

## HỆ THỐNG LÁI

### I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

#### 1.1. Công dụng.

Hệ thống lái dùng để thay đổi phương chuyển động của ô tô nhờ quay các bánh dẫn hướng cũng như để giữ phương chuyển động thẳng hay chuyển động cong của ô tô khi cần thiết.

Muốn quay vòng ô tô phải có mômen quay vòng. Mômen này có thể phát sinh nhờ các phản lực bên khi quay bánh dẫn hướng.

#### 1.2. Phân loại.

##### 1.2.1. Theo cách bố trí vô lăng chia ra:

- ✓ Hệ thống lái với vô lăng bố trí bên trái (khi chiều thuận chuyển động theo luật đi đường là chiều phải như ở các nước trong phe xã hội chủ nghĩa, các nước Pháp, Mỹ v.v...)
- ✓ Hệ thống lái với vô lăng đặt bên phải (khi chiều thuận chuyển động là chiều trái như ở các nước Anh, Nhật, Thụy Điển).

##### 1.2.2. Theo kết cấu của cơ cấu lái chia ra:

- ✓ Loại cơ khí gồm có :
  - Trục vít bánh vít (với hình rẽ quạt răng hay con lăn)
  - Trục vít đòn quay (với một hay hai ngỗng trên đòn quay)
  - Thanh khóa
  - Liên hợp (trục vít êcu và đòn quay hay trục vít êcu và thanh khóa – rẽ quạt răng).
- ✓ Loại thủy lực

##### 1.2.3. Theo kết cấu và nguyên lý làm việc của bộ trợ lực chia ra:

- ✓ Loại trợ lực thủy lực
- ✓ Loại trợ lực khí (gồm cả cường hóa chân không),
- ✓ Loại trợ lực điện
- ✓ Loại trợ lực cơ khí

#### 1.3. Yêu cầu.

Yêu cầu đối với hệ thống lái là:

- ✓ Quay vòng ô tô thật ngoặt trong một thời gian rất ngắn trên một diện tích rất bé.
- ✓ Lái nhẹ, tức là lực cần thiết để quay vành tay lái phải nhỏ.
- ✓ Động học quay vòng đúng, các bánh xe của tất cả các cầu phải lăn theo những vòng tròn đồng tâm (nếu điều kiện này không đảm bảo lốp sẽ trượt trên đường nên chóng mòn và công suất sẽ mất mát để tiêu hao cho lực ma sát trượt).
- ✓ Người lái ít tốn sức, đủ cảm giác để quay vòng tay lái và hệ thống lái đủ sức ngăn cản va đập của các bánh dẫn hướng lên vành tay lái (người lái đỡ mệt).
- ✓ Ô tô chuyển động thẳng phải ổn định.

- ✓ Đặt cơ cấu lái trên phần được treo (để kết cấu của hệ thống treo bánh trước không ảnh hưởng đến động học của cơ cấu lái).

## II. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG LÁI.

Trong hệ thống lái có các tỉ số truyền sau:

- ✓ Tỉ số truyền của cơ cấu lái  $i_{\omega}$
- ✓ Tỉ số truyền của dẫn động lái  $i_d$ .
- ✓ Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái  $i_g$ .
- ✓ Tỉ số truyền lực của hệ thống lái  $i_l$ .

### 2.1. Tỉ số truyền của cơ cấu lái $i_{\omega}$ .

Tỉ số của góc quay của vô lăng chia cho góc quay của đòn quay đứng. Tùy theo cơ cấu lái  $i_{\omega}$  có thể không đổi hoặc thay đổi. Ở loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi, tỉ số truyền có thể tăng hay giảm khi quay vành tay lái ra khỏi vị trí trung gian.

Đối với ô tô du lịch cần ứng dụng loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi. Tỉ số truyền này có giá trị cực đại khi vành tay lái ở vị trí trung gian. Như vậy đảm bảo được ô tô chuyển động ở vận tốc cao an toàn hơn, vì khi vành tay lái quay đi một góc bé sẽ làm cho bánh dẫn hướng quay ít. Ngoài ra khi ô tô chạy ở tốc độ cao, sự ổn định của bánh dẫn hướng ảnh hưởng đến hệ thống lái cao; tỉ số truyền thay đổi sẽ làm cho tay lái nhẹ người lái đỡ mệt.

