Thanh trượt (7) làm luôn nhiệm vụ định vị; còn lò xo định vị được thay bởi hai vòng lò xo (6) nhờ vậy tránh được hiện tượng bị lệch lò xo khi vào gài số.

+ Nhược điểm của kiểu này là ma sát giữa hốc định vị và gờ của thanh định vị là ma sát trượt thay vì ma sát lăn như loại IIa, nên hốc định vị có thể dễ mòn hơn loại IIa. Tuy vậy lực định vị này nhỏ; hơn nữa bộ đồng tốc làm việc trong dầu nên nhược điểm này có thể khắc phục được nhờ chúng luôn luôn được bôi trơn trong dầu.



1. Bộ phận nối (ống nối).
 2. Vành răng hãm.
 3. Vành côn ma sát.
 4. Bánh răng gài số.
 5. Trục hộp số.
 6. Lò xo định vị thanh trượt.
 7. Thanh trượt định vị.
- α . Góc côn của vành ma sát.
 β . Góc nghiêng phản lực của các vành răng hãm.

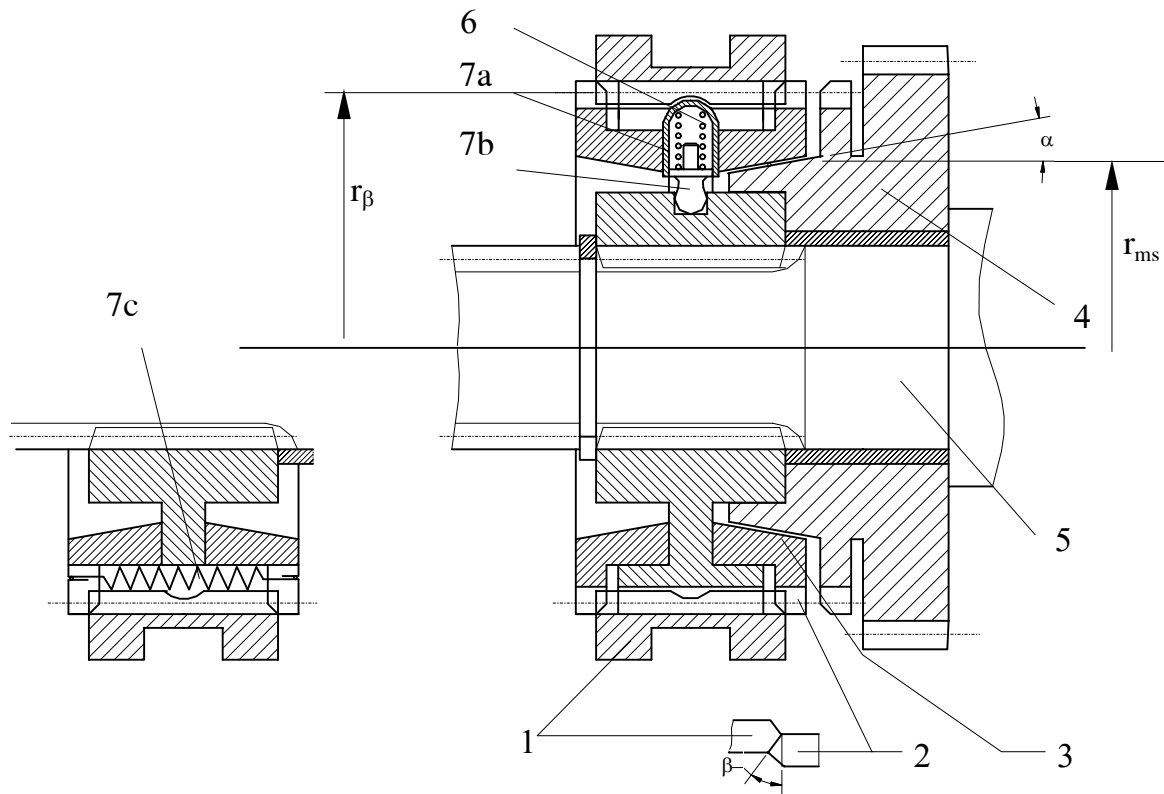
Hình H4-16b : *Kết cấu bộ đồng tốc loại IIb*
(kiểu thanh trượt định vị).

Trên hình H4-16c là một đồng tốc loại IIc có cấu tạo bộ phận định vị kiểu ống trụ.

Về kết cấu : Thanh đẩy (7) biến thể thành ống trụ (7a). Lò xo định vị (6) lại trở thành lò xo trụ; được lồng trong ống trụ (7a) và chốt định vị (7b); nhờ vậy lò xo không bị lệch như kiểu H4-16a. Ở đây ống trụ (7a) vừa làm chức năng thanh đẩy vừa làm cả nhiệm vụ định vị. Do trụ đẩy (7a) có kích thước bé, nên cần phải có thêm các lò xo định vị phụ (7c) giữ cho các vành ma sát (3) luôn luôn tỳ sát trụ đẩy.

Nguyên lý làm việc của bộ đồng tốc loại IIc : Dù kết cấu bộ đồng tốc loại II có nhiều kiểu khác nhau (hình H4-16a,b,c) nhưng đều có cùng nguyên lý làm việc như sau :

Dưới tác dụng của lực gài Q, ống nối (1) sẽ dịch chuyển về phải (hoặc trái). Nhờ bộ phận định vị mà vành ma sát (3) sẽ dịch chuyển đồng thời với ống nối (1) để vào tiếp xúc trước với mặt côn trên bánh răng gài số (4). Tại đây hình thành một mômen ma sát, làm cho vành ma sát (3) sẽ xoay tương đối với ống nối (1) một góc nhỏ khiến mặt hãm (góc nghiêng β) của vành răng hãm (2) tỳ vào mặt hãm của răng trên ống nối (1).



Hình H4-16c : Kết cấu bộ đồng tốc loại IIc (ống trụ đẩy định vị).

- | | | | |
|-------------------------------------|-------------------|---|-------------------|
| 1 - Bộ phận nối | 2 - Vành răng hãm | 3 - Vành ma sát | 4 - Bánh răng |
| 5 - Trục hộp số | 6 - Lò xo định vị | 7a - ống trụ định vị | 7b - Chốt định vị |
| α - Góc côn của vành ma sát; | | r_{ms} - Bán kính ma sát trung bình. | |
| β - Góc nghiêng của răng hãm | | r_{β} - Bán kính trung bình của mặt hãm | |

Khi chưa đồng đều tốc độ, hai mặt côn ma sát (3) và (4) sẽ sinh ra một mô-men ma sát. Mô-men này sẽ truyền ngược lên ống nối (1) một phản lực Q' tại mặt nghiêng β của răng trên răng ống nối (1). Lực Q' luôn ngược chiều và có giá trị lớn hơn hoặc bằng lực gài số Q do lái xe tạo ra. Do đó, lái xe không thể cho ống nối (1) tiếp tục đi vào để gài số khi chưa đồng đều tốc độ.

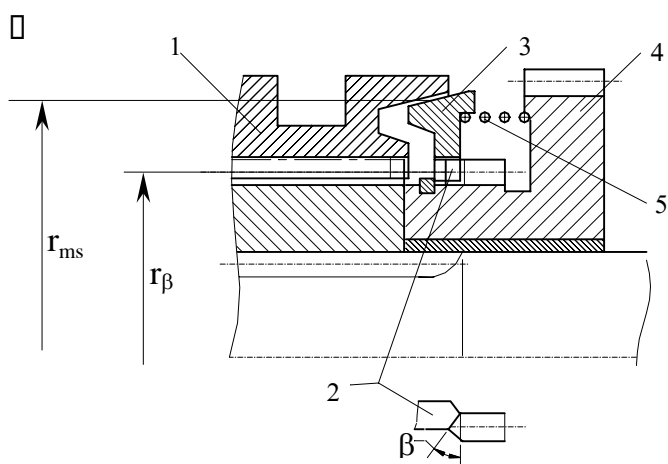
Khi đã đồng đều tốc độ, các vành côn ma sát không còn chuyển động tương đối với nhau, mô-men ma sát không còn nữa, phản lực Q' vì vậy cũng bị triệt tiêu. Lúc này lực gài Q do lái xe tạo ra chỉ cần đủ thắng lực của lò xo định vị (6), đẩy nhẹ vành răng hãm (2) của vành ma sát (3) để đưa ống nối (1) đi vào ăn khớp với vành răng trên bánh răng gài số (4).

Bộ đồng tốc loại II (răng hãm) được sử dụng hầu hết trên hộp số ô tô du lịch và một số hộp số xe tải và khách.

Nhà máy ô tô LADA (của Liên-xô cũ) sản xuất bộ đồng tốc loại IIđ cho các đời xe LADA có kết cấu đơn giản hơn so với các loại kể trên; được giới thiệu trên hình H4-16d.

Quan hệ giữa vành răng hãm và mặt côn ma sát tương ứng với vành răng hãm (2) và mặt côn ma sát (3) được hoán đổi vị trí : mặt côn ma sát được cấu tạo trực tiếp trên ống nối (1) thay vì trên bánh răng gài số; còn vành răng hãm được tạo ngay trên vành răng gài số của bánh răng (4). Bằng cách đó cho phép đơn giản hoá cơ cấu định vị của đồng tốc. Bộ phận định vị chỉ còn mỗi lò xo chiều trục (5) tác dụng trực tiếp lên vành ma sát (3) theo chiều trục và được định vị lại bởi vòng chặn (6).

Tuy vậy nhược điểm của kiểu đồng tốc này chính là lực chiều trục của lò xo định vị vì nó có xu hướng làm nhả số. Để tránh trả số đối với kiểu đồng tốc này, đòi hỏi lực của cơ cấu định vị trên thanh trượt gài số phải lớn. Điều này lại dẫn đến dễ mòn các hốc định vị trên thanh trượt và do đó lại dễ bị nhả số.



1. Bộ phận nối.
2. Vành răng hãm.
3. Vành côn ma sát.
4. Bánh răng gài số.
5. Lò xo định vị.
6. Vòng chặn.

β - Góc nghiêng của răng hãm.
 r_β - Bán kính trung bình mặt hãm
 r_{ms} - Bán kính ma sát trung bình.

Hình H4-16d : Bộ đồng tốc loại IIđ kiểu lò xo định vị hướng trục.

2.2.2 Tính toán các thông số cơ bản của đồng tốc :

Xác định các thông số cơ bản của bộ đồng tốc hộp số ô tô bao gồm việc xác định mô-men cần thiết M_{ms} để làm đồng đều nhanh chóng tốc độ trong thời gian t_c , bán kính ma sát r_{ms} , chiều rộng của bề mặt ma sát b_{ms} nhằm bảo đảm tuổi thọ cho đồng tốc.

