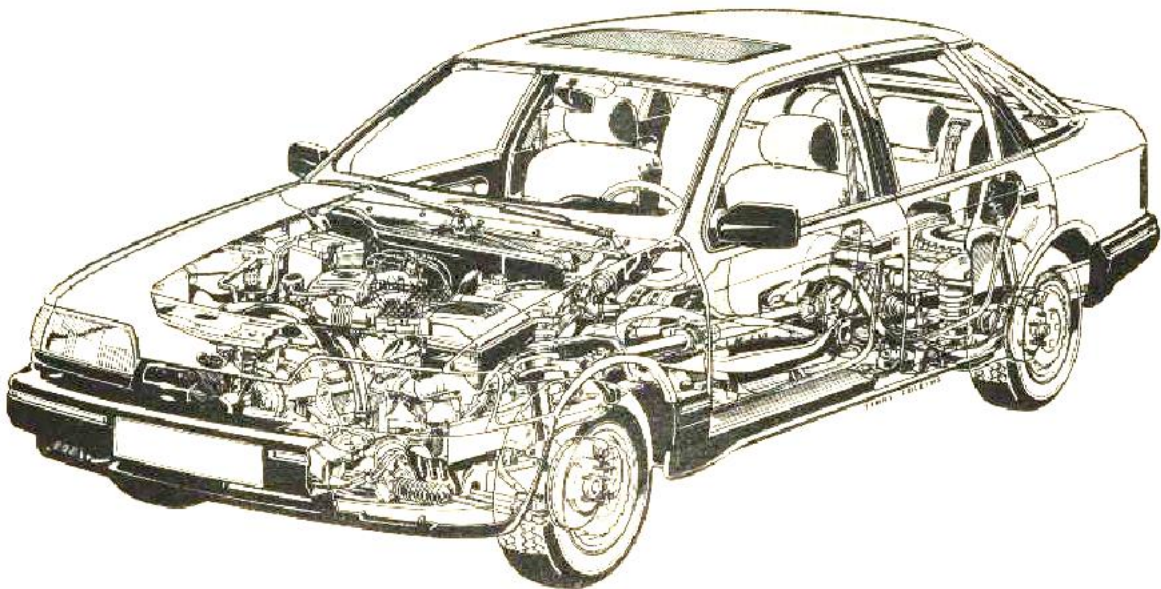


**ĐẶNG QUÝ**

# **TÍNH TOÁN THIẾT KẾ ÔTÔ**



**TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT  
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH 2001**

**LƯU HÀNH NỘI BỘ**

## LỜI NÓI ĐẦU

Nền công nghiệp chế tạo ô tô trên thế giới ngày càng phát triển mạnh mẽ. Ở Việt Nam, trong thời gian không lâu nữa từ tình trạng lắp ráp xe hiện nay, chúng ta sẽ tiến đến tự chế tạo ô tô. Bởi vậy, việc đào tạo đội ngũ kỹ sư có trình độ đáp ứng được những đòi hỏi của ngành chế tạo và sửa chữa ô tô là một nhiệm vụ rất quan trọng.

Để phục vụ cho mục đích lâu dài nêu trên và trước mắt để đáp ứng cho chương trình đào tạo theo học chế tín chỉ, Khoa **Cơ Khí Động Lực** của Trường **Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật** đã phân công cán bộ giảng dạy biên soạn giáo trình: **“Tính toán thiết kế ô tô”** dùng cho hệ đại học.

Giáo trình này có 14 chương, trình bày về bố trí chung trên ô tô, các chế độ tải trọng khi xe hoạt động, các hệ thống thuộc phần truyền lực, các cầu xe, các hệ thống treo, phanh, lái và khung vỏ của ô tô.

Ở giáo trình này sẽ không đề cập nhiều về cấu tạo và nguyên lý hoạt động các chi tiết và bộ phận trên ô tô. Vì phần này sinh viên đã được học kỹ ở các môn học thực tập ở xưởng.

**“Tính toán thiết kế ô tô”** là môn học chuyên ngành quan trọng ở năm cuối. Bởi vậy, trước khi học môn này, sinh viên phải học trước các môn sau: **“Cơ lý thuyết”**, **“Sức bền vật liệu”**, **“Cấu tạo ô tô”**, **“Nguyên lý động cơ đốt trong”** và **“Lý thuyết ô tô”**.

Giáo trình này đề cập đến những vấn đề cơ bản quan trọng của môn học, phù hợp với chương trình qui định của Bộ Giáo Dục và Đào Tạo đối với ngành thiết kế chế tạo ô tô. Nội dung kiến thức ở giáo trình này nhằm trang bị cho sinh viên những hiểu biết vững chắc về động lực học và độ bền chi tiết áp dụng cho các bộ phận thuộc phần gầm của ô tô. Trên cơ sở đó, sinh viên ra trường có thể tính toán, thiết kế được các chi tiết và bộ phận cụ thể của xe. Từ đó, họ có thể chế tạo mới hoặc thiết kế cải tạo để phục vụ cho việc sửa chữa, phục hồi và cải tạo ô tô.

Do trình độ và thời gian có hạn, bởi vậy giáo trình này chắc sẽ có chỗ chưa hoàn thiện và thiếu sót. Rất mong các đồng chí và bạn đọc góp ý. Tôi xin chân thành cảm ơn.

Người biên soạn

**Đặng Quý**

## CHƯƠNG I

**BỐ TRÍ CHUNG TRÊN Ô TÔ**

Bố trí chung trên ô tô bao gồm bố trí động cơ và hệ thống truyền lực. Tùy thuộc vào mục đích sử dụng, công dụng và tính kinh tế mà mỗi loại xe có cách bố trí riêng. Nhìn chung, khi chọn phương pháp bố trí chung cho xe, chúng ta phải cân nhắc để chọn ra phương án tối ưu, nhằm đáp ứng các yêu cầu sau đây :

- Kích thước của xe nhỏ, bố trí hợp lý phù hợp với các điều kiện đường xá và khí hậu.
- Xe phải đảm bảo tính tiện nghi cho lái xe và hành khách, đảm bảo tầm nhìn thoáng và tốt.
- Xe phải có tính kinh tế cao, được thể hiện qua hệ số sử dụng chiều dài  $\lambda$  của xe. Khi hệ số  $\lambda$  càng lớn thì tính kinh tế của xe càng tăng .

$$\lambda = \frac{1}{L}$$

Ở đây :

1 – Chiều dài thùng chứa hàng (xe tải) hoặc chiều dài buồng chứa hành khách (xe chở khách) .

L – Chiều dài toàn bộ của ô tô

- Đảm bảo không gian cần thiết cho tài xế để thao tác, điều khiển xe và chỗ ngồi phải đảm bảo an toàn.
- Dễ sửa chữa, bảo dưỡng động cơ, hệ thống truyền lực và các bộ phận còn lại .
- Đảm bảo sự phân bố tải trọng lên các cầu xe hợp lý, làm tăng khả năng kéo, bám ổn định, êm dịu...v.v... của xe khi chuyển động .

**I. BỐ TRÍ ĐỘNG CƠ TRÊN Ô TÔ.**

Các phương án sau đây thường được sử dụng khi bố trí động cơ trên ô tô :

**1. Động cơ đặt ở đằng trước.**

Phương án này sử dụng được cho tất cả các loại xe. Khi bố trí động cơ đằng trước chúng ta lại có hai phương pháp như sau :

**a) Động cơ đặt đằng trước và nằm ngoài buồng lái:**

Khi động cơ đặt ở đằng trước và nằm ngoài buồng lái (Hình 1.1a) sẽ tạo điều kiện cho công việc sửa chữa, bảo dưỡng được thuận tiện hơn. Khi động cơ làm việc, nhiệt năng do động cơ tỏa ra và sự rung của động cơ ít ảnh hưởng đến tài xế và hành khách.

Nhưng trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài  $\lambda$  của xe sẽ giảm xuống. Nghĩa là thể tích chứa hàng hóa hoặc lượng hành khách sẽ giảm. Mặt khác, trong trường hợp này tầm nhìn của người lái bị hạn chế, ảnh hưởng xấu đến độ an toàn chung .

**b) Động cơ đặt đằng trước và nằm trong buồng lái (Hình 1.1b) :**

Phương án này đã hạn chế và khắc phục được những nhược điểm của phương án vừa nêu trên. Trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài  $l$  của xe tăng rất đáng kể, tầm nhìn người lái được thoáng hơn .

Nhưng do động cơ nằm bên trong buồng lái, nên thể tích buồng lái sẽ giảm và đòi hỏi phải có biện pháp cách nhiệt và cách âm tốt, nhằm hạn chế các ảnh hưởng của động cơ đối với tài xế và hành khách như nóng và tiếng ồn do động cơ phát ra.

Khi động cơ nằm trong buồng lái sẽ khó khăn cho việc sửa chữa và bảo dưỡng động cơ. Bởi vậy trong trường hợp này người ta thường dùng loại buồng lái lật (Hình 1.1h) để dễ dàng chăm sóc động cơ .

Ngoài ra một nhược điểm cần lưu ý nữa là ở phương án này trọng tâm của xe bị nâng cao, làm cho độ ổn định của xe bị giảm .

**2. Động cơ đặt ở đằng sau .**

Phương án này thường sử dụng ở xe du lịch và xe khách .

Khi động cơ đặt ở đằng sau (Hình 1.1d) thì hệ số sử dụng chiều dài  $l$  tăng, bởi vậy thể tích phần chứa khách của xe sẽ lớn hơn so với trường hợp động cơ đặt ở đằng trước nếu cùng một chiều dài  $L$  của cả hai xe như nhau, nhờ vậy lượng hành khách sẽ nhiều hơn .

Nếu chúng ta chọn phương án động cơ đặt ở đằng sau, đồng thời cầu sau là cầu chủ động, cầu trước bị động, thì hệ thống truyền lực sẽ đơn giản hơn vì không cần sử dụng đến truyền động các đăng .

Ngoài ra, nếu động cơ nằm ở sau xe, thì người lái nhìn rất thoáng, hành khách và người lái hoàn toàn không bị ảnh hưởng bởi tiếng ồn và sức nóng của động cơ .

Nhược điểm chủ yếu của phương án này là vấn đề điều khiển động cơ, ly hợp, hộp số v.v...sẽ phức tạp hơn vì các bộ phận nói trên nằm cách xa người lái .

**3. Động cơ đặt giữa buồng lái và thùng xe.**

Phương án động cơ nằm giữa buồng lái và thùng xe (Hình 1.1c) có ưu điểm là thể tích buồng lái tăng lên, người lái nhìn sẽ thoáng và thường chỉ sử dụng ở xe tải và một số xe chuyên dùng trong ngành xây dựng .

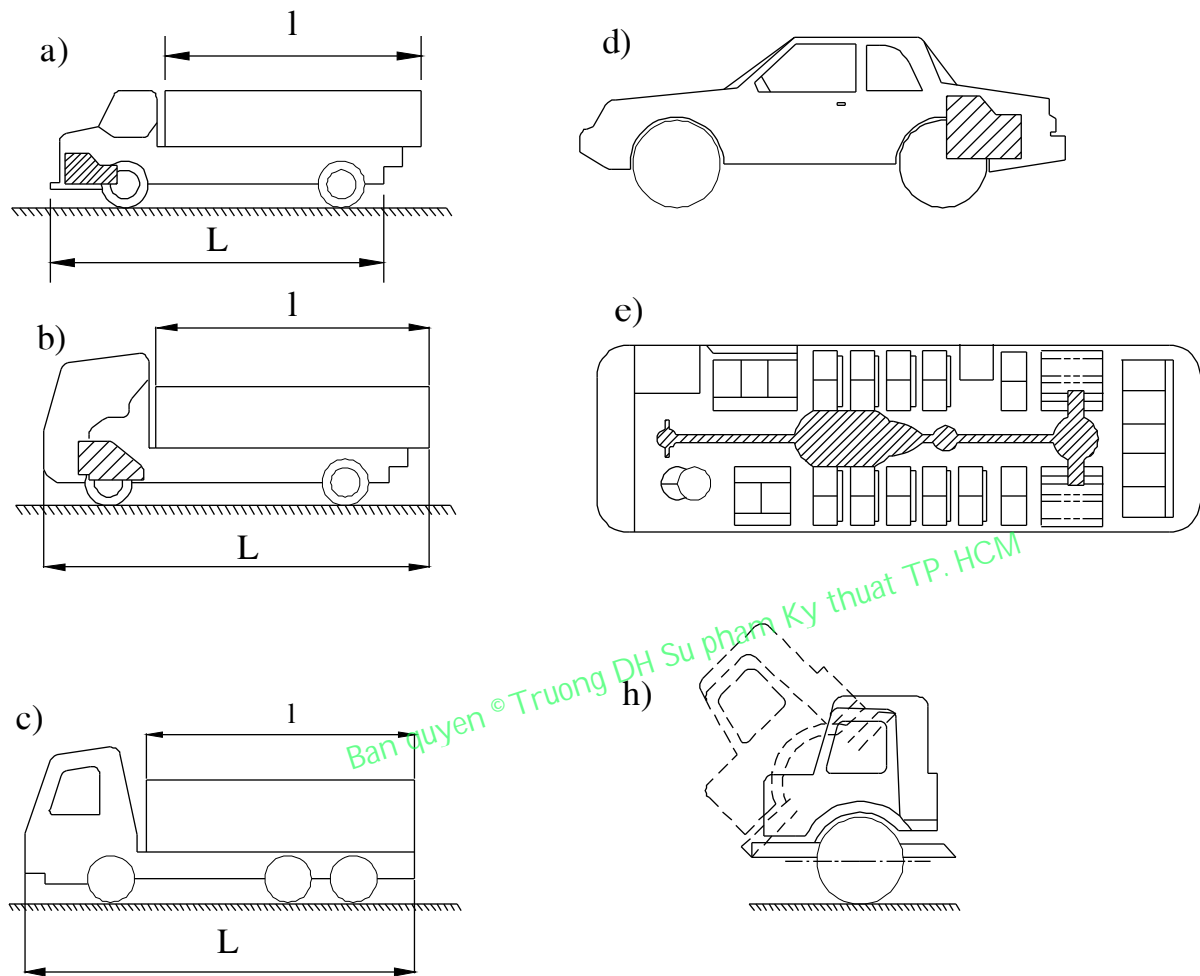
Trường hợp bố trí này có nhược điểm sau :

Nó làm giảm hệ số sử dụng chiều dài  $l$  và làm cho chiều cao trọng tâm xe tăng lên, do đó tính ổn định của xe giảm. Để trọng tâm xe nằm ở vị trí thấp, bắt buộc phải thay đổi sự bố trí thùng xe và một số chi tiết khác.

**4. Động cơ đặt ở dưới sàn xe.**

Phương án này được sử dụng ở xe khách (Hình 1.1e) và nó có được những ưu điểm như trường hợp động cơ đặt ở đằng sau.

Nhược điểm chính của phương án này là khoảng sáng gầm máy bị giảm, hạn chế phạm vi hoạt động của xe và khó sửa chữa, chăm sóc động cơ.



Hình 1.1 : Bố trí động cơ trên ô tô

- a) Nằm trước buồng lái ; b) Nằm trong buồng lái ; c) Nằm giữa buồng lái và thùng xe  
 d) Nằm ở đằng sau ; e) Nằm dưới sàn xe ; h) Buồng lái lật .

## II. BỐ TRÍ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC TRÊN ÔTÔ.

Hệ thống truyền lực của ô tô bao gồm các bộ phận và cơ cấu nhằm thực hiện nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động. Hệ thống truyền lực thường bao gồm các bộ phận sau :

- g Ly hợp : ( viết tắt LH ) .
- g Hộp số : ( viết tắt HS ) .
- g Hộp phân phối : ( viết tắt P ) .
- g Truyền động các đăng : ( viết tắt C ) .
- g Truyền lực chính : ( viết tắt TC ) .
- g Vi sai : ( viết tắt VS ) .
- g Bán trục (Nửa trục) : ( viết tắt N ) .

Ở trên xe một cầu chủ động sẽ không có hộp phân phối. Ngoài ra ở xe tải với tải trọng lớn thì trong hệ thống truyền lực sẽ có thêm truyền lực cuối cùng.

Mức độ phức tạp của hệ thống truyền lực một xe cụ thể được thể hiện qua công thức bánh xe. Công thức bánh xe được ký hiệu tổng quát như sau :

$$a \times b$$

Trong đó :

- a là số lượng bánh xe .
- b là số lượng bánh xe chủ động .

Để đơn giản và không bị nhầm lẫn, với ký hiệu trên chúng ta quy ước đối với bánh kép cũng chỉ coi là một bánh .

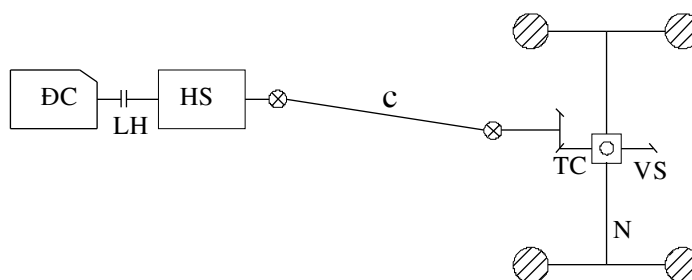
Thí dụ cho các trường hợp sau :

- 4 x 2 : xe có một cầu chủ động (có 4 bánh xe, trong đó có 2 bánh xe là chủ động)
- 4 x 4 : xe có hai cầu chủ động (có 4 bánh xe và cả 4 bánh đều chủ động) .
- 6 x 4 : xe có hai cầu chủ động, một cầu bị động (có 6 bánh xe, trong đó 4 bánh xe là chủ động) .
- 6 x 6 : xe có 3 cầu chủ động (có 6 bánh xe và cả 6 bánh đều chủ động) .
- 8 x 8 : xe có 4 cầu chủ động (có 8 bánh xe và cả 8 bánh đều chủ động) .

### 1. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4 x 2.

#### a) Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2) :

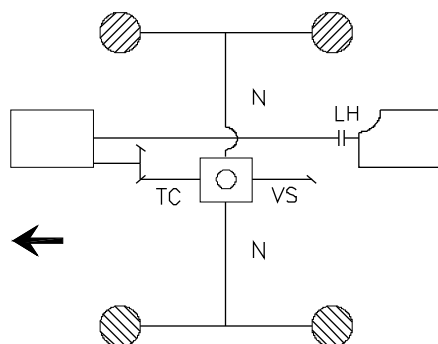
Phương án này được thể hiện ở hình 1.2, thường được sử dụng ở xe du lịch và xe tải hạng nhẹ. Phương án bố trí này rất cơ bản và đã xuất hiện từ lâu .



Hình 1.2 : Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2)

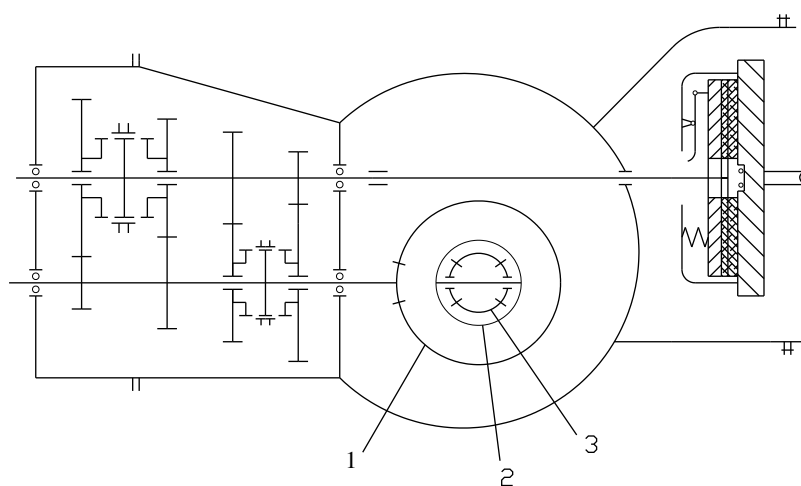
**b) Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2) :**

Phương án này được thể hiện ở hình 1.3 thường được sử dụng ở một số xe du lịch và xe khách. Trong trường hợp này hệ thống truyền lực sẽ gọn và đơn giản vì không cần đến truyền động các đăng. Ở phương án này có thể bố trí động cơ, ly hợp, hộp số, truyền lực chính gọn thành một khối .



Hình 1.3 : Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2)

Một ví dụ điển hình cho phương án này là hệ thống truyền lực cho xe du lịch VW 1200 (của CHDC Đức) ở hình 1.4



Hình 1.4 : Hệ thống truyền lực xe VW 1200

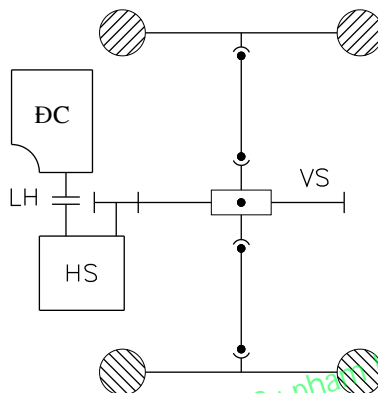
1. Bánh răng hình chụ

2. Vỏ bộ vi sai
3. Bánh răng bán trục

(Không vẽ số lùi trên hình vẽ)

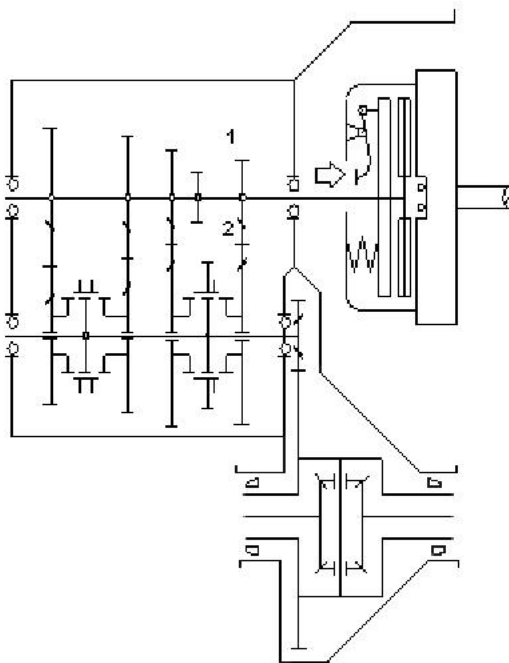
**c) Động cơ đặt trước, cầu trước chủ động (4 x 2) :**

Phương án này được thể hiện ở hình 1.5, thường được sử dụng ở một số xe du lịch sản xuất trong thời gian gần đây. Cách bố trí này rất gọn và hệ thống truyền lực đơn giản vì động cơ nằm ngang, nên các bánh răng của truyền lực chính là các bánh răng trụ, chế tạo đơn giản hơn bánh răng nón ở các bộ truyền lực chính trên các xe khác.



Hình 1.5 : Động cơ ở trước, cầu trước chủ động

Một ví dụ điển hình cho phương án này là cách bố trí hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA (của CH Pháp) :

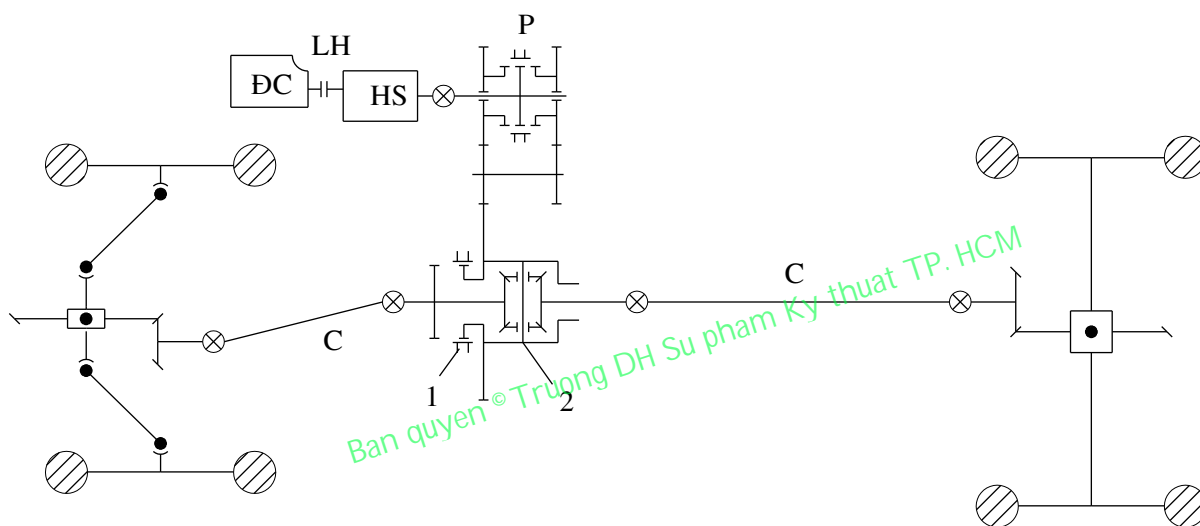




Hình 1.6 : Hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA  
1 và 2 : cơ cấu sang số lùi (không thể hiện hết ở hình vẽ)

**2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4 x 4.**

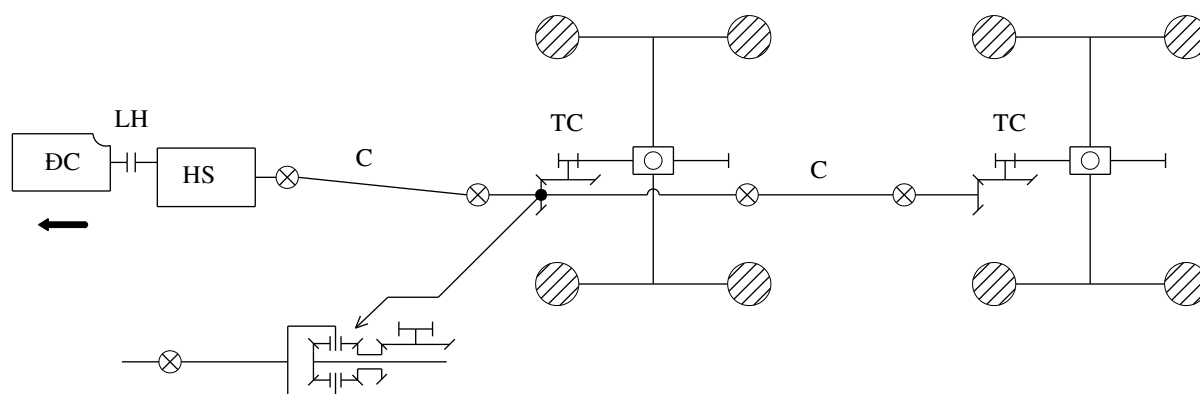
Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải và một số xe du lịch. Trên hình 1.7 trình bày hệ thống truyền lực của xe du lịch VAZ - 2121 (sản xuất tại CHLB Nga). Ở bên trong hộp phân phối có bộ vi sai giữa hai cầu và cơ cấu khóa bộ vi sai đó khi cần thiết .



Hình 1.7 : Hệ thống truyền lực của xe VAZ . 2121

1. Cơ cấu khoá vi sai giữa hai cầu
2. Vi sai giữa hai cầu

**3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 4.**



Hình 1.8 : Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320

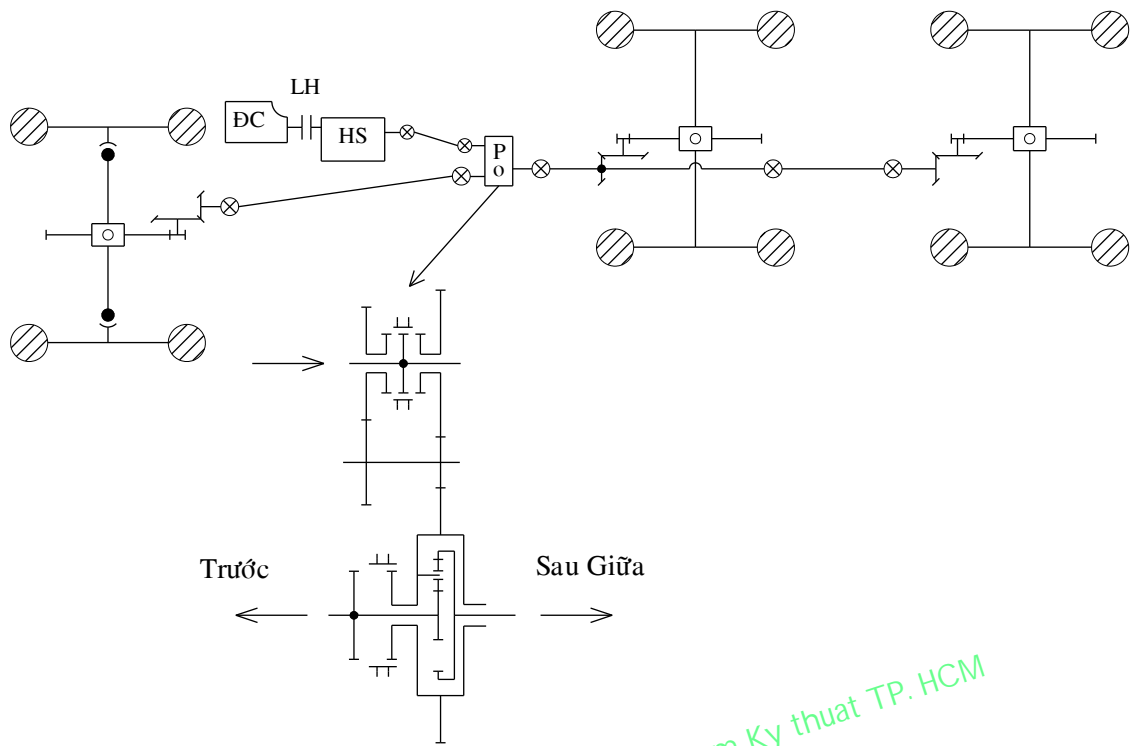
Phương án này được sử dụng nhiều ở các xe tải có tải trọng lớn. Ở trên hình 1.8 là hệ thống truyền lực 6 x 4 của xe tải KAMAZ – 5320 (sản xuất tại CHLB Nga). Đặc điểm cơ bản của cách bố trí này là không sử dụng hộp phân phối cho hai cầu sau chủ động, mà chỉ dùng một bộ vi sai giữa hai cầu nên kết cấu rất gọn.

#### 4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 6.

Phương án này được sử dụng hầu hết ở các xe tải có tải trọng lớn và rất lớn. Một ví dụ cho trường hợp này là hệ thống truyền lực của xe tải URAL 375 (sản xuất tại CHLB Nga) ở trên hình 1.9 .

Đặc điểm chính của hệ thống truyền lực này là trong hộp phân phối có bộ vi sai hình trụ để chia công suất đến các cầu trước, cầu giữa và cầu sau. Công suất dẫn ra cầu giữa và cầu sau được phân phối thông qua bộ vi sai hình nón (Như ở hình 1.8) .

Ngoài ra có một số hệ thống truyền lực ở một số xe lại không sử dụng bộ vi sai giữa các cầu như xe ZIL 131 ,ZIL 175 K ...



Hình 1.9 : Hệ thống truyền lực của xe URAL 375

## CHƯƠNG II

## TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC BỘ PHẬN VÀ CHI TIẾT CỦA Ô TÔ

### I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI TẢI TRỌNG.

Mục đích của công việc tính toán thiết kế ô tô là xác định kích thước tối ưu của các bộ phận và chi tiết của xe. Trong khi đó, kích thước của một chi tiết phụ thuộc vào độ lớn và bản chất của ứng suất sinh ra bên trong chi tiết đó khi nó làm việc. Mà ứng suất sinh ra trong các chi tiết của ô tô lại phụ thuộc vào chế độ tải trọng tác dụng lên chúng trong các điều kiện sử dụng khác nhau. Như vậy, muốn xác định kích thước của các chi tiết để đủ độ bền làm việc, cần phải xác định tải trọng tác dụng lên chúng khi xe làm việc.

Ô tô là một hệ động lực học rất phức tạp, khi chuyển động với vận tốc khác nhau, trên các loại đường khác nhau thì tình trạng chịu tải của các chi tiết sẽ thay đổi. Khi tính toán độ bền của các bộ phận và chi tiết của ô tô, ngoài tải trọng tĩnh chúng ta phải xét đến tải trọng động. Tải trọng động tác dụng lên chi tiết trong thời gian ngắn, nhưng giá trị của nó lớn hơn tải trọng tĩnh rất nhiều.

Tải trọng động xuất hiện trong các bộ phận và chi tiết của hệ thống truyền lực khi đóng ly hợp đột ngột, khi gài số trong quá trình tăng tốc, khi phanh đột ngột bằng phanh tay hoặc khi phanh gấp mà không mở ly hợp... Còn đối với các bộ phận không được treo và hệ thống lái, tải trọng động sẽ xuất hiện khi xe chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng.

Như vậy, để xác định được kích thước của các chi tiết đảm bảo đủ độ bền làm việc, thì chúng ta phải xác định được tải trọng động tác dụng lên chi tiết đó khi xe chuyển động.

Xác định chính xác giá trị tải trọng động tác dụng lên các chi tiết của xe là một bài toán rất phức tạp. Bởi vì, giá trị tải trọng động có thể thay đổi do điều kiện mặt đường và trạng thái chuyển động của xe thay đổi.

Đối với hệ thống truyền lực của ô tô, tải trọng tĩnh tác dụng lên chi tiết được tính từ mômen xoắn cực đại của động cơ  $M_{\text{emax}}$ . Còn tải trọng động thường được xác định theo công thức kinh nghiệm nhận được từ hàng loạt các thí nghiệm.

Thông thường tải trọng động được đặc trưng bằng hệ số tải trọng động  $k_d$ . Hệ số này bằng tỉ số của giá trị tải trọng động trên giá trị tải trọng tĩnh :

$$k_d = \frac{\text{giá trị tải trọng động}}{\text{giá trị tải trọng tĩnh}} \quad (2.1)$$

Thông qua sự phân tích và tổng hợp giữa tải trọng tĩnh, hệ số an toàn, thống kê xác suất tải trọng động, chúng ta sẽ chọn ra được một chế độ tải trọng hợp lý để đưa vào tính toán thiết kế các chi tiết của ô tô.

Tiếp theo sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu một số trường hợp sinh ra tải trọng động thường gặp.

## II. CÁC TRƯỜNG HỢP SINH RA TẢI TRỌNG ĐỘNG.

### 1. Đóng ly hợp đột ngột.

Khi khởi động xe, nếu chúng ta đóng ly hợp đột ngột (thả bàn đạp ly hợp quá nhanh) thì sẽ phát sinh tải trọng động rất lớn, vì vận tốc góc của phần bị động tăng lên rất nhanh và biến thiên theo thời gian, bởi vậy sẽ xuất hiện gia tốc góc và mômen của các lực quán tính tác dụng lên trục bị động của ly hợp và các chi tiết được nối với trục bị động. Kết quả của việc đóng ly hợp đột ngột là xe bị giật mạnh hoặc động cơ sẽ tắt máy. Hiện tại chưa có phương pháp chính xác để tính toán tải trọng động sinh ra khi đóng ly hợp đột ngột, nên chúng ta chấp nhận công thức kinh nghiệm sau đây để tính hệ số tải trọng động cho trường hợp này :

$$k_d = \beta \frac{i+8}{i} \tag{2.2}$$

Ở đây :  $\beta$  – Hệ số dự trữ của ly hợp (xem chương III) .

$i$  – Tỷ số truyền chung của cả hệ thống truyền lực ứng với tay số đang tính toán.

Qua thí nghiệm, người ta nhận thấy rằng khi đóng ly hợp đột ngột thì mômen quay sinh ra trên trục sơ cấp của hộp số có thể lớn gấp 3÷3,5 lần mômen quay cực đại của động cơ và ở bánh xe chủ động mômen xoắn có thể gấp hai lần so với mômen xoắn từ động cơ truyền xuống.

Ở bảng 2-1 và 2-2 cho thấy hệ số tải trọng động đối với hệ thống truyền lực của một số xe trong các điều kiện tải trọng khác nhau :

Bảng 2-1: Hệ số tải trọng động của hệ thống truyền lực khi đóng ly hợp đột ngột

| Hệ số tải trọng động | Hiệu ô tô     |        |               |        |               |        |
|----------------------|---------------|--------|---------------|--------|---------------|--------|
|                      | GAZ – 51      |        | ZIN - 150     |        | MAZ – 200     |        |
| Lý thuyết            | Số truyền một | Số lùi | Số truyền một | Số lùi | Số truyền một | Số lùi |
| Thực nghiệm          | 1,99          | 1,55   | 1,94          | 1,78   | 2,17          | 1,97   |
|                      | 2,2           | –      | 2,75          | –      | 2,14          | –      |

Bảng 2 – 2 : Hệ số tải trọng động đối với hệ thống truyền lực của xe GAZ - 51 ở các điều kiện tải trọng khác nhau.

| Các thông số                                | Khởi động tại chỗ |             |             | Thả bàn đạp ly hợp để phanh bằng động cơ khi chuyển động xuống dốc. |             |             |
|---|-------------------|-------------|-------------|---|-------------|-------------|
|   | Số truyền 2       | Số truyền 3 | Số truyền 4 | Số truyền 2   | Số truyền 3 | Số truyền 4 |
| Hệ số tải trọng động                        | 3,0               | 3,35        | 0,66        | 2,93  | 3,55        | 4,05        |
| Tỉ số mômen động trên mômen tĩnh của ly hợp | 1,67              | 1,82        | 2,03        | 1,62  | 1,98        | 2,25        |

## 2. Không mở ly hợp khi phanh.

Khi phanh mà không mở ly hợp thì các chi tiết quay của động cơ (đáng kể nhất là bánh đà với mô men quán tính  $J_{bd}$ ) phải dừng lại trong khoảng thời gian rất ngắn  $t$  và với gia tốc chậm dần rất lớn  $\frac{d\omega_{bd}}{dt}$ .