Ở các ô tô có khả năng thông qua lớn cũng sử dụng cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi nhưng giá trị cực tiểu của tỉ số truyền lại ứng với vị trí trung gian của vành tay lái. Bố trí tỉ số truyền như vậy là hợp lý nhất vì nó đảm bảo cho tay lái nhẹ khi ô tô cần chuyển động linh hoạt.

### 2.2. Tỉ số truyền của dẫn động lái $i_d$ .

Nó phụ thuộc vào kích thước và quan hệ của các cánh tay đòn. Trong quá trình bánh dẫn hướng quay vòng giá trị cánh tay đòn của các đòn dẫn động sẽ thay đổi. Trong các kết cấu hiện nay  $i_d$  thay đổi không nhiều lắm

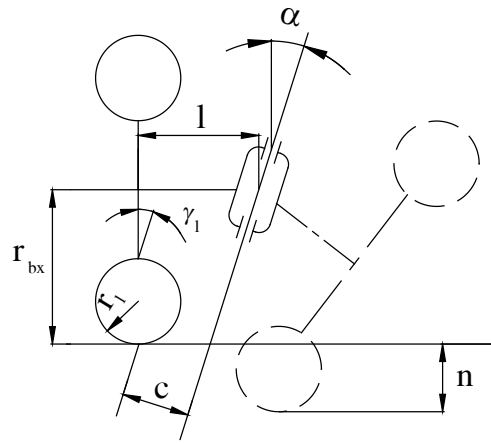
$$i_d = 0,85 \div 1,1$$

### 2.3. Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái $i_g$ .

Tỷ số của góc quay vành tay lái lên góc quay của bánh dẫn hướng. Tỉ số truyền này bằng tích số của tỉ số truyền của cơ cấu lái  $i_{\omega}$  với tỉ số truyền dẫn của động lái.

$$i_g = i_{\omega} \cdot i_d \quad (13.1)$$

### 2.4. Tỉ số truyền lực của hệ thống lái $i_l$ .



**Hình 13.1:** Sơ đồ trụ đứng nghiêng trong mặt phẳng ngang.

Tỷ số của tổng lực cản khi ô tô quay vòng chia cho lực đặt trên vành tay lái cần thiết để khắc phục được lực cản quay vòng.

$$i_1 = \frac{P_c}{P_1}$$

$$P_c = \frac{M_c}{c}; \quad P_1 = \frac{M_1}{r}$$

Ở đó:

$M_c$  – mômen cản quay vòng của bánh xe;

$c$  – cánh tay đòn quay vòng, tức là khoảng cách từ tâm mặt tựa của lốp đến đường trục đứng kéo dài (h.13.1) ;

$M_1$  – mômen lái đặt trên vành tay lái;

$r$  – bán kính vành tay lái.

Như vậy: 
$$i_1 = \frac{M_c r}{c M_1}$$

Bỏ qua các lực ma sát ta có  $\frac{M_c}{M_1} = i_g$  và do đó

$$i_1 = \frac{r}{c} i_g \quad (13.2)$$

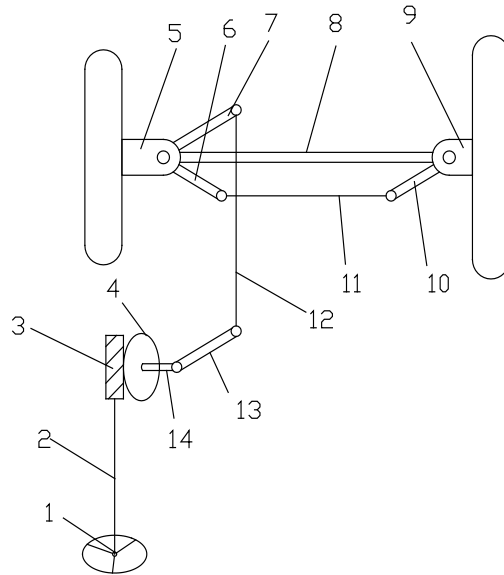
Bán kính vành tay lái ở đa số ô tô hiện nay là 200 ÷ 250mm và tỉ số truyền góc  $i_g$  không vượt quá 25 vì vậy  $i_1$  không được chọn lớn quá. Cánh tay đòn  $c$  cũng không nên giảm nhiều vì giảm nhiều sẽ làm cho ô tô chuyển động không ổn định vì bánh xe nghiêng trong mặt phẳng ngang nhiều quá,  $i_1$  hiện nay chọn trong khoảng từ 100 ÷ 300.