2.2.2.1 Mô-men ma sát cần thiết của bộ đồng tốc :

Mô-men ma sát hình thành ở bộ đồng tốc khi gài số với lực gài Q phải thắng được mô-men quán tính của bánh răng gài số (4) – xem các hình H4-15, H4-16 - cùng các khối lượng chuyển động quay có liên quan động học với bánh răng (4) trong quá trình gài số; nghĩa là :

$$M_{ms} = J_{\Sigma} i_k^2 \frac{\Delta\omega}{t_c} \quad (2-21)$$

Trong đó :

- J_{Σ} : Mô-men quán tính của bánh răng gài số và của tất cả các khối lượng chuyển động quay trong hộp số có quan hệ động học trực sơ cấp hộp số (thường là trục ly hợp); được qui dẫn về trục sơ cấp, [kgm²].
- i_k : Tỷ số truyền thứ k của hộp số tương ứng với chế độ tính toán của đồng tốc (tính từ trục sơ cấp đến bánh răng gài số cần tính toán).
- $\Delta\omega$: Chênh lệch tốc độ góc giữa hai số truyền của bộ đồng tốc, [rad/s] .
- t_c : Thời gian làm đồng đều tốc độ giữa bộ đồng tốc và bánh răng gài số, [s].

☞ Thời gian t_c đặc trưng cho tính hiệu quả của bộ đồng tốc. Thời gian t_c càng nhỏ quá trình làm đồng đều tốc độ càng nhanh. Tuy nhiên, nếu t_c nhỏ quá, theo (2-21) mô-men ma sát yêu cầu sẽ lớn, đòi hỏi kích thước của bộ đồng tốc phải lớn; làm cho kích thước chung của hộp số trở nên lớn và kồng kênh. Trong tính toán, t_c được chọn theo kinh nghiệm, phụ thuộc vào chủng loại xe và tùy theo nhóm số truyền cao hay số truyền thấp :

- + Đối với ô tô du lịch : $t_c = 0,15 \div 0,30$ [s] cho các số cao.
 $t_c = 0,50 \div 0,80$ [s] cho số thấp.
- + Đối với ô tô tải và khách : $t_c = 0,30 \div 0,80$ [s] cho các số cao.
 $t_c = 1,00 \div 1,50$ [s] cho các số thấp.
- * Riêng đối với hộp số phụ bố trí sau hộp số chính của hộp số nhiều cấp thì :
 $t_c = 1,00 \div 2,00$ [s].

(Giá trị nhỏ được chọn cho trường hợp chuyển từ số cao về số thấp và ngược lại)

☞ Chênh lệch tốc độ góc $\Delta\omega$ phụ thuộc vào tỷ số truyền vừa nhỏ số $i_{k\pm 1}$ và tỷ số truyền sắp gài số i_k . Trong tính toán thiết kế đồng tốc, chênh lệch tốc độ góc của hai số truyền kề nhau $\Delta\omega$ được xác định từ tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu sang số ω_{eo} :

$$\Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_k} - \frac{1}{i_{k\pm 1}} \right| \tag{2-21b}$$

Trong đó :

- $i_{k\pm 1}$: Tỷ số truyền tính từ trục sơ cấp đến trục bộ đồng tốc của hộp số ứng với số truyền vừa nhỏ số (để tiến hành gài số thứ i_k).
- ω_{eo} : Tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu chuyển số, [rad/s]. Giá trị này được xác định theo bảng kinh nghiệm B2-1 như sau:

Bảng B2-1: Tốc độ góc động cơ ω_{eo} [rad/s] khi bắt đầu sang số.

Chế độ sang số	Động cơ xăng (Carbuarato)		Động cơ Diesel
	Xe du lịch	Xe tải và khách	
Từ số thấp lên số cao	$(0,6 \div 0,7)\omega_N$	$(0,7 \div 0,8)\omega_N$ và $\geq \omega_M$	$(0,75 \div 0,85)\omega_N$
Từ số cao về số thấp	$(0,4 \div 0,5)\omega_N$	$(0,5 \div 0,6)\omega_N$, và $\geq \omega_M$	$(0,9 \div 1,0)\omega_M$

Trong đó : ω_N, ω_M tương ứng là tốc độ góc của động cơ ứng với công suất cực đại, mô-men cực đại của động cơ.

☞ Mô-men quán tính khối lượng qui dẫn J_Σ được xác định tùy thuộc sơ đồ động học cụ thể của hộp số và vị trí bố trí bộ đồng tốc.

□ Với hộp số ba trục, bộ đồng tốc bố trí trên trục thứ cấp, công thức tính J_Σ cùng với $\Delta\omega$ và i_k được xác định như sau :

$$\begin{cases} J_\Sigma = J_1 + J_2 i_a^{-2} + \sum_{j=1}^m J_{zj} i_j^{-2} + J_l i_l^{-2} \\ \Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_h} - \frac{1}{i_{h+1}} \right| \\ i_k = i_h \end{cases} \quad (2-21c)$$

Trong đó :

- J_1 : Mô men quán tính khối lượng của trục sơ cấp hộp số (thường chính là trục ly hợp) và tất cả các chi tiết nối với trục (như đĩa bị động ly hợp), [kg.m²].
- J_2 : Mô men quán tính khối lượng của trục trung gian và tất cả các chi tiết gắn trên trục trung gian, [kg.m²].
- i_a : Tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp của hộp số.
- J_{zj} : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng bị động (quay tròn trên trục thứ cấp đồng thời ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian) của cặp bánh răng gear số thứ j, [kg.m²].
- i_j : Tỷ số truyền của hộp số ứng với cặp bánh răng gear số thứ j.
- j : Chỉ số để chỉ bánh răng quay tròn thứ j trên trục thứ cấp.
- m : Số lượng bánh răng quay tròn trên trục thứ cấp (thường xuyên ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian).
- J_l : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng số lùi có quan hệ động học thường xuyên với bánh răng trên trục trung gian cùng với các khối lượng quay theo khác qui dẫn về trục của nó, [kg.m²].
- i_l : Tỷ số truyền của các bánh răng số lùi; tính từ trục sơ cấp hộp số đến bánh răng số lùi thường xuyên có quan hệ động học với bánh răng trên trục trung gian.

□ Với hộp số nhiều cấp mà hộp số phụ bố trí phía sau thì các công thức trên cũng đúng cho bộ đồng tốc của **hộp số chính** và cả **hộp số phụ** có sơ đồ động học tương đương.

Chú ý thêm rằng đối với đồng tốc của **hộp số phụ** , thì thành phần mô-men quán tính của trục sơ cấp J_1 chính là mô-men quán tính của trục thứ cấp hộp số chính (bao gồm cả các chi tiết cố định trên đó như các bộ đồng tốc, ống gear .. của hộp số chính) cộng với mô-men quán tính tổng cộng J_Σ của hộp số chính qui dẫn về trục thứ cấp của hộp số chính (tức là trục sơ cấp của hộp số phụ).

Nghĩa là :

$$\begin{cases} J_{\Sigma p} = (J_{1p} + J_{\Sigma i_h^2}) + J_{2p} i_{ap}^{-2} + \sum_{jp=1}^{mp} J_{zjp} i_{jp}^{-2} \\ \Delta \omega_p = \left(\omega_{eo} \frac{1}{i_h} \right) \left| \frac{1}{i_p} - \frac{1}{i_{p+1}} \right| \\ i_{kp} = i_p \end{cases} \quad (2-21d)$$

ở đây, chỉ số p để chỉ tương ứng cho các thông số của hộp số phụ, ngược lại các thông số không có chỉ số p, để chỉ tương ứng cho hộp số chính (ω_{eo} , J_{Σ} , i_h).

2.2.2.2 Bán kính ma sát của bộ đồng tốc :

Nếu gọi R_{ms} là bán kính trung bình của vành côn ma sát bộ đồng tốc, thì mô men ma sát được tạo ra do lực ép Q tác dụng lên đôi bề mặt ma sát của đồng tốc được xác định bằng :

$$M_{ms} = \frac{Q \cdot \mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha} \quad (2-22)$$

Trong đó :

Q : Lực ép tác dụng theo chiều trục lên đôi bề mặt ma sát, [N].

μ : Hệ số ma sát giữa đôi bề mặt ma sát.

α : Góc côn của đôi bề mặt ma sát (xem các hình H4-15, hình H4-16).

R_{ms} : Bán kính trung bình của đôi bề mặt ma sát, [m].

Từ phương trình (2-22) rút ra bán kính ma sát R_{ms} :

$$R_{ms} = \frac{M_{ms} \cdot \sin \alpha}{Q \cdot \mu} \quad (2-22b)$$

Trong tính toán, M_{ms} được xác định từ phương trình (2-21). Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau và làm việc trong dầu thì $\mu \approx 0,06 \div 0,07$.

Góc côn α càng nhỏ, mô-men ma sát M_{ms} do lực Q tạo ra càng lớn và như vậy có lợi cho việc gài số. Nghĩa là lái xe chỉ cần tác dụng một lực nhỏ lên cần điều khiển (P) cũng đủ để tạo ra mô-men ma sát cần thiết nhằm làm đồng đều nhanh chóng tốc độ cho bộ đồng tốc.

Tuy vậy, góc côn α không được nhỏ hơn góc ma sát của đôi bề mặt ma sát để bảo đảm cho các mặt côn dễ dàng thoát khỏi nhau khi nhả số. Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau thì góc côn α tốt nhất là $6 \div 7^\circ$.

Quan hệ giữa lực ép Q và lực trên cần điều khiển P được xác định thông qua tỷ số truyền từ cần điều khiển đến cần gạt đồng tốc như sau :

$$Q = P_{dk} \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk} \quad (2-22c)$$

Trong đó :

P_{dk} : Lực do lái xe tác dụng lên cần điều khiển,

$$P_{dk} = 60 \div 70 \text{ [N]} \text{ đối với xe du lịch và xe buýt.}$$

$$P_{dk} = 70 \div 100 \text{ [N]} \text{ đối với xe tải.}$$

i_{dk} : Tỷ số truyền các đòn điều khiển, trong tính toán có thể lấy $i_{dk} \approx 1,5 \div 2,5$.

η_{dk} : Hiệu suất của cơ cấu điều khiển; có thể chọn $\eta_{dk} \approx 0,85 \div 0,95$.

2.2.2.3 Chiều rộng bề mặt ma sát của đồng tốc :

Chiều rộng bề mặt vành côn ma sát của đồng tốc sẽ có kích thước đủ lớn sao cho áp lực pháp sinh ra trên bề mặt không lớn quá nhằm bảo đảm tuổi thọ cần thiết cho bề mặt vành ma sát của đồng tốc.

Do góc nghiêng của vành côn ma sát nhỏ ($\alpha \approx 6 \div 7^\circ$) nên có thể xem chiều rộng bề mặt vành côn ma sát như là chiều dài hình trụ có đường kính bằng $2R_{ms}$.

Gọi p_N là áp lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt trụ thì ta có thể viết mômen ma sát tác dụng lên bề mặt bằng:

$$M_{ms} = (\pi \cdot 2 \cdot R_{ms} \cdot b_{ms} \cdot p_N) \cdot \mu \cdot R_{ms} \quad (2-23)$$

Suy ra chiều rộng bề mặt vành côn ma sát b_{ms} [m] phải đủ lớn để áp lực pháp tuyến p_N tác dụng lên bề mặt là nhỏ:

$$b_{ms} \geq \frac{M_{ms}}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot [p_N] \cdot R_{ms}^2} \quad (2-23b)$$

Trong đó:

$[p_N]$: Giá trị áp suất pháp tuyến cho phép tác dụng lên bề mặt côn ma sát.