( $\omega_{bd}$  - vận tốc góc của bánh đà).

Lúc này mômen các lực quán tính  $M_j$  của bánh đà sẽ truyền qua ly hợp tác dụng lên hệ thống truyền lực, gây nên tải trọng động theo sơ đồ trên hình 2.1.

$$M_j = J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} \tag{2.3}$$

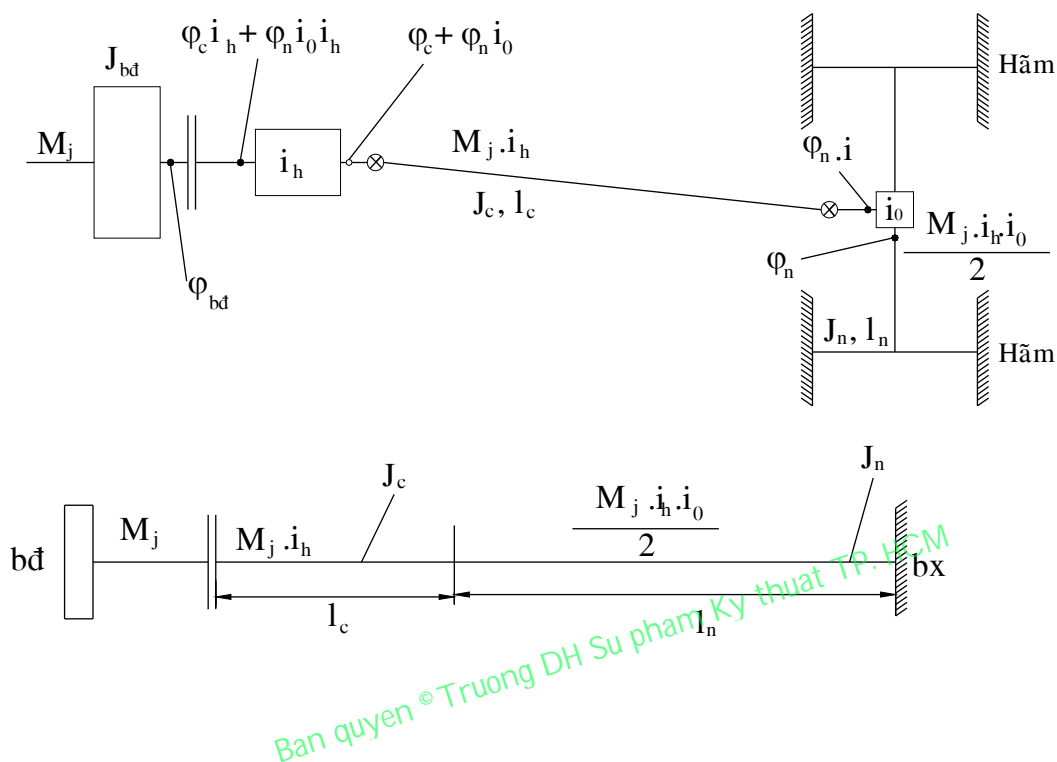
Khi các bánh xe đã dừng hẳn lại thì bánh đà còn quay thêm một góc  $\varphi_{bd}$  và sẽ làm cho các trục của hệ thống truyền lực bị xoắn với các góc xoắn liên quan với nhau theo biểu thức sau:

$$\varphi_{bd} = \varphi_c \cdot i_h + \varphi_n \cdot i_0 \cdot i_h \tag{2.4}$$

Ở đây :

$\varphi_c$  – góc xoắn của trục các đăng (rad).

$\varphi_n$  – góc xoắn của một bán trục (rad).



Hình 2.1 : Sơ đồ tính toán tải trọng động khi phanh mà ly hợp vẫn đóng

Các góc xoắn  $\varphi_c, \varphi_n$  được tính theo sách "Sức bền vật liệu" :

$$\varphi_c = \frac{M_j \cdot i_h \cdot l_c}{J_c \cdot G}$$

$$\varphi_n = \frac{M_j \cdot i_h \cdot i_0 \cdot l_n}{2 \cdot J_n \cdot G}$$

Ở đây :

$l_c, l_n$  – chiều dài trục các đăng và bán trục (m).

$J_c, J_n$  – mô men quán tính độc cực của tiết diện trục các đăng và bán trục ( $m^4$ ).

$G$  – môđun đàn hồi dịch chuyển (khi xoắn).

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$$

Thay các giá trị  $\varphi_c, \varphi_n$  vào biểu thức (2.4) ta có:

$$\varphi_{bd} = M_j \left( \frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2 J_n \cdot G} \right) \quad (2.5)$$

Nếu chúng ta đặt:

$$C = \frac{1}{\frac{i_h^2 \cdot I_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot I_n}{2J_n \cdot G}}$$

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực (Nmrad<sup>-1</sup>) khi các bánh xe cùng bị hãm, sẽ nhận được một biểu thức khác biểu diễn mômen các lực quán tính:

$$M_j = C \cdot \varphi_{bd} \tag{2.6}$$

Từ 2 biểu thức (2.3) và (2.6) chúng ta có :

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = C \cdot \varphi_{bd} \tag{2.7}$$

Mặt khác ta có :

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = J_{bd} \cdot \frac{d\varphi_{bd}}{dt} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{d\varphi_{bd}} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \frac{d\omega_{bd}}{d\varphi_{bd}}$$

Bởi vậy:

$$C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd} \tag{2.8}$$

Lấy tích phân biểu thức (2.8) với các giới hạn sau : khi bắt đầu phanh  $\varphi_{bd} = 0$  và  $\omega_{bd} = \omega_0$  đến thời điểm cuối cùng của quá trình phanh  $\varphi_{bd} = \varphi_{max}$  và  $\omega_{bd} = 0$

$$\int_0^{\varphi_{max}} C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = \int_{\omega_0}^0 J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd}$$

Vì chúng ta cần giá trị tuyệt đối nên :

$$C \cdot \varphi_{max}^2 = J_{bd} \cdot \omega_0^2 \quad \text{và} \quad \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{\frac{J_{bd}}{C}}$$

và sau cùng giá trị  $M_{jmax}$  là giá trị chúng ta cần tìm:

$$M_{jmax} = C \cdot \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{J_{bd} \cdot C} \tag{2.9}$$

Mômen của các lực quán tính tác dụng lên hệ thống truyền lực của xe có giá trị cực đại khi phanh gấp ở số truyền thẳng của hộp số ( $i_h=1$ ), vì lúc đó độ cứng C của hệ thống truyền lực sẽ có giá trị cực đại. Trường hợp này thường xảy ra trong thực tế.

Nếu chúng ta phanh gấp xe đang chạy vận tốc lớn (số vòng quay trục khuỷu khoảng 2000 ÷ 2500 vòng/phút) mà không mở ly hợp thì mômen của các lực quán tính  $M_j$  sẽ lớn hơn mômen cực đại của động cơ khoảng 15 ÷ 20 lần. Mômen này sẽ truyền từ bánh đà qua ly hợp đến hệ thống truyền lực. Vì  $M_{jmax} > M_l$  là mômen ma sát của ly hợp, nên lúc này ly hợp sẽ trượt và mômen xoắn mà bánh đà truyền xuống hệ thống truyền lực chỉ có thể bằng mômen xoắn cực đại mà ly hợp có thể truyền được. Như vậy trong trường hợp này ly hợp làm nhiệm vụ của cơ cấu an toàn, nhằm giúp cho hệ thống truyền lực tránh không bị tác dụng bởi tải trọng quá lớn.

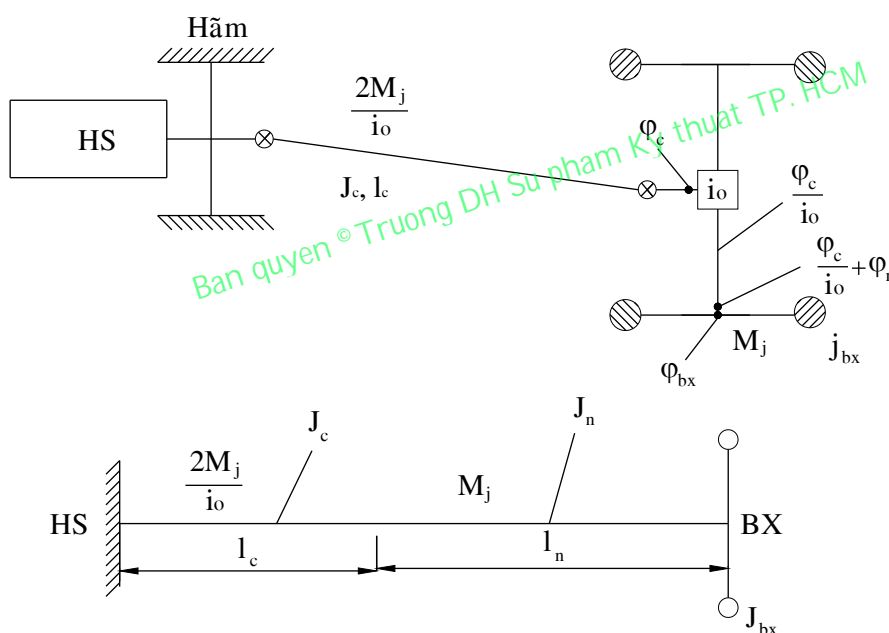


**3. Phanh đột ngột khi xe đang chạy bằng phanh tay.**

Chúng ta xét trường hợp cơ cấu phanh tay bố trí ở trục thứ cấp của hộp số. Khi xe đang chuyển động, người lái không sử dụng phanh chân để dừng xe, mà sử dụng phanh tay cho đến lúc xe dừng hẳn lại. Khi trục thứ cấp của hộp số bị hãm chặt, nhưng do quán tính, bánh xe còn quay đi một góc  $\varphi_{bx}$  rồi mới dừng hẳn lại. Đây là chuyển động quay chậm dần với gia tốc góc  $\frac{d\omega_{bx}}{dt}$ , bởi vậy làm xuất hiện mômen của lực quán tính :

$$M_j = J_{bx} \frac{d\omega_{bx}}{dt} \tag{2.10}$$

Mômen này truyền ngược trở lại tác dụng lên hệ thống truyền lực theo sơ đồ ở hình 2.2 và gây nên xoắn.



Hình 2.2 : Sơ đồ tính toán tải trọng động khi sử dụng phanh tay đột ngột

Từ sơ đồ 2.2 chúng ta có quan hệ giữa các góc xoắn :

$$\varphi_{bx} = \frac{\varphi_c}{i_o} + \varphi_n \tag{2.11}$$

Ở đây:

$$\varphi_c = \frac{2M_j \cdot l_c}{i_o \cdot J_c \cdot G}$$

$$\varphi_n = \frac{M_j \cdot l_n}{J_n \cdot G}$$

Thay các giá trị  $\varphi_n$ ,  $\varphi_c$  vào biểu thức (2.11) ta có :

$$\varphi_{bx} = M_j \left( \frac{2 \cdot l_c}{i_o^2 \cdot J_c \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G} \right)$$

Nếu chúng ta gọi:

$$C = \frac{1}{\frac{2 \cdot l_c}{i_o^2 \cdot J_c \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G}}$$

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực khi phanh đột ngột bằng phanh tay, chúng ta nhận được một biểu thức khác cũng biểu thị mômen các lực quán tính

$$M_j = C \cdot \varphi_{bx} \tag{2.12}$$

Từ biểu thức (2.10) và (2.12) ta nhận được phương trình vi phân sau đây:

$$J_{bx} \cdot \frac{d\omega_{bx}}{dt} = C \cdot \varphi_{bx} \tag{2.13}$$

Giải phương trình này bằng phương pháp tương tự như ở mục (II – 2) ta có:

$$\varphi_{bx \max} = \omega_{bx0} \sqrt{\frac{J_{bx}}{C}} \tag{2.14}$$

Bởi vậy:

$$M_{j \max} = \omega_{bx0} \sqrt{J_{bx} \cdot C} \tag{2.15}$$

Ở đây:

$\omega_{bx0}$  : vận tốc góc của bánh xe khi bắt đầu phanh.

Thông thường tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực khi phanh bằng phanh chân lớn hơn khi phanh bằng phanh tay. Khi tính toán mômen các lực quán tính theo công thức (2.9) và (2.15) cần chú ý rằng độ cứng thực tế của hệ thống truyền lực sẽ nhỏ hơn khi tính toán, bởi vì khi mômen phanh tác dụng thì nhíp sẽ biến dạng, do đó vỏ cầu sau cũng bị quay đi một ít.

#### **4. Xe chuyển động trên đường không bằng phẳng.**

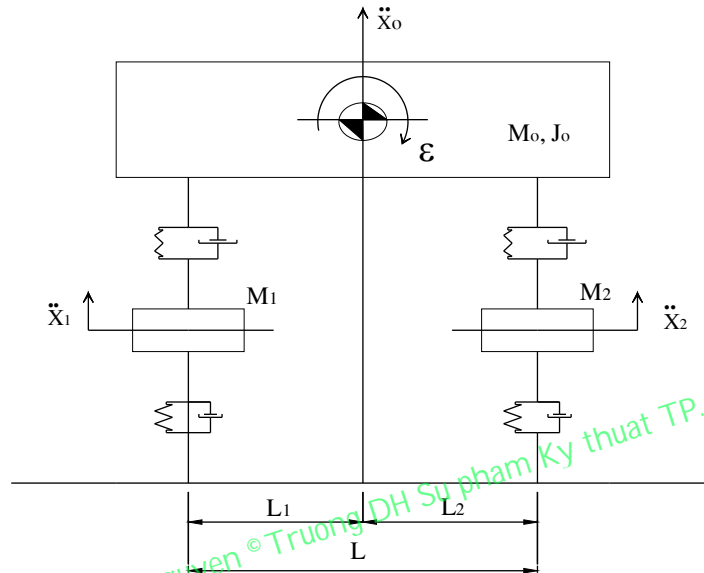
Khi xe chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng, hiện tượng dao động của xe sẽ làm xuất hiện thêm tải trọng phụ. Thường thì tải trọng động này được cân nhắc và xét đến khi tính toán bộ phận vận hành và hệ thống lái. Ở trên hình 2.3 là một mô hình đơn giản về dao động của xe và phương pháp tính toán tải trọng cho trường hợp này.

Ở đây chúng ta có thể xem toàn bộ xe như một hệ động lực học và mỗi thành phần của hệ đều có gia tốc dao động, do đó nó sẽ chịu thêm tải trọng động:

$$P_d = m \cdot a$$

Trong đó :  $m$  - khối lượng

$a$  - gia tốc dao động



Hình 2.3 : Mô hình dao động của ô tô

$\ddot{x}$  - Gia tốc ,  $M$  - Khối lượng

$\epsilon$  - Gia tốc góc ,  $J$  - Mômen quán tính

Theo (hình 2.3) thì tải trọng động đối với các cầu xe được tính như sau :

$$P_{d1} = M_o \cdot \ddot{x}_o \cdot \frac{L_2}{L} + J_o \cdot \frac{\epsilon}{L} + M_1 \ddot{x}_1$$

$$P_{d2} = M_o \cdot \ddot{x}_o \cdot \frac{L_1}{L} + J_o \cdot \frac{\epsilon}{L} + M_2 \ddot{x}_2$$

Ở đây :

$P_{d1}$  - Tải trọng động tác lên dụng lên cầu trước

$P_{d2}$  - Tải trọng động tác lên dụng lên cầu sau

### III. TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN DÙNG TRONG THIẾT KẾ Ô TÔ.

#### 1. Tải trọng tính toán dùng cho hệ thống truyền lực.

Qua phân tích ở mục I, chúng ta thấy rằng, để đảm bảo đủ độ bền làm việc, các bộ phận và chi tiết của ô tô phải được tính toán thiết kế theo chế độ tải trọng động. Nhưng việc tính toán giá trị tải trọng động theo lý thuyết là rất phức tạp và khó chính xác, vì nó thay đổi tùy theo điều kiện mặt đường và điều kiện sử dụng. Bởi vậy, hiện tại các bộ phận và chi tiết của ô tô được tính theo tải trọng tĩnh và có tính đến tải trọng động bằng cách chọn hệ số an toàn phù hợp hoặc đưa vào hệ số tải trọng động được rút ra từ thực nghiệm. Sau đây sẽ trình bày phương pháp tính toán sức bền các chi tiết của hệ thống truyền lực theo tải trọng tĩnh :

Khi tính toán sức bền các chi tiết, trước hết cần tính mômen từ động cơ và mômen theo sự bám giữa bánh xe và mặt đường truyền đến các chi tiết đó, sau đó lấy giá trị mômen nhỏ hơn từ hai giá trị mômen vừa tìm được để đưa vào tính toán. Mục đích của công việc này là để chọn ra kính thước tối ưu cho chi tiết đó, tránh trường hợp thừa kích thước, tốn nhiều vật liệu chế tạo, không kinh tế. Nếu mômen truyền từ động cơ đến chi tiết tính toán lớn hơn mômen tính theo điều kiện bám, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen có giá trị bằng mômen tính theo bám mà thôi, lúc này mômen của động cơ truyền chỉ làm quay trơn các bánh xe chủ động, mà không làm tăng thêm giá trị mômen xoắn tác dụng lên chi tiết ấy .

Ngược lại, nếu mômen tính theo điều kiện bám lớn hơn mômen của động cơ truyền xuống chi tiết đang tính toán, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen xoắn có giá trị bằng mômen tính theo mômen xoắn của động cơ truyền xuống. Bởi vì, thực chất các tải trọng sinh ra trong các chi tiết của hệ thống truyền lực là do mômen xoắn của động cơ truyền xuống gây nên.

Mômen xoắn truyền từ động cơ xuống chi tiết của hệ thống truyền lực trong trường hợp tính theo động cơ là :

$$M_x = M_{e_{max}} \cdot i \cdot \eta \quad (2.16)$$

Ở đây:

- $M_{e_{max}}$  – Mômen xoắn cực đại của động cơ (N.m)
- $i$  – Tỷ số truyền từ động cơ đến chi tiết đang tính toán.
- $\eta$  – Hiệu suất truyền lực từ động cơ đến chi tiết tính toán .

Mômen tính theo điều kiện bám ngược lên chi tiết được xác định như sau :

$$M_b = \frac{x \cdot Z_{bx} \cdot \Phi \cdot r_{bx}}{i \cdot \eta} \quad (2.17)$$

Ở đây :  $x$  – Số lượng các bánh xe chủ động

$Z_{bx}$  – Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động (N)

$\varphi$  – Hệ số bám ( $\varphi = 0,7 \div 0,8$ )

$r_{bx}$  – Bán kính lăn của bánh xe chủ động (m)

$i$  – Tỷ số truyền giữa chi tiết đang tính và bánh chủ động.

$\eta$  – Hiệu suất truyền lực từ chi tiết đang tính đến bánh xe chủ động.

## 2. Tải trọng tính toán dùng cho các hệ thống khác.

### a) Tải trọng tác dụng lên hệ thống phanh :

Khi chọn chế độ tính toán cho cơ cấu phanh, chúng ta phải chọn cho trường hợp phanh xe với cường độ phanh và hiệu suất cực đại, nghĩa là lực phanh bằng lực bám cực đại của bánh xe với mặt đường. Lúc đó mômen phanh  $M_p$  của bánh xe có giá trị là :

$$M_p = Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}$$

Trường hợp xe có hai cầu và cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe, lúc đó mômen phanh ở mỗi cơ cấu phanh của cầu trước sẽ có giá trị là  $M_{p1}$

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} \cdot m_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' \cdot h_g) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.18)$$

và mômen phanh ở mỗi cơ cấu cầu sau là  $M_{p2}$  :

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' \cdot h_g) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.19)$$

Ở đây :

$G$  – Trọng lượng toàn bộ của xe khi tải đầy

$G_1, G_2$  – Tải trọng tác dụng lên cầu trước và sau ở trạng thái tĩnh trên mặt đường nằm ngang .

$m_1, m_2$  – hệ số phân bố tải trọng lên cầu trước và cầu sau khi phanh

$a, b$  – khoảng cách từ trọng tâm xe đến cầu trước và sau

$L$  – chiều dài cơ sở của xe

$\varphi$  – hệ số bám dọc giữa lốp và đường ( $\varphi = 0,7 \div 0,8$ )

Các hệ số  $m_1, m_2$  được xác định bởi lý thuyết ô tô:

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b} = 1 + \frac{\varphi' \cdot h_g}{b}$$

$$m_2 = 1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot a} = 1 - \frac{\varphi' \cdot h_g}{a}$$

Ở đây:

$h_g$  – chiều cao trọng tâm của xe

$g$  – gia tốc trọng trường

$j_{\max}$  – gia tốc chậm dần cực đại khi phanh

$$\varphi' - \text{hệ số đặc trưng cường độ phanh} \left( \varphi' = \frac{j_{\max}}{g} \right)$$

Khi xác định độ bền các chi tiết của cơ cấu phanh và dẫn động phanh loại không tự động thường chọn :

Lực đạp chân của người lái xe khoảng 1500 N, lực tay kéo khoảng 800 N, đối với xe du lịch chỉ nên chọn trong khoảng 40 ÷ 50% các giá trị nêu trên.

Đối với loại dẫn động tự động : lực tác dụng lên các chi tiết dẫn động chọn theo trị số cực đại tương ứng với áp suất khí nén hoặc chất lỏng trong các xilanh lực.

**b) Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo và cầu :**

Các chi tiết của hệ thống treo và dầm cầu được tính toán bền theo tải trọng cực đại  $P_{\max}$  khi xe chuyển động thông qua tải trọng tĩnh  $P_t$  đã biết và hệ số tải trọng động  $k_d$  :

$$k_d = \frac{P_{\max}}{P_t} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_t}$$

Ở đây :

$\sigma_{\max}, \sigma_t$  – Ứng suất cực đại và ứng suất tĩnh trong các chi tiết của hệ thống treo.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng  $k_d$  tăng khi độ cứng của hệ thống treo và vận tốc của xe tăng.

Khi xe hoạt động trong điều kiện bình thường thì tải trọng động cực đại ít khi xuất hiện.

Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là từ khối lượng được treo. Khi mặt đường không bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là tải trọng động từ các khối lượng không được treo.

Nhằm mục đích xác định tải trọng do chính trọng lượng bản thân của cầu xe sinh ra, chúng ta chia cầu xe ra làm nhiều phần ( thông thường khoảng 8 ÷ 12 phần) và xác định khối lượng của mỗi phần. Khi xe dao động thì tải trọng động của mỗi phần được xác định :

$$P_{di} = m_i \frac{dv}{dt} \tag{2.20}$$

Ở đây:

$m_i$  – khối lượng của từng phần

$\frac{dv}{dt}$  – gia tốc dao động thẳng đứng của cầu xe

**c) Tải trọng tác dụng lên hệ thống lái :**

Khi tính toán bền cho các chi tiết của hệ thống lái, chúng ta có thể tính theo các chế độ tải trọng sau :

\* Mômen cực đại của người lái tác dụng lên vô lăng :

$$M_1 = P_{lmax} \cdot R$$

Ở đây :

$P_{lmax}$  – Lực cực đại tác dụng lên vô lăng, đối với xe tải nặng và trung bình vào

khoảng 400 đến 500 N, còn đối với xe du lịch vào khoảng 150 đến 200 N.

R – bán kính của vô lăng.

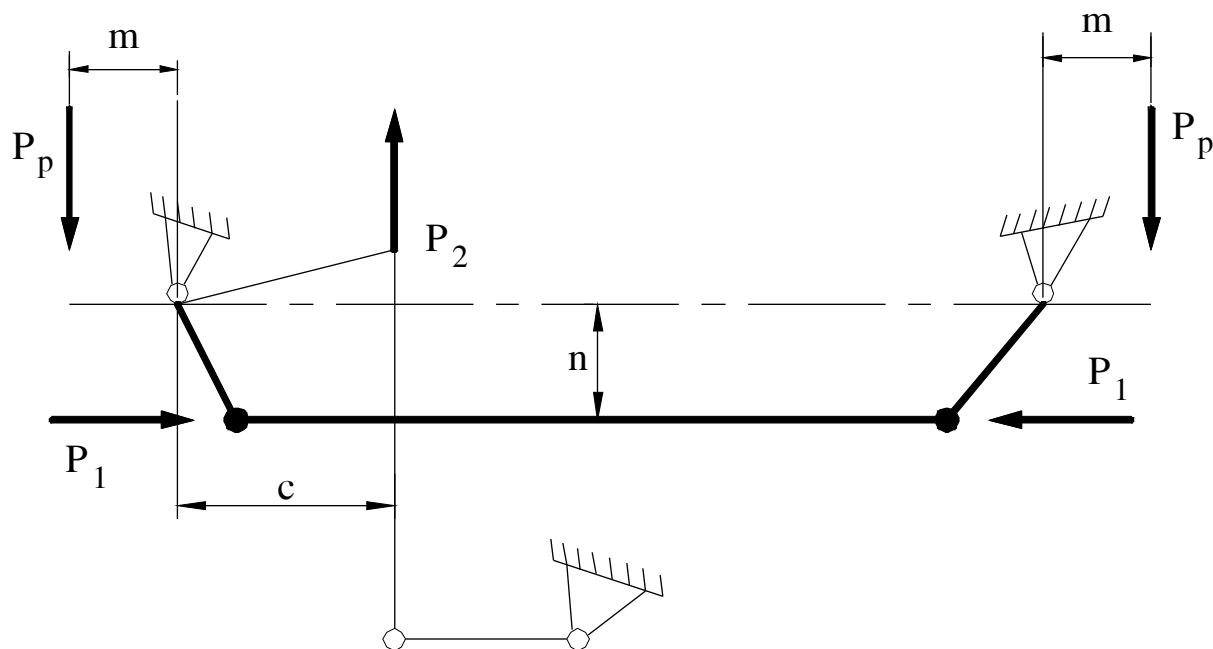
\* Lực phanh cực đại tác dụng lên hai bánh xe dẫn hướng khi phanh xe trên đường có hệ số bám  $\varphi = 0,8$

Các lực  $P_1$ ,  $P_2$  tác dụng lên các đòn dẫn động của hệ thống lái được xác định theo sơ đồ ở (hình 2.4)

$$P_1 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{n}$$

$$P_2 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{c}$$

\* Tính theo lực va đập của mặt đường lên các bánh xe dẫn hướng khi chuyển động trên đường gồ ghề. Giá trị lực va đập lên các chi tiết của hệ thống lái phụ thuộc vào vận tốc của xe.



Hình 2.4

Bản quyền © Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM



## CHƯƠNG III

# LY HỢP

### I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.

#### 1. Công dụng.

Ly hợp dùng để nối cốt máy với hệ thống truyền lực, nhằm để truyền mômen quay một cách êm dịu và để cắt truyền động đến hệ thống truyền lực được nhanh và dứt khoát trong những trường hợp cần thiết.

#### 2. Phân loại.

a) Theo cách truyền mômen xoắn từ cốt máy đến trục của hệ thống truyền lực, chúng ta có :

- g Ly hợp ma sát : loại một đĩa và nhiều đĩa, loại lò xo nén biên, loại lò xo nén trung tâm, loại càng tách ly tâm và nửa ly tâm.
- g Ly hợp thủy lực : loại thủy tĩnh và thủy động.
- g Ly hợp nam châm điện.
- g Ly hợp liên hợp.

b) Theo cách điều khiển, chúng ta có :

- g Điều khiển do lái xe ( loại đạp chân, loại có trợ lực thủy lực hoặc khí)
- g Loại tự động.

Hiện nay trên ô tô được sử dụng nhiều là loại ly hợp ma sát. Ly hợp thủy lực cũng đang được phát triển ở ô tô vì nó có ưu điểm căn bản là giảm được tải trọng va đập lên hệ thống truyền lực.

#### 3. Yêu cầu.

g Ly hợp phải truyền được mômen xoắn lớn nhất của động cơ mà không bị trượt trong mọi điều kiện, bởi vậy ma sát của ly hợp phải lớn hơn mômen xoắn của động cơ.

- g Khi kết nối phải êm dịu để không gây ra va đập ở hệ thống truyền lực.
- g Khi tách phải nhanh và dứt khoát để dễ gài số và tránh gây tải trọng động cho hộp số.

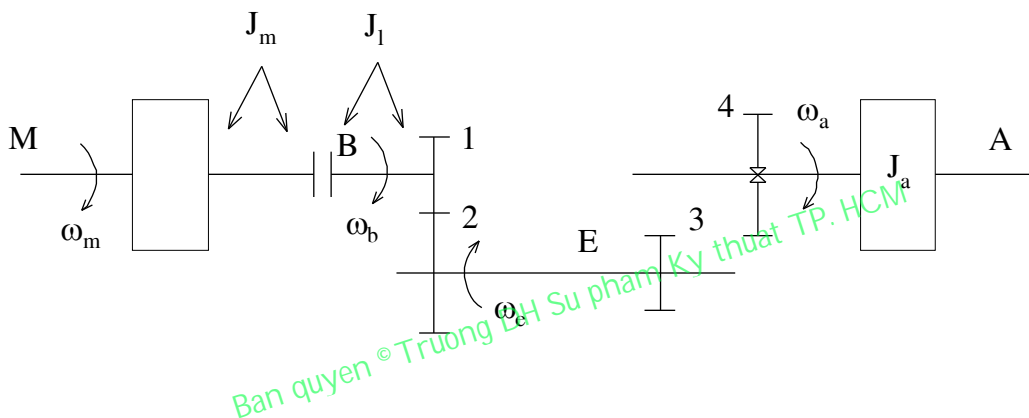
g Mômen quán tính của phần bị động phải nhỏ .

g Ly hợp phải làm nhiệm vụ của bộ phận an toàn do đó hệ số dự trữ  $\beta$  phải nằm trong giới hạn .

- g Điều khiển dễ dàng .
- g Kết cấu đơn giản và gọn .
- g Đảm bảo thoát nhiệt tốt khi ly hợp trượt .

## II. ẢNH HƯỞNG CỦA LY HỢP ĐẾN SỰ GÀI SỐ.

Sau đây chúng ta xét ảnh hưởng của ly hợp đến sự gài số trong cả hai trường hợp : trường hợp ly hợp đóng và trường hợp ly hợp mở. Ở ô tô sự gài số được thực hiện ngay khi xe đang chuyển động và động cơ vẫn đang làm việc. Vì vậy mà xuất hiện lực va đập khi các bánh răng không có cùng chung một vận tốc góc gài vào nhau. Trạng thái ly hợp đang nối hoặc tách sẽ có ảnh hưởng lớn đến giá trị lực va đập. Để thấy rõ ảnh hưởng của ly hợp đến các lực va đập, chúng ta sẽ xét quá trình gài số ở hộp số theo sơ đồ đơn giản như ở hình 3.1. Trên sơ đồ này, các bánh răng không chịu tải trọng sẽ không được vẽ .



Hình 3.1 : Sơ đồ để xét ảnh hưởng của ly hợp đến sự gài số

Ở đây :

$J_m$  – Mômen quán tính của các chi tiết chuyển động của động cơ và của phần chủ

động của ly hợp  $[Nms^2]$

$J_1$  – Mômen quán tính của phần bị động của ly hợp và của các chi tiết hộp số có liên hệ động học với phần bị động của ly hợp được quy dẫn về trục của ly hợp  $[Nms^2]$  .

$J_a$  – Mômen quán tính của bánh đà tương trưng đặt trên trục thứ cấp hộp số tương

đương với trọng khối chuyển động tịnh tiến của xe  $[Nms^2]$  .

Mômen quán tính này được xác định theo điều kiện cân bằng động năng của ô tô chuyển động tịnh tiến và động năng của bánh đà tương trưng chuyển động quay :

$$\frac{G}{2g} v^2 = \frac{J_a \omega_a^2}{2}$$

$$\forall i \quad \omega_a = \frac{v}{r_{bx}} \cdot i_o$$

$$\text{Cho nên} \quad J_a = \frac{G}{g} \cdot \frac{r_{bx}^2}{i_o^2} \quad [\text{Nms}^2] \quad (3.1)$$

$\omega_a$  – Vận tốc góc của trục A [rad/s]

G – Trọng lượng toàn bộ của xe [N]

v – Vận tốc chuyển động của xe [m/s]

$i_o$  – Tỷ số truyền của truyền lực chính

$r_{bx}$  – Bán kính lăn của bánh xe [m]

g – Gia tốc trọng trường [9,81 m/s<sup>2</sup>]

Nếu có tính đến ảnh hưởng của trọng khối chuyển động quay của các bánh xe thì cần thay vào công thức (3.1) trọng lượng G bằng  $G(1 + \delta')$ , với :

$$\delta' = \frac{g}{G} \sum \frac{J_{bx}}{r_{bx}^2} \quad (3.2)$$

Ở đây :

$J_{bx}$  – Mômen quán tính của bánh xe [Nms<sup>2</sup>]

Trước hết ta xét trường hợp gài số khi ly hợp vẫn động tức là  $\omega_m = \omega_b$ .

Khi chúng ta đưa bánh răng 4 ở trên trục thứ cấp vào gài với bánh răng 3 ở trục trung gian, lập tức giữa các bánh răng 3 và 4 sẽ xuất hiện lực va đập. Áp dụng phương trình mômen xung lượng cho chuyển động quay của trục A trong thời gian gài hai bánh răng 3 và 4 chúng ta có :

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = J_a \cdot (\omega'_a - \omega_a) \quad (3.3)$$

Ở đây :

$P_4$  – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 4 trong thời gian gài số

$r_4$  – Bán kính vòng tròn lăn của bánh răng 4

t – Thời gian lực  $P_4$  tác dụng ,trong thời gian đó trục A thay đổi vận tốc góc từ  $\omega_a$  đến  $\omega'_a$

$\omega_a$  – Tốc độ góc của trục A trước khi gài số

$\omega'_a$  – Tốc độ góc của trục A sau khi gài số

$\omega_b$  – Tốc độ góc của trục B

Lập luận tương tự, chúng ta cũng lập được phương trình mô men xung lượng cho trục trung gian E :

$$P_3 r_3 t = (J_m + J_1) \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 (\omega_e - \omega'_e) \quad (3.4)$$

Ở đây:

$P_3$  – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 3 trong thời gian gài số

$r_1, r_2, r_3$  – Bán kính vòng tròn lăn của các bánh răng 1, 2, 3

$\omega_e$  – Vận tốc góc của trục E trước khi gài số

$\omega'_e$  – Vận tốc góc của trục E sau khi gài số

Khi thành lập các phương trình (3.3) và (3.4) chúng ta đã bỏ qua mômen của động cơ và mômen cản chuyển động của xe là vì khi gài cứng (không tách ly hợp) các bánh răng thì thời gian t rất nhỏ và mô men xung kích rất lớn, nên ảnh hưởng của mômen động cơ và mômen cản chuyển động là không đáng kể.

Phương trình (3.4) có thể viết lại như sau :

$$P_3 \cdot r_3 \cdot t = (J_m + J_1) \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left( \omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \quad (3.5)$$

Để dàng thấy rằng lực  $P_3, P_4$  tác dụng giữa các răng là bằng nhau và thời gian gài số t là thời gian chung.

Khi gài bánh răng 4 vào ăn khớp với bánh răng 3 thì tỷ số truyền của hộp số  $i_h$  sẽ là:

$$i_h = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3}$$

Từ hai phương trình (3.3) và (3.5) chúng ta sẽ xác định được tốc độ góc  $\omega'_a$ . Trước hết ta nhân hai vế phương trình (3.5) với  $\frac{r_4}{r_3}$  :

$$\begin{aligned} P_3 \cdot r_3 \cdot t \frac{r_4}{r_3} &= (J_m + J_1) \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left( \omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \cdot \frac{r_4}{r_3} \\ \Rightarrow P_3 \cdot r_4 \cdot t &= (J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_1) \cdot \omega'_a \cdot i_h^2 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Vì  $P_3 = P_4$  cho nên  $P_3 \cdot r_4 \cdot t = P_4 \cdot r_4 \cdot t$ . Bởi vậy từ phương trình (3.3) và (3.6) ta có :

$$J_a (\omega'_a - \omega_a) = (J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_1) \cdot \omega'_a \cdot i_h^2$$

Suy ra :

$$\omega'_a = \frac{(J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.7)$$

Thay giá trị  $\omega'_a$  vào (3.3) ta có :

$$\begin{aligned} P_4 \cdot r_4 \cdot t &= J_a \left[ \frac{(J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} - \omega_a \right] \\ P_4 \cdot r_4 \cdot t &= \frac{J_a (J_m + J_1) \cdot i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Theo phương trình (3.8) ta thấy lực xung kích tác dụng lên cặp bánh răng khi gài số phụ thuộc vào tổng số mômen quán tính  $(J_m + J_1)$ . Lực này có thể giảm bằng cách giảm tổng  $(J_m + J_1)$ , muốn vậy khi gài số ta cần mở ly hợp để giá trị  $J_m$  không còn ảnh hưởng đến độ lớn của  $P_4$ .