Nếu tỉ số truyền  $i_1$  đòi hỏi phải lớn hơn thì cần thiết phải đặt bộ trợ lực tay lái trong hệ thống lái.

### III. KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG LÁI.

#### 3.1. Sơ đồ chung.

Trong trường hợp tổng quát hệ thống lái gồm có: cơ cấu lái, truyền động lái và bộ phận trợ lực. Trong một số kiểu ô tô (ô tô tải có tải trọng bé, ô tô du lịch có công suất lít nhỏ và công suất lít trung bình) có thể không đặt bộ trợ lực lái.



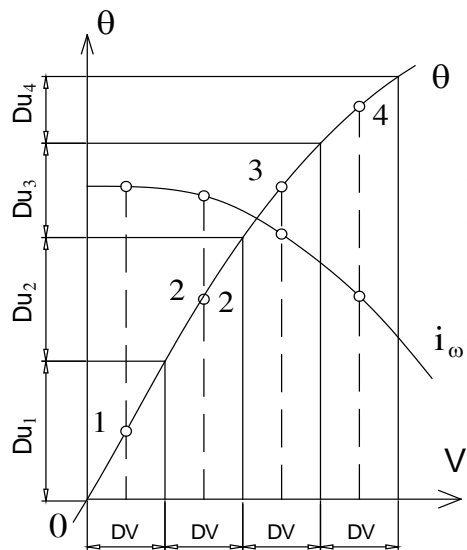
**Hình 13.2:** Sơ đồ hệ thống lái ô tô

Trên hình 13.2 trình bày sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống lái. Vành tay lái 1 được gắn trên một đầu trục lái 2. Đầu kia có đặt trục vít 3. Trục vít 3 ăn khớp với bánh vít 4 (bánh vít 4 nằm trên trục 14). Bộ trục vít bánh vít 3, 4 và vỏ chứa bộ trục vít, bánh vít là cơ cấu lái. Truyền động lái gồm đòn quay đứng 13, thanh kéo dọc 12, đòn quay ngang 7, hình thành lái gồm ba thanh 6, 10, 11 và các cam quay bên trái và bên phải 5, 9.

Vành tay lái có nhiệm vụ tạo ra mômen quay cần thiết khi người lái tác dụng vào. Vành tay lái có dạng vành tròn có nan hoa bố trí đều hay không đều quanh vành trong của bánh lái. Mômen lái là tích số của lực lái trên vành tay lái nhân với bán kính của vành tay lái.

Trục lái thường là một đòn dài đặc hoặc rỗng. Trục lái có nhiệm vụ truyền mômen lái xuống cơ cấu lái.

Cơ cấu lái có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn thành chuyển động góc trong mặt phẳng thẳng đứng của đòn quay đứng và giảm tỷ số truyền theo yêu cầu cần thiết.



**Hình 13.3:** Giản đồ biểu diễn quan hệ giữa tỷ số truyền của cơ cấu lái và góc quay của bánh xe.

### 3.2. Cơ cấu lái.

Cơ cấu lái là bộ giảm tốc đảm bảo tăng mômen tác động của người lái đến các bánh xe.

**3.2.1. Phần lớn các yêu cầu của hệ thống lái do cơ cấu lái đảm bảo. Vì vậy cơ cấu lái phải thỏa mãn các yêu cầu sau:**

- ✓ Có thể quay cả hai chiều để đảm bảo chuyển động cần thiết ổn định của ô tô.
- ✓ Có hiệu suất cao để lái nhẹ trong đó cần có hiệu suất theo chiều thuận (từ vành lái xuống bánh xe dẫn hướng) lớn hơn hiệu suất theo chiều nghịch (ngược lại) một ít để các va đập từ mặt đường được giữ lại ở cơ cấu lái một phần lớn.
- ✓ Đảm bảo giá trị thay đổi của tỉ số truyền theo yêu cầu cần thiết khi thiết kế.
- ✓ Điều chỉnh khoảng hở ăn khớp của cơ cấu lái đơn giản nhất.

**3.2.2. Các thông số đánh giá của cơ cấu lái là tỉ số truyền theo góc, hiệu suất (thuận và nghịch) và trị số khoảng hở cho phép giữa các chi tiết ăn khớp của cơ cấu lái.**

- ✓ Tỉ số truyền của cơ cấu lái là:

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\omega_{\theta}}{\omega_{\Omega}} \quad (13.3)$$

Ở đó:  $d\theta, d\Omega$  - góc quay phần tử của vành tay lái và đòn quay đứng  
 $\omega_{\theta}, \omega_{\Omega}$  - vận tốc góc quay tương ứng của vành tay lái và đòn quay đứng.