Với vật liệu của vành côn ma sát thường được làm bằng đồng thau và được bôi trơn bằng dầu trong cac-te của hộp số thì giá trị áp suất làm việc cho phép nằm trong khoảng $[p_N] \approx (1,0 \div 1,5) \text{ [MN/m}^2\text{]}$.

Hệ số ma sát của chúng trong môi trường dầu như đã nêu trên $\mu \approx 0,06 \div 0,07$.

Mômen ma sát M_{ms} được xác định từ phương trình (2-22) với bán kính ma sát đã được xác định theo (2-22b).

Các thông số khác đã chú thích.

Nếu thay M_{ms} từ (2-22) thì (2-23b) có thể được viết lại :

$$b_{ms} \geq \frac{P_{dk} \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk}}{2 \cdot \pi \cdot [p_N] \cdot R_{ms} \cdot \sin \alpha} \quad (2-23c)$$

Các thông số đã được chú thích.

2.2.2.4 Góc nghiêng của bề mặt hãm β :

Mô men ma sát M_{ms} hình thành ở vành côn ma sát của đồng tốc sẽ thông qua các chốt hãm (hoặc vành răng hãm), tác dụng ngược lên các bề mặt nghiêng góc β (còn gọi là mặt hãm) các lực vòng P' và lực chiều trục Q' được xác định theo mô men ma sát M_{ms} và góc nghiêng β như sau :

$$\begin{cases} P' = \frac{M_{ms}}{R_{\beta}} \\ Q' = \frac{P'}{tg\beta} = \frac{M_{ms}}{R_{\beta} \cdot tg\beta} \end{cases} \quad (2-24)$$

Trong đó :

R_{β} : Bán kính quay trung bình của mặt hãm, [m].

β : Góc nghiêng bề mặt hãm.

Phản lực chiều trục Q' tác dụng ngược lên bộ phận nối có chiều ngược với chiều lực gài số Q . Với một giá trị nhất định của mô men ma sát M_{ms} (ứng với một lực gài Q) thì giá trị của phản lực Q' phụ thuộc vào góc nghiêng β . Khi thiết kế, góc nghiêng β chỉ cần đủ nhỏ để bảo đảm sao cho $Q' \geq Q$ nhằm hãm và giữ không cho ống nối dịch chuyển khi các bề mặt ma sát chưa đồng đều tốc độ. Nếu góc nghiêng β nhỏ quá sẽ cản trở sự di chuyển của ống nối đi vào gài số khi đồng tốc đã đồng đều tốc độ.

Từ điều kiện $Q' \geq Q$, thay M_{ms} từ biểu thức (2-22) vào (2-23), ta được :

$$\frac{Q \cdot \mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha \cdot R_{\beta} \cdot tg\beta} \geq Q \quad \text{hay} \quad \frac{\mu \cdot R_{ms}}{\sin \alpha \cdot R_{\beta}} \geq tg\beta \quad (2-24b)$$

Biểu thức (2-24b) là cơ sở để thiết kế góc nghiêng β của mặt hãm để bảo đảm hãm đồng tốc khi nó chưa đồng đều tốc độ đồng thời cho phép ống nối của đồng tốc di chuyển dễ dàng đi vào gài số khi bộ đồng tốc đã đạt được sự đồng đều tốc độ. Bán kính trung bình của bề mặt hãm R_{β} được xác định theo điều kiện kết cấu của đồng tốc. Khi thiết kế, tùy thuộc vào kiểu đồng tốc mà giá trị trung bình của R_{β} được chọn trong khoảng $R_{\beta} \approx (0,75 \div 1,25)R_{ms}$.

2.2.3 Tính toán kiểm tra các thông số cơ bản của đồng tốc :

2.2.3.1 Thời gian chuyển số thực tế của đồng tốc:

Khi tính toán đồng tốc theo phương pháp trình bày trên, chúng ta đã giả thiết rằng trong quá trình gài đồng tốc thì vận tốc xe không đổi. Thực tế, khi gài đồng tốc, do cấu ly hợp (hoặc giảm vị trí cung cấp nhiên liệu cho động cơ về chế độ không tải - đối với ô tô sử dụng ly hợp thủy lực) nên tốc độ xe giảm trong quá trình gài số. Nghĩa là các chi tiết nối với trục sơ cấp hộp số sẽ chuyển động chậm dần theo tốc độ của xe trong thời gian gài đồng tốc. Tức là mô men ma sát cần thiết phải có để khắc phục mômen quán tính ở biểu thức (2-21) phải được hiệu chỉnh bằng :

$$M_{ms} = J_{\Sigma} i_k^2 \left(\frac{\Delta\omega}{t_c} \pm \varepsilon_c \right) \quad (2-25)$$

Trong đó: ε_c chính là gia tốc góc của trục thứ cấp do xe giảm tốc độ khi sang số.

Dấu + ứng với trường hợp gài số từ số thấp lên số cao.

Dấu - ứng với trường hợp gài số từ số cao về số thấp.

Suy ra thời gian chuyển số thực tế khi gài đồng tốc tương ứng là :

$$t_c = \frac{J_{\Sigma} i_k^2 \Delta\omega}{(M_{ms} \mp J_{\Sigma} i_k^2 \varepsilon_c)} \quad (2-26)$$

Ở đây : Dấu - ứng với trường hợp gá số từ số thấp lên số cao.
 Dấu + ứng với trường hợp gá số từ số cao về số thấp.
 Mômen ma sát M_{ms} được tính theo công thức (2-22) khi đã xác định bán kính ma sát R_{ms} .

Còn gia tốc ϵ_c được xác định từ quá trình giảm tốc của xe trong khi sang số :

$$\epsilon_c = \frac{g \cdot \psi \cdot i_{ck}}{\delta \cdot R_{bx} \cdot \eta_{ck}} \quad (2-26b)$$

Trong đó : g là gia tốc trọng trường ($g = 9,81 [m/s^2]$).

ψ là hệ số cản tổng cộng của đường, khi tính toán chọn $\psi = 0,02$.

i_{ck}, η_{ck} tỷ số truyền và hiệu suất truyền lực tính từ bánh răng gài đang tính của đồng tốc đến bánh xe chủ động ô tô R_{bx} .

δ hệ số xét đến các khối lượng quay trong hệ thống truyền lực đến lực quá tính chuyển động tính tiến của ô tô.

2.2.3.2 Công trượt riêng của đồng tốc:

Công trượt riêng của đồng tốc được đánh giá bởi công trượt của đôi bề mặt vành ma sát trên một đơn vị diện tích của vành ma sát như sau:

$$l_r = \frac{L_{ms}}{2 \cdot \pi \cdot R_{bx} \cdot b_{ms}} \quad (2-27)$$

Trong đó:

L_{ms} : Công trượt do ma sát trượt của đôi bề mặt ma sát đồng tốc [J]. Công trượt L_{ms} có thể được xác định theo công thức đề xuất của giáo sư Griskevich như sau:

$$L_{ms} = M_{ms} \cdot (\Delta\omega \pm \epsilon_c \cdot t_c) \cdot \frac{t_c}{2} \quad (2-28)$$

Ở đây $\Delta\omega$ là chênh lệch tốc độ góc giữa hai số truyền; được xác định theo (2-21c) hoặc (2-21d) tùy theo bộ đồng tốc ở hộp số chính hay hộp số phụ. Còn gia tốc ϵ_c được xác định theo (2-26b) và t_c là thời gian chuyển số thực tế và được xác định theo (2-26).

Giá trị công trượt riêng l_r tính theo (2-27) thường nằm trong giới hạn sau:

- + Đối với xe con, tải và khách cỡ nhỏ : $l_r \leq 100 [KJ/m^2]$
- + Đối với tải và khách trung bình : $l_r \leq 200 [KJ/m^2]$
- + Đối với tải lớn và cực lớn : $l_r \leq 500 [KJ/m^2]$



3. VÍ DỤ MINH HỌA THIẾT KẾ HỘP SỐ:

3.1. Số liệu cho theo đề bài (theo số liệu đề bài ly hợp).

- + Loại xe : Xe du lịch.
- + Tự trọng xe : $G_0 = 1500 [KG]$ Trọng lượng toàn bộ : $G_a = 2000 [KG]$
- + Loại động cơ : Động cơ xăng.
 - Công suất cực đại : $N_{emax} = 84 [KW]$ ở tốc độ $n_N = 5600 [v/ph]$.
 - Mômen xoắn cực đại : $M_{emax} = 180 [Nm]$ ở tốc độ $n_N = 2800 [v/ph]$.
- + Tốc độ cực đại của xe : $V_{max} = 160 [km/h]$

+ Bán kính bánh xe : $R_{bx} = 0,33 \text{ [m]}$

+ Hệ số cản lớn nhất của đường: $\psi_{\max} = 0,35$

3.2. Xác định các thông số cơ bản của hộp số :

3.2.1 Tỷ số truyền số thấp nhất - số cao nhất của hộp số ô tô:

Giá trị tỷ số truyền số thấp nhất i_{h1} được xác định theo điều kiện kéo như sau:

$$i_{h1} \geq \frac{\psi_{\max} G_a \cdot r_{bx}}{M_{e\max} i_o \eta_t} \quad (2-27)$$

Trong đó :

G_a : Trọng lượng toàn bộ xe.

Theo đề : $G_a = 2000 \cdot 9,81 = 19620 \text{ [N]}$.

ψ_{\max} : Hệ số cản chuyển động lớn nhất của đường.

Theo đề: $\psi_{\max} = 0,35$

r_{bx} : Bán kính làm việc của bánh xe chủ động >

Theo đề : $R_{bx} = 0,33 \text{ [m]}$.

$M_{e\max}$: Mo men quay cực đại của động cơ.

Theo đề : $M_{e\max} = 180 \text{ [N.m]}$.

η_t : Hiệu suất hệ thống truyền lực.

Xe thiết kế là xe du lịch $\eta_t = 0,92 \div 0,93$.

Chọn : $\eta_t = 0,90$

i_o : Tỷ số truyền của truyền lực chính.

Giá trị tỷ số truyền lực chính i_o (chưa cho theo đề) cùng với tỷ số truyền cao nhất của hộp số i_{hn} được xác định theo tốc độ chuyển động lớn nhất của xe $v_{amax} \text{ [m/s]}$ ứng với tốc độ góc lớn nhất của động cơ $\omega_{emax} \text{ [rad/s]}$ như sau:

$$i_o = \frac{\omega_{emax} r_{bx}}{i_{hn} v_{amax}} \quad (2-27')$$

Trong đó :

i_{hn} : Giá trị tỷ số truyền cao nhất của hộp số, thường chọn bằng một ($i_{hn} = 1^*$).