Vì mômen quán tính  $J_m$  lớn hơn  $J_1$  rất nhiều, nên khi ly hợp tách trong quá trình gài số thì lực  $P_4$  sẽ giảm rất nhiều.

Bây giờ chúng ta xét trường hợp gài số khi ly hợp mở. Lúc đó ảnh hưởng của  $J_m$  không còn nữa, bởi vậy  $J_m$  sẽ không xuất hiện trong các phương trình và phương trình (3.8) lúc này sẽ như sau:

$$P'_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot J_1 \cdot i_h \cdot (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_1 \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.9)$$

Ở đây :

$P'_4$  – Lực tác dụng lên cặp bánh răng được gài khi tách ly hợp.

Từ phương trình (3.9) chúng ta thấy rằng lực  $P'_4$  phụ thuộc mômen quán tính  $J_1$ . Để cho  $P'_4$  giảm, cần phải giảm  $J_1$ , bởi vậy khi thiết kế ly hợp cần phải giảm mômen quán tính phần bị động xuống mức nhỏ nhất có thể được.

Từ phương trình (3.8) và (3.9) suy ra rằng giá trị  $P_4$  hoặc  $P'_4$  tỷ lệ thuận với hiệu số  $(\omega_b - \omega_a \cdot i_h)$ .

Nếu trong hộp số có đặt bộ đồng tốc thì sẽ tránh được lực va đập giữa các bánh răng khi gài số. Để vận tốc góc có thể đồng đều nhanh chóng thì ly hợp phải đảm bảo mở dứt khoát.

So sánh phương trình (3.8) và (3.9) ta có thể kết luận rằng khi gài số mà ly hợp mở thì mômen xung lượng hoặc lực xung kích sẽ giảm đáng kể nếu hiệu số  $(\omega_b - \omega_a \cdot i_h)$  như nhau. Tỷ số các xung lượng  $P'_4 \cdot t$  và  $P_4 \cdot t$  được xác định như sau :

$$\begin{aligned} \frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} &= \frac{J_a \cdot J_1 \cdot i_h \cdot (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_1 \cdot i_h^2 + J_a} \cdot \frac{(J_m + J_1) i_h^2 + J_a}{J_a (J_m + J_1) i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)} = \\ &= \frac{J_1 [(J_m + J_1) i_h^2 + J_a]}{(J_1 i_h^2 + J_a) (J_m + J_1)} = \frac{J_1 \left[ \left( 1 + \frac{J_1}{J_m} \right) i_h^2 + \frac{J_a}{J_m} \right]}{(J_1 i_h^2 + J_a) \left( 1 + \frac{J_1}{J_m} \right)} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Vì mômen quán tính  $J_m$  lớn hơn  $J_1$  rất nhiều, nên có thể xem  $\frac{J_1}{J_m}$  có giá trị rất nhỏ, lúc đó chúng ta có :

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = \frac{i_h^2 + \frac{J_a}{J_m}}{i_h^2 + \frac{J_a}{J_1}} \quad (3.11)$$

Xét trường hợp cụ thể ở xe URAL –355 khi gài số truyền III với các số liệu biết trước như sau :

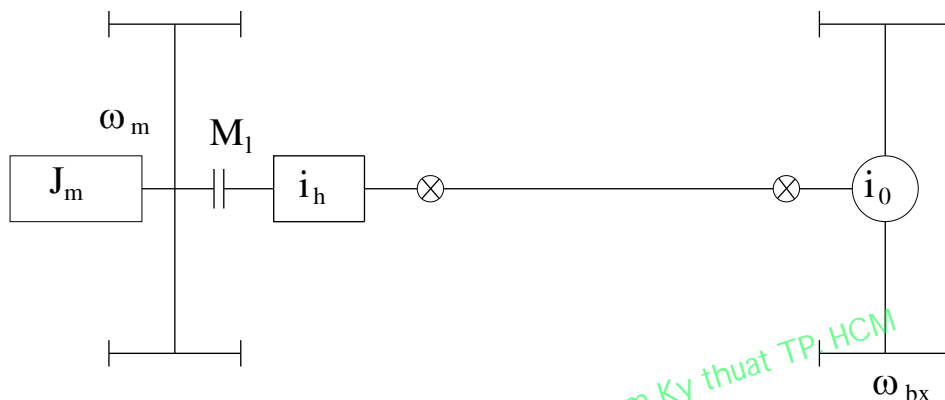
$$\begin{aligned} i_{h3} &= 1,84 \\ J_m &= 1,5 \text{ Nms}^2 \\ J_a &= 10,2 \text{ Nms}^2 \\ J_1 &= 0,022 \text{ Nms}^2 \end{aligned}$$

Thay các số liệu trên vào phương trình (3.11) ta có :

$$\frac{P'_4.t}{P_4.t} = 0,022$$

Như vậy nhờ ly hợp ở trạng thái mở nên mômen xung lượng giảm được gần 50 lần khi gài số, do đó tăng được tuổi thọ của bánh răng hộp số.

### III. TÁC DỤNG CỦA LY HỢP KHI PHANH ÔTÔ.



Hình 3.2: Sơ đồ hệ thống truyền lực để xét tác dụng của ly hợp khi phanh

Chúng ta sẽ nghiên cứu tác dụng của ly hợp khi phanh xe nhờ sơ đồ ở (hình 3.9).

Chúng ta xét trường hợp phanh gấp để dừng xe mà ly hợp vẫn đóng.

Khi phanh xe sẽ có gia tốc âm  $\frac{dv}{dt}$  và do ly hợp đóng nên trục khuỷu chuyển động

chậm dần với gia tốc góc  $\frac{d\omega_m}{dt}$

Do trục khuỷu chuyển động có gia tốc góc, cho nên sẽ xuất hiện mômen các lực quán tính  $M_j$  truyền từ động cơ qua ly hợp:

$$M_j = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.12)$$

Mômen này sẽ tác dụng lên hệ thống truyền lực, nếu trong quá trình phanh mà ly hợp vẫn đóng và không bị trượt, tức là:  $M_j < M_1$

Ở đây:

- $\omega_m$  - Vận tốc góc của trục khuỷu.
- $\omega_{bx}$  - Vận tốc góc của bánh xe
- $v$  - Vận tốc của xe
- $i_0$  - Tỷ số truyền của truyền lực chính.
- $M_1$  - Mômen ma sát của ly hợp.

Gia tốc góc của trục khuỷu động cơ được tính như sau:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{d\omega_{bx}}{dt} \cdot i_h \cdot i_o$$

Trong đó  $\frac{d\omega_{bx}}{dt}$  là gia tốc góc của bánh xe:

$$\frac{d\omega_{bx}}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{v}{r_{bx}} \right) = \frac{1}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Cuối cùng ta có:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{i_o \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Thay giá trị  $\frac{d\omega_m}{dt}$  vừa tìm được vào (3.12) ta có :

$$M_j = J_m \frac{i_o \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt} \tag{3.13}$$

Để dàng thấy rằng  $M_j$  phụ thuộc vào  $\frac{dv}{dt}$ , cho nên :

$$M_{j \max} = J_m \frac{i_o \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max} \tag{3.14}$$

Lực phanh cực đại  $P_{p \max}$  chúng ta có thể xác định theo định luật Niuton như sau :

$$P_{p \max} = \frac{\delta G}{g} \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max} \tag{3.15}$$

Ở đây :

- $P_{p \max}$  - Tổng các lực phanh cực đại ở các bánh xe.
- $G$  - Trọng lượng toàn bộ của xe.
- $g$  - Gia tốc trọng trường.
- $\delta$  - Hệ số tính đến ảnh hưởng của các trọng khối quay của xe ( xem ở “Lý thuyết ô tô”)

$$\delta = 1 + \frac{J_m \cdot i_h^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_{tl}}{G \cdot r_{bx}^2} + \sum J_{bx} \frac{g}{G_{bx} \cdot r_{bx}^2} \tag{3.16}$$

Trong đó :

- $\eta_{tl}$  - Hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực.
- $\sum J_{bx}$  - Tổng số mômen quán tính của các bánh xe.
- $G_{bx}$  - Trọng lượng của bánh xe.

Lực phanh cực đại đối với xe có bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe sẽ bằng tích số giữa trọng lượng toàn bộ của xe  $G$  với hệ số bám  $\varphi$

$$P_{p \max} = \varphi \cdot G \quad (3.17)$$

Từ phương trình (3.15) và (3.17) chúng ta có :

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (3.18)$$

Thay giá trị  $\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}$  ở (3.18) vào phương trình (3.14) chúng ta xác định được

mômen cực đại của các lực quán tính truyền qua ly hợp:

$$M_{j \max} = J_m \cdot \frac{i_h i_0}{r_{bx}} \cdot \frac{\varphi g}{\delta} \quad (3.19)$$

Mômen này sẽ truyền qua ly hợp, nếu mômen ma sát  $M_l$  của ly hợp lớn hơn nó. Nếu ngược lại thì ly hợp bị trượt và hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng với giá trị chỉ bằng mômen ma sát  $M_l$  của ly hợp.

Nếu ly hợp có mômen ma sát  $M_l$  bằng hoặc lớn hơn giá trị  $M_{j \max}$ , thì hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng có giá trị đúng bằng  $M_{j \max}$ .

Bởi vậy khi phanh gấp, để tránh gây tải trọng quá lớn cho hệ thống truyền lực, chúng ta cần tách ly hợp.

#### **IV. CÔNG TRƯỢT SINH RA TRONG QUÁ TRÌNH ĐÓNG LY HỢP.**

##### **1. Quá trình đóng ly hợp.**

Quá trình đóng ly hợp xảy ra khi phần chủ động của ly hợp quay với vận tốc góc  $\omega_m$ , và phần bị động quay với vận tốc góc  $\omega_a$ . Do có sự khác biệt về vận tốc góc  $\omega_m \neq \omega_a$  nên giữa các đĩa chủ động và bị động của ly hợp sẽ sinh ra sự trượt. Sự trượt này chấm dứt khi các đĩa chủ động và bị động được nối liền thành một khối, tức là  $\omega_m = \omega_a$ . Khi khởi động xe tại chỗ, do  $\omega_a = 0$  nên sự trượt sẽ rất lớn.

Sự trượt sẽ sinh ra công ma sát, công này sẽ biến thành nhiệt năng làm nung nóng các chi tiết của ly hợp, dẫn đến hậu quả là hệ số ma sát của ly hợp giảm và các lò xo có thể mất khả năng ép.

Quá trình đóng ly hợp có thể có hai trường hợp sau :

##### **a) Đóng ly hợp nhanh :**

Lúc này động cơ quay với vận tốc cao và tài xế đột ngột thả bàn đạp ly hợp. Khởi động như vậy sẽ có sự giật lớn, nhất là ở những ly hợp có hệ số dự trữ  $\beta$  lớn.

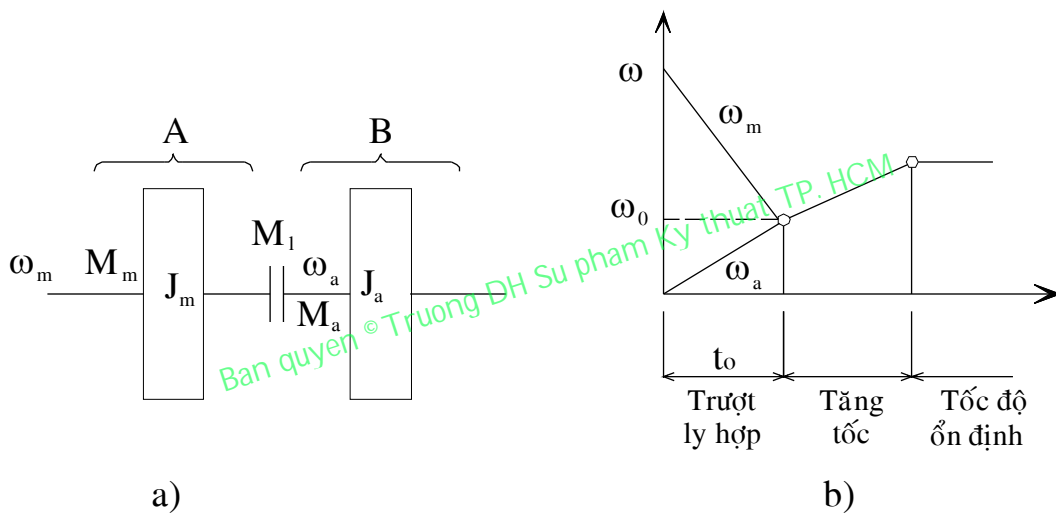


Đóng ly hợp theo phương pháp này không có lợi, vì nó sinh ra tải trọng động lớn cho các chi tiết của hệ thống truyền lực, nhưng trong thực tế ở một vài trường hợp người ta vẫn sử dụng.

**b) Đóng ly hợp từ từ :**

Ở trường hợp này tải xé thả từ từ bàn đạp của ly hợp cho xe chuyển động từ từ. Do đó thời gian đóng ly hợp và công trượt trong trường hợp này sẽ tăng.

Để xác định công trượt trong quá trình đóng ly hợp, chúng ta khảo sát đồ thị ở hình 3.3:



Hình 3.3: Sơ đồ để tính toán công trượt

a.Mô hình tính toán

b.Đồ thị biến thiên vận tốc góc

$\omega_m, \omega_a$  – Vận tốc góc của trục khuỷu và trục ly hợp

$J_m$  – Mômen quán tính của bánh đà và của các chi tiết động cơ quy dẫn về bánh đà.

$J_a$  – Mômen quán tính của xe và rơmoóc quy dẫn về trục của ly hợp.

$$J_a = \left( \frac{G_o + G_m}{g} \right) \cdot \frac{r_{bx}^2}{(i_h \cdot i_p \cdot i_o)^2}$$

Ở đây:

$G_o$  – Trọng lượng toàn bộ của xe

$G_m$  – Trọng lượng toàn bộ của rơmoóc.

$i_h, i_p, i_o$  – Tỷ số truyền của hộp số, hộp số phụ và truyền lực chính.

$M_a$  – Mômen cản chuyển động quy dẫn về trục ly hợp:

$$M_a = \left[ (G_o + G_m) \Psi + KFv^2 \right] \frac{r_{bx}}{i_h i_p i_o \eta_{tl}} \quad (3.20)$$

Ở đây :

$\Psi$  - Hệ số cản tổng cộng của đường.

$K$  - Hệ số cản của không khí

$\eta_{tl}$  - Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

$\omega_0$  - Vận tốc góc của khối lượng có mômen quán tính  $J_m$  và  $J_a$  sau khi ly hợp vừa kết thúc sự trượt.

$F$  - Diện tích mặt chính diện của xe

$v$  - Vận tốc của xe

$r_{bx}$  - Bán kính lăn của bánh xe.

Công trượt của ly hợp được xác định theo phương trình :

$$L = \int_0^\alpha M_l d\alpha \quad (3.21)$$

Trong đó:  $M_l$  - Mômen masát của ly hợp.

$\alpha$  - Góc trượt của ly hợp.

Do có hai quá trình đóng ly hợp khác nhau : đóng ly hợp nhanh và đóng ly hợp từ từ, bởi vậy sẽ có hai phương pháp khác nhau để xác định công trượt.

## 2. Tính toán xác định công trượt.

### a) Phương pháp thứ nhất :

Chúng ta giả thiết quá trình đóng ly hợp diễn ra rất nhanh ( đột ngột). Bởi vậy trong thời gian đóng ly hợp, các giá trị  $M_m$ ,  $M_a$ ,  $M_l$  không đổi và lúc đó phương trình của hệ chủ động gồm động cơ, ly hợp (Phần A) là :

$$J_m (\omega_m - \omega_o) + M_m \cdot t_o - M_l \cdot t_o = 0 \quad (3.22)$$

Đối với phần bị động gồm ly hợp và hệ thống truyền lực (Phần B) chúng ta có :

$$M_l \cdot t_o - J_a (\omega_o - \omega_a) - M_a \cdot t_o = 0 \quad (3.23)$$

Từ hai phương trình (3.22) và (3.23) chúng ta xác định được giá trị  $\omega_o$  ở cuối thời kỳ trượt :

$$\omega_o = \frac{J_m \omega_m (M_l - M_a) + J_a \omega_a (M_l - M_m)}{J_m (M_l - M_a) + J_a (M_l - M_m)} \quad (3.24)$$

Trong đó :  $\omega_m$ ,  $\omega_a$ ,  $\omega_o$  là các giá trị vận tốc góc được trình bày ở hình 3b

Cũng từ hai phương trình trên ta xác định được thời gian trượt của ly hợp  $t_0$  :

$$t_o = \frac{J_m J_a (\omega_m - \omega_a)}{J_m (M_l - M_a) + J_a (M_l - M_m)} \quad (3.25)$$

Góc trượt  $\alpha$  được xác định :

$$\alpha = \omega_{tb} \cdot t_0$$

Trong đó :

$\omega_{tb}$  – vận tốc góc trượt trung bình:

$$\omega_{tb} = \frac{(\omega_m - \omega_a) + 0}{2}$$

Thay giá trị  $t_0$  và  $\omega_{tb}$  vào biểu thức  $\alpha$  ta có :

$$\alpha = \frac{0,5J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{J_m (M_1 - M_a) + J_a (M_1 - M_m)} \quad (3.26)$$

Công trượt sinh ra khi đóng ly hợp đột ngột là :

$$L = M_1 \cdot \alpha = \frac{M_1 J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{2J_m (M_1 - M_a) + J_a (M_1 - M_m)} \quad (3.27)$$

Công trượt  $L$  và góc trượt  $\alpha$  tính theo các công thức trên sẽ có giá trị nhỏ hơn thực tế bởi vì thời gian trượt ly hợp khi đóng ly hợp đột ngột sẽ nhỏ.

### b) Phương pháp thứ hai:

Ở phương pháp này người ta xét đến hai giai đoạn thực tế của quá trình đóng ly hợp từ từ :

+ Giai đoạn 1: Tăng mômen ma sát của ly hợp  $M_1$  từ 0 đến giá trị bằng  $M_a$ . Lúc đó xe bắt đầu khởi động tại chỗ.

+ Giai đoạn 2: Tăng mômen của ly hợp  $M_1$  đến giá trị không còn tồn tại sự trượt của ly hợp.

Ở giai đoạn 1, ly hợp bị trượt hoàn toàn, bởi vậy công của động cơ ở giai đoạn này với thời gian  $t_1$  sẽ tiêu hao cho sự trượt và nung nóng ly hợp. Công trượt của giai đoạn này được tính :

$$L_1 = M_1 \frac{\omega_m - \omega_a}{2} \cdot t_1$$

Ở giai đoạn 2, công của động cơ với thời gian  $t_2$  dùng để tăng tốc trục bị động của ly hợp và để thắng các sức cản chuyển động của xe.

Giá trị công trượt của giai đoạn này là :

$$L_2 = \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 + \frac{2}{3} M_a (\omega_m - \omega_a) t_2$$

Công trượt toàn bộ  $L$  của ly hợp là:

$$L = L_1 + L_2 = M_a (\omega_m - \omega_a) \left( \frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 \quad (3.28)$$

Thời gian  $t_1$  và  $t_2$  được tính như sau:

$$t_1 = \frac{M_a}{k}$$

$$t_2 = \frac{A}{\sqrt{k}}$$

Trong đó :

$k$  – Hệ số tỉ lệ, đặc trưng cho nhip độ tăng mômen của đĩa ly hợp  $M_1$  khi đóng ly hợp.

$$k = 50 \div 150 \text{ Nm/s đối với xe du lịch}$$

$$k = 150 \div 750 \text{ Nm/s đối với xe tải}$$

Lấy giá trị  $k$  lớn đối với xe có công suất riêng lớn.

Giá trị của  $A$  được xác định theo công thức :

$$A = \sqrt{2J_a(\omega_m - \omega_a)}$$

Vận tốc góc của trục khuỷu khi đóng ly hợp có thể coi là không đổi và bằng vận tốc góc ứng với mômen cực đại của động cơ.

Qua các công thức trên ta thấy rằng công trượt sẽ tăng, nếu giá trị của hiệu số  $\omega_m - \omega_a$  tăng. Để giảm công trượt (nghĩa là giảm sự mài mòn của các tấm ma sát của ly hợp), tài xế cần giảm giá trị của hiệu số  $\omega_m - \omega_a$ . Hiệu số này lớn nhất khi khởi động xe tại chỗ, lúc đó  $\omega_a = 0$ . Nếu tăng khối lượng của xe hoặc của cả đoàn xe thì công trượt cũng tăng. Khi khởi động xe tại chỗ, để giảm công trượt tài xế phải khởi động ở số truyền thấp, nhờ đó sẽ giảm được giá trị mômen cần quy dẫn về trục ly hợp.

## V. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN, TÍNH TOÁN HAO MÒN VÀ NHIỆT ĐỘ CỦA LY HỢP.

### 1. Xác định kích thước cơ bản của ly hợp.

Cơ sở để xác định kích thước của ly hợp là ly hợp phải có khả năng truyền được mômen xoắn lớn hơn mômen cực đại của động cơ một ít.

Mômen ma sát của ly hợp phải bằng mômen xoắn lớn nhất cần truyền qua ly hợp :

$$M_1 = \beta \cdot M_{e \max} \quad (3.29)$$

Ở đây :

$M_1$  - Mômen ma sát của ly hợp (Nm)

$M_{e \max}$  - Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

$\beta$  - Hệ số dự trữ của ly hợp

Xe du lịch :  $\beta = 1,3 \div 1,75$

Xe tải không có moóc  $\beta = 1,6 \div 2,25$

Xe tải có moóc  $2 \div 3$ .

Phương trình (3.29) cũng có thể viết dưới dạng sau :

$$M_1 = \beta \cdot M_{e \max} = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \cdot p \quad (3.30)$$

Ở đây :

$\mu$  - Hệ số ma sát của ly hợp.

$p$  - Số lượng đôi bề mặt ma sát.

$$p = m + n - 1$$

$m$  - Số lượng đĩa chủ động.

$n$  - Số lượng đĩa bị động.

$P$  - Lực ép lên các đĩa ma sát.

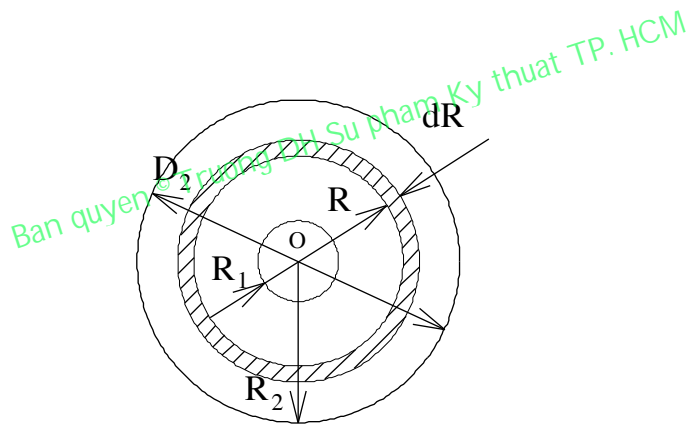
$R_{tb}$  - bán kính ma sát trung bình ( bán kính của điểm đặt lực ma sát tổng hợp).

Từ phương trình (3.30) xác định được lực ép cần thiết lên các đĩa để truyền được mômen  $M_{emax}$  :

$$P = \frac{M_1}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} = \frac{\beta \cdot M_{emax}}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} \quad (3.31)$$

Bán kính  $R_{tb}$  được xác định theo công thức sau :

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$



Hình 3.4 : Sơ đồ xác định  $R_{tb}$

Giá trị  $R_{tb}$  được xác định như sau :

Trên hình 3.4 là một tấm ma sát của ly hợp. Chúng ta xét trường hợp ly hợp có một đôi bề mặt ma sát ( $p = 1$ ).

Giả thiết có lực  $P$  tác dụng lên tấm ma sát với bán kính trong là  $R_1$ , bán kính ngoài  $R_2$  bởi vậy áp suất sinh ra trên bề mặt tấm ma sát sẽ là :

$$q = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}$$

Bây giờ ta hãy xét một vòng phần tử nằm cách tâm  $O$ , bán kính  $R$  và có chiều dày  $dR$ . Mômen do các lực ma sát tác dụng trên vòng phần tử đó là :

$$dM_1 = \mu \cdot q \cdot 2\pi R \cdot dR \cdot R = 2\mu\pi q R^2 dR$$

Mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát là

$$M_1 = \int_{R_1}^{R_2} dM_1 = \int_{R_1}^{R_2} 2\mu\pi q R^2 dR = \frac{2P\mu}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} R^2 dR = \mu \cdot P \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.32)$$

Mặt khác mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát cũng bằng lực ma sát tổng hợp  $\mu P$  nhân với  $R_{tb}$ , tức là :

$$M_1 = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \quad (3.33)$$

Từ công thức (3.32) và (3.33) ta suy ra ;

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.34)$$

Trong trường hợp không cần độ chính xác cao thì  $R_{tb}$  có thể xác định theo công thức gần đúng sau:

$$R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (3.35)$$

Đường kính ngoài  $D_2$  của vòng ma sát bị khống chế bởi đường kính ngoài của bánh đà động cơ. Có thể chọn đường kính ngoài của tấm ma sát theo công thức kinh nghiệm sau :

$$D_2 = 2R_2 = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e\max}}{C}} \quad (3.36)$$

Trong đó :

$D_2$  – Đường kính ngoài của tấm ma sát (cm).

$M_{e\max}$  – Mô men xoắn cực đại của động cơ (Nm).

$C$  – Hệ số kinh nghiệm:

Đối với xe du lịch  $C = 4,7$

Đối với xe tải sử dụng trong điều kiện bình thường  $C = 3,6$

Đối với xe tải đồ hàng và xe tải sử dụng trong điều kiện nặng nhọc  $C = 1,9$ .

Bán kính trong  $R_1$  của tấm ma sát có thể chọn sơ bộ như sau :

$$R_1 = (0,53 \div 0,75) R_2$$

Giới hạn dưới ( $0,53 R_2$ ) dùng cho động cơ có số vòng quay thấp. Còn giới hạn trên ( $0,75 R_2$ ) dùng cho các động cơ có số vòng quay cao.

Hệ số ma sát  $\mu$  phụ thuộc vào tính chất vật liệu, tình trạng bề mặt, tốc độ trượt và nhiệt độ của tấm ma sát. Khi tính toán, có thể thừa nhận hệ số ma sát chỉ phụ thuộc vào tính chất vật liệu ( xem bảng 3.1)

Bảng 3.1 : Vật liệu chế tạo tấm ma sát của ly hợp.

| Nguyên liệu của các bề mặt masát | Hệ số masát $\mu$ |           | Áp suất cho phép ( $kN/m_2$ ) |
|----------------------------------|-------------------|-----------|-------------------------------|
|                                  | Khô               | Trong dầu |                               |

|                        |             |             |           |
|------------------------|-------------|-------------|-----------|
| Thép với gang          | 0,15 ÷ 0,18 |             | 150 ÷ 300 |
| Thép với thép          | 0,15 ÷ 0,20 | 0,03 ÷ 0,07 | 250 ÷ 400 |
| Thép với phêrãđô       | 0,25 ÷ 0,35 | 0,07 ÷ 0,15 | 100 ÷ 250 |
| Gang với phêrãđô       | 0,2         |             | 100 ÷ 250 |
| Thép với phêrãđô caosu | 0,4 ÷ 0,5   | 0,07 ÷ 0,15 | 100 ÷ 250 |

Số lượng đôi bề mặt ma sát p có thể tự chọn dựa vào kết cấu hiện có, sau đó tìm lực ép P cần thiết theo công thức (3.31), sau đó cần kiểm tra áp suất lên bề mặt ma sát theo công thức sau:

$$q = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \leq [q] \quad (3.37)$$

Ở đây :

[q] – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1

Trong trường hợp không thể dự kiến trước được số lượng đôi bề mặt ma sát p thì có thể xác định thông qua công thức sau:

$$M_1 = \beta \cdot M_{e\max} = 2\pi R_{tb}^2 \cdot b \cdot \mu \cdot q \cdot p$$

Trong đó :

$M_{e\max}$  – Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

b – Chiều rộng của tấm ma sát :  $b = R_2 - R_1$

q – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1 ( $N/m^2$ )

Từ đó có thể xác định số lượng đôi bề mặt ma sát:

$$p = \frac{\beta \cdot M_{e\max}}{2 \cdot \pi \cdot q \cdot \mu \cdot b \cdot R_{tb}^2} \quad (3.38)$$

## 2. Tính toán độ hao mòn của ly hợp.

Hiện tượng trượt của ly hợp khi đóng ly hợp sẽ làm cho các tấm ma sát bị hao mòn. Và khi bị trượt sẽ xuất hiện công trượt. Nhưng chúng ta không thể đánh giá mức độ hao mòn thông qua công trượt, bởi vì nếu 2 ly hợp có cùng giá trị công trượt, nhưng ly hợp nào có diện tích bề mặt các tấm ma sát nhỏ hơn sẽ bị mòn nhiều hơn. Cho nên để xét mức độ hao mòn của ly hợp, chúng ta phải tính công trượt trên đơn vị diện tích bề mặt các tấm ma sát. Đó chính là công trượt riêng  $L_0$ :

$$L_0 = \frac{L}{S \cdot p} \leq [L_0] \quad (3.39)$$

Trong đó :

$L_0$  – Công trượt riêng ( $J/m^2$ )

- L – Công trượt sinh ra khi ly hợp trượt (J)
- S – Diện tích bề mặt tấm ma sát (m<sup>2</sup>),  $S = \pi.(R_2^2 - R_1^2)$
- p - Số lượng đôi bề mặt ma sát
- [L<sub>o</sub>] – Công trượt riêng cho phép tra theo bảng 3.2

Bảng 3.2:

| Loại ô tô                        | [L <sub>o</sub> ]                      |
|----------------------------------|--|
| Ô tô tải có trọng tải đến 50 kN  | 150.000 ÷ 250.000 J/m <sup>2</sup>     |
| Ô tô tải có trọng tải trên 50 kN | 400.000 ÷ 600.000 J/m <sup>2</sup>     |
| Ô tô du lịch                     | 1.000.000 ÷ 1.200.000 J/m <sup>2</sup> |

### 3. Tính toán nhiệt độ của ly hợp.

Mỗi lần đóng ly hợp, công trượt sinh ra biến thành nhiệt năng và làm nung nóng các chi tiết của ly hợp. Bởi vậy, ngoài việc kiểm tra công trượt riêng còn cần phải kiểm tra nhiệt độ của các chi tiết bị nung nóng trong quá trình trượt.

Khi khởi hành xe tại chỗ, công trượt sinh ra sẽ lớn nhất. Bởi vậy, tính toán nhiệt độ của ly hợp cần phải kiểm tra lúc khởi hành.

Nhiệt độ tăng lên của chi tiết tiếp xúc trực tiếp với tấm ma sát trong thời gian ly hợp bị trượt được xác định theo công thức :

$$T = \frac{\theta \cdot L}{c \cdot m} \tag{3.40}$$

Ở đây:

T – Nhiệt độ tăng lên của chi tiết (°K)

θ – Hệ số xác định phần công trượt dùng để nung nóng chi tiết cần tính, θ được xác định như sau:

$$\theta = \frac{1}{2n} \quad : \text{Đối với đĩa ép (n – số lượng đĩa bị động)}$$

$$\theta = \frac{1}{n} \quad : \text{Đối với đĩa chủ động trung gian}$$

L – Công trượt sinh ra toàn bộ khi đóng ly hợp (J)

c – Nhiệt dung riêng của các chi tiết bị nung nóng, đối với thép và gang  
 $c \approx 500\text{J/kg.độ}$

m – Khối lượng của chi tiết bị nung nóng (kg).

Mỗi lần khởi hành ô tô tại chỗ trong điều kiện sử dụng ở đường phố T không được vượt quá 10<sup>0</sup>K.

## VI. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA LY HỢP.



Trong phần này, chúng ta chỉ tính toán các chi tiết chủ yếu của ly hợp gồm có : lò xo ép, đòn mở và cơ cấu điều khiển ly hợp. Các chi tiết còn lại của ly hợp như : đĩa bị động, vòng ma sát, moayơ đĩa bị động, giảm chấn và trục ly hợp, đĩa ép và đĩa ép trung gian chúng ta có thể tham khảo thêm ở các tài liệu khác.

**1. Lò xo ép của ly hợp.**

Nhằm tạo ra lực nén P, chúng ta có thể sử dụng một lò xo hình côn trung tâm hoặc nhiều lò xo hình trụ bố trí trên một vòng tròn có bán kính bằng  $R_{tb}$ .

Cơ sở để thiết kế lò xo ép là giá trị lực nén  $N_{max}$

Giả thiết có  $n_1$  lò xo, để tạo ra một lực nén tổng cộng P lên các đĩa của ly hợp thì bản thân mỗi lò xo phải chịu một lực nén  $N = P/n_1$  và bị ép đi một đoạn là f (xem hình 3.5).

Khi tách ly hợp đĩa ép dịch ra một đoạn s và nén tiếp các lò xo, do đó tải trọng dùng để tính toán thiết kế là :

$$N_{max} = \frac{1,2.P}{n_1} \quad (N) \quad (3.41)$$

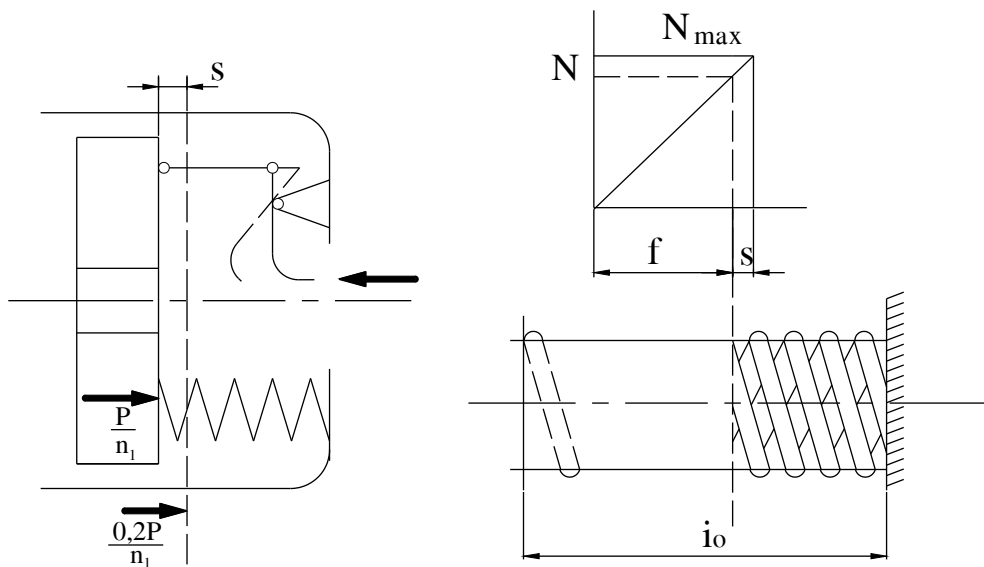
Ở đây :

P – Lực nén tổng cộng tính theo công thức (3.31)

$n_1$  - Số lượng lò xo

1,2 – Hệ số tính đến lò xo bị nén thêm khi tách ly hợp.

Lò xo được tính toán theo giáo trình “Chi tiết máy”.