Trong số lớn các cơ cấu lái  $i_{\omega}$  là giá trị thay đổi; xác định chính xác  $i_{\omega}$  nhờ đường cong vi phân  $\theta = f(\Omega)$ . Trong những điều kiện bình thường có thể tính  $i_{\omega}$  đủ chính xác theo biểu thức  $i_{\omega} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\Omega}$  và sử dụng đồ thị  $\theta = f(\Omega)$  (h.13.3).

- ✓ Hiệu suất thuận (theo chiều thuận tức là từ vành tay lái xuống bánh dẫn hướng)  $\eta_t$  sẽ là:

$$\eta_t = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_1\omega_1}$$
$$\eta_t = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_1i_{\omega}} \quad (13.4)$$

- ✓ Hiệu suất nghịch (theo chiều nghịch tức là từ bánh dẫn hướng lên vành tay lái)  $\eta_n$  sẽ là:

$$\eta_n = \frac{N_2 - N_r}{N_2} = 1 - \frac{N_r}{N_2} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_2\omega_2}$$
$$\eta_n = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_2} \quad (13.5)$$

Trong đó:

- $N_1$  – công suất dẫn đến trục lái;
- $N_r$  – công suất mất mát do ma sát trong cơ cấu lái;
- $M_{r1}$  – tổng số mômen các lực ma sát trên trục lái (h.13.4);
- $M_{r2}$  – tổng số mômen các lực ma sát trên trục đòn quay đứng;
- $M_1$  – mômen ngoại lực tác dụng lên vành tay lái;
- $N_2$  – công suất trên trục đòn quay đứng;
- $M_2$  – mômen ngoại lực tác dụng lên trục đòn quay đứng.

## IV. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI.

### 4.1. Xác định lực của người lái tác dụng lên vô lăng.

Trên hình 13.15 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái. Lực tác dụng lên vành tay lái của ô tô sẽ đạt giá trị cực đại khi ta quay vòng ô tô tại chỗ. Lúc ấy mômen cản quay vòng trên một bánh xe dẫn hướng  $M'_c$  sẽ bằng tổng số của mômen cản chuyển động  $M_1$ , mômen cản do các bánh xe trượt lê trên đường  $M_2$  và mômen cản cần thiết để làm ổn định dẫn hướng  $M_3$  do cánh tay đòn  $c$  (h.13.1). Khi xác định giá trị lực cực đại tác dụng lên vành tay lái  $P_{l \max}$ , thì  $M_3$  có thể bỏ qua. Khi cần độ chính xác cao thì phải tính cả  $M_3$ .

Mômen cản chuyển động:

$$M_1 = G_{bx} fc$$

Trong đó:

$G_{bx}$  – trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng,

$f$  – hệ số cản lăn:  $f = 0,015$ ,

$c$  – chiều dài cánh tay đòn (h.13.15).

Khi có lực ngang  $Y$  tác dụng lên bánh xe, do sự đàn hồi bên của lốp, diện tích tiếp xúc giữa lốp với đường sẽ bị quay tương đối đối với mặt phẳng bánh xe. Điểm đặt của lực ngang  $Y$  sẽ dịch chuyển một đoạn  $x$  nào đó phía sau đối với trục bánh xe. Đoạn  $x$  được thừa nhận bằng một phần tư chiều dài của bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường. Như vậy theo hình 13.16 ta có:

$$x = 0,5 \sqrt{r^2 - r_{bx}^2}$$

Ở đây:  $r$  – bán kính tự do của bánh xe.

Nếu thừa nhận  $r_{bx} = 0,96r$  ta có  $x = 0,14r$  thì:

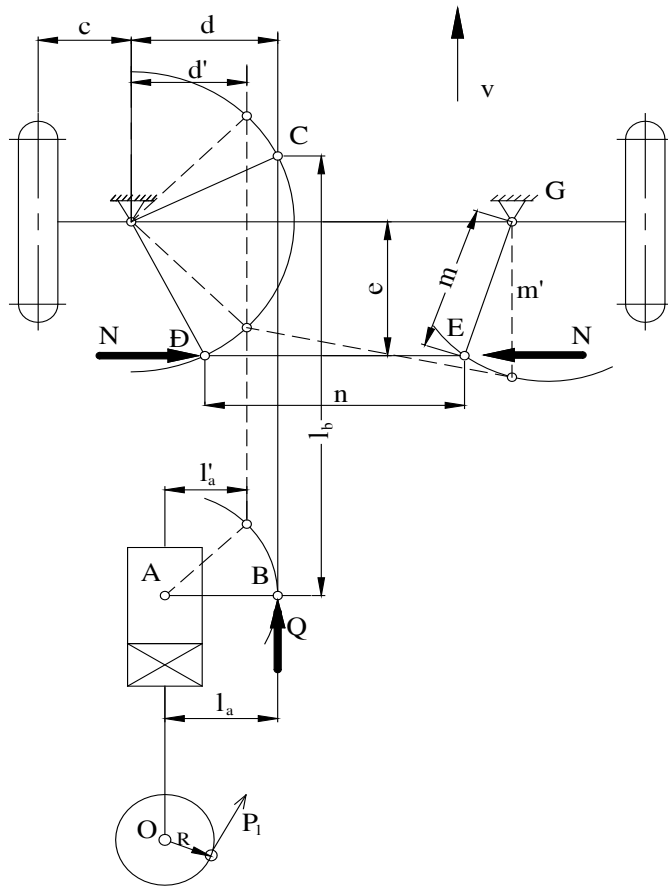
$$M_2 = Yx = 0,14G_{bx}\varphi_1r$$

Ở đây:

$\varphi_1$  – hệ số bám ngang lấy  $\varphi_1 = 0,85$

Tổng mômen cản quay vòng ở cả hai bánh dẫn hướng là:

$$M_c = 2(M_1 + M_2)\gamma = 2G_{bx}(fc + 0,14\varphi_1r)\gamma \quad (13.8)$$



Hình 13.15: Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái

Suy ra:

$$P_{lmax} = \frac{M_c}{Ri_{\omega}i_d\eta_t\eta_1} \quad (13.9)$$

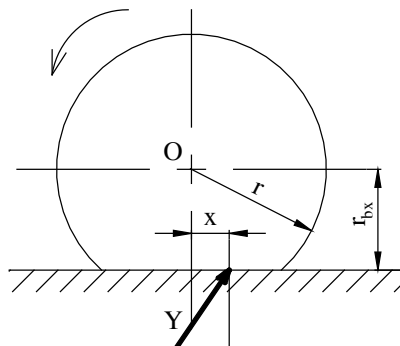
Ở đây:

$\gamma$  – hệ số tính đến ảnh hưởng của  $M_3$  gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên  $\gamma = 1,07 \div 1,15$ ;

$\eta_1$  – hiệu suất tính đến tiêu hao do ma sát ở cam quay và các khớp nối trong truyền động lái, với ô tô chỉ có cầu trước dẫn hướng  $\eta_1 = 0,50 \div 0,70$ .

Cánh tay đòn  $c_{min}$  thường xác định theo thực nghiệm, với ô tô tải loại thường  $c_{min} = 30 \div 60\text{mm}$ , ô tô tải loại lớn  $c_{min} = 60 \div 100\text{mm}$ .

R – bán kính của vành tay lái trong khoảng từ 0,19m (đối với ô tô có công suất lít bé) đến 0,275m (đối với ô tô tải nặng và ô tô buýt) khi tính toán với ô tô tải nặng và ô tô buýt (không có cường hóa) lấy  $P_{lmax} = 500\text{N}$ .