ω_{emax} : Tốc độ góc lớn nhất của động cơ, [rad/s]; được xác định theo loại động cơ và chủng loại xe khi thiết kế :

Với động cơ xăng, xe du lịch: $\omega_{emax} = (1,0 \div 1,25) \omega_N$.

Chọn $\omega_{emax} = 1,0 \cdot \omega_N$

Với ω_N là tốc độ góc ứng với công suất cực đại của động cơ, ta có:

$\omega_N = 5600 \cdot 3,1416 / 30 = 586,432 \text{ [rad/s]}$.

V_{\max} : Tốc độ tịnh tiến lớn nhất của xe.

Theo đề: $V_{\max} = 160 \text{ [km/h]}$
 $= 44,444 \text{ [m/s]}$

Lần lượt thế số vào (2-27') rồi (2-27) ta được:

$$i_0 = \frac{1,0.586,432.0,33}{1,44,444}$$

$$= 4,3543$$

$$i_{h1} = \frac{0,35.19620.0,33}{180.4,3543.0,9}$$

$$= 3,58$$

3.2.2 Số cấp hộp số ô tô:

Số cấp hộp số ô tô được xác định theo công thức :

$$n = \frac{(\log i_{h1} - \log i_{hn})}{\log q} + 1 \tag{2-28}$$

Trong đó :

n : Số cấp của hộp số.

i_{h1} : Giá trị tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số.

Theo kết quả (2-27), $i_{h1} = 3,58$

i_{hn} : Giá trị tỷ số truyền cao nhất khi đầy tải và đạt V_{\max} là được chọn bằng 1.

q : Công bội của dãy tỷ số truyền, khi tính toán có thể chọn công bội trung bình q theo kinh nghiệm. Đối với hộp số thường, xe du lịch sử dụng động cơ xăng có tính năng động lực tốt.

Chọn $q = 1,70$ ($q = 1,50 \div 1,80$).

Thế số ta có :

$$n = \frac{(\log 3,58 - \log 1)}{\log 1,7} + 1$$

$$= 3,405$$

Chọn số nguyên $n^* = 4$

3.2.3 Tỷ số truyền trung gian của hộp số ô tô:

Với ô tô du lịch thường làm việc ở các số truyền cao, nên các số truyền trung gian được điều chỉnh lại theo cấp số điều hoà nhằm sử dụng tốt nhất công suất động cơ khi sang số ở các số truyền cao như sau :

$$a = \left(\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h1}} \right) \frac{1}{(n^* - 1)} \quad (2-29)$$

$$\begin{cases} i_{h2} = \frac{i_{h1}}{(1 + a.i_{h1})}; \\ i_{h3} = \frac{i_{h1}}{(1 + 2a.i_{h1})}; \\ \dots \\ i_{hk} = \frac{i_{h1}}{(1 + (k-1)a.i_{h1})} \end{cases} \quad (2-29b)$$

Trong đó :

a : Hằng số điều hoà của dãy tỷ số truyền hộp số, xác định theo (2-29).

n* : Số cấp hộp số đã làm tròn nguyên.

Kết quả (2-28): n* = 4

i_{hn} : Tỷ số truyền cao nhất của hộp số.

Kết quả (2-28): i_{hn} = 1

i_{h1} : Tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số.

Kết quả (2-27): i_{h1} = 3,58

i_{hk} : Tỷ số truyền trung gian thứ k của hộp số, k=2÷3

Thế số ta có:

$$\begin{aligned} a &= \left(1 - \frac{1}{3,58} \right) \frac{1}{(4-1)} \\ &= 0,2403 \end{aligned}$$

$$\begin{cases} i_{h2} = \frac{3,58}{(1 + 0,2403 \cdot 3,58)} = 1,925; \\ i_{h3} = \frac{3,58}{(1 + 2 \cdot 0,2403 \cdot 3,58)} = 1,316 \end{cases}$$

Chúng ta có thể chọn thêm cho xe số truyền tăng để tăng tính động lực học và giảm tiêu hao nhiên liệu cho xe khi xe chuyển động không tải hoặc có tải nhưng đường có chất lượng tốt hơn.

Giá trị số truyền tăng được chọn trong khoảng 0,65 ÷ 0,85

$$i_{h5} = 0,80$$

3.2.4 Khoảng cách trục và các kích thước chiều trục :

3.2.4.1 Khoảng cách trục hộp số :

Khoảng cách trục A (tính theo [mm]) của hộp số ô tô được xác định sơ bộ theo công thức kinh nghiệm sau :

$$A \approx k_a \sqrt[3]{M_{e\max} i_{h1}} \quad (2-30)$$

Trong đó :

k_a : Hệ số kinh nghiệm, có giá trị nằm trong khoảng sau :

Đối với xe du lịch : $k_a = 8,9 \div 9,3$.

Chọn $k_a = 9,3$

$M_{e\max}$: Mô men quay cực đại của động cơ,.

Theo đề ta có:

$$M_{e\max} = 180 \text{ [Nm]}.$$

i_{h1} : Tỷ số truyền thấp của hộp số.

Kết quả (2-27) ta có :

$$i_{h1} = 3,58$$

Thế số tính được khoảng cách trục sơ bộ là :

$$A = 80,3524 \text{ [mm]}$$

Chọn sơ bộ $A = 80 \text{ [mm]}$

3.2.4.2 Kích thước theo chiều trục cac-te hộp số :

Kích thước theo chiều trục của cac-te hộp số l [mm] nói chung có thể được xác định bằng tổng chiều dài (theo chiều trục) của các chi tiết lắp trên trục trung gian hộp số (hoặc trên trục thứ cấp đối với hộp số hai trục); bao gồm : chiều rộng của các bánh răng b[mm], chiều rộng của các bộ đồng tốc (hoặc ống gài) H[mm], chiều rộng của các ổ đỡ trục B[mm].

Đối với ô tô máy kéo, các thông số này thường được xác định theo kích thước khoảng cách trục A như sau :

Đối với hộp số thường:

Chiều rộng bánh răng :

$$b \approx (0,19 \div 0,23)A \text{ đối với ô tô du lịch.}$$

Chọn $b \approx 0,20.A = 16,0 \text{ [mm]}$

Chiều rộng ổ đỡ :

$$B \approx (0,25 \div 0,28)A \text{ đối với ô tô du lịch.}$$

Chọn $B \approx 0,25.A = 20 \text{ [mm]}$

Chiều rộng đồng tốc (hoặc ống gài) có giá trị nằm trong khoảng :

$$H \approx (0,68 \div 0,78)A \text{ đối với ô tô du lịch.}$$

Chọn $H \approx 0,70.A = 56 \text{ [mm]}$

Dưới bảng B4-1 là các kích thước tương ứng của một số hộp số ô tô.

Bảng B4-1 : Đặc trưng hình học của một số hộp số ô tô.

Kiểu hộp số	$M_{max}^{(*)}$ [Nm]	A [mm]	Hệ số k_a	b/A (**)	B/A (**)	H/A (**)	Tỷ số l/A
Volga	632	77	8,9	0,22	0,245	0,79	2,90
Gaz-53	1800	110,63	9,1	0,19	0,19	0,58	2,22
Zil-130	2900	123,25	8,6	0,22	0,20	0,48	3,00
Iamz-236H	4500	165,75	10,0	0,20	0,21	0,47	2,86
Kamaz-14	4830	160	9,5	0,20	0,22	0,54	3,04
Volvo-R61	3280***	160	10,8	0,21	0,25	0,39	2,08
Fuller-RT915	2530***	148	10,8	0,17	0,16	-	2,38
ZF-5S-110GP	3160***	154	10,5	0,20	0,36	2,63	2,63

(*) Mô men lớn nhất ở trục thứ cấp hộp số chính.

(**) Tính giá trị trung bình.

(***) Hộp số nhiều cấp, mô men ở trục thứ cấp của hộp số chính.

3.2.5 Tính toán số răng của các bánh răng hộp số :

3.2.5.1 Mô-đun và góc nghiêng số răng của bánh răng hộp số :

Để bảo đảm các bánh răng hộp số ô tô làm việc êm, xu hướng chọn mô-đun m_k có giá trị nhỏ, ngược lại góc nghiêng của răng β_k thường có giá trị lớn như sau :

+ Mô-đun : - Xe du lịch : $m = 2,25 \div 3,0$

Chọn $m = 2,25$ [mm] cho các số truyền cao.

Chọn $m = 2,50$ [mm] cho số truyền thấp (số một và số lùi).

+ Góc nghiêng : - Xe du lịch : $\beta = 22 \div 37^0$

Chọn $\beta = 34^0$ cho các số truyền cao.

Chọn $\beta = 22^0$ cho số truyền thấp (số một và số lùi).

3.2.5.2 Số răng của bánh răng hộp số:

a) Đối với hộp số hai trục :

Số răng của bánh răng chủ động trong hộp số hai trục được xác định theo khoảng cách trục A và tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp i_{gk} như sau :

$$Z_k = \frac{2A \cos \beta_k}{m_k (1 + i_{gk})} \quad (2-31)$$

Trong đó :

i_{gk} : Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số thứ k, với $k=1 \div n$ (n là số cấp).

β_k : Góc nghiêng của cặp bánh răng gài số thứ k; [rad].

m_k : Mô-đun pháp tuyến của cặp bánh răng gài số thứ k, [mm]

Thế số vào (2-31) với $i_{gk} = i_{hk}$ ta có :

$$\left\{ \begin{aligned} Z_1 &= \frac{2A \cos \beta_1}{m_1(1+i_{h1})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{10 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,25 \cdot (1+3,58)} = 15,28 \approx 16 \\ Z_2 &= \frac{2A \cos \beta_2}{m_2(1+i_{h2})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,0 \cdot (1+1,925)} = 25,36 \approx 25 \\ Z_3 &= \frac{2A \cos \beta_3}{m_3(1+i_{h3})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,0 \cdot (1+1,316)} = 32,02 \approx 32 \\ Z_4 &= \frac{2A \cos \beta_4}{m_4(1+i_{h4})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,0 \cdot (1+1)} = 37,09 \approx 37 \\ Z_5 &= \frac{2A \cos \beta_5}{m_1(1+i_{h5})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,0 \cdot (1+0,80)} = 41,07 \approx 41 \end{aligned} \right.$$

Số răng bị động của các cặp bánh răng ăn khớp tương ứng được xác định theo tỷ số truyền gài số của chính nó :

$$\left\{ \begin{aligned} Z'_k &= Z_k i_{hk} ; k=1 \div 5 \\ Z'_1 &= 16 \cdot 3,84 = 57,33 \approx 58 \\ Z'_2 &= 25 \cdot 1,925 = 48,82 \approx 49 \\ Z'_3 &= 32 \cdot 1,316 = 42,15 \approx 42 \\ Z'_4 &= 37 \cdot 1,00 = 37,00 \approx 37 \\ Z'_5 &= 41 \cdot 0,80 = 32,80 \approx 33 \end{aligned} \right.$$