Hình 3.5: Lò xo ép của ly hợp

### 2. Đòn mở của ly hợp.

Khi chúng ta muốn mở ly hợp, cần thiết phải tác dụng lên các đòn mở một lực lớn hơn lực nén tổng cộng của các lò xo trong trường hợp đĩa ép dịch chuyển một đoạn là  $S$ . Giả thiết có  $n_d$  đòn mở, thì mỗi đòn mở chịu 1 lực là:

$$Q = \frac{1,2.P}{i.n_d} \quad (N) \quad (3.42)$$

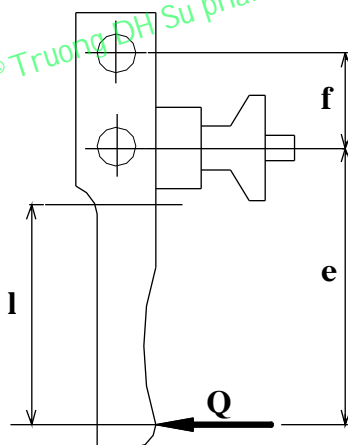
Dưới tác dụng của lực  $Q$  sẽ xuất hiện mômen uốn  $Q.l$  tại tiết diện nguy hiểm A – A. Cơ sở để thiết kế đòn mở là tỉ số truyền  $i = \frac{e}{f}$  phải thoả mãn điều kiện điều khiển và điều kiện bền tại tiết diện A – A (hình 3.6):

$$\sigma_u = \frac{Q.l}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (3.43)$$

Ở đây:

$W_u$  – Mômen chống uốn tại tiết diện A – A

$[\sigma] = 300 \div 400 \text{ MN/m}^2$



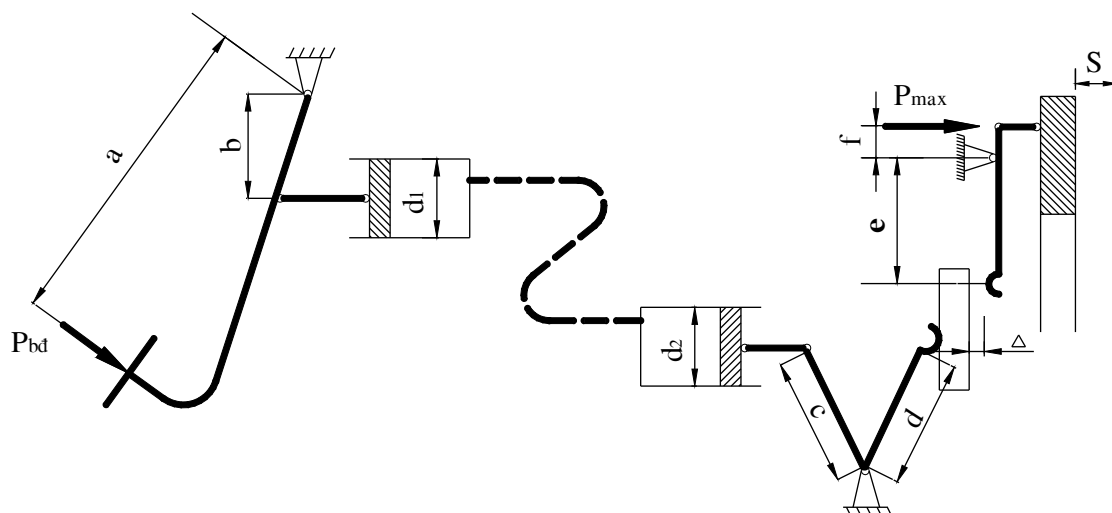
Hình 3.6: Sơ đồ lực tác dụng lên đòn mở

### 3. Cơ cấu điều khiển ly hợp.

Trên ô tô thường sử dụng hai dạng đó là : điều khiển ly hợp bằng cơ khí và điều khiển ly hợp bằng thủy lực (xem hình 3.7 và hình 3.8).

Sau khi đã quyết định chọn cơ cấu điều khiển là dạng cơ khí hay thủy lực, chúng ta tính toán tỉ số truyền  $i$  của cơ cấu thoả mãn các yêu cầu sau đây:





Hình 3.8: Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng thủy lực.

**b) Kiểm tra và điều chỉnh ly hợp:**

**b1) Hành trình của bàn đạp ly hợp:**

g Điều khiển bằng cơ khí:

$$S_{bd} = S \cdot i_c + \Delta S = S \cdot i_c + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (3.46)$$

g Điều khiển bằng thủy lực:

$$S_{bd} = S \cdot i_t + \Delta S = S \cdot i_t + \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.47)$$

Ở đây:

$S_{bd}$  – Hành trình tổng cộng của bàn đạp ( khoảng 150 ÷ 180 mm)

$\Delta S$  – Hành trình tự do của bàn đạp (khoảng 35 ÷ 60 mm)

$\Delta$  - Khe hở giữa đầu đòn mở và bạc mở (khoảng 2 ÷ 4 mm)

$S$  – Hành trình dịch chuyển của các đĩa ép. Để đảm bảo cho ly hợp được mở một cách dứt khoát, mỗi đôi bề mặt ma sát phải có khoảng cách 0,75 ÷ 1 mm, do đó

$$S = (0,75 \div 1)p$$

(Trong đó p là số lượng đôi bề mặt ma sát)

**b2) Lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp:**

$$P_{bd} = \frac{1,2.P}{i.\eta} \leq 200 \text{ N} \quad (3.48)$$

Ở đây :

P – Lực nén tổng cộng tác dụng lên các đĩa của ly hợp tính theo công thức (3.31)

1, 2 – Hệ số tính đến các lò xo ép của ly hợp bị nén thêm khi tách mở ly hợp

i – Tỷ số truyền theo công thức (3.44) hoặc (3.45)

$\eta$  - Hiệu suất truyền lực

g Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí :

$$\eta = \eta_c = 0,7 \div 0,8$$

g Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực:

$$\eta = \eta_t = 0,8 \div 0,9$$

### b3) Công mở ly hợp:

$$A = \frac{(P + 1,2P)}{2} \cdot S \leq 30 \text{ J} \quad (3.49)$$

Nếu  $A > 30 \text{ J}$  thì phải thiết kế và bố trí thích hợp bộ phận trợ lực cho ly hợp

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

## CHƯƠNG IV

**HỘP SỐ CƠ KHÍ****I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.****1. Công dụng.**

g Nhằm thay đổi tỷ số truyền và mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động phù hợp với mômen cản luôn thay đổi và nhằm tận dụng tối đa công suất của động cơ.

g Giúp cho xe thay đổi được chiều chuyển động.

g Đảm bảo cho xe dừng tại chỗ mà không cần tắt máy hoặc không cần tách ly hợp.

g Dẫn động mômen xoắn ra ngoài cho các bộ phận đặc biệt đối với các xe chuyên dụng.

**2. Yêu cầu.**

g Có dãy tỷ số truyền phù hợp nhằm nâng cao tính năng động lực học và tính năng kinh tế của ô tô.

g Phải có hiệu suất truyền lực cao, không có tiếng ồn khi làm việc, sang số nhẹ nhàng, không sinh ra lực va đập ở các bánh răng khi gài số.

g Phải có kết cấu gọn bền chắc, dễ điều khiển, dễ bảo dưỡng hoặc kiểm tra và sửa chữa khi có hư hỏng.

**3. Phân loại.**

Theo phương pháp thay đổi tỷ số truyền, hộp số được chia thành: hộp số có cấp và hộp số vô cấp.

**a) Hộp số có cấp được chia theo :**

+ Sơ đồ động học gồm có:

- Loại có trục cố định (hộp số hai trục, hộp số ba trục...).

- Loại có trục không cố định (hộp số hành tinh một cấp, hai cấp...).

+ Dãy số truyền gồm có:

- Một dãy tỷ số truyền (3 số, 4 số, 5 số...).

- Hai dãy tỷ số truyền.

+ Phương pháp sang số gồm có:

- Hộp số điều khiển bằng tay.

- Hộp số tự động.

**b) Hộp số vô cấp được chia theo :**

+ Hộp số thủy lực (hộp số thủy tĩnh, hộp số thủy động ).

+ Hộp số điện.



Hộp số xe SKODA 100 MB (Cộng hòa Czech)

**2. Sơ đồ động học hộp số ba trục.**

Trên hình 4.2 là sơ đồ động học của một số hộp số ba trục có từ 3 đến 6 số tiến. Khi số cấp của hộp số tăng thì mức độ phức tạp về mặt kết cấu cũng tăng theo. Ở hình 4.2 được thống nhất các ký hiệu như sau:

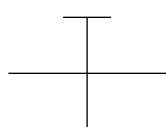
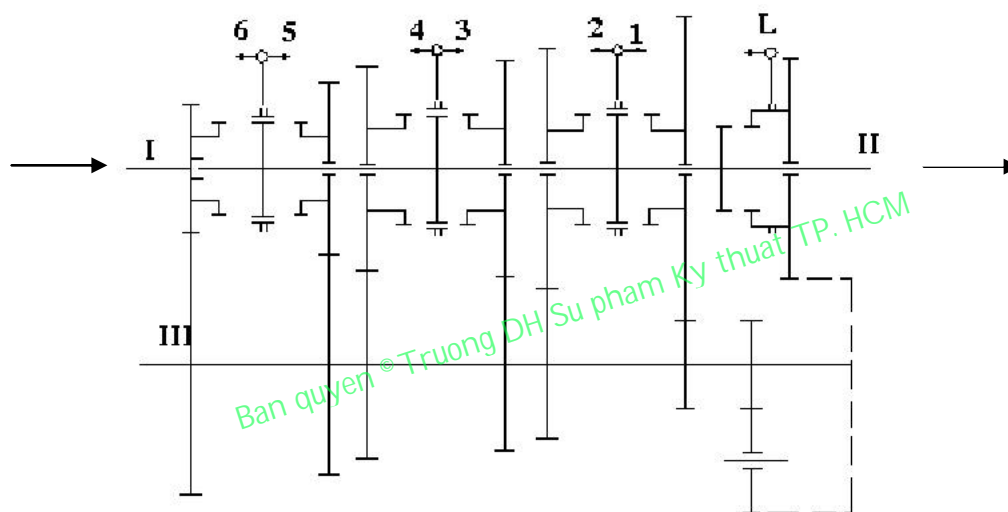
1, 2, 3, 4, 5, 6 : vị trí gài các số 1, 2, 3, 4, 5, 6.

L (hoặc R) : vị trí gài số lùi.

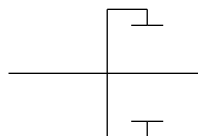
I- trục sơ cấp.

II- trục thứ cấp.

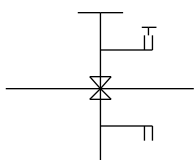
III- trục trung gian.



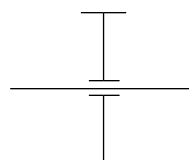
Bánh răng lắp cố định trên trục, răng ngoài



Bánh răng lắp cố định trên trục, răng trong



Bánh răng lắp với trục bằng then hoa và trượt trên trục.



Bánh răng quay trơn trên trục.

Hình 4.2 : Sơ đồ động học hộp số ba trục



**3. Sơ đồ động học hộp số hành tinh (xem chương V) :**

**IV. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ.**

Tỉ số truyền của hộp số ô tô được xác định trên cơ sở tính toán lực kéo ở các tay số. Trong đó quan trọng nhất là tỉ số truyền ở tay số I. Tỉ số truyền  $i_{h1}$  được xác định theo công thức của viện sĩ Chuđacốp:

$$i_{h1} = \frac{G \cdot r_{bx} \cdot \psi_{max}}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_{tl}} \quad (4.1)$$

Ở đây :

- G – Trọng lượng toàn bộ của xe (N)
- $\psi_{max}$  - Hệ số cản chuyển động lớn nhất
- $r_{bx}$  – Bán kính lăn của bánh xe có tính đến sự biến dạng của lốp (m)
- $i_o$  – Tỷ số truyền của truyền lực chính
- $\eta_{tl}$  – Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của truyền lực chính được xác định :

$$i_o = \theta \frac{r_{bx}}{2,65} \quad (4.2)$$

Ở đây :

- $\theta$  - Hệ số vòng quay của động cơ
- Đối với xe du lịch :  $\theta = 30 \div 40$
- Đối với xe tải :  $\theta = 40 \div 50$

Nếu hộp số có 3 cấp với số III là số truyền thẳng thì :

$$i_{h3} = 1 ; i_{h2} = \sqrt{i_{h1}}$$

Nếu hộp số có 4 cấp với số IV là số truyền thẳng thì :

$$i_{h4} = 1 ; i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}} ; i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền thẳng thì :

$$i_{h5} = 1 ; i_{h4} = \sqrt[4]{i_{h1}} ; i_{h3} = \sqrt[4]{i_{h1}^2} ; i_{h2} = \sqrt[4]{i_{h1}^3}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền tăng và số IV là số truyền thẳng thì:

$$i_{h5} = \frac{1}{\sqrt[3]{i_{h1}}} ; i_{h4} = 1 ; i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}} ; i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Số truyền cao nhất của hộp số nên làm số truyền thẳng hay số truyền tăng là tùy thuộc vào thời gian sử dụng. Nên chọn số truyền làm việc nhiều nhất để làm số truyền thẳng để giảm tiêu hao khi truyền lực và tăng tuổi thọ của hộp số.

**V. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP SỐ.**

**1. Bánh răng của hộp số.**

**a) Tính toán thiết kế tổng thể:**

Khi thiết kế sơ bộ hộp số và bánh răng hộp số người ta chọn trước khoảng cách giữa các trục và môđun bánh răng. Dựa vào các thông số đó sẽ xác định số răng của các bánh răng để đảm bảo tỷ số truyền cần thiết của hộp số.

**a1) Chọn khoảng cách giữa các trục:**

Khoảng cách A giữa các trục được chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

$$A = C \sqrt[3]{M_{e_{max}}} \quad (\text{mm}) \quad (4.3)$$

Ở đây :

$M_{e_{max}}$  - Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

C - Hệ số kinh nghiệm:

+ Đối với xe du lịch: C = 13÷16

+ Đối với xe tải : C = 17÷19

+ Đối với xe dùng động cơ diesel: C = 20÷21

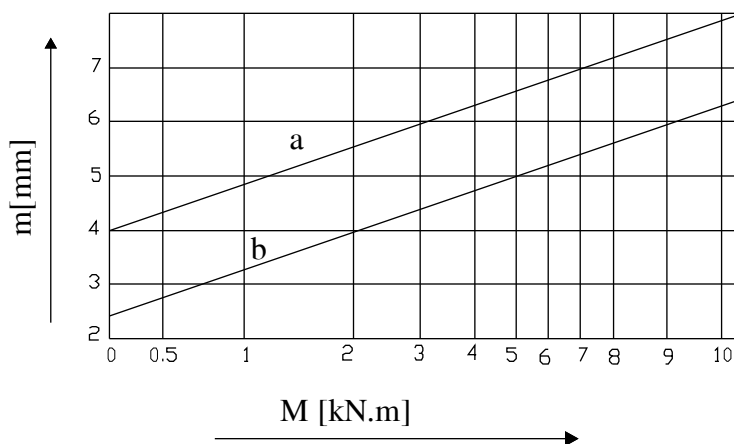
**a2) Chọn môđun pháp tuyến của bánh răng :**

Chúng ta có hai phương pháp lựa chọn:

Có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

$$m = (0.032 \div 0.040) \cdot A \quad (4.4)$$

Hoặc có thể sử dụng đồ thị kinh nghiệm như ở hình 4.3



Hình 4.3 : Đồ thị để chọn môđun pháp tuyến của bánh răng  
 a/ Dành cho bánh răng có răng thẳng  
 b/ Dành cho bánh răng có răng xiên

Ở đây :

m - Môđun pháp tuyến

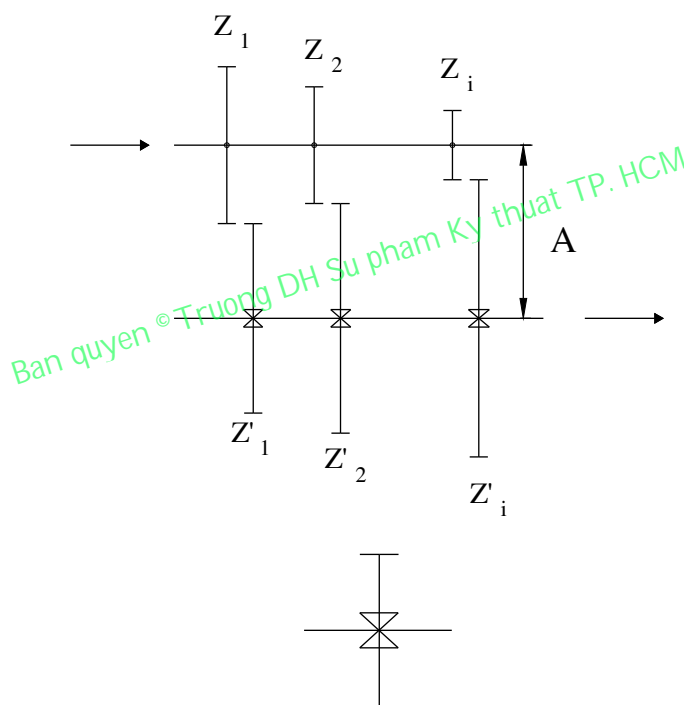
M - Mômen xoắn được tính :

$$M = M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot 0,96$$

**a3) Xác định số răng của các bánh răng:**

+ Đối với hộp số hai trục :

Ở hình 4.4 là sơ đồ hộp số hai trục để xác định số răng :



Bánh răng lắp với trục bằng then hoa và trượt trên trục khi cần gài số

Hình 4.4 : Sơ đồ tính toán số răng của bánh răng hộp số 2 trục

Ở hộp số hai trục có thể xác định khoảng cách A theo công thức sau :

$$A = \frac{m_1(z_1 + z'_1)}{2 \cos \beta_1} = \frac{m_2(z_2 + z'_2)}{2 \cos \beta_2} = \dots = \frac{m_i(z_i + z'_i)}{2 \cos \beta_i} \quad (4.5)$$

Sau đó thay :

$$i_{h1} = \frac{z'_1}{z_1}$$

$$i_{h2} = \frac{z'_2}{z_2}$$

.....

$$i_{hi} = \frac{z'_i}{z_i}$$

vào biểu thức tính A, chúng ta nhận được công thức tổng quát để xác định  $z_i$  và  $z'_i$ :

$$z_i = \frac{2A \cos \beta_i}{m_i (1 + i_{hi})} \tag{4.6}$$

$$z'_i = z_i \cdot i_{hi} \tag{4.7}$$

Ở đây:

$z_1, z_2, \dots, z_i$  – số răng của các bánh răng ở trục sơ cấp.

$z'_1, z'_2, \dots, z'_i$  - số răng các bánh răng ở trục thứ cấp.

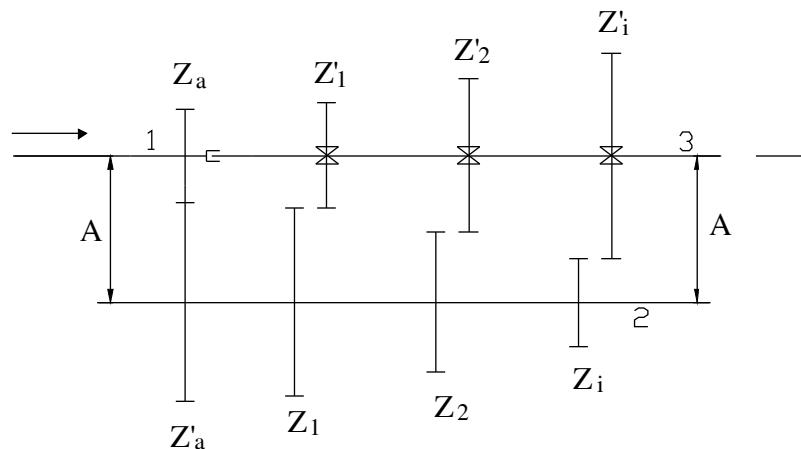
A – khoảng cách giữa hai trục .

$\beta_i$  – góc nghiêng của cặp bánh răng thứ i.

$m_i$  – môđun pháp tuyến của cặp bánh răng thứ i.

+ Đối với hộp số ba trục:

Ở trên hình 4.5 là sơ đồ hộp số ba trục để xác định số răng



Hình 4.5 : Sơ đồ tính toán số răng của bánh răng hộp số 3 trục

1- Trục sơ cấp

2- Trục trung gian

3- Trục thứ cấp

A- Khoảng cách giữa các trục

$z_a, z'_a$  – số răng của cặp bánh răng luôn ăn khớp

$z_1, z_2, \dots, z_i$  – số răng của các bánh răng trên trục trung gian

$z'_1, z'_2, \dots, z'_i$  – số răng của các bánh răng trên trục thứ cấp

Khoảng cách A được tính như sau:

$$A = \frac{m_a(z_a + z'_a)}{2 \cos \beta_a} = \frac{m_a \cdot z_a (1 + i_a)}{2 \cos \beta_a} \quad (4.8)$$

Bởi vậy : 
$$i_a = \frac{2A \cdot \cos \beta_a}{m_a \cdot z_a} - 1 \quad (4.9)$$

Ở đây :

$i_a$  – tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

$m_a$  – mô đun pháp tuyến của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

$\beta_a$  – góc nghiêng của răng của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

Số răng  $z'_a$  của bánh răng bị động ở cặp bánh răng luôn ăn khớp sẽ được xác định:

$$z'_a = z_a \cdot i_a$$

Tỷ số truyền của các cặp bánh răng được gài  $i_{gi}$  sẽ là:

$$i_{gi} = \frac{i_{hi}}{i_a}$$

Số răng của các bánh răng trên trục trung gian và thứ cấp được xác định :

$$z_i = \frac{2A \cos \beta_i}{m_i (1 + i_{gi})} \quad (4.10)$$

$$z'_i = z_i \cdot i_{gi} \quad (4.11)$$

Trong đó :

$z_i$  - Số răng của bánh răng thứ i trên trục trung gian.

$z'_i$  - Số răng của bánh răng thứ i trên trục thứ cấp.

$\beta_i$  – góc nghiêng của răng của cặp bánh răng thứ i.

$m_i$ - mô đun pháp tuyến của cặp bánh răng thứ i .

**b) Tính toán kiểm tra bánh răng :**

Bánh răng của hộp số ô tô tính toán theo uốn và tiếp xúc .

**b1) Tính toán kiểm tra theo ứng suất uốn :**

Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm của răng được xác định theo công thức Lewis:

$$\sigma_u = \frac{P.K}{b \cdot t_n \cdot y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.12)$$

Trong đó :

P – Lực vòng tác dụng lên răng tại tâm ăn khớp (MN).

b–Bề rộng răng của bánh răng (m)

$t_n$  – Bước răng pháp tuyến (m)

y – Hệ số dạng răng (xem bảng 4.1)

k – Hệ số bổ sung : tính đến sự tập trung ứng suất ở răng, độ trùng khớp khi các răng ăn khớp, ma sát bề mặt tiếp xúc, biến dạng ở các ổ đỡ và trục...

- Lực vòng P tác dụng lên răng được xác định :

$$P = \frac{M}{r}$$

Ở đây :

M – Mômen xoắn tác dụng lên bánh răng đang tính

$$M = M_{\text{emax}} \cdot i \cdot \eta$$

i – Tỷ số truyền từ động cơ đến bánh răng đang tính .

$\eta$  – Hiệu suất truyền lực kể từ động cơ đến bánh răng đang tính.

- Bề rộng b của răng đối với răng thẳng chọn như sau :

$$b = (4,4 \div 7)m, \text{ đối với răng xiên chọn trong khoảng } b = (7 \div 8,6)m_n$$

Trong đó:  $m$  – môđun của bánh răng trụ răng thẳng;

$m_n$  – môđun pháp tuyến của bánh răng trụ răng xiên .

- Trong trường hợp răng thẳng thì  $t_n$  được thay bằng t và chúng ta có :

$$t = \pi \cdot m$$

$$t_n = \pi \cdot m_n \quad (4.13)$$

- Hệ số dạng răng y đối với cặp bánh răng không điều chỉnh được chọn theo bảng 4.1

:

Đối với răng thẳng lấy số răng Z thực tế để chọn, còn đối với răng xiên chọn theo số răng tương đương  $Z_{td}$

$$Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (4.14)$$

Trong đó :

Z - số răng thực tế của bánh răng

$\beta$  - góc nghiêng đường răng của bánh răng trụ răng xiên

Nếu cặp bánh răng có điều chỉnh , hệ số dạng răng được tính :

$$y_{\text{điều chỉnh}} = y \cdot \frac{1 + \lambda \varepsilon}{f_0} \quad (4.15)$$

Trong đó :

y – Hệ số dạng răng tiêu chuẩn (bảng 4.1)

$\lambda$  – Hệ số tra ở bảng 4.1 theo Z hoặc  $Z_{td}$

$\varepsilon$  – Hệ số điều chỉnh răng

$f_0$  – Hệ số chiều cao đầu răng.

Nếu góc ăn khớp  $\alpha \neq 20^0$  và chiều cao của răng khác 2,25m thì hệ số dạng răng phải nhân thêm hệ số hiệu đính a :

$$a = a_\alpha \cdot a_h$$

Trong đó:

$$a_h - \text{hệ số chiều cao,} \quad a_h = \frac{2,25m}{h}$$

$a_\alpha$  - hệ số góc ăn khớp

h - chiều cao răng

m - môđun

Nếu :

$$\alpha = 14^0 50' \quad \text{thì} \quad a_\alpha = 0,75$$

$$\alpha = 17^0 30' \quad \text{thì} \quad a_\alpha = 0,89$$

$$\alpha = 22^0 30' \quad \text{thì} \quad a_\alpha = 1,1$$

$$\alpha = 25^0 \quad \text{thì} \quad a_\alpha = 1,23$$

Cho bánh răng cắt có chiều cao đầu răng  $h' = 0,8$  m thì hệ số dạng răng y tìm ra theo cách trên đây còn phải nhân thêm 1,14.

Ứng suất uốn cho phép  $[\sigma_u]$  trình bày ở bảng 4.2

Bảng 4.1:

| Z<br>hoặc<br>Z <sub>td</sub> | Hệ số dạng răng y                              |  |                     | Hệ số λ |
|------------------------------|--|--|---------------------|---------|
|                              | Cắt bằng dao phay<br>đĩa hoặc dao phay<br>ngón | Cắt bằng dao phay<br>lăn răng hoặc dao sọc<br>thanh răng | Mài bằng đá mài đĩa |         |
| 12                           | —  | 0,098  | 0,084               | 1,13    |
| 14                           | —  | 0,105  | 0,093               | 0,97    |
| 16                           | 0,101  | 0,113  | 0,100               | 0,75    |
| 17                           | 0,102  | 0,117  | 0,104               | 0,68    |
| 18                           | 0,104  | 0,120  | 0,107               | 0,62    |
| 19                           | 0,105  | 0,122  | 0,109               | 0,56    |
| 20                           | 0,106  | 0,124  | 0,112               | 0,53    |
| 21                           | 0,108  | 0,126  | 0,115               | 0,48    |
| 22                           | 0,110  | 0,128  | 0,117               | 0,44    |
| 24                           | 0,112  | 0,132  | 0,122               | 0,36    |
| 26                           | 0,114  | 0,136  | 0,126               | 0,32    |
| 28                           | 0,117  | 0,138  | 0,129               | 0,29    |
| 30                           | 0,120  | 0,140  | 0,132               | 0,27    |
| 32                           | 0,123  | 0,142  | 0,135               | 0,25    |

|    |       |       |       |      |
|----|-------|-------|-------|------|
| 35 | 0,128 | 0,144 | 0,137 | 0,23 |
| 37 | 0,131 | 0,146 | 0,140 | 0,22 |
| 40 | 0,136 | 0,148 | 0,143 | 0,21 |
| 45 | 0,142 | 0,150 | 0,146 | 0,20 |
| 50 | 0,145 | 0,152 | 0,149 | 0,19 |
| 60 | 0,150 | 0,156 | 0,153 | 0,17 |
| 80 | 0,158 | 0,159 | 0,159 | 0,14 |

Bảng 4.2

|   | Loại bánh răng  | $[\sigma_u]$ (MN/m <sup>2</sup> ) |         |
|---|---|-----------------------------------|---------|
| 1 | Bánh răng trụ thẳng cho số 1 và số lùi                                  | 400÷850                           |         |
| 2 | Bánh răng trụ nghiêng dùng cho các số cao và cặp bánh răng luôn ăn khớp | Xe tải                            | 100÷250 |
|   |   | Xe du lịch                        | 180÷350 |

Hệ số bổ sung K cho bánh răng trụ răng thẳng là 1.12 và cho bánh răng trụ răng xiên là 0.75

Thay các giá trị K ở trên và bước răng  $D$  hoặc  $t_n$  từ công thức (4.13) vào công thức (4.12) để tính  $\sigma_u$ , sau khi đơn giản ta có :

Cho bánh răng trụ răng thẳng :

$$\sigma_u = 0.36 \frac{P}{b.m.y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.16)$$

Cho bánh răng trụ răng xiên:

$$\sigma_u = 0.24 \frac{P}{b.m_n.y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.17)$$

Trong đó :

Đơn vị của các đại lượng là : P (MN)  
b, m, m<sub>n</sub>: (m)

**b2) Tính toán kiểm tra theo ứng suất tiếp xúc :**

Mức độ hao mòn răng của các bánh răng phụ thuộc vào giá trị ứng suất tiếp xúc tại tâm ăn khớp. Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức Hert - Beliaev:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b_o} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (4.18)$$

Trong đó :

- N - Lực tác dụng vuông góc lên mặt tiếp xúc giữa các răng ăn khớp (MN)
- $\sigma_{tx}$  - Có đơn vị là MN/m<sup>2</sup>
- b<sub>o</sub> - Chiều dài đường tiếp xúc của các răng (m)



E - Môđuy đàn hồi. ( $E = 2,1.10^5 \text{ MN/m}^2$ )

$\rho_1, \rho_2$  - Bán kính cong của các bề mặt răng chủ động và bị động tại điểm tiếp xúc (m).

Nếu hai bánh răng ăn khớp ngoài sẽ lấy dấu "+", nếu ăn khớp trong lấy dấu "-".

Đối với bánh răng trụ thẳng :

$$N = \frac{P}{\cos\alpha}; \quad b_0 = b \quad (4.19)$$

Ở đây:

P – Lực vòng tác dụng lên bánh răng (MN)

b – Bề rộng bánh răng (m)

Đối với bánh răng trụ răng nghiêng ; với góc nghiêng đường răng là  $\beta$ :

$$N = \frac{P}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}; \quad b_0 = \frac{b}{\cos\beta} \quad (4.20)$$

Thay các giá trị ở (4.19) và (4.20) vào (4.18) ta có công thức chung cho bánh răng trụ thẳng và răng nghiêng:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos\alpha} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (4.21)$$

Muốn xác định  $\sigma_{tx}$  tại tâm ăn khớp chúng ta phải lấy  $\rho_1, \rho_2$  tại tâm ăn khớp .

Cho bánh răng trụ răng thẳng:

$$\rho_1 = r_1 \sin\alpha; \quad \rho_2 = r_2 \sin\alpha \quad (4.22)$$

Cho bánh răng trụ răng nghiêng:

$$\rho_1 = r_1 \frac{\sin\alpha}{\cos^2\beta}; \quad \rho_2 = r_2 \frac{\sin\alpha}{\cos^2\beta} \quad (4.23)$$

Ở đây:

$r_1, r_2$  - bán kính vòng tròn lăn của bánh chủ động và bị động.

Ứng suất tiếp xúc thông thường được xác định theo chế độ tải trọng trung bình.

Lực vòng P được tính bằng công thức:

$$P = \frac{\gamma \cdot M_{e \max} \cdot i}{r} \quad (4.24)$$

Trong đó  $\gamma$  xác định theo đồ thị kinh nghiệm.

Thông thường xe chỉ sử dụng  $\frac{1}{2} M_{e \max}$ , nên thường chọn  $\gamma = 0,5$ .

Ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_{tx}]$  trên bề mặt răng khi chế độ tải trọng ở trục sơ cấp hộp số là  $0,5 M_{e \max}$  được trình bày ở bảng 4.3:

Bảng 4.3

|    | Loại bánh răng                                       | [ $\sigma_{tx}$ ] (MN/m <sup>2</sup> ) |             |
|----|--|--|-------------|
|    |  | Xêmentit hoá                           | Xianuya hóa |
| 1. | Bánh răng dùng cho số 1 và số lùi                    | 1900÷2000                              | 950÷1000    |
| 2. | Bánh răng luôn ăn khớp và các bánh răng ở các số cao | 1300÷1400                              | 650÷700     |

Các bánh răng của hộp số xe du lịch và xe tải với tải trọng đến 20 kN thường được xianuya hóa, ngoài ra các bánh răng của ô tô tải với tải trọng hơn 20 kN và của xe buýt thường được xêmentit hóa.

## 2. Trục của hộp số.

### a) Chọn sơ bộ kích thước của trục:

Chúng ta có thể tính kích thước sơ bộ theo các công thức kinh nghiệm sau:

Đối với trục sơ cấp:

$$d_1 = 5,3 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (4.25)$$

Trong đó:

$d_1$  (mm) - đường kính của trục sơ cấp.

$M_{e\max}$  (Nm) - Mô men xoắn cực đại của động cơ.

Đối với trục trung gian:

$$d_2 \approx 0,45.A \quad ; \quad \frac{d_2}{l_2} = 0,16 \div 0,18 \quad (4.26)$$

Trong đó:

$d_2, l_2$  (mm) - đường kính và chiều dài trục trung gian.

A (mm) - khoảng cách giữa các trục hộp số.

Đối với xe du lịch:

$$A = 12,1 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (\text{mm})$$

Đối với xe tải:

$$A = 18,7 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (\text{mm})$$

Đối với trục thứ cấp:

$$d_3 \approx 0,45.A \quad ; \quad \frac{d_3}{l_3} = 0,18 \div 0,21 \quad (4.27)$$

$d_3, l_3$  (mm) là đường kính và chiều dài của trục thứ cấp.

Khi đã có sơ bộ kích thước các trục và vẽ sơ đồ bố trí hộp số chúng ta xác định các lực tác dụng lên các trục hộp số. Cuối cùng tiến hành tính toán trục theo cứng vững và tính sức bền của trục .

**b) Tính toán các lực tác dụng lên trục :**

Lực tác dụng lên trục gồm có hai nhóm :

- Nhóm 1: các lực từ các bánh răng đang làm việc.
- Nhóm 2 : các lực từ các ổ của trục ( phản lực )

Muốn xác định được phản lực ở các ổ, trước hết phải xác định lực tác dụng lên trục từ các bánh răng.

Sơ đồ chịu lực của các trục được trình bày ở hình 4.6. Lấy vị trí ăn khớp của bánh răng ở một tay số nào đó làm ví dụ .

Giá trị các lực vòng, lực hướng kính, lực chiều trục được tính như sau (xét trường hợp tổng quát bánh răng trụ răng nghiêng) :

$$\text{Lực vòng: } P = \frac{M}{r} \tag{4.28}$$

$$\text{Lực hướng kính: } R = \frac{M.tg.\alpha}{r.cos.\beta} \tag{4.29}$$

$$\text{Lực chiều trục: } Q = \frac{M.tg.\beta}{r} \tag{4.30}$$

Ở đây:

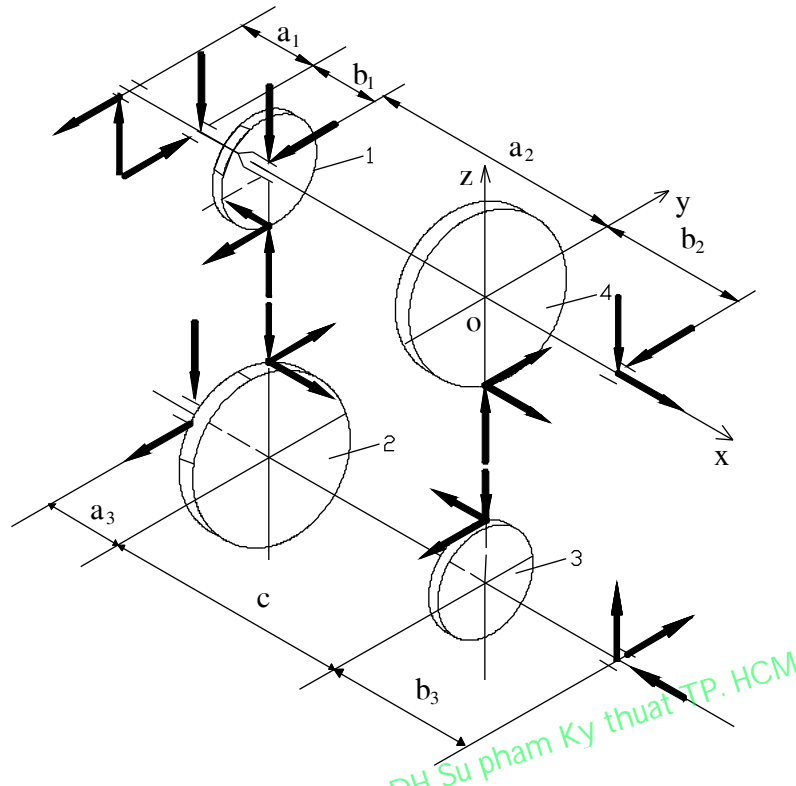
$$M = M_{\text{emax}} .i$$

$i$  – tỷ số truyền từ động cơ đến trục đang tính

$\alpha$  - Góc ăn khớp của các cặp bánh răng

$\beta$  - Góc nghiêng của răng

$r$  – bán kính vòng tròn lăn của bánh răng.