Hình 13.16: Đặc điểm lực ngang tác dụng lên bánh xe khi quay vòng

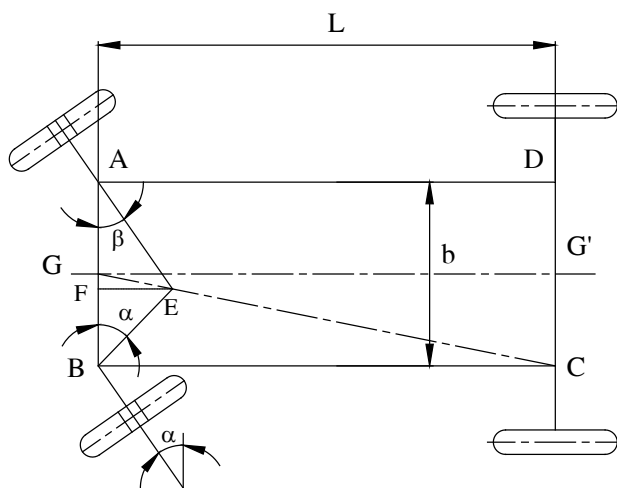
Đối với ô tô du lịch, tỉ số truyền  $i_{\omega}$  lấy từ  $12 \div 20$  và ô tô tải lấy từ  $16 \div 32$ . Muốn giảm  $P_{lmax}$  thì tăng  $i_{\omega}$ , nhưng góc quay bánh dẫn hướng sẽ giảm nếu cùng một góc quay của vành tay lái. Như vậy thời gian quay vòng của ô tô sẽ tăng. Như vậy đối với xe cao tốc cần quay vòng nhanh phải chọn  $i_{\omega}$  bé. Nếu chọn  $i_{\omega}$  trên cơ sở ứng với góc quay bánh dẫn hướng  $35^{\circ} \div 40^{\circ}$  từ vị trí trung gian thì vành tay lái sẽ quay từ 1,0 đến 1,75 vòng (nhưng không lớn hơn 2,0 vòng) đối với vị trí trung gian lúc ô tô chạy thẳng.

## 4.2. Động học của truyền động lái.

### 4.2.1. Động học của hình thang lái:

$$\cotg\beta - \cotg\widehat{GBE} = \frac{b}{L} \quad (13.19)$$

So sánh hai công thức (13.19) và (13.18) ta thấy  $\widehat{GBE} = \alpha$ .



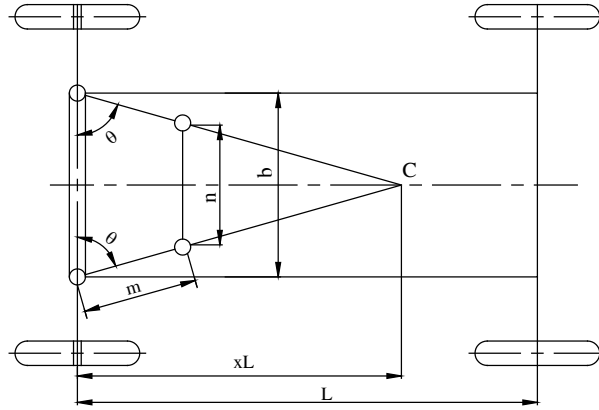
Hình 13.19: Sơ đồ xác định quan hệ giữa góc quay của các bánh xe dẫn hướng

Cách chứng minh theo phương pháp hình học trên đây cho phép ta kiểm tra được độ chính xác của các hình thang lái sẵn có bằng cách sau: Vẽ cơ cấu hình thang lái theo một tỉ lệ thu nhỏ trên giấy rồi thay đổi vị trí của hình thang lái để tìm các góc  $\alpha$  và  $\beta$  tương ứng khác nhau. Xong đặt các góc  $\alpha$  và  $\beta$  khác nhau từng đôi một ở vị trí như trên hình 13.19. Giao điểm của chúng nằm càng sát đường GC thì càng chứng tỏ là hình thang lái thiết kế ra là ít sai với phương trình lý thuyết (13.18), nghĩa là ô tô sẽ ít trượt khi quay vòng.

### 4.2.2. Thiết kế hình thang lái:

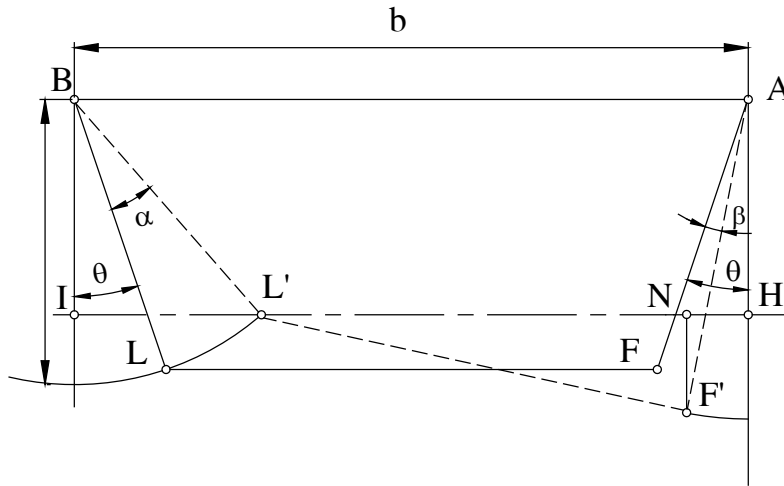
Nhiệm vụ cơ bản khi thiết kế hình thang lái Đantô là xác định đúng góc nghiêng của các đòn bên  $\theta$  khi ô tô chạy thẳng. Trên hình 13.20 biểu diễn sơ đồ hình thang lái Đantô. Ở vị trí trung gian của các bánh xe, các góc  $\theta$  giữa hai đòn nghiêng bên và cầu trước bằng nhau. Nhiệm vụ chính của người thiết kế là chọn đúng góc  $\theta$ , vì chọn  $\theta$  càng đúng thì khi quay vòng các bánh dẫn hướng càng ít trượt. Thực tế cho thấy không thể nào chọn đúng tuyệt đối được vì chỉ tính toán gần đúng bằng giải tích cũng đã hết sức khó khăn.