Tính chính xác lại khoảng cách trục do làm tròn số răng:

$$A = \frac{m_k (Z_k + Z'_k)}{2 \cos \beta_k} = \frac{2,25 \cdot (16 + 58)}{2 \cdot \cos\left(\frac{10 \cdot 3,1416}{180}\right)} = 84,5343$$

Chọn $A = 84,5$ [mm] và tính chính xác góc nghiêng răng của các bánh răng để bảo đảm khoảng cách trục của chúng đều bằng $A = 84,5$ [mm] theo công thức:

$$\cos \beta_k = \frac{m_k(Z_k + Z'_k)}{2.A}$$

Kết quả tính toán các thông số bánh răng được cho ở bảng B2-1:

Tỷ số truyền	$i_{h1} = 3,625$	$i_{h2} = 1,960$	$i_{h3} = 1,313$	$i_{h4} = 1,000$	$i_{h5} = 0,805$
Số răng chủ động	16	25	32	37	41
Số răng bị động	58	49	42	37	33
Mô-đuy m [mm]	2,25	2,0	2,0	2,0	2,0
Góc nghiêng β	$9^{\circ}52'02''$	$28^{\circ}52'02''$	$28^{\circ}52'02''$	$28^{\circ}52'02''$	$28^{\circ}52'02''$

b) Đối với hộp số ba trục đồng trục:

Đối với hộp số ba trục đồng trục, các số truyền đều phải qua hai cặp bánh răng; trong đó có một cặp bánh răng được dùng chung cho tất cả các số truyền (trừ số truyền thẳng) gọi là **cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp**. Nghĩa là nó luôn luôn làm việc với bất kỳ gài số truyền nào - trừ số truyền thẳng. Vì vậy khi phân chia tỷ số truyền cho cặp bánh răng này, cần phải có giá trị đủ nhỏ để vừa bảo đảm tuổi thọ cho cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp vừa để cho số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp không được nhỏ quá.

Theo kinh nghiệm, số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp của ô tô du lịch : $Z_1 = 17 \div 15$ (với $i_{h1} = 3,5 \div 3,8$).

Xe thiết kế có $i_{h1} = 3,58$ nên ta chọn $Z_1 = 17$.

Khi đã chọn được số răng chủ động Z_1 của cặp bánh răng gài số, thì từ công thức (2-31), dễ dàng tính được tỷ số truyền i_{g1} của cặp bánh răng gài số ở số thấp đối với hộp số ba trục kiểu đồng trục như sau:

$$\begin{cases} Z_1 = \frac{2A \cos \beta_1}{m_1(1 + i_{g1})} \\ i_{g1} = \frac{2A \cos \beta_1}{m_1 Z_1} - 1 \end{cases} \quad (2-31b)$$

Trong đó :

A : Khoảng cách trục.

Kết quả (2-30): $A = 80$ [mm]

i_{g1} : Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số một.

β_1 : Góc nghiêng của cặp bánh răng gài số một [rad].

Chọn $\beta_1 = 22^{\circ}$

m_1 : Mô-đuy pháp tuyến của cặp bánh răng gài số một, [mm]

Chọn $m_1 = 2,5$ [mm]

Các thông số khác đã được chú thích.

Thế số ta có :

$$i_{g1} = \begin{cases} \frac{2A \cos \beta_1}{m_1 Z_1} - 1 \\ \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2.5.17} - 1 = 2,4469 \end{cases}$$

Suy ra tỷ số truyền của cặp bánh răng truyền động chung (luôn luôn ăn khớp):

$$\begin{cases} i_{h1} = i_a \cdot i_{g1} \\ i_a = \frac{i_{h1}}{i_{g1}} = \frac{3,58}{2,4469} = 1,4644 \end{cases} \quad (2-32)$$

Trong đó :

i_a : Tỷ số truyền **cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp**.

i_{h1} : Tỷ số truyền số một của hộp số.

i_{g1} : Tỷ số truyền cặp bánh răng gài số ở số một.

Từ đó, suy ra tỷ số truyền của các cặp bánh răng gài số cho các số truyền khác :

$$i_{gk} = \frac{i_{hk}}{i_a}; k = 2 \div n \quad (2-32b)$$

Trong đó :

i_a : Tỷ số truyền **cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp**.

i_{hk} : Tỷ số truyền số thứ k bất kỳ của hộp số (**trừ số truyền thẳng**).

i_{gk} : Tỷ số truyền cặp bánh răng gài số thứ k bất kỳ; **trừ số truyền thẳng**.

Thế số ta có :

$$\begin{cases} i_{g2} = \frac{i_{h2}}{i_a} = \frac{1,925}{1,4644} = 1,3148 \\ i_{g3} = \frac{i_{h3}}{i_a} = \frac{1,316}{1,4644} = 0,8989 \\ (i_{h4} = 1; \text{Direct}) \\ i_{g5} = \frac{i_{h5}}{i_a} = \frac{0,800}{1,4644} = 0,5506 \end{cases}$$

Khi đã có được i_a và i_{gk} thì số răng của bánh răng chủ động tương ứng Z_a và Z_k ($k=2 \div n$, trừ số truyền thẳng) được xác định theo công thức (2-13).

Số răng của bánh răng chủ động trong hộp số hai trục được xác định theo khoảng cách trục A và tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp i_{gk} như sau :

$$\begin{cases} Z_k = \frac{2A \cos \beta_k}{m_k (1 + i_{gk})} \\ \dots \\ Z_n = \frac{2A \cos \beta_n}{m_n (1 + i_{gn})} \end{cases} \quad (2-33)$$

Trong đó :

i_{gk} : Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số thứ k, $k= a, 2 \div n$ (n là số cấp).

β_k : Góc nghiêng của cặp bánh răng gài số thứ a, k; [rad].

m_k : Mô-đun pháp tuyến của cặp bánh răng gài số thứ a, k, [mm]

Các thông số khác đã được chú thích.

$$\begin{cases} Z_a = \frac{2A \cos \beta_a}{m_a (1 + i_a)} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,25 \cdot (1 + 1,4644)} = 24,2 \approx 24 \\ Z_2 = \frac{2A \cos \beta_2}{m_2 (1 + i_{h2})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{33 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,25 \cdot (1 + 1,3148)} = 25,76 \approx 26 \\ Z_3 = \frac{2A \cos \beta_3}{m_3 (1 + i_{h3})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{33 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,25 \cdot (1 + 0,8989)} = 31,41 \approx 31 \\ Z_5 = \frac{2A \cos \beta_5}{m_1 (1 + i_{h5})} = \frac{2.80 \cdot \cos\left(\frac{33 \cdot 3.1416}{180}\right)}{2,25 \cdot (1 + 0,5506)} = 38,46 \approx 38 \end{cases}$$

Số răng bị động của các cặp bánh răng ăn khớp tương ứng được xác định theo tỷ số truyền gài số của chính nó :

$$Z'_k = Z_k i_{gk} \quad (2-33b)$$

$$\begin{cases} Z'_1 = 17.2,4469 = 41,60 \approx 42 \\ Z'_a = 24.1,4644 = 35,14 \approx 35 \\ Z'_2 = 26.1,3148 = 34,18 \approx 34 \\ Z'_3 = 31.0,8989 = 27,87 \approx 28 \\ Z'_5 = 38.0,5506 = 20,92 \approx 21 \end{cases}$$

Tính chính xác lại khoảng cách trục do làm tròn số răng:

$$A = \frac{m_1 (Z_1 + Z'_1)}{2 \cos \beta_1} = \frac{2,5 \cdot (17 + 42)}{2 \cdot \cos\left(\frac{22 \cdot 3,1416}{180}\right)} = 79,5420$$

Chọn $A = 79,5$ [mm] và tính chính xác góc nghiêng răng của các bánh răng để bảo đảm khoảng cách trục của chúng đều bằng $A = 79,5$ [mm] theo công thức:

$$\cos \beta_k = \frac{m_k (Z_k + Z'_k)}{2.A} \quad (2-33c)$$

Kết quả tính toán các thông số bánh răng được cho ở bảng B2-2:

Tỷ số truyền i_z	$i_{g1} = 2,4706$	$i_a = 1,4583$	$i_{g2} = 1,3077$	$i_{g3} = 0,9032$	$i_{g5} = 0,5526$
Số răng chủ động	17	24	26	31	38
Số răng bị động	42	35	34	28	21
Mô-duyn m [mm]	2,50	2,25	2,25	2,25	2,25
Góc nghiêng β	$21^{\circ}55'30''$	$33^{\circ}23'38''$	$31^{\circ}53'26''$	$33^{\circ}23'38''$	$33^{\circ}23'38''$
Tỷ số truyền hộp số	$i_{h1} = i_a \cdot i_{g1}$ = 3,6029	$i_{h2} = i_a \cdot i_{g2}$ = 1,907	$i_{h3} = i_a \cdot i_{g3}$ = 1,317	$i_{h4} = 1$ (Direct)	$i_{h5} = i_a \cdot i_{g5}$ = 0,806

Chú ý rằng, để bảo đảm cho các bánh răng cùng lắp trên trục có cùng khoảng cách, các bánh răng trong hộp số ô tô & máy công trình phải được chế tạo theo sự dịch chỉnh. Hệ số dịch dao tổng cộng ξ_k của các cặp bánh răng thứ k lúc này phải thỏa mãn điều kiện ăn khớp đúng như sau :

$$Z_k = \frac{2(A \pm \xi_k m_k) \cos \beta_k}{m_k \left(1 + \frac{Z'_k}{Z_k} \right)} \quad (2-34)$$

Khi khoảng cách trục ăn khớp A_α của cặp bánh răng nào đó đúng bằng A (hệ số dịch dao tổng cộng $\xi_k=0$) thì bánh răng vẫn chế tạo dịch chỉnh nhằm tăng bền và tăng tính êm dịu cho cặp bánh răng ăn khớp của hộp số ô tô. Các cặp bánh răng chế tạo theo kiểu này gọi là cặp bánh răng dịch chỉnh đối xứng.

3.2.5.3 Kích thước trục hộp số:

Đường kính trục hộp số ô tô có thể tính sơ bộ theo các công thức kinh nghiệm sau:

a) Đối với trục sơ cấp :

Đường kính sơ bộ của trục, tính bằng [mm]:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{M_{\max}} \quad (2-35)$$

Trong đó :

k_d : Hệ số kinh nghiệm, $k_d = 4 \div 4,6$.

Chọn $k_d = 4,0$.

M_{\max} : Mô-men quay cực đại trục sơ cấp, [Nm].