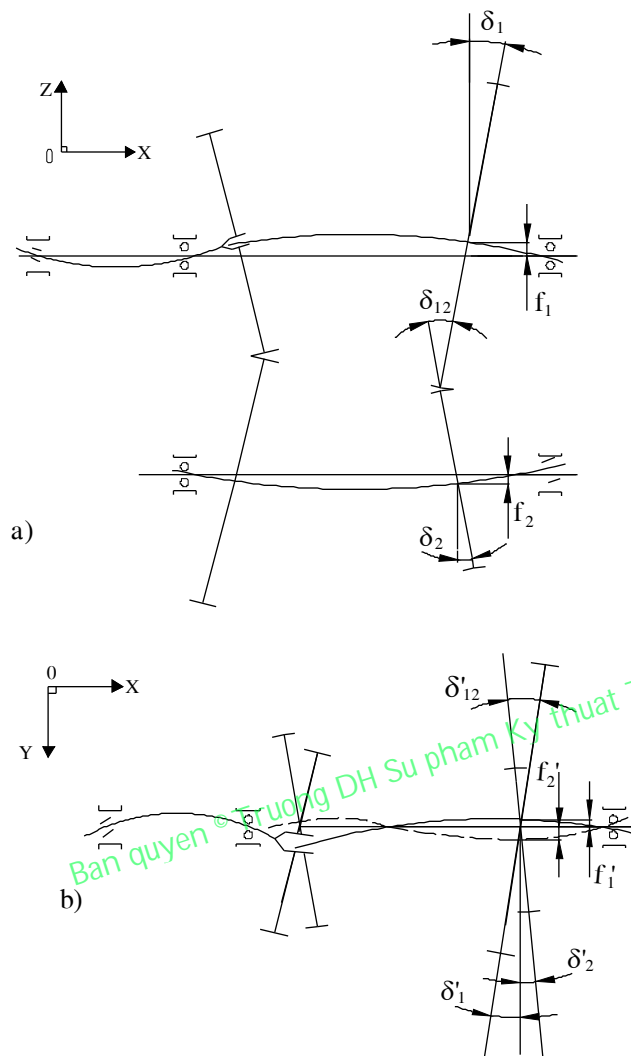


Hình 4.6 : Sơ đồ các lực tác dụng lên trục

Trong trường hợp là bánh răng trụ răng thẳng, các công thức trên vẫn có giá trị với  $\beta = 0$ .

Các phản lực ở các ổ của trục được xác định từ các phương trình cân bằng lực và mô men (xem lại ở môn “Cơ học lý thuyết”)

**c) Tính toán kiểm tra độ cứng vững :**



Hình 4.7 : Ảnh hưởng của độ cứng vững của các trục đến sự ăn khớp của các bánh răng .

- a) Trong mặt phẳng ZOX – dọc                      b) Trong mặt phẳng YOX – ngang  
 $f$  – độ võng ;  $\delta$  – góc xoay ;  $\delta_{12} = \delta_1 + \delta_2$  .

Độ cứng vững của mỗi điểm trên trục được đặc trưng bằng độ võng và góc xoay tại điểm đó của trục trong 2 mặt phẳng vuông góc với nhau.

Độ võng và góc xoay xác định tại vị trí đặt bánh răng .

Trên cơ sở sơ đồ chịu lực, vẽ các sơ đồ nội lực trong các mặt phẳng ngang và dọc, tiến hành tính độ võng và góc xoay lớn nhất cũng như ở các tiết diện có bánh răng ăn khớp.

Quan trọng nhất là độ cứng vững trong mặt phẳng ngang, vì nó ảnh hưởng rất xấu đến sự ăn khớp của các cặp bánh răng ( hình 4.7).

Phương pháp tính độ võng và góc xoay theo sách “ Sức bền vật liệu”. Độ võng cho phép trong mặt phẳng dọc (ZOX)  $\leq 0,2$  mm. Góc xoay cho phép của các trục trong mặt phẳng ngang (YOZ)  $\leq 0,002$  rad.

Công việc tính toán sẽ được lặp lại cho các tay số, để tìm ra trường hợp yếu nhất, để kiểm tra các trục một cách toàn diện.

**d) Tính toán sức bền của trục :**

Trục của hộp số tính theo uốn và xoắn, phần có then hoa của trục tính theo dập và cắt. Khi tính sức bền phải tiến hành cho từng tay số:

Ứng suất uốn  $\sigma_u$  được tính:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1.d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.31)$$

Ứng suất xoắn  $\tau$  được tính :

$$\tau = \frac{M_x}{0,2.d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.32)$$

Nếu trục làm việc đồng thời vừa chịu uốn và xoắn, thì ứng suất tổng hợp được tính theo lý thuyết sức bền vật liệu:

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_u}{0,1.d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_x}{0,2.d^3}\right)^2}$$

Bởi vì:

$$M_{th} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2}$$

Nên ta có :

$$\sigma_{th} = \frac{M_{th}}{0,1d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.33)$$

Trong đó :

- $M_{th}$  – Mômen tổng hợp tác dụng lên trục ( MNm)
- $\sigma_{th}$  – Ứng suất tổng hợp mà trục phải chịu (MN/m<sup>2</sup>)
- d – Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm (m)

Nếu trên trục có then hoa thì lấy đường kính trung bình để tính ( $d_{tb}$ ):

$$d_{tb} = \frac{d_n + d_t}{2}$$

$d_n$  – Đường kính ngoài của trục then hoa (m)

$d_t$  – Đường kính trong của trục then hoa (m)

Nếu trục chế tạo liền với bánh răng thì trục cũng bằng các loại thép bánh răng. Khi trục chế tạo riêng với bánh răng thì có thể dùng thép 40, 40X và 50. Đôi khi trục còn chế tạo bằng các loại thép sau 18XHBA, 40XHMA, 45, 15XA.

Ứng suất tổng hợp cho phép là  $50 \div 70$  MN/m<sup>2</sup> .

Phần then hoa của trục khi làm việc chịu ứng suất dập và cắt. Qua thực tế sử dụng chưa có trường hợp then hoa bị hỏng do ứng suất cắt. Vì vậy, then hoa thường tính theo ứng suất dập, lúc thật cần thiết mới kiểm tra thêm ứng suất cắt.

Ứng suất dập  $\sigma_d$  của then hoa được xác định :

$$\sigma_d = \frac{Q}{\Sigma F} = \frac{2M_d \cdot i}{0,75 \cdot z \cdot h \cdot l \cdot d_{tb}} \quad (4.34)$$

Trong đó:

- Q – Lực vòng tác dụng lên các then hoa
- $\Sigma F$  – Tổng số bề mặt tiếp xúc của then với moay ơ bánh răng
- $M_d$  – Mômen xoắn của động cơ
- i – Tỷ số truyền từ động cơ đến trục đang tính
- z – Số lượng then hoa
- h – Chiều cao then hoa
- l – Chiều dài tiếp xúc của then với moay ơ bánh răng
- 0,75 – Hệ số tính đến sự phân bố tải trọng không đều lên các then hoa
- $d_{tb}$  – Đường kính trung bình của trục then hoa.

Đối với loại then hoa nối ghép cố định, ứng suất dập cho phép

$$[\sigma_d] = 50 \div 100 \text{ MN/m}^2$$

Đối với loại then hoa nối ghép không cố định thì:

$$[\sigma_d] = 30 \text{ MN/m}^2$$

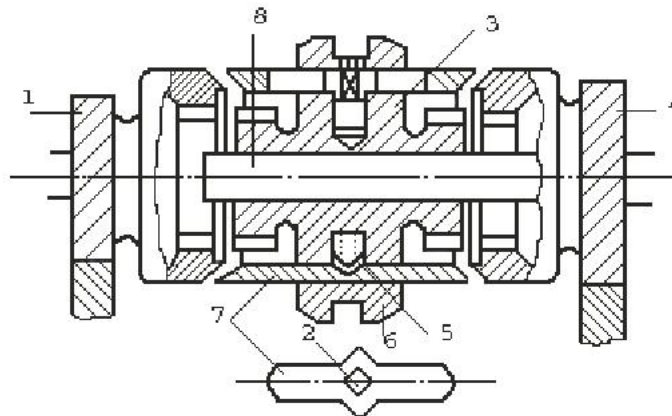
#### **4. Các cơ cấu điều khiển quan trọng của hộp số.**

**a) Cơ cấu điều khiển gài số (xem lại ở môn “Cấu tạo ô tô” )**

**b) Bộ đồng tốc:**

Khi sang số, cho dù đã tách ly hợp, nhưng do quán tính nên các bánh răng vẫn còn quay với các vận tốc góc khác nhau, nếu gài vào nhau thì sinh lực va đập. Để khắc phục hiện tượng trên và đơn giản hóa các quá trình thao tác của tài xế, người ta dùng bộ đồng tốc.

Xét trường hợp chuyển từ số cao về số thấp để tìm hiểu nguyên lý và phân tích lực (hình 4.8).



Hình 4.8 : Cấu tạo của bộ đồng tốc

1,4. Bánh răng; 2. Chốt ; 3. Ống răng; 5. Bi;  
6. Ống gạt ; 7. Ống lồng ; 8. Trục

**b1) Giai đoạn dịch chuyển tự do** (lúc mặt côn của ống lồng 7 chưa tiếp xúc với mặt côn của bánh răng 4).

Vì vòng gạt 6 liên kết cứng với ống răng 3 và ống này lại liên kết đàn hồi với ống lồng 7, cho nên khi gạt 6 về phía bánh răng 4, cả khối chi tiết 6-2-3-5-7 đều dịch chuyển. Khi hai mặt côn tiếp xúc với nhau thì tạm thời dừng lại và bắt đầu giai đoạn hai.

**b2) Giai đoạn chưa đồng tốc:**

Do tác dụng của đà quán tính nên ống răng 3 vẫn còn quay với tốc độ góc của số cũ:

$$\omega_3 = \frac{\omega_m}{i_c}$$

Trong đó:

$\omega_3$  – Vận tốc góc của ống răng.

$\omega_m$  – Vận tốc góc của trục.

$i_c$  – Tỷ số truyền số cao.

Trong khi đó bánh răng 4 luôn luôn ăn khớp với bánh răng của trục trung gian và bởi vậy:

$$\omega_4 = \frac{\omega_m}{i_t}$$

$\omega_4$  – Vận tốc góc của bánh răng 4.

$i_t$  – Tỷ số truyền số thấp.

Bởi vì:  $i_c < i_t$  nên  $\omega_3 > \omega_4$

Ống lồng 7 vừa có liên hệ với bánh răng 4 vừa có liên hệ với ống răng 3 nên tốc độ góc của nó là  $\omega_7$  nằm trong giới hạn:

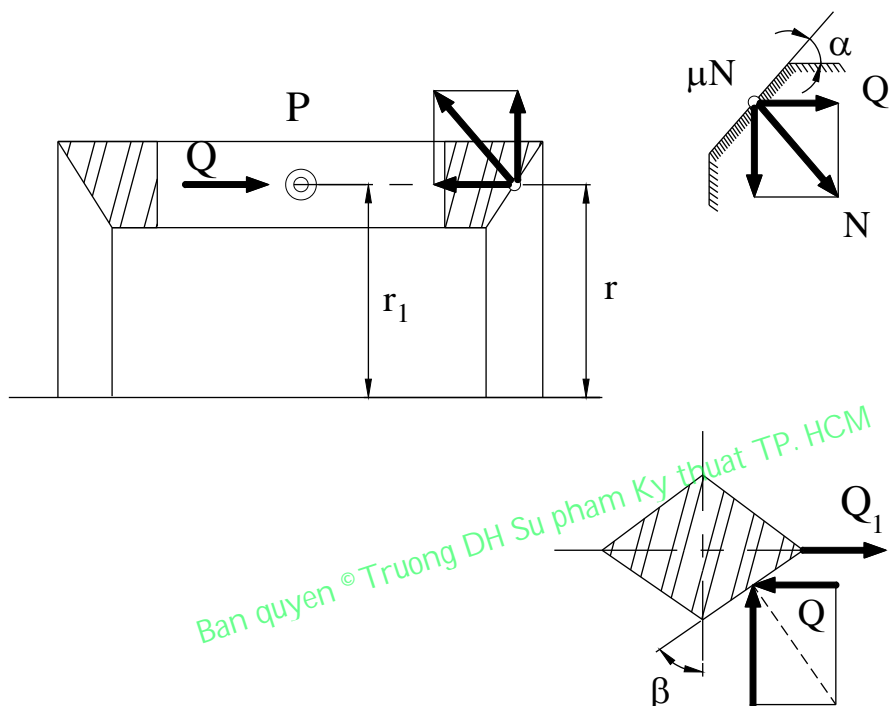
$$\omega_4 < \omega_7 < \omega_3$$



Kết quả là chốt 2 bị hãm trong hốc của ống 7 và ống răng 3 không dịch chuyển được nữa.

Sau đây chúng ta phân tích lực để thấy được vì sao chốt 2 bị hãm :

Dưới tác dụng của lực ép chiều trục  $Q_1$  (lực tác dụng của người lái thông qua cơ cấu đòn bẩy chuyển đến) tình trạng chịu lực của 3 chi tiết như ở hình 4.9



Hình 4.9 : Sơ đồ chịu lực của các chi tiết 2,4,7

Trong giai đoạn chưa đồng tốc mặt côn của ống lồng 7 trượt trên mặt côn của bánh răng 4, nên giữa chúng có lực ma sát  $\mu.N$ , trong đó :

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha} \quad (4.35)$$

Ở đây :

$\alpha$  - góc nghiêng của mặt côn.

N – phản lực .

Lực ma sát sẽ cân bằng với lực vòng P tác dụng tương hỗ giữa chi tiết 7 và 2 theo điều kiện sau:

$$P.r_1 = \mu.N.r \Rightarrow P = \frac{\mu.N.r}{r_1}$$

Trong đó :

$\mu$  – Hệ số ma sát

$r, r_1$  – Bán kính điểm đặt lực .

Thay N bằng biểu thức (4.35) ta có :

$$P = \frac{\mu \cdot Q_1 \cdot r}{r_1 \cdot \sin \alpha} \quad (4.36)$$

Tại mặt xiên góc  $\beta$  của cổ vuông chốt 2 tác dụng một phản lực Q phân tích từ P:

$$Q = \frac{P}{\text{tg}\beta} \quad (4.37)$$

Lực Q chính là lực hãm cổ vuông B của chốt 2 trong hốc A của ống lồng 7, do đó Q phải thỏa mãn điều kiện hãm sau đây:

$$Q > Q_1 \Rightarrow \frac{\mu \cdot Q_1 \cdot r}{r_1 \cdot \sin \alpha \cdot \text{tg}\beta} > Q_1$$

Tức là :

$$\text{tg}\beta < \frac{\mu \cdot r}{r_1 \cdot \sin \alpha} \quad (4.38)$$

Biểu thức (4.38) là cơ sở để thiết kế góc  $\beta$  đủ để hãm chốt 2 và giữ không cho ống răng 3 dịch chuyển khi chưa đồng tốc.

### b3) Giai đoạn đồng tốc :

Do ma sát nên đà quán tính dần dần bị triệt tiêu và cuối cùng

$$\omega_3 = \omega_7 = \omega_4$$

Khi đã đồng tốc thì lực ma sát  $\mu N$  cũng không còn nữa và do đó lực hãm bằng không. Tay của người lái chỉ tác dụng nhẹ là đủ để thắng định vị lò xo bi 5 và gạt ống răng 3 ăn khớp với vành răng của bánh răng 4 một cách êm dịu vì chúng đã đồng đều vận tốc góc.

Khi thiết kế thường chọn hệ số ma sát  $\mu = 0,05 \div 0,1$  , góc nghiêng  $\alpha = 7^\circ \div 12^\circ$  ,  $Q_1 = (4 \div 9) \cdot (50 \div 100) N$ , tỷ số truyền của cần số :  $4 \div 9$ , lực tác dụng lên cần số :  $50 \div 100 N$ .

## CHƯƠNG V

**HỘP SỐ TỰ ĐỘNG****I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.****1. Công dụng.**

Hộp số tự động cho phép đơn giản hóa việc điều khiển hộp số. Quá trình chuyển số êm dịu, không cần cắt công suất truyền từ động cơ xuống khi sang số. Hộp số tự động tự chọn tỉ số truyền phù hợp với điều kiện chuyển động, do đó tạo điều kiện sử dụng gần như tối ưu công suất của động cơ.

**2. Yêu cầu.**

Hộp số tự động phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- g Thao tác điều khiển hộp số đơn giản, nhẹ nhàng.
- g Đảm bảo chất lượng động lực kéo cao.
- g Hiệu suất truyền động phải tương đối lớn.
- g Độ tin cậy lớn, ít hư hỏng, tuổi thọ cao.
- g Kết cấu phải gọn, trọng lượng nhỏ.

**3. Phân loại.**

Hiện nay, sử dụng trên xe có hai loại hộp số tự động:

- a. Hộp số tự động có cấp.
- b. Hộp số tự động vô cấp.

Hộp số tự động có cấp gồm có ba bộ phận chính:

- g Truyền động thủy động (ly hợp thủy lực hoặc biến mômen thủy lực).
- g Hộp số hành tinh.
- g Hệ thống điều khiển.

Hộp số tự động vô cấp ít được sử dụng hơn do công nghệ chế tạo phức tạp, giá thành cao.

Ví dụ: Hộp số vô cấp tự động FORD CTX gồm có ba bộ phận chính:

- g Bộ bánh răng hành tinh để thay đổi chiều quay trục sơ cấp.
- g Truyền động vô cấp cơ khí (Truyền động nhờ đai truyền kẹp giữa các bề mặt ma sát hình côn).
- g Hệ thống điều khiển.

Cho đến nay, hộp số tự động có cấp được sử dụng rộng rãi hơn nhiều so với hộp số tự động vô cấp. Bởi vậy, trong chương này chúng ta chỉ nghiên cứu về hộp số tự động có cấp. Còn hộp số tự động vô cấp, chúng ta tham khảo thêm ở các chuyên đề.

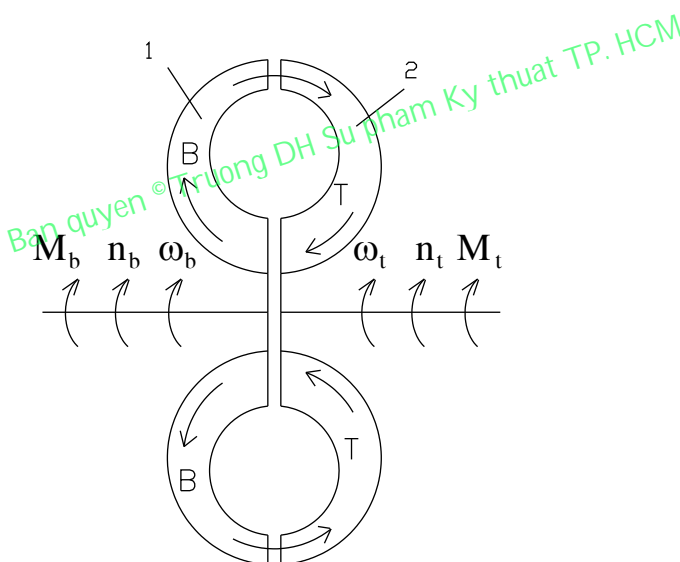
Sau đây, chúng ta sẽ lần lượt nghiên cứu các bộ phận chính của hộp số tự động có cấp.

## II. LY HỢP THỦY ĐỘNG.

### 1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

#### a) Cấu tạo: (Hình 5.1)

Ly hợp thủy động gồm đĩa bơm 1 và đĩa tuốc bin 2. Chúng được đặt vào một vỏ chung có chứa dầu. Đĩa B gắn trên trục chủ động của ly hợp và nối với trục động cơ, đĩa T gắn trên trục bị động của ly hợp. Giữa B và T ( cũng như giữa trục chủ động và bị động của ly hợp) không có sự nối cứng nào cả. Công suất truyền từ B sang T nhờ năng lượng của dòng chất lỏng. Trên B và T có gắn các cánh cong, xếp theo chiều hướng kính. Các cánh này hợp với các mặt cong trong và ngoài của đĩa tạo thành các rãnh cong. Chất lỏng được tuần hoàn trong các rãnh theo hướng mũi tên ở hình 5.1.



Hình 5.1

#### b) Nguyên lý làm việc:

Xét quá trình làm việc khi khởi động xe:

Khi động cơ làm việc, đĩa B sẽ quay và chất lỏng ở hai đĩa bắt đầu chuyển động. Giữa các cánh của B chất lỏng chuyển động từ trong ra ngoài rìa dưới tác dụng của lực ly tâm. Vận tốc của dòng chất lỏng khi chuyển động giữa các cánh của B dần dần tăng lên do năng lượng mà dòng chất lỏng nhận từ động cơ cũng dần dần tăng lên. Khi chuyển

động từ các cánh của B sang các cánh của T, chất lỏng bắn vào các cánh của T, tạo thành lực ép lên

các cánh của T. Sau đó chất lỏng đổi hướng chuyển động, vận tốc giảm xuống và chuyển động từ ngoài vào tâm giữa các cánh của T.

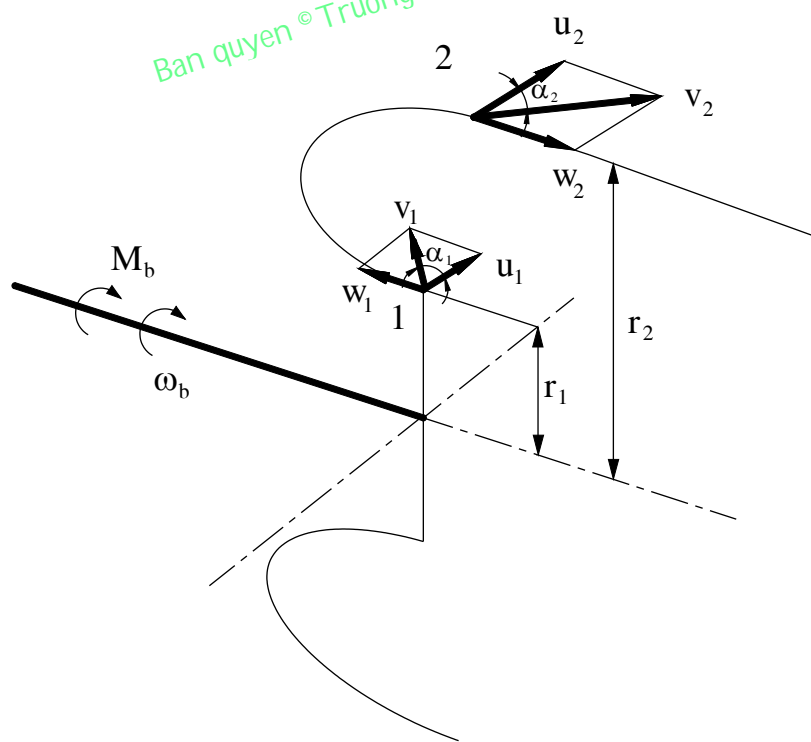
Lực va đập của chất lỏng tạo ra mômen quay bắt đĩa T phải quay cùng chiều với đĩa B. Sau đó chất lỏng lại từ đĩa T trở về đĩa B và chu kỳ chuyển động của chất lỏng lại lặp lại nếu động cơ vẫn làm việc.

Khi tăng số vòng quay của động cơ, lực li tâm của chất lỏng ở đĩa B càng tăng, do đó làm tăng lực ép của chất lỏng lên các cánh của T và làm tăng mômen quay của đĩa T. Khi mômen quay của T bằng hoặc lớn hơn mômen cản chuyển động của đường quy dẫn về trục của đĩa T thì xe bắt đầu chuyển động.

Khi tải trọng lên trục của đĩa T có sự thay đổi, lập tức vận tốc góc của T sẽ thay đổi theo, do đó làm thay đổi sự tuần hoàn chất lỏng và kết quả là mômen của T sẽ thay đổi cân bằng với giá trị của mômen cản chuyển động. Bởi vậy, ly hợp thủy động là loại truyền động tự động điều chỉnh mô men xoắn.

Các ưu điểm và nhược điểm của ly hợp thủy động (Xem lại ở môn "Cấu tạo ô tô").

**2. Tính toán ly hợp thủy động.**



Hình 5.2 : Quỹ đạo chuyển động

Khi chuyển động giữa các cánh của B và T, các phần tử chất lỏng tham gia đồng thời hai chuyển động : Chuyển động tương đối giữa các phần tử chất lỏng và các cánh của B và T, với vận tốc tương đối là  $\vec{w}$ .

Chuyển động theo sự quay của B và T với vận tốc theo là  $\vec{u}$ .

Bởi vậy, phần tử chất lỏng sẽ chuyển động theo véc tơ vận tốc tuyệt đối  $\vec{v}$ :

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5.1)$$

Ở hình 5.2 là quỹ đạo chuyển động của phần tử chất lỏng giữa các cánh của B. Điểm 1 là điểm phần tử chất lỏng đi vào các cánh của B với vận tốc tuyệt đối  $v_1$ , điểm 2 là điểm đi ra khỏi các cánh của B với vận tốc tuyệt đối là  $v_2$ . Vì khe hở giữa B và T vô cùng nhỏ, nên tổn thất năng lượng của dòng chảy khi đi qua khe hở này là không đáng kể.

Bởi vậy, vận tốc khi đi vào và đi ra khỏi B của phần tử chất lỏng bằng vận tốc khi đi ra và đi vào của đĩa T. Cho nên chỉ cần xét các thành phần vận tốc tại điểm 1 và 2:

$$\begin{aligned} u_1 &= \omega_b \cdot r_1 \\ u_2 &= \omega_b \cdot r_2 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Mômen quay của đĩa bơm  $M_b$  bằng hiệu số của các mômen động lượng trong từng giây của chất lỏng khi đi ra và đi vào đĩa B. Mômen  $M_b$  nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục ly hợp:

$$M_b = m \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) = \frac{G}{g} \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) \quad (5.3)$$

Từ hình (5.2) ta thấy:

$$\begin{aligned} u_2 &= v_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ u_1 &= v_1 \cdot \cos \alpha_1 \end{aligned}$$

Cho nên :

$$M_b = \frac{G}{g} \cdot (r_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (5.4)$$

Ở đây:

$m$  – Khối lượng của chất lỏng chảy qua các cánh của B trong một giây.

Mômen quay của tuốc bin  $M_t$  cũng được tính như trên:

$$M_t = \frac{G}{g} \cdot (u_1 \cdot r_1 - u_2 \cdot r_2) = -\frac{G}{g} \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) = -M_b \quad (5.5)$$

Nếu chỉ quan tâm đến giá trị tuyệt đối thì:

$$|M_t| = M_b \quad (5.6)$$

Khi chất lỏng chuyển động giữa các cánh của ly hợp thì một phần công suất sẽ mất mát do ma sát trong dòng chảy, ma sát giữa chất lỏng và các cánh và do va đập khi chuyển từ B sang T và từ T sang B ... Bởi vậy:

$$N_b = N_t + N_r \quad (5.7)$$

Trong đó:

$N_b$  – Công suất của B.

$N_t$  – Công suất của T.

$N_r$  – Công suất mất mát do ma sát.

Hiệu suất của ly hợp:

$$\eta = \frac{N_t}{N_b} = \frac{M_t \cdot \omega_t}{M_b \cdot \omega_b} = \frac{M_t}{M_b} \cdot \frac{n_t}{n_b} \quad (5.8)$$

Ở đây:

$n_b, n_t$  – Số vòng quay của đĩa B và đĩa T.

Vì  $M_t = M_b$  nên:

$$\eta = \frac{n_t}{n_b} = 1 - \frac{n_b - n_t}{n_b} = 1 - S \quad (5.9)$$

Giá trị  $S = \frac{n_b - n_t}{n_b}$  gọi là độ trượt của đĩa T so với đĩa B.

Trong thời gian lấy đà, số vòng quay  $n_t$  của đĩa T tăng lên và tiến dần đến số vòng quay  $n_b$  của đĩa B, do đó S càng giảm. Ở số vòng quay lớn  $S = 2 \% \div 3 \%$ , cho nên hiệu suất của ly hợp đạt tới 98 %.

Kích thước của ly hợp thủy động được tính toán trên cơ sở xác định đường kính lớn nhất D.

Trên cơ sở của lý thuyết các máy có cánh, ta có mối liên hệ giữa mômen quay được truyền bởi ly hợp với các thông số của ly hợp.

( Xem lại môn "Thủy lực và máy thủy lực" )

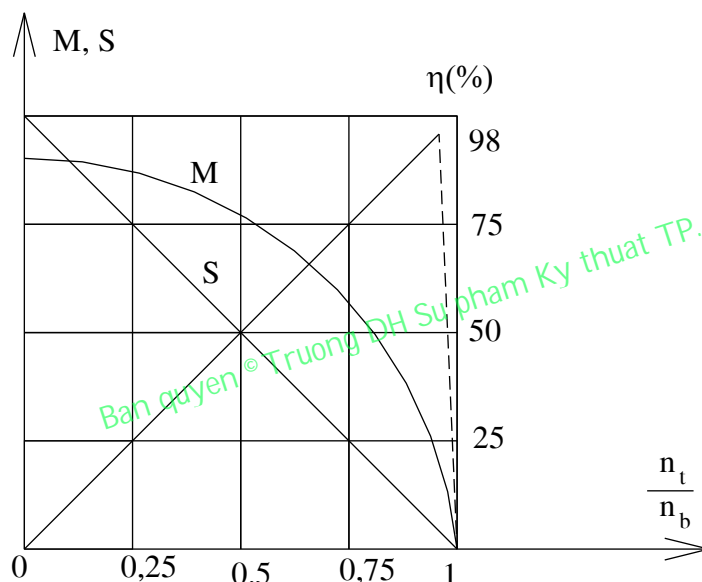
### 3. Đường đặc tính của ly hợp thủy động.

Đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của mômen quay M, hiệu suất  $\eta$  và độ trượt S theo tỉ số  $\frac{n_t}{n_b}$  (với  $n_b = \text{const}$ ) gọi là đường đặc tính ngoài của ly hợp thủy động.

Đường đặc tính  $\eta$  theo  $\frac{n_t}{n_b}$  là đường thẳng nghiêng với trục hoành một góc là  $45^\circ$  do

$$\text{hiệu suất } \eta = \frac{n_t}{n_b}.$$

Khi hiệu suất đạt tới  $\eta_{\max} = 98\%$  thì nó giảm đột ngột theo đường nét đứt và ở giá trị số  $\frac{n_t}{n_b} = 1$  thì  $\eta = 0$ . Do đó hiệu suất không thể bằng 1.



Hình 5.3 : Đường đặc tính ngoài của ly hợp với  $n_b = \text{const}$

Sở dĩ có hiện tượng này là do khi  $n_t$  tăng đến giá trị gần bằng  $n_b$  thì mômen quay của ly hợp sẽ giảm nhiều đến mức nó chỉ đủ để thắng ma sát cơ học ở ly hợp, do đó mômen có ích ở trục bị động của ly hợp sẽ bằng không và  $\eta = 0$ .

Đường đặc tính độ trượt  $S$  cũng là đường thẳng và được xây dựng theo công thức:

$$S = 1 - \eta = 1 - \frac{n_t}{n_b} \tag{5.10}$$

Đường đặc tính mômen quay  $M$  theo  $\frac{n_t}{n_b}$  được xây dựng từ thực nghiệm.

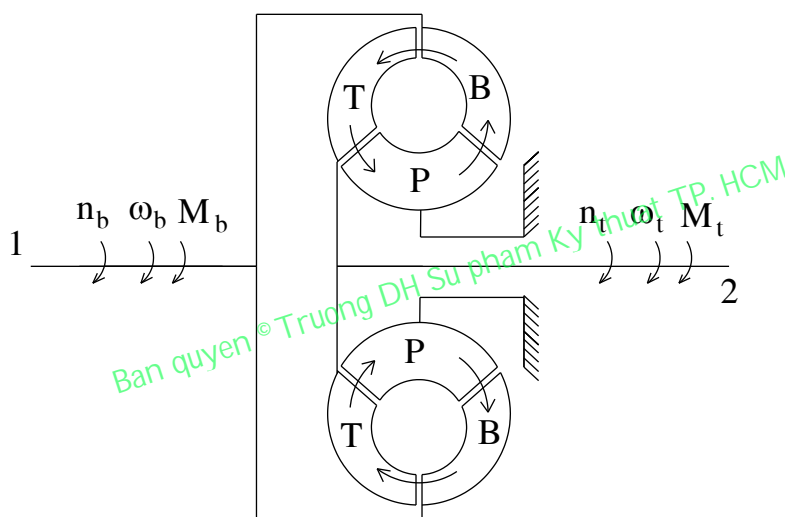


Từ đồ thị ta thấy:  
 Khi  $n_t$  giảm (và  $S$  tăng) thì  $M$  tăng. Khi  $n_t = 0$  (tức là  $S = 1$ ) thì mômen quay truyền bởi ly hợp đạt giá trị cực đại.  
 Mômen quay truyền bởi ly hợp khi  $n_t = 0$  gọi là mômen quay khởi động.

### III. BIẾN MÔMEN THỦY LỰC.

#### 1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

Biến mômen thủy lực có ba bộ phận chính: (Hình 5.4)



Hình 5.4 : Các bộ phận chính của biến mômen thủy lực

Đĩa bơm (B) được nối với trục 1 là trục chủ động. Trục này nối trực tiếp với trục khuỷu động cơ.

Đĩa tuốc bin (T) được nối với trục 2 là trục bị động của biến mômen thủy lực.

Đĩa phản xạ (P) còn được gọi là bộ phận dẫn hướng. Đĩa P đóng vai trò trong việc làm tăng mômen xoắn.

Ở trên hình 5.4 là trường hợp đĩa P nối cứng với vỏ của biến mômen.

Tất cả được đặt trong vỏ cố định, bên trong được nạp đầy chất lỏng.

Giữa B, T và P là các khe hở vô cùng nhỏ. Trên các đĩa B, T và P có gắn các cánh được uốn cong, tạo thành các rãnh, mà trong chúng dòng chất lỏng sẽ chuyển động tuần hoàn.

Biến mômen thủy lực có hai chức năng: tăng mômen xoắn của động cơ và tự động điều chỉnh mômen xoắn.

Khi động cơ làm việc, đĩa B quay. Chất lỏng ở giữa các cánh của B nhận được năng lượng sẽ chuyển động từ tâm đến rìa đĩa B, vận tốc càng ra xa tâm càng tăng. Khi rời B, dòng chất lỏng với vận tốc lớn va đập vào các cánh của T. Các lực va đập này tạo thành mômen xoắn tác dụng lên đĩa T, tức là mômen  $M_t$ .

Để mômen xoắn  $M_t$  lớn hơn mômen  $M_b$  của đĩa B, thì phải tăng vận tốc của dòng chất lỏng khi ra khỏi đĩa B và phải hướng được các dòng chảy vào các cánh của T với góc độ thích hợp để tạo thành các lực ép lớn.

Đĩa phản xạ P (hay bộ phận dẫn hướng) đảm nhận nhiệm vụ quan trọng này:

Khi dòng chất lỏng đi qua đĩa P, thì nó nhận mômen xoắn và truyền đến vỏ cố định (điểm tựa). Nếu đĩa P quay tự do thì mômen xoắn cũng không tăng lên được. Như vậy điều quan trọng là đĩa phản xạ phải cố định. Vận tốc dòng chất lỏng qua đĩa P sẽ tăng dần nhờ các cánh đĩa P làm hẹp dòng chảy. Hướng của dòng chất lỏng cũng được thay đổi tốt hơn nhờ cánh của đĩa P được uốn cong với góc độ yêu cầu.

Bởi vậy, sau khi đi qua P dòng chất lỏng đi vào đĩa T sẽ có vận tốc lớn hơn (nên động năng tăng lên) và đi vào với góc độ thích hợp hơn. Nhờ vậy lực ép lên đĩa T sẽ tăng và kết quả là làm tăng mômen xoắn của đĩa T so với mômen xoắn của đĩa B.

Khi chuyển động qua P, động năng của dòng chảy tăng và áp năng của dòng chảy giảm nên tổng năng lượng của dòng chảy vẫn không đổi và bằng tổng năng lượng của dòng chảy chuyển động ở đĩa bơm.

Khả năng thứ hai của biến mômen thủy lực là tự động điều chỉnh liên tục mômen xoắn và số vòng quay của đĩa T theo giá trị mômen cản ở bên ngoài tác dụng lên trục đĩa T:

Ở chế độ làm việc ổn định: mômen xoắn  $M_t$  và mômen cản tác dụng lên trục đĩa T luôn bằng nhau về trị số. Khi mômen cản tăng lên lớn hơn  $M_t$  thì đĩa T quay chậm lại (mà công suất trên trục  $N = M.\omega$ , do đó khi N không đổi thì  $\omega$  giảm dẫn đến M tăng). Mômen xoắn của T sẽ tăng cho đến khi bằng mômen cản, lúc đó  $\omega$  sẽ không giảm nữa.

Nếu mômen cản giảm xuống (tải trọng bên ngoài giảm), quá trình sẽ biến đổi ngược lại.