**Hình 13.20:** Sơ đồ xác định góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái

Xác định kích thước của hình thang lái gồm có xác định góc  $\theta$ , chiều dài  $m$  và  $n$  của các đòn bên và đòn ngang.



**Hình 13.21:** Sơ đồ hình thang lái với góc  $\theta$  là góc giữa đòn nghiêng bên và đường song song với trục dọc của ô tô

Đường đậm nét trên hình 13.21 là vị trí bánh dẫn hướng lúc ô tô chuyển động thẳng; đường nét đứt là lúc quay bánh dẫn hướng, tức là lúc ô tô quay vòng. Lúc ấy đòn BL quay đi 1 góc  $\alpha$ , đòn AF quay đi góc  $\beta$ . Từ L' vẽ đường song song với AB, ta có đoạn IH. Từ F' vẽ đường vuông góc với AB gặp IH tại N; ta sẽ tìm được quan hệ hình học giữa  $\beta$ ,  $\theta$  và  $\alpha$  :

$$\begin{aligned} \overline{IH} &= b = \overline{IL'} + \overline{L'N} + \overline{NH} \\ \overline{L'N} &= b - \overline{IL'} - \overline{NH} = b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) \end{aligned} \quad (13.20)$$

Mặt khác

$$\begin{aligned} \overline{L'N} &= \sqrt{\overline{LF'}^2 - \overline{F'N}^2} = \sqrt{\overline{LF}^2 - \overline{F'N}^2} = \\ &= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2} \end{aligned} \quad (13.21)$$

So sánh hai công thức (13.20) và (13.21) ta được:

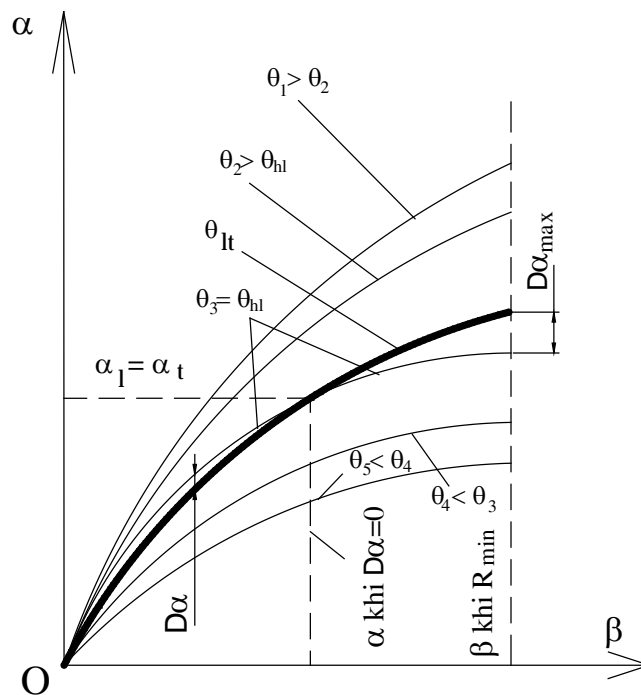
$$\begin{aligned} b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) &= \\ &= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2} \end{aligned}$$

Qua một biến đổi trung gian ta có :

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cos(\theta + \alpha)}{b - m \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - b \sin(\theta + \alpha) - 2m \sin^2 \theta + 2b \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cos^2(\theta + \alpha) + [b - m \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (13.22)$$

Theo phương trình (13.22) nếu cho trước một góc  $\theta$  thì ứng với 1 trị số của  $\beta$  ta sẽ có trị số của  $\alpha$  tương ứng, nghĩa là:  $\beta = f(\theta, \alpha)$ .