Với hộp số ba trục đồng trục, trục sơ cấp là trục ly hợp; ta có:

$$M_{\max} = M_{\text{emax}} = 180 \text{ [Nm]}$$

Còn trục trục trung gian; đóng vai trò là trục sơ cấp của các cặp bánh răng gear số (i_{gk}) ta có $M_{\max} = M_{\text{cmax}} \cdot i_a = 180 \cdot 1,4583 = 263,391 \text{ [Nm]}$

Thế số ta có :

$$\begin{aligned} d_1 &= 4,0 \cdot \sqrt[3]{180} \\ &= 22,585 \text{ [mm]} \\ \text{Chọn } d_1 &= 22,5 \text{ [mm]} \\ d_2 &= 4,0 \cdot \sqrt[3]{263,391} \\ &= 25,641 \text{ [mm]} \\ \text{Chọn } d_2 &= 25,5 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

b) Đối với trục thứ cấp :

Đường kính và chiều dài trục, tính bằng [mm]:

$$d_3 \approx 0,45A \tag{2-35b}$$

Trong đó : A là khoảng cách trục, theo kết quả (2-33b) thì $A = 79,5 \text{ [mm]}$.

$$\begin{aligned} d_3 &= 0,45 \cdot 79,5 \\ &= 35,775 \text{ [mm]}. \end{aligned}$$

Chọn $d_3 = 36 \text{ [mm]}$

Quan hệ giữa đường kính trục và chiều dài trục được tính sơ bộ bằng [mm]:

$$\begin{cases} \frac{d_1}{l_1} \approx 0,16 \div 0,18 \\ \frac{d_2}{l_2} \approx 0,18 \div 0,21 \end{cases} \tag{2-35c}$$

Thế số ta có :

$$\begin{cases} l_1 \approx \frac{d_1}{0,16 \div 0,18} = \frac{22,5}{0,16} = 140,6 \\ l_2 \approx l_3 \approx \frac{d_3}{0,18 \div 0,21} = \frac{36}{0,18} = 200 \end{cases}$$

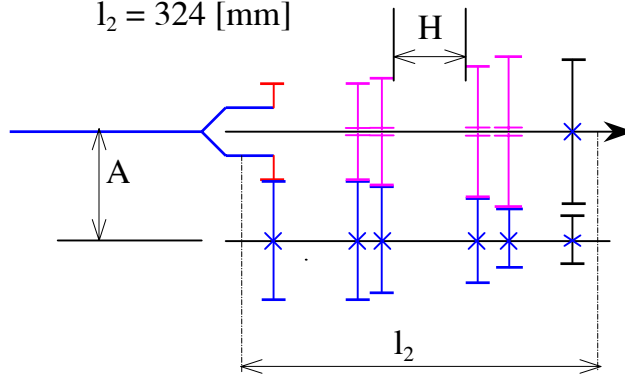
Chú ý rằng, chiều dài trục chọn sơ bộ theo (2-35c) cần phải phù hợp với sơ đồ tính theo tổng chiều dài các chi tiết lắp trên trục được minh họa trên sơ đồ tính toán trên hình H2-1. Tổng chiều dài trục l_2 có thể được xác định bằng:

$$l_2 = 6 \cdot b + 3 \cdot H + 2 \cdot B + 4 \cdot \delta_b \tag{2-35d}$$

Trong đó:

- b : Chiều rộng bánh răng, theo kết quả mục 3.2.4.2 ta có $b = 16 \text{ [mm]}$.
- H : Chiều rộng bộ đồng tốc, theo 3.2.4.2 ta có $H = 56 \text{ [mm]}$.
- B : Bề rộng ổ đỡ, theo 3.2.4.2 ta có $B = 20 \text{ [mm]}$.
- δ_b : Khe hở giữa hai bánh răng liền kề; hoặc bánh răng - ổ đỡ.

Chọn $\delta_b = 5$ [mm].
 Thế số ta tính được :
 $l_2 = 324$ [mm]



Hình H2-1: Sơ đồ tính toán hộp số

3.2.5.4 Đường kính vòng chia và mômen quán tính của bánh răng hộp số:

Bán kính vòng chia của bánh răng được xác định theo công thức :

$$R_k = \frac{m_k \cdot Z_k}{2 \cdot \cos \beta_k} \tag{2-36}$$

Trong đó :

m_k : Mô-đun pháp tuyến của bánh răng thứ k, giá trị từ bảng B2-2.

Z_k : Số răng của bánh răng thứ k, giá trị tính được từ bảng B2-2.

β_k : Góc nghiêng của bánh răng thứ k, giá trị từ bảng B2-2.

Thế số từ bảng B2-2 ta tính được bán kính vòng chia bánh răng chủ động R, bánh răng bị động R', khoảng cách trục ăn khớp A, đường kính trục lắp bánh răng chủ động d_1 , đường kính lắp bánh răng bị động d_2 và cho trên bảng B2-3.

Bảng B2-3: Kết quả tính bán kính vòng chia và đường kính trục lắp bánh răng tương ứng.

	Z	Z'	R[mm]	R' [mm]	A [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]
Cặp bánh răng chung	24	35	32.339	47.161	79.500	25.50	25.50
Cặp bánh răng gear số 5	38	21	51.203	28.297(*)	79.500	25.50	25.50(*)
Cặp bánh răng gear số 3	31	28	41.771	37.729	79.500	25.50	36.00
Cặp bánh răng gear số 2	26	34	34.450	45.050	79.500	25.50	36.00
Cặp bánh răng gear số 1	17	42	22.907(*)	56.593	79.500	22.50(*)	36.00

Chú thích (*): Đường kính trục lắp bánh răng đã được hiệu chỉnh lại cho phù hợp với đường kính vòng chia của bánh răng.

Mômen quán tính khối lượng của các bánh răng có thể coi gần đúng là hình trụ được xác định bằng:

$$J_k = \frac{\pi \cdot \rho \cdot b_k \cdot (R_k^4 - r_k^4)}{2} \tag{2-36b}$$

Trong đó :

- b_k : Bề rộng của bánh răng thứ k, theo kết quả mục 3.2.4.2
- R_k : Bán kính vòng chia của bánh răng thứ k, giá trị tính được từ bảng B2-3.
- r_k : Bán kính bán kính trục lắp bánh răng thứ k, giá trị tính được từ bảng B2-3.
- ρ : Khối lượng riêng của vật liệu làm bánh răng, [kg/m³].

Với vật liệu bằng thép hoặc gang, có thể lấy $\rho = 7800$ [kg/m³].

Thế số ta tính được mômen quán tính khối lượng của các bánh răng và được cho ở bảng B2-4:

Bảng B2-4: Kết quả tính toán mômen quán tính khối lượng các bánh răng.

	J [kg.mm ²]	J' [kg.mm ²]	J _{qd} [kg.mm ²]	J' _{qd} [kg.mm ²]
Cặp bánh răng chung	129.677	885.037	129.677	416.148
Cặp bánh răng gài số 5	1262.773	40.951	593.761	50.791
Cặp bánh răng gài số 3	512.088	76.107	240.786	57.818
Cặp bánh răng gài số 2	191.385	486.338	89.990	252.597
Cặp bánh răng gài số 1	8.052	1689.802	3.786	471.585

Mômen quán tính khối lượng của các bánh răng được qui dẫn về trục ly hợp - kí hiệu J_{qd} - được xác định bằng:

$$J_{qd} = J_k i_k^{-2} \quad (2-36c)$$

Trong đó :

J_k : Mômen quán tính khối lượng của các bánh răng xác định theo bảng B2-4.

i_k : Tỷ số truyền tính từ trục ly hợp đến bánh răng thứ k.

+ Với các bánh răng trên trục trung gian : $i_k = i_a$

+ Với các bánh răng trên trục thứ cấp : $i_k = i_a \cdot i_{gk}$ (k=1,2,3,5)

Thế giá trị của các i_k từ bảng B2-2 và J_k từ bảng B2-4 ta tính được mômen quán tính khối lượng của các bánh răng qui dẫn về trục ly hợp; và được cho trên bảng B2-4.

3.3 Xác định các thông số cơ bản của đồng tốc hộp số.

3.3.1 Mômen quán tính khối lượng tổng cộng qui dẫn về trục ly hợp:

Mômen quán tính khối lượng tổng cộng qui dẫn về trục ly hợp được xác định theo công thức (2-21c) như sau:

$$J_{\Sigma} = J_1 + J_2 i_a^{-2} + \sum_{k=1}^m J_{zk} i_k^{-2} + J_1 i_1^{-2} \quad (2-37)$$

Trong đó :

k : Chỉ số để chỉ bánh răng quay tròn thứ k trên trục thứ cấp.

J_1 : Mô men quán tính khối lượng của trục sơ cấp hộp số (thường chính là trục ly hợp) và tất cả các chi tiết nối với trục (như đĩa bị động ly hợp), [kg.m²].

J_2 : Mô men quán tính khối lượng của trục trung gian và tất cả các chi tiết gắn trên trục trung gian, [kg.m²].

i_a : Tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp của hộp số.

J_{zk} : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng bị động (quay tròn trên trục thứ cấp đồng thời ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian) của cặp bánh răng gài số thứ k, [kg.m²].

i_k : Tỷ số truyền của hộp số ứng với cặp bánh răng gài số thứ k.

- m : Số lượng bánh răng quay tròn trên trục thứ cấp (thường xuyên ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian).
- J_1 : Mô men quán tính khối lượng của bánh răng số lùi có quan hệ động học thường xuyên với bánh răng trên trục trung gian cùng với các khối lượng quay theo khác qui dẫn về trục của nó, [kg.m²].
- i_1 : Tỷ số truyền của các bánh răng số lùi; tính từ trục sơ cấp hộp số đến bánh răng số lùi có quan hệ động học với bánh răng trên trục trung gian.

☞ **Xác định các đại lượng thành phần của (2-37):**

a) *Mômen quán tính J_1 :*

$$J_1 = J_{tr1} + J_{lh}$$

Với: J_{tr1} là mô men quán tính khối lượng của trục sơ cấp hộp số (chính là trục ly hợp) và J_{lh} là mô men quán tính khối lượng của đĩa bị động ly hợp; cũng được xác định theo (2-36b) như sau:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot \rho \cdot l_1 \cdot R_{tr1}^4}{2} + \frac{\pi \cdot \rho \cdot b_{lh} \cdot (R_{lh}^4 - R_{tr1}^4)}{2} \quad (2-37b)$$

Ở đây:

l_1 : Chiều dài trục ly hợp, theo kết quả (2-35c) ta có :

$$l_1 = 140,6 \text{ [mm]}.$$

R_{tr1} : Bán kính trục ly hợp, theo kết quả (2-35) ta có :

$$R_{tr1} = 11,25 \text{ [mm]}.$$

b_{lh} : Chiều rộng trung bình đĩa bị động; có thể lấy gần đúng bằng bề dày xương đĩa ly hợp.

$$b_{lh} = 1,2 \text{ [mm]} \quad (b_{lh} \approx 1,5 \div 2 \text{ [mm]}).$$

R_{lh} : Bán kính ngoài đĩa ly hợp; theo kết quả (1-17) ta có:

$$R_{lh} = 142 \text{ [mm]}.$$

Thế số vào (2-37b) ta có :

$$\begin{aligned} J_1 &= \frac{\pi \cdot 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 140,6 \cdot 11,25^4}{2} + \frac{\pi \cdot 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 1,5 \cdot (142^4 - 11,25^4)}{2} \\ &= 915,0048 \text{ [kg.mm}^2\text{]}. \end{aligned}$$

b) *Mômen quán tính $J_2 i_a^{-2}$:*

$$J_2 i_a^{-2} = \left(J_{tr2} + \sum_{k=1}^m J_{zk} \right) i_a^{-2} \quad (2-37c)$$

Với: J_{tr2} là mô men quán tính khối lượng của trục trung gian hộp số.