## **2. Tính toán bộ biến mômen thủy lực.**

Khi các phần tử chất lỏng chuyển động qua các cánh của B, T và P vận tốc tuyệt đối  $\vec{v}$  bao gồm vận tốc tương đối  $\vec{w}$  và vận tốc theo  $\vec{u}$ :

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$$

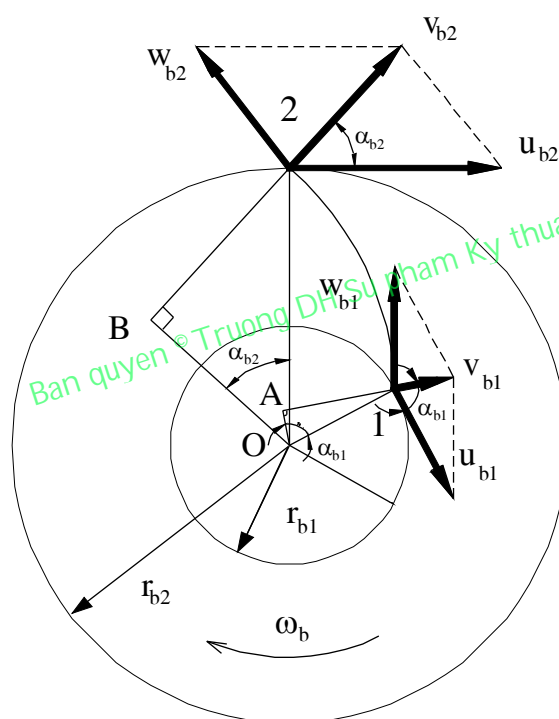
Khi đi vào đĩa B, dòng chất lỏng có các vận tốc  $v_{b1}$ ,  $w_{b1}$ ,  $u_{b1}$  (ở hình 5.5). Khi ra khỏi đĩa B các vận tốc của dòng chất lỏng là  $v_{b2}$ ,  $w_{b2}$ ,  $u_{b2}$ .

Chúng ta kí hiệu  $m = \frac{G}{g}$  là khối lượng của chất lỏng đi qua các cánh đĩa B trong một giây, thì mômen xoắn của trục đĩa B sẽ là: (Theo môn "Máy thủy lực")

$$M_b = \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot r_{b2} \cdot \cos \alpha_{b2} - v_{b1} \cdot r_{b1} \cdot \cos \alpha_{b1})$$

$$= \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot OB - v_{b1} \cdot OA) \tag{5.11}$$

Các giá trị OA, OB,  $r_{b1}$ ,  $r_{b2}$ ,  $\alpha_{b1}$ ,  $\alpha_{b2}$  được biểu thị trên hình (5.5).



Hình 5.5 : Sơ đồ vận tốc của chất lỏng khi chuyển động theo cánh của bơm (B)

Dòng chất lỏng sau khi đi ra khỏi B tại điểm 2 lập tức đi vào T tại điểm 1. Vì khe hở giữa B và T vô cùng nhỏ nên mômen động lượng của dòng chất lỏng ra khỏi B bằng mômen động lượng của dòng chất lỏng đi vào T:

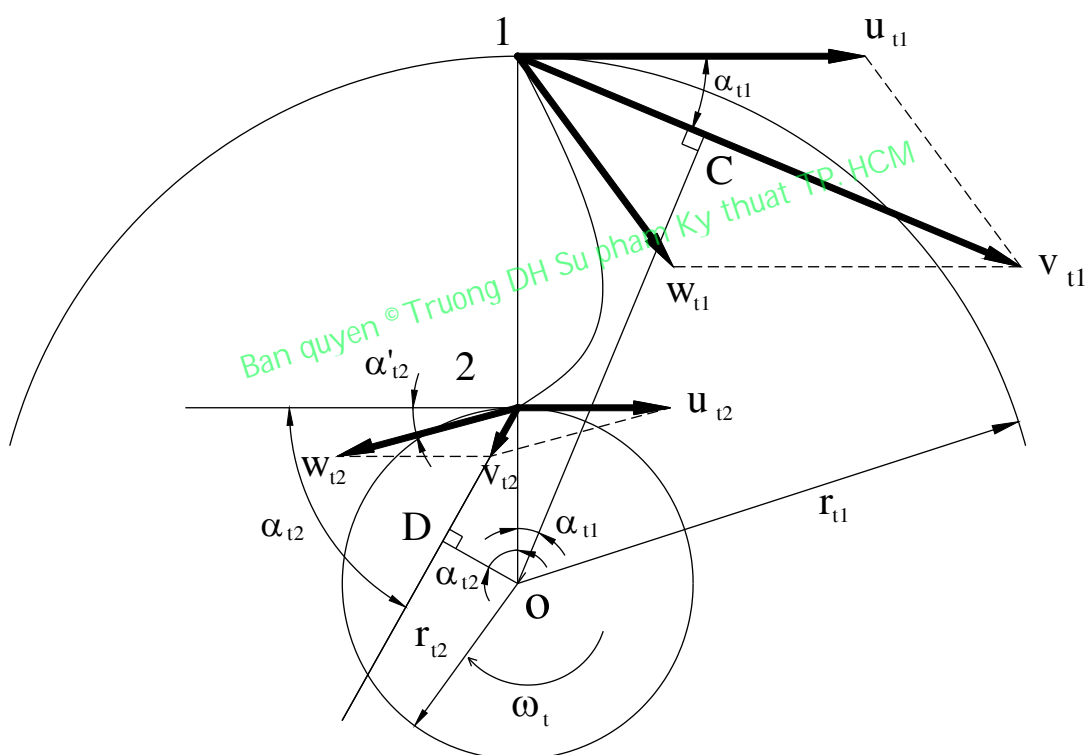
$$\frac{G}{g} \cdot v_{b2} \cdot OB = \frac{G}{g} \cdot v_{t1} \cdot OC \tag{5.12}$$

Vì vận tốc  $v_{t2}$  ngược chiều quay của T, nên  $v_{t2}$  có hướng âm. Bởi vậy, mômen trên trục T sẽ là:

$$M_t = \frac{G}{g}(-v_{t2} \cdot OD - v_{t1} \cdot OC)$$

$$= -\frac{G}{g}(v_{t2} \cdot OD + v_{b2} \cdot OB) \quad (5.13)$$

Các giá trị OC, OD,  $r_{t1}$ ,  $r_{t2}$ ,  $\alpha_{t1}$ ,  $\alpha_{t2}$  biểu thị trên hình 5.6.



Hình 5.6 : Sơ đồ vận tốc của chất lỏng khi chuyển động theo cánh của tuốc bin (T)

Do mômen động lượng của dòng chất lỏng ra khỏi T bằng mômen động lượng đi vào P và mô men động lượng ra khỏi P bằng mômen động lượng đi vào B, nên mômen của đĩa P là:

$$\begin{aligned} M_p &= \frac{G}{g} [v_{b1} \cdot OA - (-v_{t2} \cdot OD)] \\ &= \frac{G}{g} (v_{b1} \cdot OA + v_{t2} \cdot OD) \end{aligned} \quad (5.14)$$

Từ các biểu thức (5.11); (5.13); (5.14) suy ra:

$$-M_t = M_b + M_p \quad (5.15)$$

Dấu trừ ở giá trị  $M_t$  thể hiện tuốcbin nhận mômen của dòng chất lỏng.

Biểu thức (5.15) chứng tỏ mômen xoắn của tuốcbin tăng lên được là nhờ có đĩa phản xạ.

Để đặc trưng cho khả năng tăng mômen xoắn của biến mômen thủy lực, người ta đưa ra hệ số biến mômen K:

$$K = \frac{M_t}{M_b} \quad (5.16)$$

Khả năng tăng mômen xoắn lớn nhất là ở giá trị  $K = K_0$  khi đĩa tuốc bin đứng yên:  $n_t = 0$ .

Hiệu suất của biến mômen thủy lực được tính:

$$\eta_b = \frac{M_t \cdot \omega_t}{M_b \cdot \omega_b} = K \frac{n_t}{n_b} = K \cdot i_{tb} = K(1-S) \quad (5.17)$$

Trong đó:

$i_{tb}$  – tỷ số vòng quay của T so với B.

$$S = 1 - \frac{n_t}{n_b} \quad (5.18) \quad \text{– độ trượt của đĩa T so với đĩa B.}$$

### 3. Đường đặc tính và những thông số cơ bản của biến mô men thủy lực.

#### a) Đường đặc tính của biến mômen thủy lực:

So với ly hợp thủy lực, đường đặc tính của biến mômen thủy lực có sự khác biệt. Bởi vì, ở biến mômen thủy lực chất lỏng được nạp đầy và có một áp suất dư nhất định, do biến mômen thủy lực chỉ làm việc ổn định trong điều kiện chất lỏng không có bọt khí.

Đường đặc tính của biến mô men thủy lực có đĩa phản xạ cố định được xác định bằng thực nghiệm (hình 5.7).

Từ đường đặc tính cho thấy, khi  $n_t$  tăng dần đến gần giá trị  $n_b$  thì  $M_t$  và  $K$  giảm xuống.

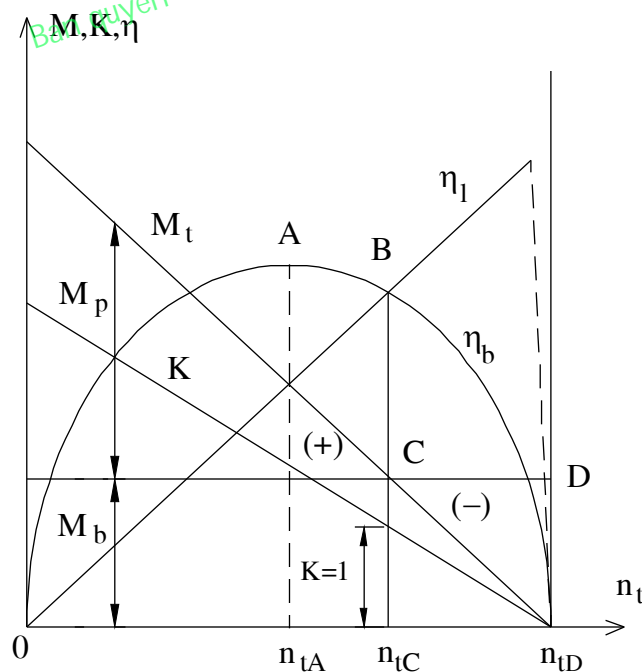
Ở bên trái điểm C giá trị  $M_p > 0$  nên  $M_t = M_b + M_p$  bởi vậy  $M_t > M_b$  và  $K > 1$ .

Tại điểm C giá trị  $M_p = 0$  nên  $M_t = M_b$  và  $K = 1$ .

Ở bên phải điểm C (ứng với  $n_t > n_{tc}$ ) đĩa phản xạ P trở thành bộ phận hãm. Nguyên nhân là từ số vòng quay  $n_t > n_{tc}$  các phần tử chất lỏng bị đổi hướng và đập vào sau lưng các cánh của đĩa P, nên lúc này mômen  $M_p$  đổi chiều và có giá trị âm (xem hình 5.8),  $M_p < 0$  nên  $M_t = M_b - M_p$  và  $K < 1$ .

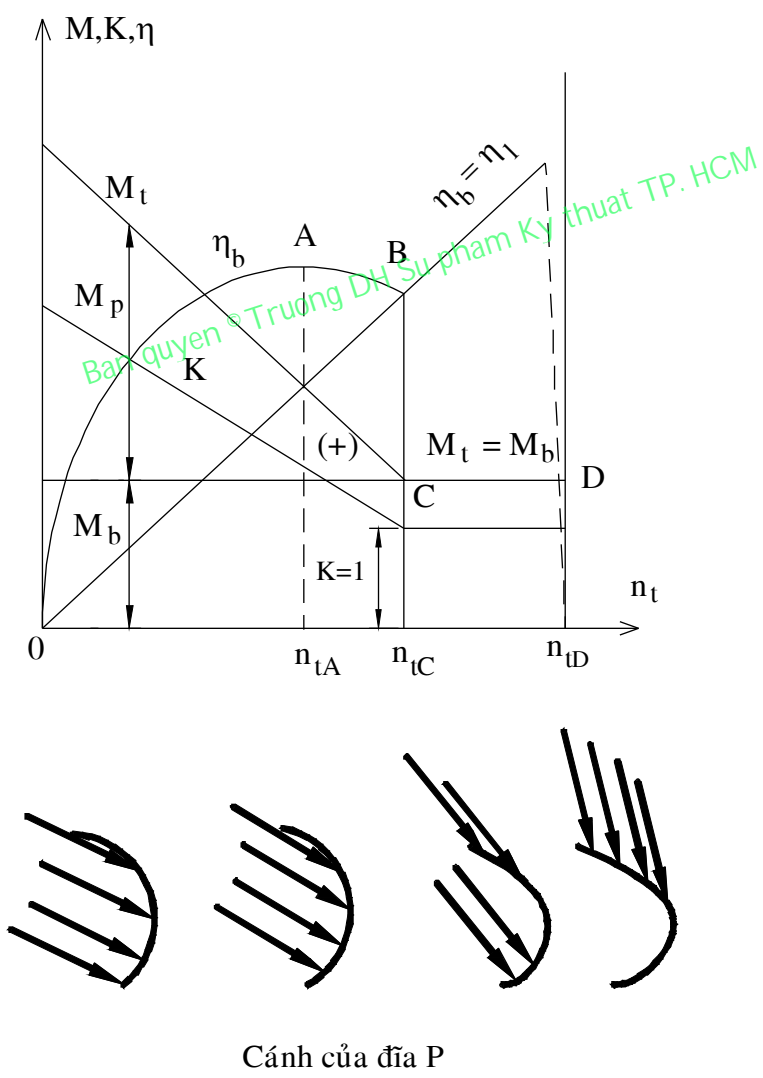
Hiệu suất của biến mômen thủy lực  $\eta_b$  biến thiên theo đường cong bậc hai và  $\eta_b = \eta_{bmax}$  tại điểm A ứng với số vòng quay  $n_t = n_{tA}$ . Để tiện so sánh, trên đường đặc tính có vẽ thêm đường hiệu suất của ly hợp thủy lực  $\eta_l$ . Với  $0 \leq n_t \leq n_{tc}$  thì  $\eta_b > \eta_l$  và  $k > 1$ .

Ứng với  $n_{tc} < n_t \leq n_{tD}$  do sự mất mát trong đĩa P nên  $\eta_b$  giảm nhanh và kết quả là  $\eta_b < \eta_l$ . Từ hình 5.7 chúng ta thấy: khi đĩa P cố định thì từ số vòng quay  $n_t > n_{tc}$  trở đi  $M_t < M_b$ .



Hình 5.7 : Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ cố định (khi  $n_b = \text{const}$ )

Đây là nhược điểm lớn cần khắc phục. Bởi vậy khi đặt đĩa P trên khớp quay một chiều thì sẽ khắc phục được nhược điểm trên (hình 5.8). Bên dưới hình 5.8 biểu diễn phương chiều của các phần tử chất lỏng đập vào các cánh của đĩa P ở các thời điểm  $n_t$  khác nhau. Với số vòng quay  $n_t > n_{tc}$  trở đi các phần tử chất lỏng đập vào sau lưng các cánh của P. Nếu lúc này đĩa P quay tự do thì nó không còn là bộ phận hãm nữa. Lúc này biến mômen thủy lực làm việc theo nguyên lý của ly hợp thủy lực.



Hình 5.8 : Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực

có đĩa phản xạ đặt trên khớp quay 1 chiều (khi  $n_b = \text{const}$ )

**b) Những thông số cơ bản của biến mômen thủy lực:**

Các thông số cơ bản của biến mômen thủy lực bao gồm biến mômen K (khi  $n_t = 0$ ), hệ số độ nhạy  $\varphi$  và đường kính mặt bên D.

Hệ số biến mômen  $K_0 = \frac{M_t}{M_b}$  khi  $n_t = 0$  là giá trị lớn nhất của K. Để tăng  $K_0$  chúng ta phải tăng  $M_t$ .

Hệ số độ nhạy  $\varphi$  biểu thị sự thay đổi mômen xoắn trên trục chủ động của biến mômen thủy lực phụ thuộc vào  $n_t$

$$\varphi = \frac{M_b \text{ (khi } i_{tb} = 0)}{M_b \text{ (khi } K = 1)}$$

Hệ số độ nhạy  $\varphi$  có thể là:  $\varphi > 1$ ;  $\varphi = 1$  hoặc  $\varphi < 1$ .

Dựa vào giá trị của  $\varphi$  người ta phân ra các loại biến mômen thủy lực như sau:

Biến mômen thủy lực không nhạy:  $\varphi = 1$ .

Biến mômen thủy lực có độ nhạy thuận:  $\varphi > 1$ .

Biến mômen thủy lực có độ nhạy nghịch:  $\varphi < 1$ .

Trong môn học "Thủy lực và máy thủy lực", chúng ta đã chứng minh được mối quan hệ giữa mômen quay truyền qua máy thủy lực có cánh với các thông số của đĩa máy như sau:

$$M_b = \lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \tag{5.20}$$

$$M_t = \lambda_t \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \tag{5.21}$$

Trong đó:

$\gamma$  - Trọng lượng riêng của chất lỏng [ $N/m^3$ ].

$n_b$  - Số vòng quay của đĩa bơm [ $vg/ph$ ].

D - Đường kính lớn nhất trên đĩa bơm [ $m$ ].

$\lambda_b, \lambda_t$  - Các hàm số phức tạp của  $i_{tb}$ , được gọi là hệ số mô men xoắn và phụ thuộc vào kết cấu của đĩa. Thông thường  $\lambda_b, \lambda_t$  thay đổi theo độ trượt và có thứ nguyên

$$\left[ \frac{1}{(vg/ph)^2 m} \right]$$

Từ (5.20) chúng ta suy ra đường kính cần thiết kể của biến mômen thủy lực sẽ là:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_b}{\lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2}} \tag{5.22}$$

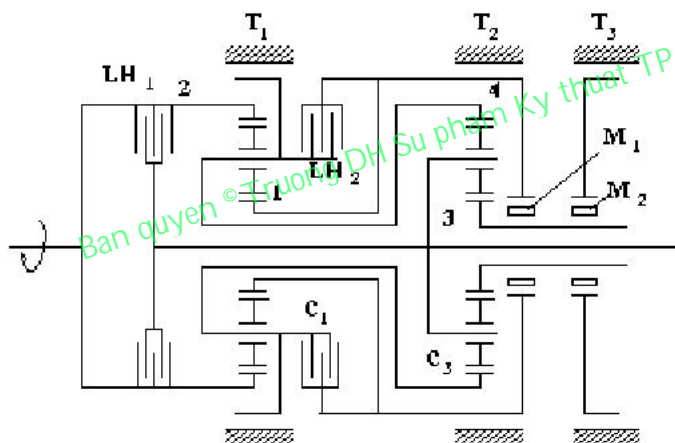
**IV. HỘP SỐ HÀNH TINH.**



Hộp số hành tinh dùng ở hộp số tự động có cấp và hộp số nửa tự động. Nó có những ưu điểm chính sau đây so với hộp số thường:

- g Làm việc không ồn, không cần bộ đồng tốc.
- g Việc gài số thực hiện nhờ ly hợp và phanh, nên tạo điều kiện thuận lợi cho việc tự động quá trình gài số.
- g Kết cấu gọn gàng nhờ ăn khớp bên trong.
- g Khi có cùng kích thước đường kính bánh răng, hộp số hành tinh sẽ có tỉ số truyền lớn hơn.
- g Có thể sang số mà không cần cắt công suất truyền từ động cơ xuống, do đó thời gian và hành trình gia tốc ngắn hơn.
- g Có hiệu suất cao hơn hộp số thường .

Khuyết điểm của hộp số hành tinh là kết cấu phức tạp, chế tạo khó, giá thành cao. Trên ô tô thường sử dụng hộp số hành tinh hai hoặc ba cấp.



Hình 5.9 : Hộp số hành tinh

Trên hình 5.9 là hộp số hành tinh phức tạp gồm có hai cụm bánh răng hành tinh đơn giản. Cơ cấu điều khiển để gài số bao gồm hai ly hợp ma sát LH<sub>1</sub>, LH<sub>2</sub>, ba phanh dải T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>, T<sub>3</sub>, các khớp nối một chiều M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>.

Hộp số này gồm ba số:

Phanh T<sub>2</sub> lắp trực tiếp lên trục của bánh răng trung tâm 1 của dây bên trái, còn phanh T<sub>3</sub> qua khớp nối một chiều M<sub>2</sub> liên kết với trục của bánh răng trung tâm 3.

Số 1 được gài bằng cách hãm hai phanh  $T_2, T_3$  để gài cứng khớp  $M_2$  và bánh răng 3. Công suất được truyền thứ tự qua hai dây hành tinh, nên hiệu suất cao (0,97).

Số 2 được gài bằng cách đóng ly hợp  $LH_2$  rồi nhả phanh  $T_1$ , còn  $T_2$  vẫn bị hãm. Khớp một chiều  $M_1$  được lắp sao cho không cản trở sự quay của trục bánh răng 1. Do đóng ly hợp  $LH_2$  nên các bánh răng dây trái bị gài cứng, chỉ có dây phải hoạt động, hiệu suất đạt tới 0,985.

Số 3 (truyền thẳng) được gài bằng cách đóng ly hợp  $LH_1$ .

Số lùi được gài bằng cách hãm phanh  $T_1$ , bánh răng bao 4 ăn khớp trong bị giữ lại, dây trái làm việc như một bộ truyền hành tinh đơn giản. Công suất truyền từ bánh răng 1 qua khớp nối  $M_1$  đến bánh răng trung tâm dây phải và dẫn ra ngoài. Hiệu suất truyền lực của số lùi khá thấp.

Trong thực tế có nhiều sơ đồ hộp số hành tinh khác nhau. Hộp số hành tinh đơn giản chỉ có một dây bánh răng hành tinh. Hộp số hành tinh phức tạp (nhiều cấp) có từ hai dây bánh răng hành tinh trở lên.

### 1. Phương pháp chọn số răng cho hộp số hành tinh.

Số răng hộp số hành tinh được chọn theo công thức sau:

$$z_1 : z_h : z_2 : \frac{z_1 + z_2}{x} = z_1 : \frac{z_1}{z_2}(K-1) : z_1 K : \frac{z_1}{x}(K+1) \quad (5.23)$$

Trong đó:

$z_1, z_2$  - Số răng của bánh răng trung tâm và bánh răng bao.

$z_h$  - Số răng của bánh răng hành tinh.

$x$  - Số lượng bánh răng hành tinh.

$K = \frac{z_2}{z_1}$  - Thông số của cơ cấu (tỉ số truyền bên trong).

Bằng cách chọn trước số lượng răng của bánh răng nhỏ nhất theo kích thước để tránh hiện tượng cắt chân răng và theo khả năng bố trí trên trục cũng như bằng cách chọn trước số lượng bánh răng hành tinh và thông số  $K$ , chúng ta xác định được số lượng răng của bánh răng còn lại.

Số răng vừa tính được ở phần trên cần quy tròn thành số nguyên và kiểm tra để đảm bảo điều kiện đồng trục, điều kiện lắp ghép và điều kiện kề.

Điều kiện đồng trục được thể hiện theo công thức:

$$z_2 - z_1 = 2 z_h \quad (5.24)$$

Để đảm bảo đầu răng của bánh răng hành tinh trùng với chân răng của bánh răng trung tâm và bánh răng bao, chúng ta phải tuân theo điều kiện lắp ghép sau:

$$z_1 + z_2 = nx \quad (5.25)$$

Ở đây:  $n$  - số nguyên bất kỳ.

Điều kiện để đảm bảo có khe hở giữa các răng của các bánh răng lân cận. Muốn vậy phải thỏa mãn bất phương trình sau:

$$z_1 \sin \frac{\pi}{x} - z_h (1 - \sin \frac{\pi}{x}) > 0 \quad (5.26)$$

Nếu số răng nhận được không thỏa mãn điều kiện đồng trục thì phải dùng phương pháp dịch chỉnh.

## 2. Phương pháp xác định tỉ số truyền.

Trước hết chúng ta xác định tỉ số truyền của hộp số hành tinh đơn giản (cơ cấu hành tinh một dãy).

Các phần tử của cơ cấu hành tinh bao gồm:

Bánh răng trung tâm có vận tốc góc  $\omega_1$  và số răng  $z_1$ .

Bánh răng bao có vận tốc góc  $\omega_2$  và số răng  $z_2$ .

Bánh răng hành tinh có vận tốc góc  $\omega_h$  và số răng  $z_h$ .

Lồng răng (cần dẫn) có vận tốc góc  $\omega_c$ .

Khi một phần tử nào đó của cơ cấu hành tinh được nối với trục sơ cấp của hộp số thì vận tốc góc của phần tử đó bằng vận tốc góc đầu vào  $\omega_v$ .

Khi một phần tử nào đó của cơ cấu hành tinh được nối với trục thứ cấp của hộp số thì vận tốc góc của phần tử đó bằng vận tốc góc đầu ra  $\omega_R$ .

Tỉ số truyền của hộp số ở một tay số thứ  $i$  nào đó được xác định bởi tỉ số:

$$i_{hi} = \frac{\omega_v}{\omega_R} \quad (5.27)$$

Để xác định được tỉ số trên, chúng ta phải dựa vào công thức Willis:

$$\frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c} = - \frac{z_2}{z_1} \quad (5.28)$$

Hoặc nhờ phương trình động học của cơ cấu hành tinh một dãy:

$$\omega_1 z_1 + \omega_2 z_2 = \omega_c (z_1 + z_2) \quad (5.29)$$

Thông thường chỉ với phương trình động học thì chưa đủ để tìm được  $i_{hi}$ . Chúng ta phải kết hợp với các phương trình biểu diễn mối liên kết giữa các phần tử của cơ cấu hành tinh với các phần tử của cơ cấu điều khiển (các ly hợp ma sát hoặc các phanh dải).

Các phương trình trên lập thành một hệ phương trình. Giải hệ phương trình đó, chúng ta sẽ xác định được tỉ số truyền.

Nguyên tắc chung để viết các phương trình liên kết:

g Khi hai phần tử được nối với nhau thì vận tốc góc của chúng phải bằng nhau.

g Khi một phần tử bị hãm lại thì vận tốc góc của nó bằng không.

Đối với hộp số hành tinh phức tạp chứa  $n$  - cơ cấu hành tinh một dãy ( $n \geq 2$ ) thì chúng ta sẽ lập được  $n$  - phương trình động học cho từng cơ cấu hành tinh một dãy. Ngoài ra kết

hợp với các phương trình biểu diễn sự liên kết giữa các phần tử của các cơ cấu hành tinh với nhau và giữa các phần tử của cơ cấu hành tinh với các phần tử điều khiển. Từ đó, chúng ta sẽ nhận được một hệ trình. Giải hệ phương trình đó, ta nhận được tỉ số truyền hộp số hành tinh phức tạp ở một tay số nhất định.

Ở các tay số khác nhau, chúng ta sẽ lập được các hệ phương trình khác nhau.

Tỉ số truyền của hộp số hành tinh phức tạp ở tay số thứ  $i$  nào đó vẫn được xác định theo công thức (5.27).

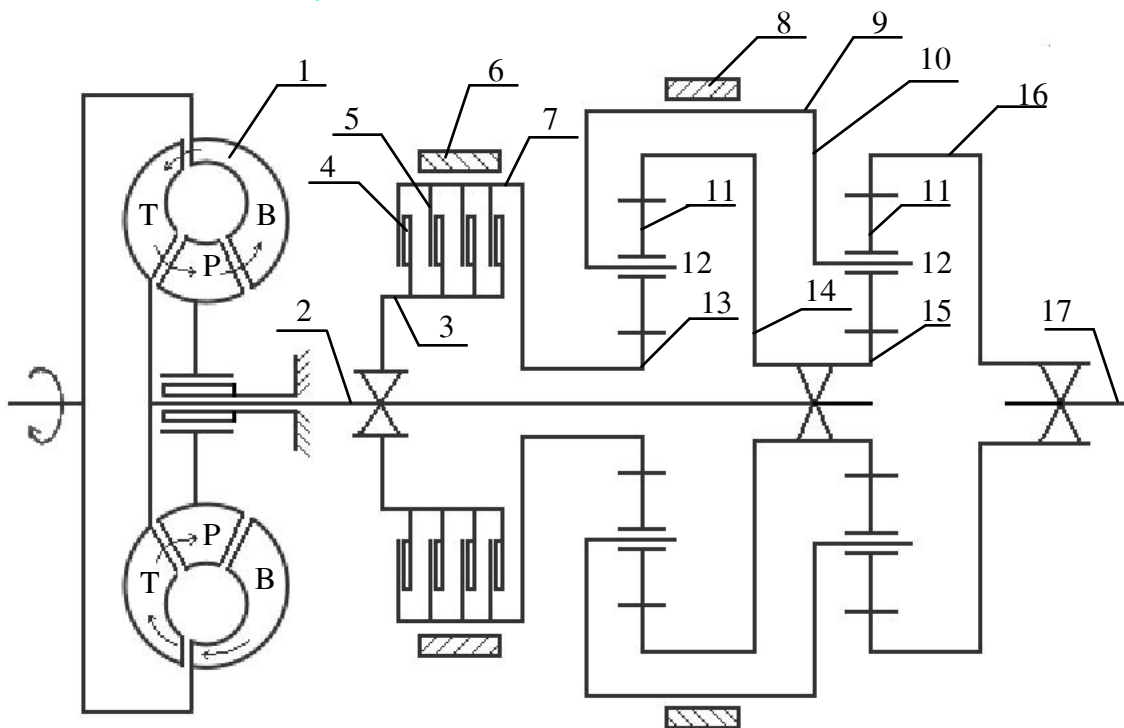
Khi đi tìm tỉ số truyền của hộp số hành tinh chúng ta phải biết trước số răng của các bánh răng trung tâm và bánh răng bao.

Hộp số hành tinh đơn giản được gọi là hộp số hành tinh một cấp.

Hộp số hành tinh phức tạp có  $n$  - cơ cấu hành tinh một dãy được gọi là hộp số hành tinh nhiều cấp.

Ở hình 5.10 là cấu tạo những bộ phận chính của một hộp số tự động có cấp.

Phần “Hệ thống điều khiển hộp số tự động” đã được trình bày ở giáo trình “Cấu tạo ô tô” nên ở đây chúng tôi không trình bày nữa.



Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

- |                            |                                 |
|----------------------------|---------------------------------|
| 1.Cánh bơm .               | 9.Tang trống bị động .          |
| 2.Trục sơ cấp hộp số .     | 10.Lồng răng .                  |
| 3.Tang trống chủ động .    | 11.Bánh răng vệ tinh .          |
| 4.Đĩa chủ động bằng thép . | 12.Trục của bánh răng vệ tinh . |
| 5.Đĩa bị động .            | 13. Bánh răng trung tâm .       |
| 6.Phanh dải trước .        | 14;16. Vòng răng .              |
| 7.Tang trống bị động .     | 15.Bánh răng trung tâm .        |
| 8.Phanh dải sau .          | 17.Trục thứ cấp của hộp số .    |

Hình 5.10 : Các bộ phận chính của hộp số tự động có cấp

Bản quyền © Trường DH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

## CHƯƠNG VI

**TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG****I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:****1. Công dụng:**

Truyền động các đăng dùng để truyền mômen xoắn giữa các trục không thẳng hàng. Các trục này lệch nhau một góc  $\alpha > 0^\circ$  và giá trị của  $\alpha$  thường thay đổi.

**2. Yêu cầu:**

- a. Với bất kỳ số vòng quay nào của trục các đăng không được phép có các va đập và dao động, không phát sinh ra tải trọng động quá lớn do mômen quán tính gây nên.
- b. Các trục các đăng phải quay đều và không xuất hiện tải trọng động.
- c. Ngay cả khi góc lệch  $\alpha$  lớn thì hiệu suất truyền động vẫn phải bảo đảm lớn.

**3. Phân loại:****a. Theo công dụng, truyền động các đăng chia ra 4 loại:**

- g Loại truyền mômen xoắn từ hộp số hoặc hộp phân phối đến các cầu chủ động (góc  $\alpha$  từ  $15^\circ \div 20^\circ$ ).
- g Loại truyền mômen xoắn đến các bánh xe chủ động ở cầu dẫn hướng ( $\alpha_{\max}$  từ  $30^\circ \div 40^\circ$ ) hoặc ở hệ thống treo độc lập ( $\alpha_{\max} = 20^\circ$ ).
- g Loại truyền mômen xoắn đến các bộ phận đặt trên khung ( $\alpha_{\max}$  từ  $3^\circ \div 5^\circ$ ).
- g Loại truyền mômen xoắn đến các cụm phụ ( $\alpha_{\max}$  từ  $15^\circ \div 20^\circ$ ).

**b. Theo số khớp các đăng chia 3 loại:**

- g Loại đơn (có 1 khớp nối các đăng).
- g Loại kép (có 2 khớp nối các đăng).
- g Loại nhiều khớp các đăng.

**c. Theo tính chất động học của các đăng chia ra:**

- g Loại các đăng khác tốc
- g Loại các đăng đồng tốc.

**d. Theo kết cấu các đăng chia ra:**

- g Loại khác tốc gồm loại cứng và loại mềm.
- g Loại đồng tốc gồm có: đồng tốc kép, đồng tốc cam, đồng tốc bi với các rãnh phân chia, đồng tốc bi với đòn phân chia.

**II. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:**

**1. Cơ cấu các đăng đơn:**

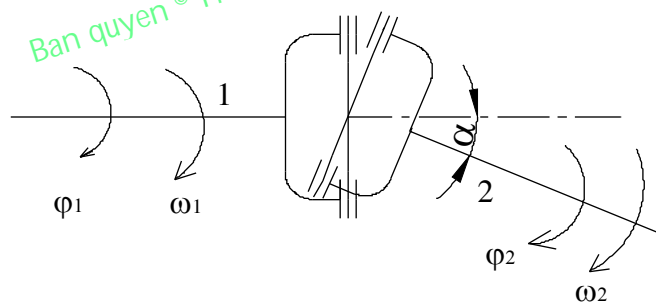
Khi cần truyền chuyển động từ trục 1 (chủ động) sang trục 2 (bị động) với góc lệch giữa hai trục là  $\alpha > 0$ , bắt buộc phải sử dụng cơ cấu các đăng.

Trên hình 6.1 là cơ cấu các đăng đơn khác tốc. Khi các trục quay thì chốt chữ thập sẽ quay lúc lắc trong giới hạn góc  $\alpha$ . Bởi vậy sẽ sinh ra sự quay không đều của trục 2 khi trục 1 quay đều. Ở giáo trình nguyên lý máy đã chứng minh mối quan hệ giữa  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$ :

$$\text{tg } \varphi_1 = \text{tg } \varphi_2 \cos \alpha \quad (6.1)$$

Trong đó:  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  là các góc quay của trục chủ động 1 và trục bị động 2.

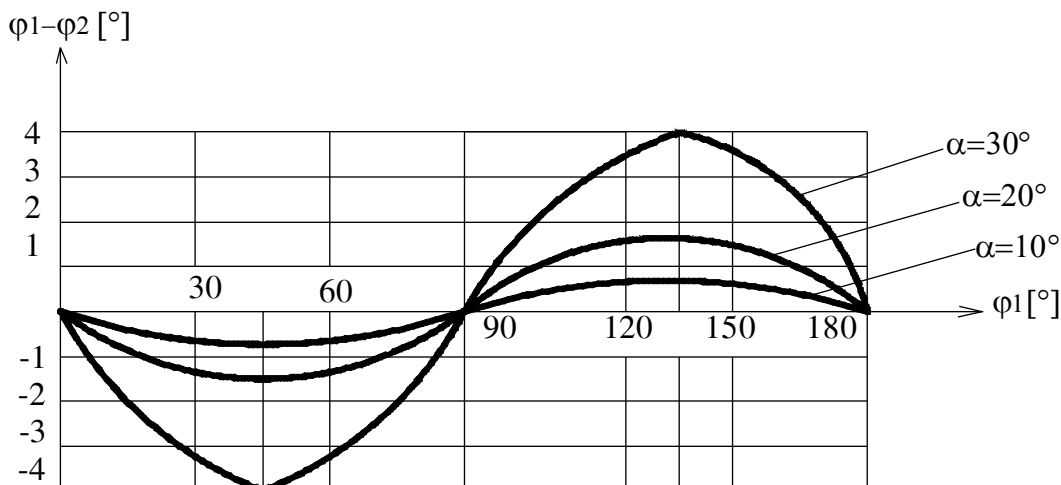
Theo (6.1), nếu biết giá trị góc  $\alpha$  thì ứng với một giá trị  $\varphi_1$  ta có một giá trị  $\varphi_2$  tương ứng.



Hình 6.1: Cơ cấu các đăng đơn.

Ở hình (6.2) cho thấy sự thay đổi hiệu số góc  $(\varphi_1 - \varphi_2)$  sau nửa vòng quay của trục 1. Ba đường cong ứng với các góc  $\alpha = 10^\circ, \alpha = 20^\circ, \alpha = 30^\circ$ .