Như vậy nếu cho một giá trị  $\theta$  ta sẽ có một đường cong. Trên hệ tọa độ  $(\alpha, \beta)$ , cho một số trị số của  $\theta$  ta sẽ có một số đường cong (h.13.22). Mặt khác theo phương trình (13.18) ta cũng sẽ vẽ được đường cong lý thuyết. Chọn  $\theta$  của đường cong nào nằm sát đường lý thuyết nhất (trong các góc thường quay của  $\alpha$  là từ  $0^\circ \div 45^\circ$ ) để thiết kế. Sự sai lệch  $\Delta\alpha$  trên hình 13.22 phải bé hơn  $1^\circ$ , nếu lớn hơn  $1^\circ$  sẽ gây mòn lốp nhanh.



**Hình 13.22:** Đồ thị để chọn góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái

Khi thiết kế hình thang lái thì  $b, L$  đã biết, còn  $m$  thường lấy theo kinh nghiệm  $m = 0,14 \div 0,16b$ . Để có cơ sở chọn  $\theta$  ban đầu cho nhanh và sát gần với đường  $\theta_e$  (lý thuyết) ta chọn sơ bộ  $\theta < 35^\circ$ . Có  $\theta$  ta tính được  $n$ .

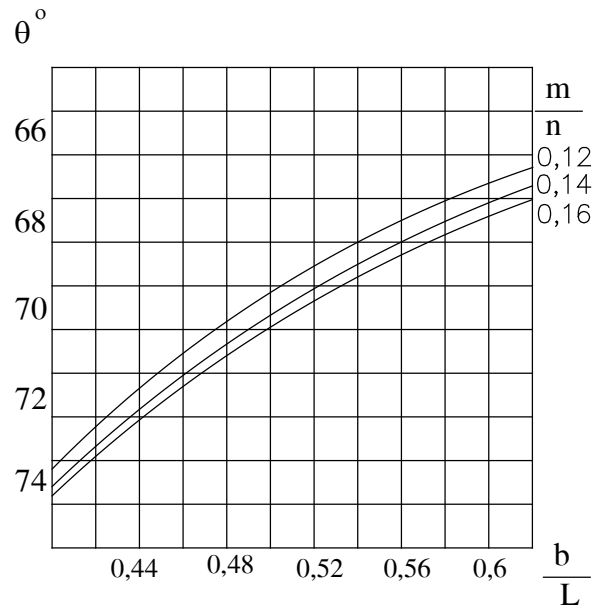
$$n = b - 2m \sin \theta$$

Chọn các thông số hình thang lái hợp lý thì góc quay thực tế các bánh xe chỉ sai lệch

$3 \div 5\%$  so với góc quay lý thuyết.

Trên hình 13.22 đường đậm là đường cong lý thuyết chỉ rõ quan hệ chính xác giữa  $\alpha$  và  $\beta$  còn các đường cong  $\theta_1$  và  $\theta_2 \dots$  biểu diễn quan hệ thực tế giữa các góc  $\alpha$  và  $\beta$  khi ta cho các giá trị  $\theta_1, \theta_2 \dots$  khác nhau. Lập như vậy có thể thực hiện với các tỉ số  $\frac{m}{n}, \frac{b}{L}$  khác nhau. Kết quả là ta sẽ xác định được các giá trị hợp lý

của  $\theta = \theta_{hl}$  phụ thuộc vào tỉ số của  $\frac{b}{L}$  và  $\frac{m}{n}$ .



**Hình 13.23:** Đồ thị biểu diễn quan hệ  $\theta$  phụ thuộc vào tỷ số  $\frac{b}{L}$  và  $\frac{m}{n}$

Trên hình 13.23 trình bày kết quả tính toán cho ba giá trị  $\frac{m}{n}$ , như vậy đồ thị trên hình 13.23 cho giá trị thuận lợi nhất của  $\theta$  phụ thuộc theo tỷ số  $\frac{b}{L}$  ở các độ dài  $\frac{m}{n}$  khác nhau. Đồ thị lập trên cơ sở giả thiết là hình thang lái Đantô đặt sau cầu trước (h.13.21). Đồ thị này chính xác với những góc quay lớn nhất của bánh xe ngoài bé hơn  $40^\circ$  ( $40^\circ$  – góc quay gần giá trị cực đại).