J_{zk} là mô men quán tính khối lượng của bánh răng thứ k gắn trên trục trung gian; đã xác định với giá trị màu xanh (nét đậm) ở cột J và J' của bảng B2-4 có tổng bằng 2859,336 [kg.mm²].

i_a là tỷ số truyền cặp bánh răng luôn ăn khớp; đã được xác định ở B2-2.

Thế số vào (2-37c) ta có:

$$\begin{aligned} J_2 i_a^{-2} &= \left(\frac{\pi \cdot 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 324 \cdot 12,75^4}{2} + (2859,336) \right) \cdot 1,4583^{-2} \\ &= 2151,253 \text{ [kg.mm}^2\text{]}. \end{aligned}$$

c) Mômen quán tính qui dẫn của các bánh răng trên trục thứ cấp J_{z3} :

$$J_{z3} = \sum_{k=1}^m J'_{zk} i_k^{-2} \quad (2-37d)$$

Với: J'_{zk} là mô men quán tính khối lượng của bánh răng thứ k gắn trên trục thứ cấp; giá trị màu tím (***nét nghiêng đậm***) ở cột J' của bảng B2-4.

i_k là tỷ số truyền của số truyền thứ k hộp số; đã được xác định ở B2-2.

Thế số vào (2-37d) ta có:

$$\begin{aligned} J_{z3} &= \left(\frac{1689,802}{3,6029} + \frac{486,338}{1,907} + \frac{76,107}{1,317} + \frac{40,951}{0,806} \right) \\ &= 786,9602 \text{ [kg.mm}^2\text{]}. \end{aligned}$$

Với sơ đồ tính ở hình H2-2 ta có mômen quán tính khối lượng của các bánh răng số lùi qui dẫn về trục ly hợp bằng không (vì không có quan hệ động học thường xuyên với trục ly hợp - trừ khi gài số lùi).

Thế tất cả vào công thức (2-37) ta có mômen quán tính khối lượng tổng cộng qui dẫn về trục ly hợp bằng:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma} &= 915,0048 + 2151,253 + 786,9602 \\ &= 3853,218 \text{ [kg.mm}^2\text{]}. \\ &= 0,003853 \text{ [kg.m}^2\text{]}. \end{aligned}$$

3.3.2 Mômen ma sát yêu cầu của bộ đồng tốc:

Mômen ma sát yêu cầu của bộ đồng tốc được xác định theo công thức (2-21):

$$M_{ms} = J_{\Sigma} i_k^2 \frac{\Delta\omega}{t_c} \quad (2-38)$$

Trong đó :

J_{Σ} : Mô-men quán tính của bánh răng gài số và của tất cả các khối lượng chuyển động quay trong hộp số có quan hệ động học với trục sơ cấp hộp số (thường là trục ly hợp); được qui dẫn về trục sơ cấp, [kg.m²].

Theo kết quả vừa tính được ở trên $J_{\Sigma} = 0,003853$ [kg.m²].

i_k : Tỷ số truyền thứ k của hộp số tương ứng với chế độ tính toán của đồng tốc (tính từ trục sơ cấp đến bánh răng gài số cần tính toán).

Trong ví dụ này ta tính cho bộ đồng tốc cho hai số truyền 3-2; tức là :

$i_{h3} = 1,317$ và $i_{h2} = 1,907$ (bảng B2-2).

$\Delta\omega$: Chênh lệch tốc độ góc giữa hai bánh răng gài số, [rad/s]. Chúng được xác định theo (2-21b):

$$\Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_k} - \frac{1}{i_{k\pm 1}} \right| \quad (2-38b)$$

Trong đó :

$i_{k\pm 1}$: Tỷ số truyền tính từ trục sơ cấp đến trục bộ đồng tốc của hộp số ứng với số truyền vừa nhỏ số (để tiến hành gài số thứ i_k).

Trong ví dụ này, khi tính cho số truyền $i_k = i_{h3}$ thì $i_{k\pm 1}$ là i_{h2} và i_{h4} ; còn khi tính cho số truyền $i_k = i_{h2}$ thì $i_{k\pm 1}$ là i_{h3} và i_{h1} .

ω_{eo} : Tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu chuyển số, [rad/s]. Giá trị này được xác định theo bảng kinh nghiệm B2-1 như sau:

Bảng B2-1: Tốc độ góc động cơ ω_{eo} [rad/s] khi bắt đầu sang số.

Chế độ sang số	Động cơ xăng (Carbuarator)		Động cơ Diesel
	Xe du lịch	Xe tải và khách	
Từ số <i>thấp</i> lên số <i>cao</i>	$(0,6 \div 0,7)\omega_N$	$(0,7 \div 0,8)\omega_N$ và $\geq \omega_M$	$(0,75 \div 0,85)\omega_N$
Từ số <i>cao</i> về số <i>thấp</i>	$(0,4 \div 0,5)\omega_N$	$(0,5 \div 0,6)\omega_N$, và $\geq \omega_M$	$(0,9 \div 1,0)\omega_M$

Trong đó : ω_N, ω_M tương ứng là tốc độ góc của động cơ ứng với công suất cực đại, mô-men cực đại của động cơ.

Với xe thiết kế là du lịch thì:

+ Khi chuyển từ số thấp lên số cao ta chọn:

$$\omega_{eo} = 0,7 \cdot \omega_N = 0,7 \cdot 586,432 = 410,5024 \text{ [rad/s];}$$

+ Khi chuyển từ số cao về số thấp ta chọn:

$$\omega_{eo} = 0,4 \cdot \omega_N = 0,4 \cdot 586,432 = 234,5728 \text{ [rad/s].}$$

t_c : Thời gian làm đồng đều tốc độ giữa bộ đồng tốc và bánh răng gài số, [s].

Với ô tô du lịch: $t_c = 0,15 \div 0,30$ [s] cho số cao và $t_c = 0,50 \div 0,80$ [s] cho số thấp.

Chọn thời gian chuyển số cho cao (số ba i_{h3}) là:

+ Từ thấp lên số cao: 0,30 [s].

+ Từ số cao về số thấp: 0,20 [s]

Chọn thời gian chuyển số cho thấp (số hai i_{h2}) là:

+ Từ thấp lên số cao: 0,80 [s].

+ Từ số cao về số thấp: 0,50 [s]

Thế số vào (2-38) và (2-38b) ta có :

$$\begin{aligned} M_{ms(2-3)} &= 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 410,5024 \cdot \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,907} \right| \cdot \frac{1}{0,3} \\ &= 2,14807 \text{ [N.m].} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ms(4-3)} &= 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 234,5728 \cdot \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,00} \right| \cdot \frac{1}{0,20} \\ &= 1,88827 \text{ [N.m].} \end{aligned}$$

$$M_{ms(1-2)} = 0,003853 \cdot 1,907^2 \cdot 410,5024 \cdot \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{3,6029} \right| \cdot \frac{1}{0,8}$$

$$= 1,77481 \text{ [N.m].}$$

$$M_{ms(3-2)} = 0,003853 \cdot 1,907^2 \cdot 234,5728 \cdot \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{1,317} \right| \cdot \frac{1}{0,5}$$

$$= 1,54376 \text{ [N.m].}$$

3.3.3 Bán kính ma sát của bộ đồng tốc:

Nếu gọi R_{ms} là bán kính trung bình của vành côn ma sát bộ đồng tốc, thì mô men ma sát được tạo ra do lực ép Q tác dụng lên đôi bề mặt ma sát của đồng tốc có quan hệ với M_{ms} xác định theo (2-22b) như sau :

$$R_{ms} = \frac{M_{ms} \cdot \sin \alpha}{Q \cdot \mu} \quad (2-39)$$

Trong đó :

Q : Lực ép tác dụng theo chiều trục lên đôi bề mặt ma sát, [N]. Lực ép Q do lực điều khiển P trên cần số tạo ra và được xác định nhờ công thức (2-22c) như sau :

$$Q = P_{dk} \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk} \quad (2-39b)$$

Trong đó :

P : Lực danh nghĩa tác dụng lên cần điều khiển.

Với xe du lịch $P = 70$ [N].

i_{dk} : Tỷ số truyền đòn điều khiển, trong tính toán có thể lấy $i_{dk} = 1,5 \div 2,5$.

Chọn $i_{dk} = 1,5$.

η_{dk} : Hiệu suất của cơ cấu điều khiển; có thể chọn $\eta_{dk} = 0,85 \div 0,95$.

Chọn $\eta_{dk} = 0,85$

μ : Hệ số ma sát giữa đôi bề mặt ma sát. Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau và làm việc trong dầu thì $\mu \approx 0,06 \div 0,07$.

Chọn $\mu = 0,07$.

α : Góc côn của đôi bề mặt ma sát (xem các hình H4-15, hình H4-16). Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau thì góc côn α tốt nhất là $6 \div 7^\circ$.

Chọn $\alpha = 7^\circ$.

Thế số vào (2-39) ta có :

$$R_{ms(2-3)} = \frac{2,14807 \cdot \sin(7 \cdot 3.1416/180)}{70 \cdot 1,5 \cdot 0,85 \cdot 0,07}$$

$$= 0,04190 \text{ [m]}$$

$$R_{ms(4-3)} = \frac{1,76238 \cdot \sin(7 * 3.1416/180)}{70.1,5.0,85.0,07}$$

$$= 0,03683 \text{ [m]}$$

$$R_{ms(1-2)} = \frac{1,77481 \cdot \sin(7 * 3.1416/180)}{70.1,5.0,85.0,07}$$

$$= 0,03462 \text{ [m]}$$

$$R_{ms(3-2)} = \frac{1,54376 \cdot \sin(7 * 3.1416/180)}{70.1,5.0,85.0,07}$$

$$= 0,03011 \text{ [m]}$$

Thống nhất chọn bán kính ma sát của bộ đồng tốc 2-3 là $R_{ms} = 0,042 \text{ [m]}$.

Chọn bán kính hãm R_β : Khi thiết kế, tùy thuộc vào kiểu đồng tốc (xem các hình H4-15, hình H4-16) mà giá trị trung bình của $R_\beta \approx (0,75 \div 1,25)R_{ms}$. Trong ví dụ này với xe du lịch ta chọn đồng tốc kiểu vành răng hãm (hình H4-16b). Vì vậy ta có thể chọn bán kính phản lực $R_\beta = 1,2 \cdot R_{ms} = 1,2 \cdot 0,042 = 0,050 \text{ [m]}$.