Từ đồ thị biến thiên của hiệu  $(\varphi_1 - \varphi_2)$  ta thấy sau một vòng quay của trục 1 sẽ có hai lần trục 2 vượt nhanh hơn trục 1 và hai lần chậm hơn trục 1. Nếu trục 1 quay đều thì vận tốc góc  $\omega_1$  là hằng số.



Hình 6.2: Sự thay đổi hiệu số góc quay giữa  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$

Để biết được vận tốc góc  $\omega_2$  của trục 2 thay đổi thế nào, ta đạo hàm biểu thức (6.1):

$$\frac{d\varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} = \cos \alpha \cdot \frac{d\varphi_2}{\cos^2 \varphi_2} \quad (6.2)$$

Chia hai vế (6.2) cho dt và lưu ý:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} \text{ và } \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$$

Chúng ta có:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (6.3)$$

Từ (6.1) chúng ta thấy có thể thay thế  $\cos^2 \varphi_2$  bằng biểu thức có  $\varphi_1$  và  $\alpha$ . Bình phương 2 vế biểu thức (6.1) và qua biến đổi lượng giác ta có:

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \alpha}{\text{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha} \quad (6.4)$$

Kết hợp biểu thức (6.4) với (6.3) ta sẽ có mối quan hệ giữa  $\omega_1$  và  $\omega_2$ :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (6.5)$$

Vì  $\frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \neq \text{const}$  cho nên  $\frac{\omega_2}{\omega_1} \neq \text{const}$ , trong khi đó  $\omega_1 = \text{const}$ ,

bởi vậy suy ra  $\omega_2 \neq \text{const}$ . Như vậy cơ cấu các đăng đơn này không đảm bảo được sự đồng tốc giữa trục 1 và trục 2, nên được gọi là cơ cấu các đăng đơn khác tốc.



Giá trị lớn nhất của tỷ số  $\frac{\omega_2}{\omega_1}$  đặc trưng cho sự quay không đều của trục 2 sẽ ứng với giá trị nhỏ nhất của mẫu số khi  $\varphi_1 = 0^0, 180^0, 360^0 \dots (k\pi)$ . Lúc đó ta có:

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha} \quad (6.6)$$

Giá trị nhỏ nhất của  $\frac{\omega_2}{\omega_1}$  ứng với các giá trị:

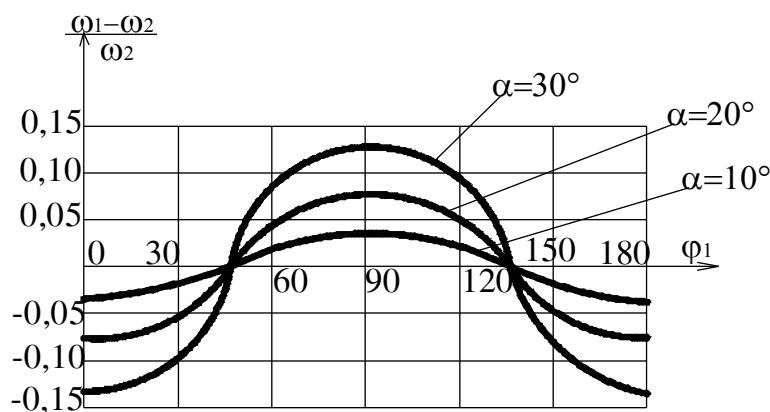
$$\varphi_1 = 90^0, 270^0, \dots (2k+1) \frac{\pi}{2}, \text{ lúc đó ta có:}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha \quad (6.7)$$

Từ (6.5) chúng ta lập được biểu thức (6.8) sau đây:

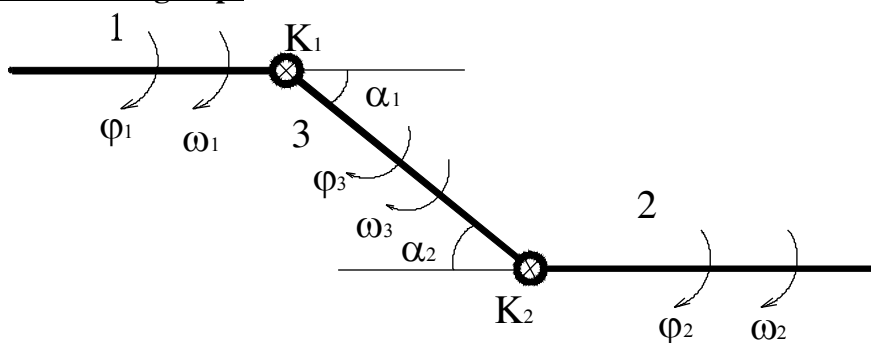
$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 - \cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}$$

Quan hệ của tỷ số  $\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}$  đối với góc quay  $\varphi_1$  ứng với  $\alpha = 10^0, \alpha = 20^0, \alpha = 30^0$  được trình bày ở hình (6.3)



Hình 6.3: Đồ thị biến thiên của  $\omega_2$ .

**2. Cơ cấu các đăng kép:**



Hình 6.4: Cơ cấu các đăng kép.

Xét trường hợp chúng ta cần truyền chuyển động từ trục 1 đến trục 2 thông qua trục 3 và góc lệch giữa các trục  $\alpha_1 > 0$  và  $\alpha_2 > 0$ . Các trục được nối với nhau bởi hai khớp các đăng đơn khác tốc  $k_1$  và  $k_2$ . Trục 1 có góc quay  $\varphi_1$  và vận tốc góc  $\omega_1$ . Trục 2 có góc quay  $\varphi_2$  và vận tốc góc  $\omega_2$ . Trục 3 có góc quay  $\varphi_3$  và vận tốc góc  $\omega_3$ .

Giả thiết khi bắt đầu chuyển động, nạng chủ động (nối với trục 1) nằm trong mặt phẳng thẳng đứng, nếu chúng ta áp dụng trực tiếp công thức (6.1) cho góc quay  $\varphi_1$  và  $\varphi_3$ :

$$\text{tg}\varphi_1 = \text{tg}\varphi_3 \cdot \cos \alpha_1 \quad (6.9)$$

Nếu khi bắt đầu chuyển động, cả hai nạng các đăng của trục 3 cùng nằm trong một mặt phẳng nằm ngang thì ta không thể áp dụng công thức (6.1) để tìm mối quan hệ giữa  $\varphi_3$  và  $\varphi_2$ , vì công thức này chứng minh cho nạng chủ động nằm trong mặt phẳng thẳng đứng.

Muốn áp dụng (6.1) vào khớp các đăng  $K_2$ , ta phải giả thiết cả hệ thống đã quay đi một góc  $\frac{\pi}{2}$  và lúc đó chúng ta có:

$$\text{tg}\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right) = \text{tg}\left(\varphi_2 + \frac{\pi}{2}\right) \cdot \cos \alpha_2.$$

Qua biến đổi trở thành:

$$\text{tg}\varphi_2 = \text{tg}\varphi_3 \cdot \cos \alpha_2. \quad (6.10)$$

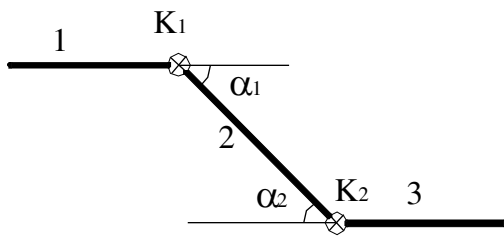
Từ (6.9) và (6.10) chúng ta nhận được:

$$\text{tg}\varphi_1 = \text{tg}\varphi_2 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (6.11)$$

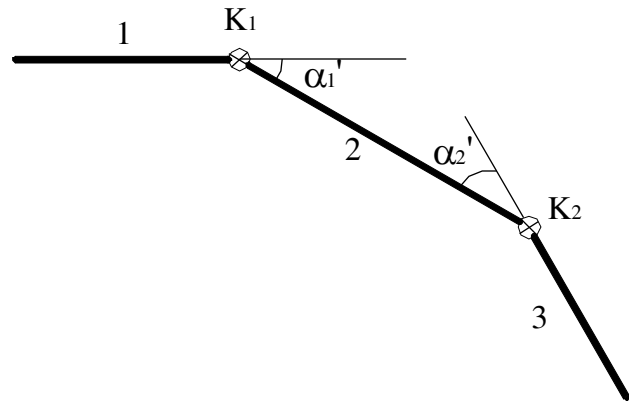
Từ biểu thức (6.1) ta thấy ngay: Nếu  $\alpha_1 = \alpha_2$  thì  $\varphi_1 = \varphi_2$ , tức là  $\omega_1 = \omega_2$ . Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép đồng tốc.

Nếu  $\alpha_1 \neq \alpha_2$  thì  $\varphi_1 \neq \varphi_2$ , tức là  $\omega_1 \neq \omega_2$ . Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép khác tốc. Trường hợp thứ nhất là một trong các biện pháp để giải quyết vấn đề đồng tốc ở truyền động các đăng.

Hiện nay ở trên xe có 2 cách bố trí cơ cấu các đăng kép đảm bảo điều kiện đồng tốc  $\alpha_1 = \alpha_2$  (Hình 6.5a và 6.5b)



Hình 6.5 a:  $\alpha_1 = \alpha_2$



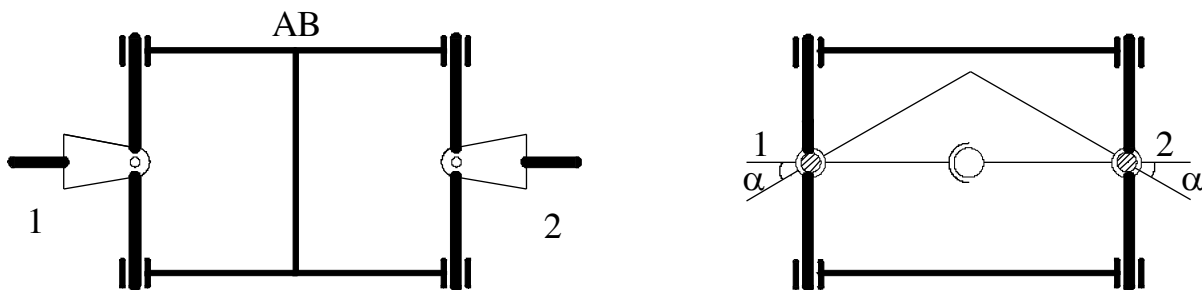
Hình 6.5 b:  $\alpha'_1 = \alpha'_2$

Phương án a: Trục 1 và trục 3 song song với nhau.

Phương án b: Trục 1 và trục 3 giao nhau.

Phương án nào làm cho góc lệch  $\alpha_1$  ( $\alpha_2$ ) giảm là cách bố trí tốt. Vì khi  $\alpha$  nhỏ thì sự quay không đều của trục các đăng trung gian 2 sẽ giảm, do đó tải trọng tác dụng lên trục giảm, điều đó cho phép tăng tuổi thọ của các trục các đăng.

### 3. Khớp các đăng kép đồng tốc:



Hình 6.6: Khớp các đăng kép đồng tốc.

Trên hình 6.6 là sơ đồ khớp các đăng kép đồng tốc dựa trên nguyên lý đồng tốc ở (hình 6.5). Để có được khớp các đăng kép đồng tốc người ta đã rút ngắn trục 2 thành đoạn AB và tổng hợp hai nạng các đăng của trục 3 thành một nạng các đăng kép. Ngoài ra phải thêm một cơ cấu chỉnh tâm để bảo đảm điều kiện  $\alpha_1 = \alpha_2$ .

**4. Khớp các đẳng đồng tốc loại bi:**

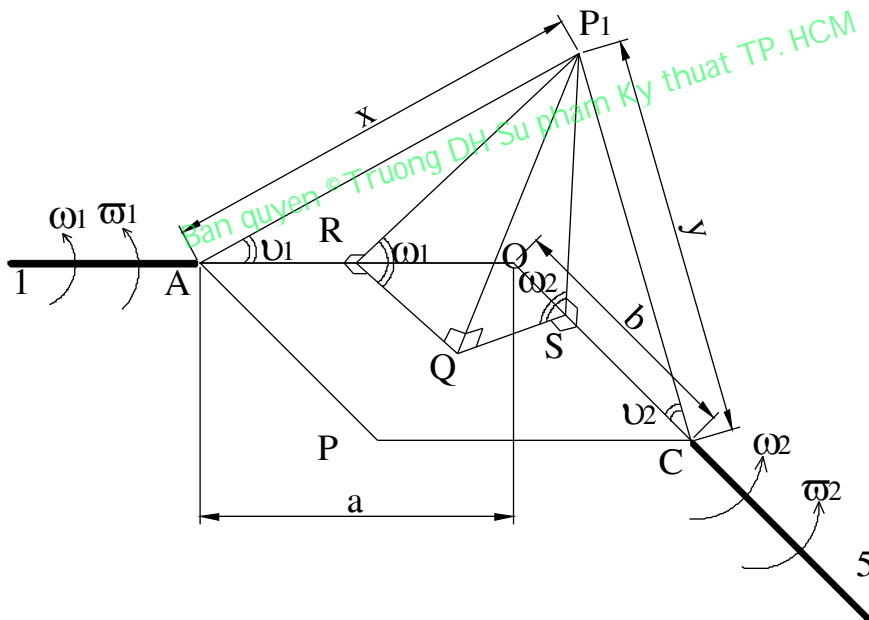
**a) Động học khớp các đẳng đồng tốc loại bi:**

Khớp các đẳng nối giữa hai trục và luôn đảm bảo  $\omega_1 = \omega_2$  được gọi là khớp các đẳng đồng tốc. Loại này thường dùng ở các xe có cầu trước vừa là cầu dẫn hướng vừa là cầu chủ động.

Nguyên tắc cơ bản của nó là điểm truyền lực luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc giao nhau giữa hai trục.

Trên hình 6.7 là sơ đồ động học khớp các đẳng loại bi.

Hai trục các đẳng thực tế được thể hiện bởi trục 1 và 5, thông qua cơ cấu các nặng và các viên bi chúng tiếp xúc với nhau tại P (tâm viên bi). Khi trục 1 quay một góc  $\varphi_1$  thì trục 5 quay một góc  $\varphi_2$ , lúc đó điểm P sẽ chuyển đến vị trí mới là P<sub>1</sub>. Điểm cuối của trục 1 là A sẽ kết nối với nặng các đẳng. Điểm bắt đầu của trục 5 là C sẽ kết nối với nặng các đẳng. Khi tính toán ta đặt:  $AP_1 = x$ ,  $CP_1 = y$ .



Hình 6.7: Sơ đồ động học khớp các đẳng loại bi.

Từ P<sub>1</sub> hạ đường vuông góc P<sub>1</sub>Q xuống mặt phẳng APC. Từ Q hạ tiếp các đường vuông góc QR và QS xuống các trục 1 và 5.

Từ các tam giác vuông trên hình 6.7:

$$P_1QR \text{ suy ra } P_1Q = P_1R \sin \varphi_1.$$

$$P_1QS \text{ suy ra } P_1Q = P_1S \sin \varphi_2.$$

$$AP_1R \text{ suy ra } P_1R = x \sin \theta_1.$$

$CP_1S$  suy ra  $P_1S = y \sin \theta_2$ .

Bởi vậy:

$$P_1Q = x \sin \varphi_1 \sin \theta_1.$$

$$P_1Q = y \sin \varphi_1 \sin \theta_2.$$

Tức là: 
$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \cdot \frac{x \cdot \sin \theta_1}{y \cdot \sin \theta_2} \quad (6.12)$$

Đặt  $OP_1 = z$ ,  $OA = a$ ,  $OC = b$  và áp dụng định lý côsin cho các tam giác  $AOP_1$  và  $COP_1$  ta có:

$$z^2 = x^2 + a^2 - 2ax \cos \theta_1.$$

$$z^2 = y^2 + b^2 - 2by \cos \theta_2.$$

Giải hai phương trình bậc hai trên để tìm  $x$  và  $y$  (ở đây chúng ta chỉ lấy giá trị dương vì  $x > 0$  và  $y > 0$ )

$$x = \pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cdot \cos \theta_1 \quad (6.13)$$

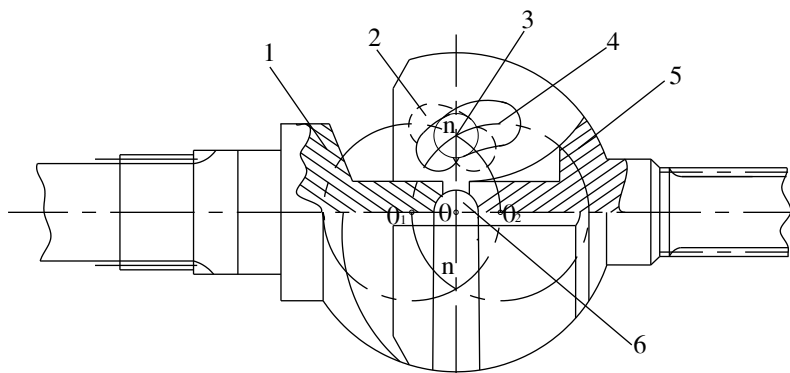
$$y = \pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \theta_2} + b \cdot \cos \theta_2 \quad (6.14)$$

Thay (6.13) và (6.14) vào (6.12) ta có:

$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \frac{(\sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cdot \cos \theta_1) \cdot \sin \theta_1}{(\sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \theta_2} + b \cdot \cos \theta_2) \sin \theta_2}$$

Nếu  $\theta_1 = \theta_2$  và  $a = b$  thì  $\sin \varphi_1 = \sin \varphi_2 \Rightarrow \varphi_1 = \varphi_2$  tức là  $\omega_1 = \omega_2$ , như vậy điều kiện đồng tốc giữa trục 1 và trục 5 được thực hiện.

**b) Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Weiss (Vây xơ):**



Hình 6.8: Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Weiss .

1 và 5: Các trục các đẳng.

2 và 4: Các rãnh.

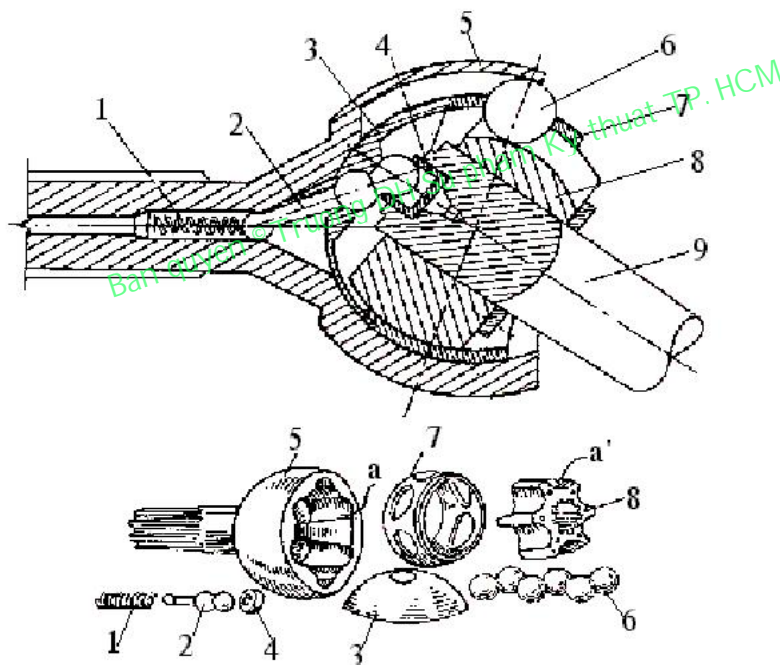
3 và 6: Các viên bi.

Trục 1 nối với trục 5 bằng 4 viên bi 3 và một viên bi 6. Các viên bi 3 chuyển động trong các rãnh cong 2 và 4 nằm đối xứng trong trục 1, trục 5 và trong các mặt phẳng vuông góc với nhau. Đường tâm của các rãnh là vòng tròn có bán kính bằng nhau với tâm  $O_1$  và  $O_2$ . Đồng thời đoạn  $OO_1$  bằng đoạn  $OO_2$ . Khi quay, đường tâm của các rãnh tạo thành hai mặt cầu, có giao tuyến là  $n$   $n$  đó là quỹ đạo chuyển động của viên bi 3. Do các rãnh nằm đối xứng trong hai trục, nên khi các trục dịch chuyển đi một góc thì tâm các viên bi luôn nằm trên các mặt phẳng phân giác giữa hai trục (đảm bảo điều kiện  $\theta_1 = \theta_2$ ).

Ngoài ra điều kiện  $a = b$  được đảm bảo bằng viên bi 6 có chốt ngang luôn qua để định vị.

**c) Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Rzepp (Rózippơ):**

Loại khớp các đẳng này được sử dụng nhiều trên xe vì có độ bền lâu và độ tin cậy cao. Cấu tạo của nó được thể hiện ở hình 6.9.

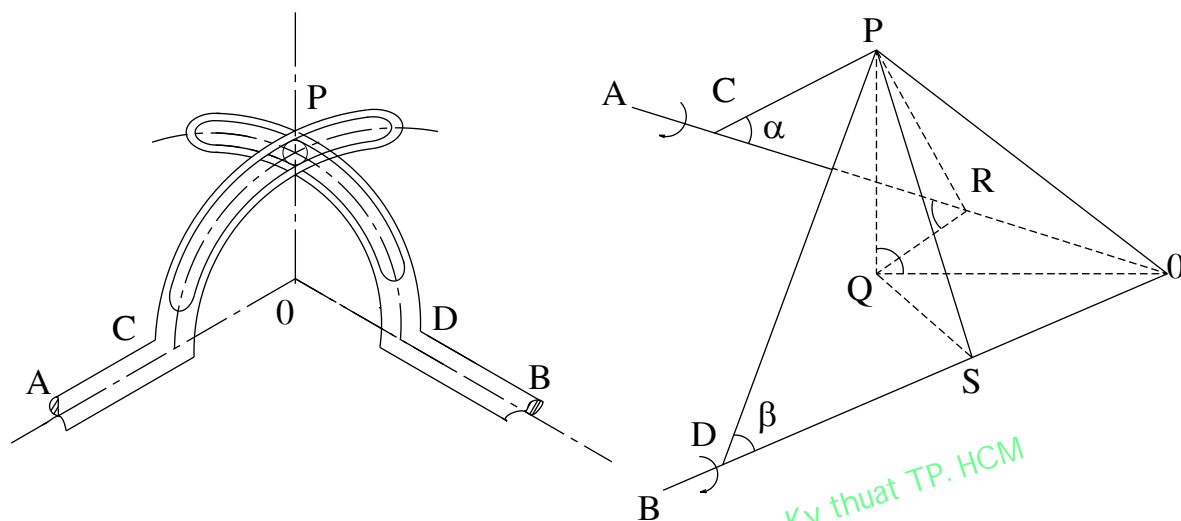


Hình 6.9: Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Rzepp.

- |              |              |
|--------------|--------------|
| 1. Lò xo.    | 6. Bi.       |
| 2. Chốt.     | 7. Ống lồng. |
| 3. Chỏm cầu. | 8. Mũi khóa. |
| 4. Chụp.     | 9. Trục.     |
| 5. Nạng.     |              |

Nạng 5 có rãnh a, mũi khóa 8 có rãnh a', các hòn bi truyền lực 6 được đặt vào giữa hai rãnh a và a' và được giữ bằng ống lồng 7. Lò xo 1, chốt 2, chỏm cầu 3, chụp 4 là cơ cấu chỉnh tâm. Trục 9 lắp với mũi 8 bằng then hoa.

Trên hình 6.10 là sơ đồ khái quát của khớp các đặng đồng tốc Rzepp, chúng ta sử dụng nó để khảo sát động học của khớp các đặng này:



Hình 6. 10: Sơ đồ khảo sát động học.

Hai trục A và B cắt nhau tạo O, góc AOB > 90°, PC và PD là hai rãnh của hai nạng A và B đối xứng với nhau qua OP.

Do tác dụng của cơ cấu chỉnh tâm nên P luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc AOB.

Khi chế tạo, người ta đã tính toán sao cho góc PCO = PDO ( $\alpha = \beta$ ) và OC = OD nên góc CPO = DPO.

Ký hiệu Q là hình chiếu của P trên mặt phẳng AOB.

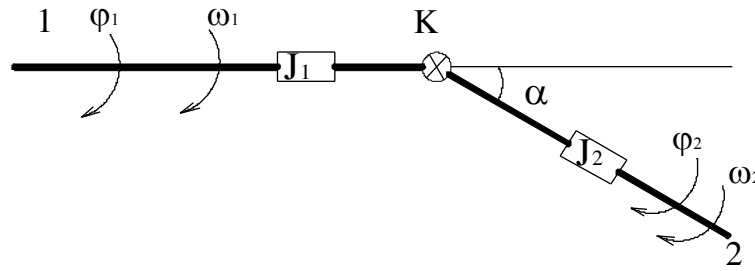
Từ Q vẽ các đường thẳng QR  $\perp$  OC; QS  $\perp$  OD, sau đó nối PR, PS thì ta cũng chứng minh được PR  $\perp$  OC và PS  $\perp$  OD, bởi vậy góc PRQ và PSQ chính là góc quay của A và B. Như vậy, khớp các đặng này đã thỏa mãn điều kiện đồng tốc  $a = b$  và  $\theta_1 = \theta_2$  đã nói ở mục a. Bởi thế, với mọi thời điểm hai góc quay của hai trục luôn luôn bằng nhau, tức là khớp các đặng Rzepp đã đảm bảo được sự đồng tốc cho hai trục A và B.

### III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐẶNG:

Xét trường hợp trục 1 và 2 nối bởi khớp các đặng đơn khác tốc K.

Vận tốc gốc của các trục được nối bởi khớp các đặng khác tốc thay đổi rất nhanh và làm xuất hiện gia tốc gốc rất lớn. Gia tốc gốc lớn sẽ làm xuất hiện lực quán tính lớn. Nếu

ta coi hệ thống các đẳng cứng tuyệt đối thì theo phương trình năng lượng có thể xác định mômen quán tính sinh ra do sự quay không đều của trục bị động.



Hình 6.11: Sơ đồ truyền động để khảo sát động lực của cơ cấu các đẳng.

Các mômen quán tính của các chi tiết gắn liền với trục 1 và trục 2 được vẽ tương trưng bởi  $J_1$  và  $J_2$ . Chúng ta gọi  $\frac{d\omega_1}{dt}$  và  $\frac{d\omega_2}{dt}$  là gia tốc góc của trục 1 và trục 2.

Trên cơ sở cân bằng các mômen quán tính xuất hiện trên trục 1 và trục 2 chúng ta có:

$$J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \quad (6.15)$$

Để tìm được giá trị mômen quán tính  $M_i$ , ta cần tìm tỉ số gia tốc góc  $\varepsilon_1$  và  $\varepsilon_2$  của trục 1 và 2.

Đạo hàm biểu thức (6.5) theo thời gian  $t$  nhận được:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - \omega_1 \cdot \frac{\cos \alpha (2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 - 2 \cos \varphi_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha)}{(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}$$

Tức là:

$$\varepsilon_2 = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \cdot \varepsilon_1 - \omega_1^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}$$

Thay vào biểu thức trên hai biểu thức sau:

$$\varepsilon_1 = \frac{J_2}{J_1} \cdot \varepsilon_2 \text{ và } \omega_1^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2$$

Chúng ta có:

$$\varepsilon_2 \left(1 - \frac{J_2 \cdot \cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha}\right) = -\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}{(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}$$



Kết hợp phương trình trên với biểu thức (6.15) ta có biểu thức để xác định mômen quán tính  $M_j$ :

$$M_j = J_2 \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{J_1} \cdot \cos \alpha - \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1} \quad (6.16)$$

Chúng ta thừa nhận:

$J_1$  là mômen quán tính các chi tiết quay của động cơ.

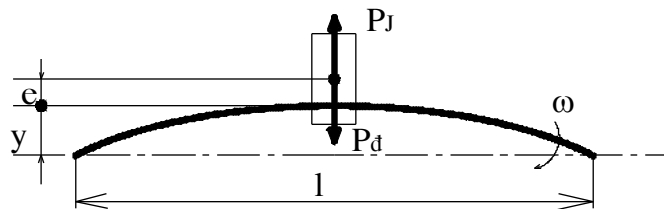
$J_2$  là mômen quán tính tương đương với động năng của xe đang chuyển động tịnh tiến.

Khi tính toán ở trên chúng ta đã bỏ qua sai số hệ thống trục các đặng và coi khớp là tuyệt đối rắn.

Hàm số  $M_j$  đạt cực đại khi  $\varphi_1 = 45^\circ, 135^\circ, \dots$  và trở về trị số 0 khi  $\varphi_1 = 0^\circ, 90^\circ, \dots$

#### IV. SỐ VÒNG QUAY NGUY HIỂM CỦA TRỤC CÁC ĐẶNG:

Khi chế tạo trục các đặng, do sai số và việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi một đoạn là  $e$  so với đường tâm của trục. Bởi vậy khi trục quay sẽ xuất hiện lực ly tâm tác dụng lên trục làm cho trục có độ võng  $y$  (hình 6.12). Trong khi đó trục đang quay nên làm phát sinh dao động ngang của trục.



Hình 6.12: Sơ đồ trục khi bị võng.

Khi số vòng quay của trục đạt đến một giá trị nào đó thì những dao động này có thể cộng hưởng với tần số riêng của hệ thống. Khi xảy ra cộng hưởng thì độ võng  $y \rightarrow \infty$ , cho nên trục sẽ gãy. Giá trị số vòng quay của trục khi xảy ra cộng hưởng được gọi là số vòng quay nguy hiểm (hoặc là số vòng quay tới hạn).

Nếu ký hiệu  $P_j$  là lực quán tính ly tâm, ta có:

$$P_j = m(y+e) \cdot \omega^2 \quad (6.17)$$

Ở đây:

$m$ -khối lượng của trục các đặng.

$\omega$ -vận tốc góc của trục.

Lực  $P_J$  sẽ được cân bằng với lực đàn hồi  $P_d$  của trục. Lực  $P_d$  tỷ lệ thuận với độ võng  $y$

$$P_d = cy \frac{E.J}{l^3} \quad (6.18)$$

Trong đó:

$E$  - môđun đàn hồi khi kéo.

$l$  - chiều dài trục các đăng.

$J$  - mômen quán tính độc của tiết diện trục.

$C$  - Hệ số phụ thuộc tính chất tải trọng và loại điểm tựa:

Đối với trục có tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài và có thể biến dạng tự do trong các điểm tựa thì  $c = 384/5$ .

Đối với trục không thể biến dạng tự do trong các điểm tựa thì  $c = 384$ .

Từ điều kiện cân bằng hệ lực suy ra:

$$P_J = P_d \Leftrightarrow m(y + e)\omega^2 = cy \frac{EJ}{l^3}$$

Do đó:

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c \cdot \frac{EJ}{l^3} - m\omega^2} \quad (6.19)$$

Nếu  $m\omega^2 \approx c \frac{EJ}{l^3}$  thì  $y \rightarrow \infty$ , nghĩa là xảy ra hiện tượng cộng hưởng, khi đó vận tốc góc của trục đạt đến giá trị nguy hiểm  $\omega_t$ :

$$\omega = \omega_t = \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \quad (6.20)$$

Hoặc là lúc này số vòng quay  $n$  được gọi là số vòng quay nguy hiểm  $n_t$ :

$$n_t = \frac{30\omega_t}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \quad (6.21)$$

Để tăng giá trị số vòng quay nguy hiểm, nhằm tăng vận tốc cực đại của xe, chúng ta cần giảm chiều dài  $l$  bằng cách phân trục dài thành các đoạn các đăng trung gian và các đăng chính, còn trục các đăng được chế tạo rỗng.

Đối với loại trục các đăng hở nằm tự do ở các gối tựa, chiều dài  $l$  được thừa nhận là khoảng cách giữa các tâm điểm của khớp các đăng.

Khi chọn kích thước của trục các đăng, cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm.

$$\frac{n_t}{n_{\max}} = 1,2 \div 2 \quad (6.22)$$

Ở đây:

$n_{\max}$  - số vòng quay cực đại của trục các đăng ứng với vận tốc lớn nhất của xe.

Ví dụ: Tìm  $n_t$  của trục tròn đặc có đường kính  $D$  đặt tự do trong các gối đỡ:

$$J = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\pi \frac{D^2}{4} \cdot l \cdot \gamma}{g}$$

$$\gamma = 0.78 \cdot 10^6 \text{ N/m}^3 \text{ (trọng lượng riêng của thép)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$C = 384/5$$

Thay các giá trị trên vào (6.21) ta có:

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2} \quad (6.23)$$

Sau đây chúng ta sẽ lập bảng tính  $n_t$  [v/ph] cho một số trường hợp thường gặp:

|   | Loại điểm tựa                | Trục đặc $\phi D$               | Trục rỗng $\phi D$ và $\phi d$                 |
|---|------------------------------|---------------------------------|--|
| 1 | Đặt tự do trong các điểm tựa | $12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$   | $12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$   |
| 2 | Ngàm ở các điểm tựa          | $27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$ | $27,5 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$ |

Bảng 6.1: Công thức tính số vòng quay nguy hiểm  $n_t$ .

## V. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG:

### 1. Xác định kích thước trục theo số vòng quay nguy hiểm $n_t$ :

Trước hết phải xác định số vòng quay cực đại  $n_{max}$  của trục các đăng ứng với tốc độ lớn nhất của xe:

$$n_{max} = \frac{n_{e,max}}{i_h \cdot i_p} \quad [\text{v/ph}] \quad (6.24)$$

Ở đây:

$n_{e,max}$  - Số vòng quay cực của động cơ [v/ph].

$i_h$  - Tỷ số truyền số cao nhất của hộp số chính ( $\leq 1$ )

$i_p$  - Tỷ số truyền số cao nhất của hộp số phụ.

Tiếp theo xác định số vòng quay nguy hiểm  $n_t$  của trục:

$$n_t = (1,2 \div 2) \cdot n_{max} \quad [\text{v/ph}].$$

Giả thiết bề dày thành trục rỗng  $\delta = 1,85 \div 2,5$  mm, chúng ta sẽ xác định giá trị đường kính D:

Theo bảng (6.1) ta có, đối với các trục rỗng đặt tự do trong các gối tựa ta có:

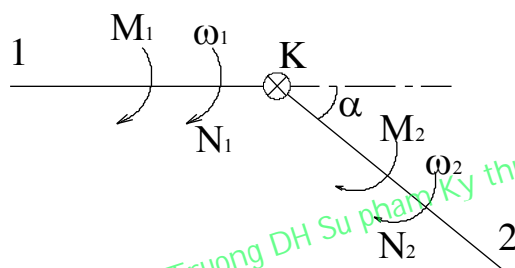
$$n_t = 12.10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (6.25)$$

Thay  $d = D - 2\delta$  vào (6.25) ta nhận được phương trình bậc hai đối với D:

$$2D^2 - 4\delta.D + (4\delta^2 - \frac{n_t^2 \cdot l^4}{1,44 \cdot 10^{10}}) = 0 \quad (6.26)$$

Giải phương trình này ta xác định được đường kính D.

## 2. Tính toán kiểm tra trục các đăng:



Hình 6.13

Trên hình 6.13 là truyền động các đăng từ trục 1 sang trục 2 với góc  $\alpha > 0$  nếu coi công suất mất mát ở khớp các đăng K là không đáng kể thì công suất của trục 1 là  $N_1$  sẽ bằng công suất của trục 2 là  $N_2$ .

$$N_1 = N_2 \Leftrightarrow M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 \quad (6.26)$$

Nếu K là khớp các đăng đồng tốc thì  $\omega_1 = \omega_2 \Rightarrow M_1 = M_2$

Nếu K là khớp các đăng khác tốc thì  $\omega_1 \neq \omega_2 \Rightarrow M_1 \neq M_2$

Từ (6.26) ta có:

$$M_2 = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_1}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)} \quad (6.27)$$

$$\Rightarrow M_2 = M_{2\max} \text{ khi } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min}$$

Theo (6.7) thì:  $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha$

Bởi vậy:

$$M_{2max} = \frac{M_1}{\cos\alpha} \quad (6.28)$$

Với  $\alpha > 0$  thì  $\cos\alpha < 1 \Rightarrow M_{2max} > M_1$

Vậy nếu K là khớp các đặng khác tốc thì trục 2 sẽ chịu mômen xoắn lớn hơn trường hợp K là khớp các đặng đồng tốc. Cho nên chúng ta sẽ tính toán trục bị động 2 ứng với trường hợp K là khớp các đặng khác tốc.