3.3.4 Chiều rộng bề mặt vành ma sát của bộ đồng tốc:

Chiều rộng bề mặt vành côn ma sát $b_{ms} \text{ [m]}$ có thể xác định theo (2-23c) như sau:

$$b_{ms} \geq \frac{P_{dk} \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk}}{2 \cdot \pi \cdot p_N \cdot R_{ms} \cdot \sin \alpha} \quad (2-40)$$

Trong đó :

p_N là áp suất pháp tuyến hình thành ở bề mặt đôi ma sát. Với vật liệu của vành côn ma sát thường được làm bằng đồng thau và được bôi trơn bằng dầu trong cac-te của hộp số thì giá trị áp suất làm việc cho phép nằm trong khoảng $p_N \approx (1,0 \div 1,5) \text{ [MN/m}^2\text{]}$.

Chọn $p_N = 1,00 \text{ [MN/m}^2\text{]}$.

Các thông số khác đã chú thích và xác định ở trên.

Thế số vào (2-40) ta có :

$$b_{ms} \geq \frac{70.1,5.0,85}{2 \cdot \pi \cdot 10^6 \cdot 0,042 \cdot \sin(7 * 3.1416/180)}$$

$$\geq 0,00278 \text{ [mm]}$$

$$\text{Chọn } b_{ms} = 0,005 \text{ [mm]}.$$

3.3.5 Góc nghiêng của bề mặt hãm β :

Góc nghiêng bề mặt hãm được xác định theo công thức (2-24) như sau :

$$\frac{\mu.R_{ms}}{\sin \alpha.R_{\beta}} \geq \operatorname{tg} \beta \tag{2-41}$$

Các thông số đã chú thích và đã được tính toán ở trên. Thế số vào (2-41) ta có:

$$\frac{0,07.0,042}{\sin(7 * 3.1416/180).0,05} \geq \operatorname{tg} \beta$$

Hay $\operatorname{tg} \beta \leq 0,48136$

Suy ra $\beta \leq 25,70424^{\circ}$

Chọn $\beta = 25^{\circ}$

3.3.6 Tính toán kiểm tra các thông số cơ bản của đồng tốc :

Khi tính toán đồng tốc theo phương pháp trình bày trên, chúng ta đã giả thiết rằng trong quá trình gài đồng tốc thì vận tốc xe không đổi. Thực tế, khi gài đồng tốc, do cắt ly hợp (hoặc giảm vị trí cung cấp nhiên liệu cho động cơ về chế độ không tải - đối với ô tô sử dụng ly hợp thủy lực) nên tốc độ xe giảm trong quá trình gài số.

Do vậy các chỉ tiết nối với trục sơ cấp hộp số sẽ chuyển động chậm dần theo tốc độ của xe trong thời gian gài đồng tốc. Điều này sẽ làm cho chênh lệch tốc độ thực tế tăng lên khi chuyển số từ thấp lên cao; và ngược lại khi chuyển số từ số cao về số thấp, chênh lệch tốc độ sẽ giảm do vậy thời gian chuyển số thực tế giảm.

3.3.6.1 Mômen ma sát thực tế của đồng tốc :

Mômen ma sát thực tế của đồng tốc được xác định theo (2-22) như sau:

$$M_{ms} = \frac{Q.\mu.R_{ms}}{\sin \alpha} \tag{2-42}$$

Trong đó:

μ : Hệ số ma sát của vành ma sát, $\mu = 0,07$.

α : Góc côn của vành ma sát, $\alpha = 7^{\circ}$.

R_{ms} : Bán kính trung bình vành côn ma sát, $R_{ms} = 0,042$ [m].

Q : Lực gài tác dụng lên vành ma sát của đồng tốc [N]. Đã được xác định ở (2-39b).

Thế số ta có :

$$\begin{aligned} M_{ms} &= \frac{70.1,5.0,85.0,07.0,042}{\sin(7 * 3.1416/180)} \\ &= 2,14807 \text{ [N.m]}. \end{aligned}$$

3.3.6.2 Thời gian chuyển số thực tế của đồng tốc :

Thời gian chuyển số thực tế khi gài đồng tốc tương ứng là :

$$t_c = \frac{J_{\Sigma} i_k^2 \Delta \omega}{(M_{ms} \mp J_{\Sigma} i_k^2 \varepsilon_c)} \tag{2-43}$$

Ở đây :

Dấu (-) ứng với trường hợp giá số từ số thấp lên số cao.

Dấu (+) ứng với trường hợp giá số từ số cao về số thấp.

ε_c chính là gia tốc góc của trục thứ cấp do xe giảm tốc độ khi sang số. Gia tốc ε_c được xác định từ quá trình giảm tốc của xe trong khi sang số :

$$\varepsilon_c = \frac{g \cdot \psi \cdot i_{ck}}{\delta \cdot R_{bx} \cdot \eta_{ck}} \quad (2-43b)$$

Trong đó :

g là gia tốc trọng trường ($g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$).

ψ là hệ số cản tổng cộng của đường, khi tính toán chọn $\psi = 0,02$.

i_{ck} , η_{ck} tỷ số truyền và hiệu suất truyền lực tính từ bánh răng gài đang tính của đồng tốc đến bánh xe chủ động ô tô R_{bx} .

Với sơ đồ bố trí đồng tốc trên trục thứ cấp thì tỷ số truyền $i_{ck} = i_0 = 4,3543$

Chọn hiệu suất từ hộp số đến bánh xe chủ động $\eta_{ck} = 0,9$

δ hệ số xét đến các khối lượng quay trong hệ thống truyền lực đến lực quá tính chuyển động tiến của ô tô. Có thể chọn gần đúng $\delta = 1,05$.

R_{bx} là bán kính bánh xe, $R_{bx} = 0,33 \text{ [m]}$

Thế số vào (2-43b) ta có:

$$\begin{aligned} \varepsilon_c &= \frac{9,81 \cdot 0,02 \cdot 4,3543}{1,05 \cdot 0,33 \cdot 0,9} \\ &= 2,7395 \text{ [rad/s}^2\text{]} \end{aligned}$$

Thế kết quả ε_c và các thông số đã biết vào (2-43) ta tính được thời gian chuyển số thực tế của bộ đồng tốc như sau:

$$\begin{aligned} t_{c(2-3)} &= \frac{0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 410,5024}{(2,14807 - 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 2,7395)} \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,907} \right| \\ &= 0,303 \text{ [s]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{c(4-3)} &= \frac{0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 234,5728}{(2,14807 + 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 2,7395)} \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,00} \right| \\ &= 0,174 \text{ [s]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{c(1-2)} &= \frac{0,003853 \cdot 1,907^2 \cdot 410,5024}{(2,14807 - 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 2,7395)} \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{3,6029} \right| \\ &= 0,673 \text{ [s]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{c(3-2)} &= \frac{0,003853 \cdot 1,907^2 \cdot 234,5728}{(2,14807 + 0,003853 \cdot 1,317^2 \cdot 2,7395)} \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{1,317} \right| \\ &= 0,353 \text{ [s]} \end{aligned}$$

Thời gian sang số thực tế là phù hợp với lý thuyết tính toán và nằm trong giới hạn kinh nghiệm cho phép.

3.3.6.3 Công trượt của đôi bề mặt côn ma sát của đồng tốc :

Công trượt do ma sát trượt của đôi bề mặt ma sát đồng tốc $L_{ms}[\text{J}]$ có thể được xác định theo công thức đề xuất của giáo sư Griskevich như sau:

$$L_{ms} = M_{ms} \cdot (\Delta\omega \pm \varepsilon_c \cdot t_c) \cdot \frac{t_c}{2} \quad (2-44)$$

Trong đó:

M_{ms} : Mômen ma sát của đồng tốc, được xác định theo (2-42):

$$M_{ms} = 2,14807 [\text{N.m}]$$

$\Delta\omega$: Chênh lệch tốc độ góc giữa hai số truyền; được xác định theo (2-21c).

ε_c : Gia tốc góc chậm dần, được xác định theo (2-43b): $\varepsilon_c = 2,7395 [\text{rad/s}^2]$

t_c : Thời gian chuyển số thực tế và được xác định theo (2-43).

Thế số đã biết vào (2-44) ta có:

$$\begin{aligned} L_{ms(2-3)} &= 2,14807 \cdot \left(410,5024 \cdot \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,907} \right| + 2,7395 \cdot 0,303 \right) \cdot \frac{0,303}{2} \\ &= 31,59486 [\text{J}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{ms(4-3)} &= 2,14807 \cdot \left(234,5728 \cdot \left| \frac{1}{1,317} - \frac{1}{1,00} \right| - 2,7395 \cdot 0,174 \right) \cdot \frac{0,174}{2} \\ &= 10,48703 [\text{J}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{ms(1-2)} &= 2,14807 \cdot \left(410,5024 \cdot \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{3,6029} \right| + 2,7395 \cdot 0,673 \right) \cdot \frac{0,673}{2} \\ &= 74,57095 [\text{J}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{ms(3-2)} &= 2,14807 \cdot \left(234,5728 \cdot \left| \frac{1}{1,907} - \frac{1}{1,317} \right| - 2,7395 \cdot 0,353 \right) \cdot \frac{0,353}{2} \\ &= 20,518 [\text{J}]. \end{aligned}$$

3.3.6.4 Công trượt riêng của đôi bề mặt côn ma sát của đồng tốc :

Công trượt riêng của đồng tốc được đánh giá bởi công trượt của đôi bề mặt vành ma sát trên một đơn vị diện tích của vành ma sát theo (2-27) như sau:

$$l_r = \frac{L_{ms}}{2 \cdot \pi \cdot R_{ms} \cdot b_{ms}} \quad (2-45)$$

Trong đó :

L_{ms} : Công trượt của vành ma sát [J]; vừa được xác định (2-44).

R_{ms} : Bán kính ma sát của vành ma sát, đã xác định ở (2-39): $R_{ms} = 0,042 [\text{m}]$.

b_{ms} : Chiều rộng bề mặt vành ma sát, vừa xác định ở (2-40): $b_{ms} = 0,005 [\text{m}]$.

Thế số ta có:

$$\begin{aligned} l_{r(2-3)} &= \frac{31,59486}{2 \cdot \pi \cdot 0,042 \cdot 0,005} \\ &= 23945,08 [\text{J/m}^2] \\ &= 23,945 [\text{KJ/m}^2]. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_{r(4-3)} &= \frac{10,48703}{2 \cdot \pi \cdot 0,042 \cdot 0,005} \\ &= 7947,901 [\text{J/m}^2] \\ &= 7,948 [\text{KJ/m}^2]. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{r(1-2)} &= \frac{74,57095}{2 \cdot \pi \cdot 0,042 \cdot 0,005} \\ &= 56515,75 \text{ [J/m}^2\text{]} \\ &= 56,516 \text{ [KJ/m}^2\text{]}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{r(3-2)} &= \frac{20,518}{2 \cdot \pi \cdot 0,042 \cdot 0,005} \\ &= 15550,16 \text{ [J/m}^2\text{]} \\ &= 15,550 \text{ [KJ/m}^2\text{]}. \end{aligned}$$

Giá trị công trượt riêng lớn nhất của đồng tốc 2-3 là 56,516 [KJ/m²] nhỏ hơn giới hạn cho phép (≤ 100 [KJ/m²]) đối với xe con, tải và khách cỡ nhỏ.