Khi làm việc trục 2 sẽ chịu xoắn, uốn, kéo (hoặc nén). Trong đó ứng suất xoắn là rất lớn so với các ứng suất còn lại, cho nên chúng ta chỉ cần tập trung tính trục theo giá trị  $M_{2max}$ :

$$M_{2max} = \frac{M_1}{\cos\alpha} = \frac{M_{e,max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{\cos\alpha} \quad (6.29)$$

Ứng suất xoắn cực đại của trục các đặng là

$$\tau = \frac{M_{2max}}{W_x} = \frac{M_{e,max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{W_x \cdot \cos\alpha} \quad [MN/m^2] \quad (6.30)$$

Trong đó:

$W_x$  – Mômen chống xoắn nhỏ nhất của trục các đặng

$$W_x = \frac{\pi D^2 \delta}{2} = 1,57 D^2 \delta \quad (6.31)$$

Với  $\delta = \frac{D-d}{2}$ : Bề dày của trục các đặng.

D, d – đường kính ngoài và trong của trục các đặng.

Giá trị cho phép:

$$[\tau] = 100 \div 300 \quad MN/m^2$$

Giá trị góc xoắn  $\theta$  của trục các đặng là:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{e,max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1} \cdot l}{G \cdot J_x \cdot \cos\alpha} \quad [^\circ] \quad (6.32)$$

Ở đây:

$J_x$  – Mô men quán tính của tiết diện khi xoắn.

G – Mô đun đàn hồi khi xoắn.

$$G = 80 \text{ GN/m}^2 = 8 \cdot 10^5 \text{ kG/cm}^2$$

Góc  $\theta$  cho phép:

$$[\theta] = 3^0 \div 9^0 \text{ trên một mét chiều dài của trục.}$$

Khi tính theo xoắn thì hệ số bền dự trữ theo giới hạn chảy khi dịch chuyển lấy khoảng 3÷3,5.

Khi xe chuyển động, do cầu xe dao động, nên khoảng cách l giữa hai tâm của hai khớp các đặng sẽ thay đổi do sự trượt trong rãnh then hoa. Lúc này trục các đặng sẽ chịu lực chiều trục Q;

$$Q = \frac{4M_{e\max} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl}}{D_t + d_t} \cdot \mu \quad (6.33)$$

Trong đó:

$D_t$  và  $d_t$  – đường kính ngoài và trong của then hoa.

$\mu$  - Hệ số ma sát ở các then hoa.

Khi bôi trơn tốt:  $\mu = 0.04 \div 0.06$ .

Khi bôi trơn kém:  $\mu = 0.11 \div 0.12$ .

Rãnh then hoa ở trục các đăng được kiểm tra theo cắt và chèn dập. Vì then hoa lắp ghép lỏng nên ứng suất cắt được thừa nhận bằng:

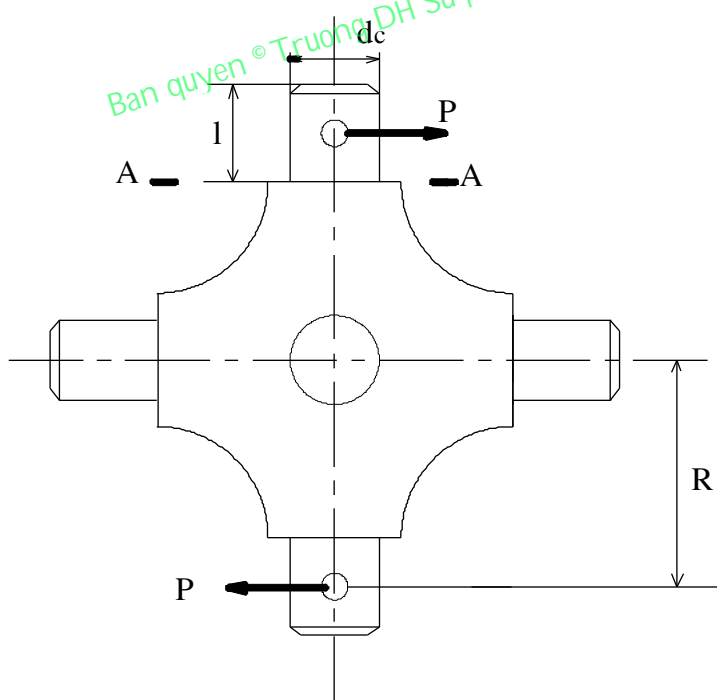
$$\tau \leq [\tau] = 30 \text{ MN/m}^2.$$

Ứng suất chèn dập được thừa nhận bằng:

$$\sigma_{cd} \leq [\sigma_{cd}] = 65 \text{ MN/m}^2.$$

### 3. Tính toán chốt chữ thập:

Trên hình 6.14 là sơ đồ lực tác dụng lên chốt chữ thập.



Hình 6.14: Sơ đồ lực tác dụng lên chốt chữ thập.

Vì  $M_{2max} > M_1$  nên lực P được tính theo  $M_{2max}$

$$P = \frac{M_{2max}}{2R} = \frac{M_{cmax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl}}{2R \cos \alpha} \quad (6.34)$$

Dưới tác dụng của lực P, tại mặt cắt nguy hiểm A-A sẽ xuất hiện ứng suất uốn và cắt. Ngoài ra trên bề mặt của cổ chốt chữ thập còn chịu ứng suất chèn dập.

**a. Ứng suất uốn:**

$$\sigma_u = \frac{P.l}{2W_u} \leq [\sigma_u] = 350 \text{MN/m}^2$$

Ở đây:

$W_u$  - mô men chống uốn của mặt cắt A-A.

**b. Ứng suất cắt**

$$\tau = \frac{P}{S} \leq [\tau] = 170 \text{MN/m}^2.$$

Ở đây:

S – Diện tích của tiết diện mặt cắt A\_A.

**c. Ứng suất chèn dập:**

$$\sigma_{cd} = \frac{P}{F} \leq [\sigma_{cd}] = 80 \text{MN/m}^2$$

Ở đây:

F – là diện tích tiết diện của cổ chốt ( $F = l \cdot d_c$ ).

Trường hợp có ổ bi kim bọc ngoài phần làm việc của cổ chốt thì lực  $P_b$  cho phép lớn nhất được tính:

$$P \leq P_b = 7800 \frac{l_t \cdot d_t \cdot i_t}{\sqrt[3]{\frac{n_n}{i_{hl}} \cdot \text{tg} \alpha}} \quad [\text{MN}] \quad (6.35)$$

Trong đó:

$i_t$  - số thanh lăn hay số kim trong ổ bi.

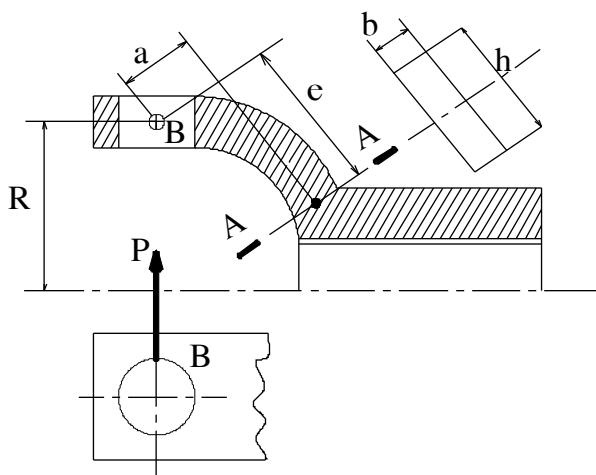
$l_t, d_t$  - chiều dài làm việc và đường kính của thanh lăn hay của kim [cm].

$n_n$  - số vòng quay của động cơ ứng với giá trị  $M_{cmax}$ .

Hệ số bền dự trữ  $k = \frac{P_b}{P}$  phải lớn hơn 1.

#### 4. Tính toán nạng các dăng:

Lực tác dụng lên nạng cũng được xác định theo biểu thức (6.34). Tiết diện nguy hiểm là tại mặt cắt A-A.



Hình 6.15: Sơ đồ lực tác dụng lên nạng các dăng.

Dưới tác dụng của lực P, tại tiết diện A-A sẽ xuất hiện ứng suất uốn và xoắn:

##### a. Ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{P \cdot e}{W_u} \leq [\sigma_u] = 50 \div 80 \text{ MN/m}^2.$$

Ở đây:

$W_u$  - mômen chống uốn của tiết diện tại A-A.

Nếu tiết diện là hình chữ nhật thì: (xem hình 6.15)

$$W_u = bh^2/6.$$

Nếu tiết diện là hình elip:

$$W_u \approx bh^2/10.$$

(h: đường kính dài; b: đường kính ngắn của elip).

##### b. Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{P \cdot a}{W_x} \leq [\tau] = 80 \div 160 \text{ MN/m}^2.$$

Ở đây:

$W_x$  - mômen chống xoắn của tiết diện tại A-A.

Nếu tiết diện là hình chữ nhật thì:

$$W_x = K \cdot b^2 \cdot h$$



K được chọn theo tỷ lệ h/b theo bảng sau:

|     |       |       |       |       |       |       |       |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| h/b | 1     | 1,5   | 1,75  | 2     | 2,5   | 3     | 4     |
| K   | 0,208 | 0,231 | 0,239 | 0,246 | 0,258 | 0,267 | 0,282 |

Nếu tiết diện A-A là hình êlip thì:

$$W_x \approx \pi \cdot b^2 \cdot h / 16.$$

**5. Vật liệu chế tạo các chi tiết truyền động các dăng:**

Trục các dăng được chế tạo bằng thép ống:

Thép 15A hoặc 20, phần then hoa bằng thép 30, 40X hoặc 45 Γ2.

Chốt chữ thập làm bằng thép: 20X, 13XT, 20XHTP. Hai loại thép đầu phải thấm cacbon, loại sau thấm nitơ.

Nặng các dăng chế tạo bằng thép 30X, 40, 45 hoặc thép 35 tôi cao tần.

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

## CHƯƠNG VII

# TRUYỀN LỰC CHÍNH

### I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

#### 1. Công dụng:

Truyền lực chính để tăng mômen xoắn và để đổi hướng truyền mômen xoắn từ chiều dọc xe thành chiều ngang của các nửa trục trong trường hợp động cơ đặt dọc.

#### 1. Yêu cầu:

gĐảm bảo tỉ số truyền cần thiết, kích thước và trọng lượng nhỏ, khoảng sáng gầm xe đạt yêu cầu tính năng thông qua của xe.

gCó hiệu suất cao khi vận tốc góc và nhiệt độ thay đổi.

gĐảm bảo vận hành êm dịu, không ồn, có tuổi thọ cao.

#### 2. Phân loại:

##### a) Dựa theo loại truyền lực chính có các loại sau:

gLoại bánh răng nón (bánh răng nón răng thẳng, bánh răng nón răng cong, loại hipôit).

gLoại bánh răng trụ.

gLoại trục vít.

##### b) Dựa theo số cặp bánh răng ăn khớp gồm có:

gLoại đơn ( $i_0 = 3 \div 7$ )

gLoại kép ( $i_0 = 5 \div 12$ )

##### c) Dựa theo số cấp truyền gồm có:

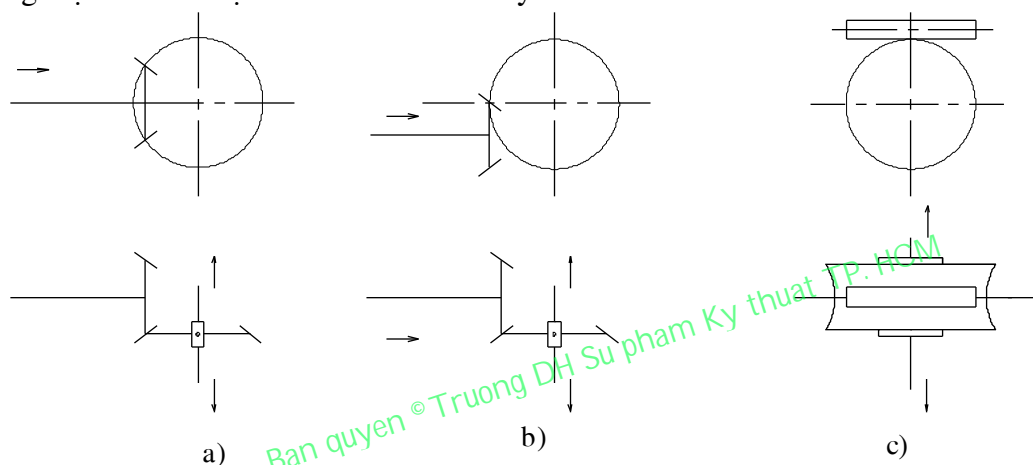
gLoại 1 cấp.

gLoại 2 cấp.

## II. CÁC PHƯƠNG ÁN KẾT CẤU CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

### 1. Truyền lực chính loại đơn:

Truyền lực chính loại đơn thường là 1 cặp bánh răng nón (răng thẳng hoặc răng xoắn), hoặc một cặp bánh răng hypôit, hoặc là 1 cặp trục vít bánh vít để tăng mômen xoắn (tỉ số truyền  $i_0 > 1$ ) và thông qua bộ vi sai truyền mômen xoắn đến hai bán trục (nửa trục) của xe. Ở trên hình 7.1 là các loại truyền lực chính loại đơn. Ưu điểm và nhược điểm của từng loại xin xem lại ở môn ‘Chi tiết máy’.



Hình 7.1: Truyền lực chính loại đơn

- a) Cặp bánh răng nón.
- b) Cặp bánh răng hypôit.
- c) Trục vít và bánh vít.

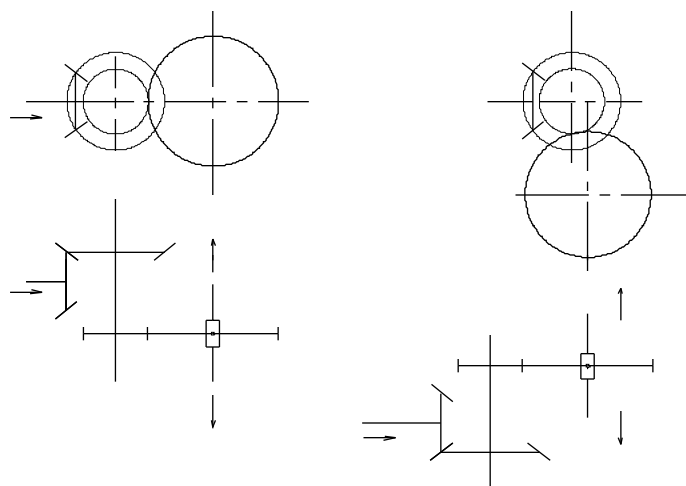
### 2. Truyền lực chính loại kép:

Truyền lực chính loại kép có 2 cặp bánh răng (1 cặp bánh răng nón, 1 cặp bánh răng trụ).

Tùy theo cách bố trí 2 cặp bánh răng mà người ta lại chia truyền lực chính loại kép thành 2 dạng: kiểu tập trung và kiểu phân tán.

#### a) Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung (hình 7.2):

Gồm 2 cặp bánh răng lắp ráp chung vào một hộp giảm tốc nằm ở giữa cầu chủ động.

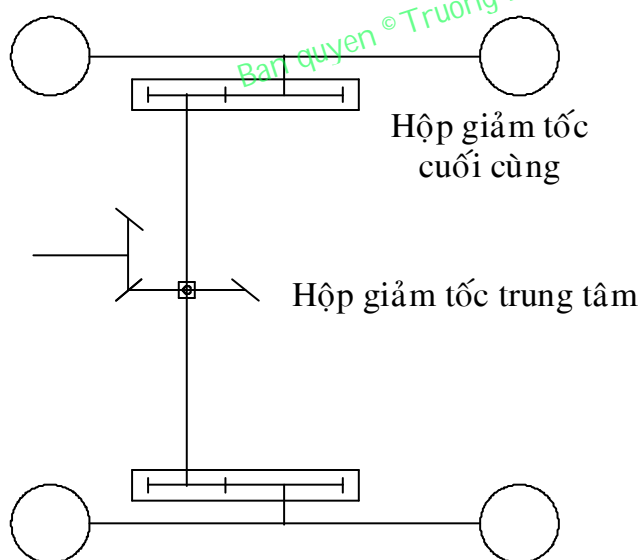


Hình 7.2: Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung.

a) 2 trục nằm trong mặt phẳng ngang.

b) 2 trục nằm trong mặt phẳng thẳng đứng.

**b) Truyền lực chính loại kép kiểu phân tán (hình 7.3):**



Hình 7.3: Truyền lực chính kiểu phân tán loại kép.

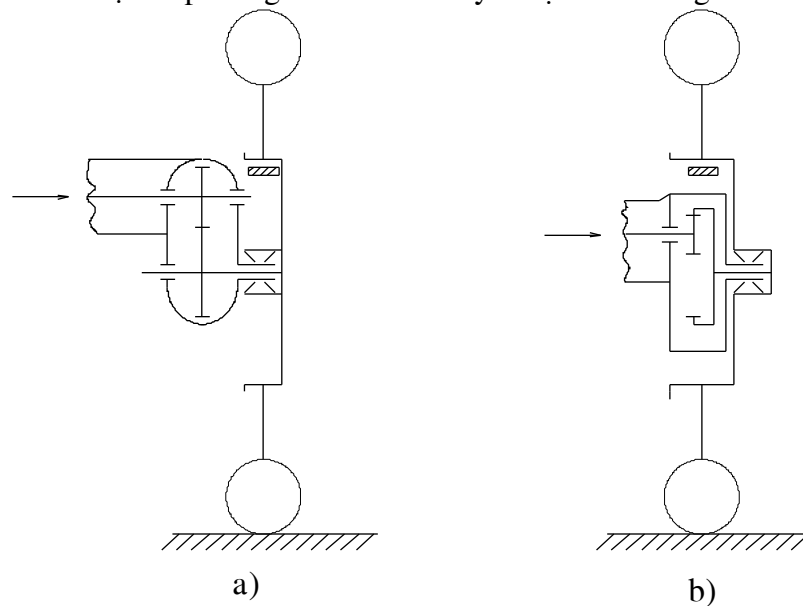
Phân chia cặp bánh răng nón và bánh răng trụ thành 2 hộp giảm tốc:

gHộp giảm tốc trung tâm được gọi là truyền lực trung ương hay truyền lực giữa.

gHộp giảm tốc thứ 2 đặt ở bánh xe chủ động được gọi là truyền lực cạnh hay truyền lực cuối cùng.

gTruyền lực cuối cùng có nhiều dạng:

gỒ hình 7.4 là một số phương án kết cấu truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.

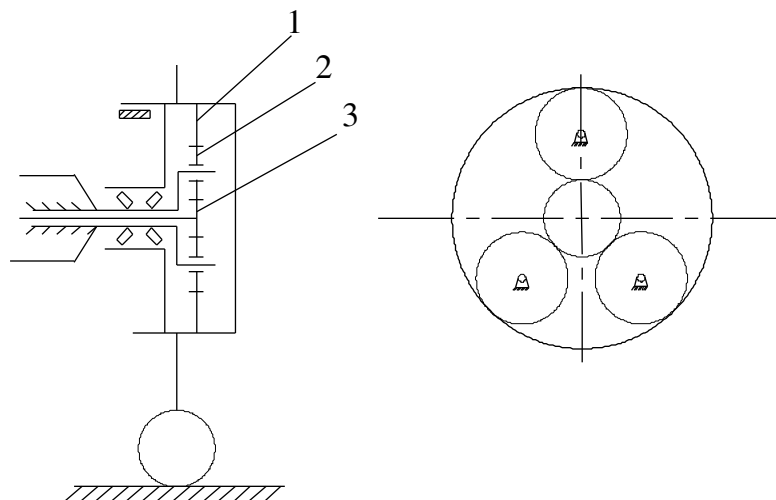


Hình 7.4: Truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.

a) Bánh răng ăn khớp ngoài.

b) Bánh răng ăn khớp trong.

g Trên hình 7.5 là truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh ở xe MAZ-500.



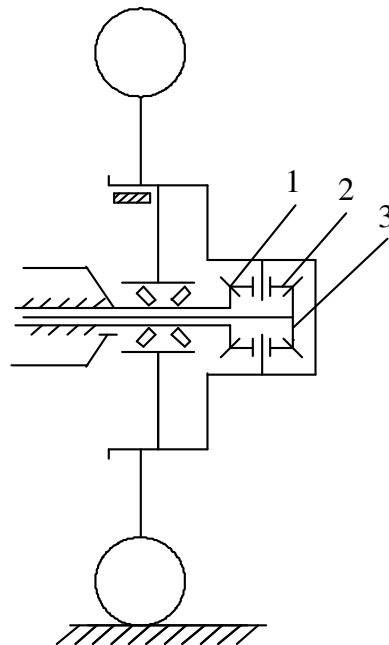
Hình 7.5: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh.

1. Vòng răng.

2. Bánh răng hành tinh.

3. Bánh răng trung tâm.

gNgoài ra một số xe sử dụng bộ bánh răng hành tinh nón cho truyền lực cuối cùng (hình 7.6)

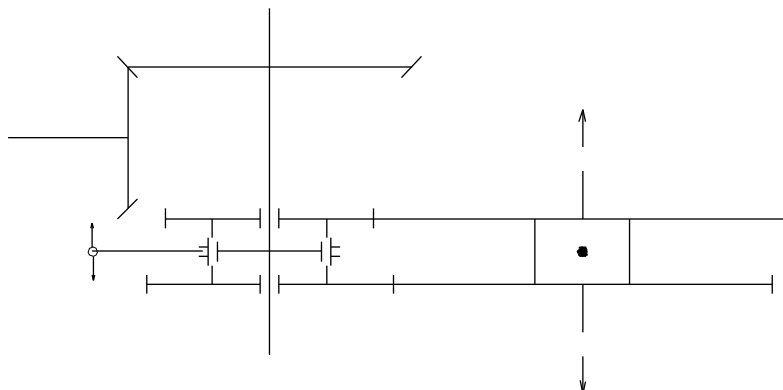


Hình 7.6: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh nón.

### 3. Truyền lực chính hai cấp:

Truyền lực chính hai cấp cho phép thay đổi tỉ số truyền của truyền lực chính ( $i_{01} \neq i_{02}$ ). Qua đó cho phép xe cải thiện đường đặc tính kéo phù hợp với từng loại đường.

Trên hình 7.7 là một trường hợp về truyền lực chính hai cấp.



Hình 7.7: Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính hai cấp .

### III. THIẾT KẾ CÁC KÍCH THƯỚC CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Thiết kế các kích thước của truyền lực chính bao gồm: tính toán đường sinh L, chọn các số răng  $z_1, z_2$ , tính toán môđun pháp tuyến  $m_n$  ở đáy răng, chọn chiều xoắn và góc xoắn.

Các bước thiết kế truyền lực chính được tiến hành như sau:

#### 1. Chọn tỉ số truyền $i_0$ :

(Xem lại giáo trình “Lý thuyết ô tô”).

#### 2. Căn cứ vào $i_0$ chọn $z_1$ và $z_2$ sao cho tỉ số $\frac{z_2}{z_1}$ không khác biệt so với $i_0$ .

-Có thể chọn  $z_1$  theo kinh nghiệm ở bảng 7.1.

|       |     |    |   |   |     |
|-------|-----|----|---|---|-----|
| $i_0$ | 2,5 | 3  | 4 | 5 | 6÷8 |
| $z_1$ | 15  | 12 | 9 | 7 | 6   |

Bảng 7.1: Dùng để chọn  $z_1$ .

#### 3. Tính đường sinh L theo công thức kinh nghiệm:

$$L = 14 \sqrt[3]{M_{e\max} \cdot i_0} \quad (7.1)$$

Trong đó:

L - chiều dài đường sinh [mm].

$M_{e\max}$  - mômen xoắn cực đại của động cơ [Nm]

$i_0$  - Tỉ số truyền của truyền lực chính.

#### 4. Tính toán và chọn môđun pháp tuyến:

Vì các bán kính vòng tròn cơ sở của các bánh răng chủ động và bị động ở đáy là:

$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{2 \cos \beta}$$

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{2 \cos \beta}$$

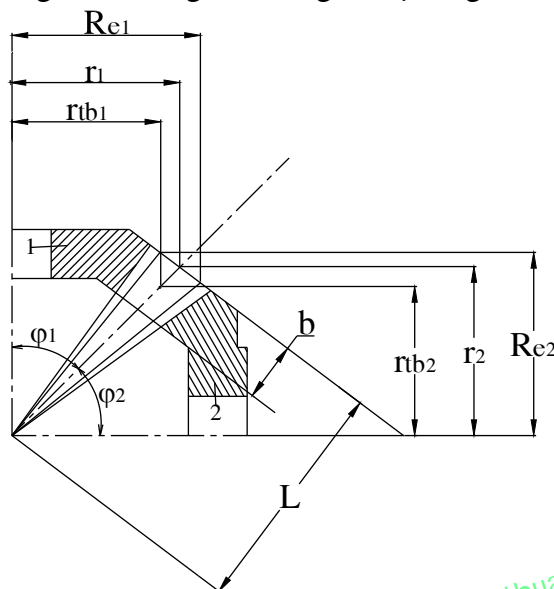
Cho nên theo kích thước hình học của bánh răng ta có:

$$m_n = \frac{L \cos \beta}{0,5 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (7.2)$$

Ở đây:

$\beta$  - góc nghiêng đường xoắn của răng.

$z_1, z_2$  - số răng bánh răng chủ động và bị động của truyền lực chính.



Hình 7.8: Các thông số hình học của cặp bánh răng nón.

**5. Thường chọn:**

$\alpha_n = 20^0$  (góc ăn khớp tiết diện pháp tuyến cho xe tải).

$\beta = 35^0 \div 45^0$

$\alpha_n = 17^030$  hoặc  $16^0$  hoặc  $14^0$  (góc ăn khớp tiết diện pháp tuyến cho xe du lịch).

**6. Xác định môđun pháp tuyến ở tiết diện trung bình:**

$$m_{ntb} = m_n \cdot \frac{L - 0,5b}{L} \quad (7.3).$$

Ở đây:

b-chiều rộng của răng.

Đối với bánh răng chủ động:

$b = (0,25 \div 0,3) \cdot L$  cho xe du lịch.

$b = (0,3 \div 0,4) \cdot L$  cho xe tải.

Đối với bánh răng bị động cũng chọn như đối với bánh răng chủ động hoặc ngắn hơn  $3 \div 4$  mm.

Các thông số còn lại của răng như: chiều cao răng của bánh răng chủ động (thường là



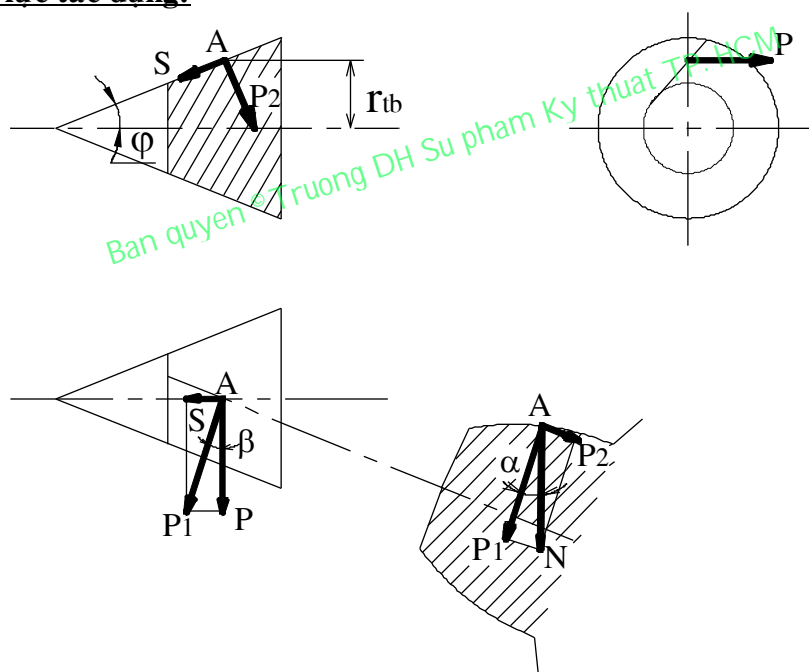
bánh răng nhỏ) và bánh răng bị động (thường là bánh răng lớn), chiều cao đỉnh răng, chân răng, hệ số dạng răng và các thông số khác chúng ta tra trong các bảng ở sách “Chi tiết máy”.

Chiều xoắn của bánh răng nón được chọn sao cho để lực chiều trục của bánh răng chủ động hướng từ đỉnh xuống đáy nón để đẩy bánh răng nón chủ động ra khỏi bánh răng bị động (tránh bị kẹt răng). Muốn vậy khi xe chuyển động tiến bánh răng nón quay theo chiều kim đồng hồ, nếu đứng từ phía động cơ hay từ phía đáy lớn của bánh răng nón chủ động thì chiều xoắn phải là xoắn trái (tức là răng càng đi xa ta càng đi về phía tay trái). Nghĩa là chiều quay và chiều xoắn phải ngược chiều nhau.

#### IV. TÍNH TOÁN TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Chúng ta xét trường hợp truyền lực chính với một cặp bánh răng nón răng xoắn.

##### 1. Phân tích lực tác dụng:



Hình 7.9: Phân tích lực tác dụng lên cặp bánh răng nón.

Giả thiết điểm đặt lực (điểm A) nằm trên bán kính trung bình  $r_{tb}$ . Chúng ta sẽ phân tích lực tác dụng tương hỗ N giữa hai bánh răng thành ba lực thành phần:

g Lực vòng P.

- g Lực chiều trục Q.
- g Lực hướng kính R.

Trên hình 7.9: Trong mặt phẳng vuông góc với đường xoắn của răng, lực N phân tích thành hai lực  $P_1$  và  $P_2$  (góc giữa N và  $P_1$  là  $\alpha$  và  $\vec{P}_1 \perp \vec{P}_2$ ). Lực  $P_1$  lại được phân tích thành hai lực: P và S, trong đó lực S theo phương đường sinh và lực P theo phương tiếp tuyến với vòng tròn lăn (góc giữa P và  $P_1$  là  $\beta$  và  $\vec{P} \perp \vec{S}$ ).

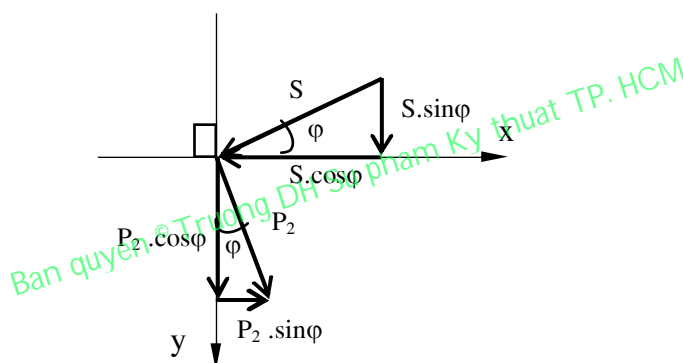
Giá trị các lực thành phần được tính như sau:

$$P = \frac{M}{r_{tb}} \quad (7.4)$$

$$S = P \cdot \tan \beta \quad (7.5)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \tan \alpha = \frac{P \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (7.6)$$

Trong đó M là mômen tính toán tác dụng lên bánh răng đang xét (xem lại chương 2).



Hình 7.10: Phân tích các lực  $P_2$  và S thành các lực thành phần.

Trong 3 lực thành phần trên đây, nếu chúng ta tiếp tục phân tích S và  $P_2$  thành các lực thành phần theo chiều x (chiều dọc trục) và theo chiều y (chiều hướng kính) (hình 7.10)

Sau đó tổng hợp các thành phần này lại theo chiều x và y, chúng ta nhận được lực chiều trục Q và lực hướng kính R:

$$Q = \sum X_i = P_2 \cdot \sin \varphi - S \cdot \cos \varphi \quad (7.7)$$

$$R = \sum Y_i = P_2 \cdot \cos \varphi + S \cdot \sin \varphi \quad (7.8)$$

Thay giá trị  $P_2$  và S từ (7.5) và (7.6) vào (7.7) và (7.8) và trong trường hợp tổng quát ta có:

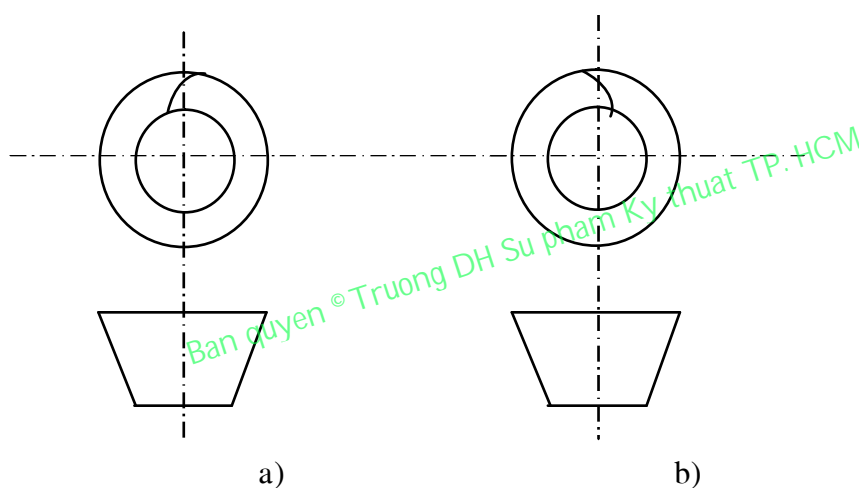
$$Q = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha \cdot \sin \varphi \mp \sin \beta \cdot \cos \varphi) \quad (7.9)$$

$$R = \frac{P}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi \pm \sin \beta \cdot \sin \varphi) \quad (7.10)$$

Qui định chọn dấu trong biểu thức (7.9) và (7.10) theo bảng (7.2)

| Chiều của M | Răng xoắn | Lực Q (7.9) | Lực R (7.10) |
|-------------|-----------|-------------|--------------|
| Dương (+)   | Phải      | -           | +            |
|             | Trái      | +           | -            |
| Âm (-)      | Phải      | +           | -            |
|             | Trái      | -           | +            |

Bảng 7.2: Dùng để chọn dấu cho (7.9) và (7.10)



Hình 7.11: Qui định chiều xoắn của răng.

a) Xoắn phải.

b) Xoắn trái.

Chiều xoắn của răng được qui định ở hình (7.11). Khi nhìn vào đáy nhỏ của bánh răng nón răng xoắn, nếu thấy đường răng đi khỏi đáy nhỏ (hoặc càng đi xa ta) theo chiều thuận kim đồng hồ gọi là chiều xoắn phải, theo chiều ngược kim đồng hồ là chiều xoắn trái.

Khi nhìn vào đáy lớn thấy bánh răng quay theo chiều thuận kim đồng hồ là mômen M dương, chiều ngược kim đồng hồ là mômen M âm.

Chiều dương của lực chiều trục là hướng về đáy lớn và của lực hướng kính là hướng vào tâm.

Truyền lực chính ở ô tô được tính toán theo ứng suất uốn và tiếp xúc.

**2. Tính toán kiểm tra ứng suất uốn:**

$$\sigma_u = \frac{P}{0,85 \cdot b \cdot m_{n_b} \cdot y} \leq [\sigma_u] \quad (7.11)$$

Ở đây:

$m_{n_b}$  – môđun pháp tuyến ở tiết diện trung bình, được tính theo (7.3)

$y$  – hệ số dạng răng được tra bảng (xem lại môn “Chi tiết máy”) theo số răng tương đương.

Số răng tương đương được xác định như sau:

Đối với bánh răng nón chủ động:

$$Z_{1td} = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1 \cos^2 \beta} \quad (7.12)$$

Đối với bánh răng nón bị động:

$$Z_{2td} = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2 \cos^2 \beta} \quad (7.13)$$

**3. Tính toán kiểm tra ứng suất tiếp xúc:**

Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức của giáo trình “Chi tiết máy”:

$$\sigma_{tx} = \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cos \alpha} \cdot \frac{(i_0^2 + 1)}{\gamma(L - 0,5b) i_0 \sin \alpha}} \leq [\sigma_{tx}] \quad (7.14)$$

Trong đó:

$E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$  – môđun đàn hồi của vật liệu bánh răng

$\gamma = 1,15 \div 1,35$  : chọn theo giá trị lớn hoặc nhỏ của góc xoắn  $\beta$

$\alpha$  - góc ăn khớp.

**4. Tính toán cặp bánh răng hypôit:**

Đối với bánh răng hypôit cần chú ý phân tích lực riêng cho từng bánh răng chủ động (1) và bánh răng bị động (2).

**a. Bánh răng chủ động:**

$$P_1 = \frac{M}{r_{tb1}}$$

Ở đây:  $M$  – mômen xoắn tác dụng lên bánh răng [Nm]

$r_{tb1}$  – bán kính vòng tròn lăn trung bình của bánh răng chủ động.

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 \mp \sin \beta_1 \cos \varphi_1)$$

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1 \pm \sin \beta_1 \sin \varphi_1)$$

Trong đó:

$\alpha$  - góc ăn khớp của bánh răng.

$\beta_1$  - góc nghiêng răng của bánh răng chủ động.

$\varphi_1$  - nửa góc đỉnh của bánh răng chủ động.

**b. Bánh răng bị động:**

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$Q_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2 \mp \sin \beta_2 \cos \varphi_2)$$

$$R_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_2 \pm \sin \beta_2 \sin \varphi_2)$$

Trong đó:

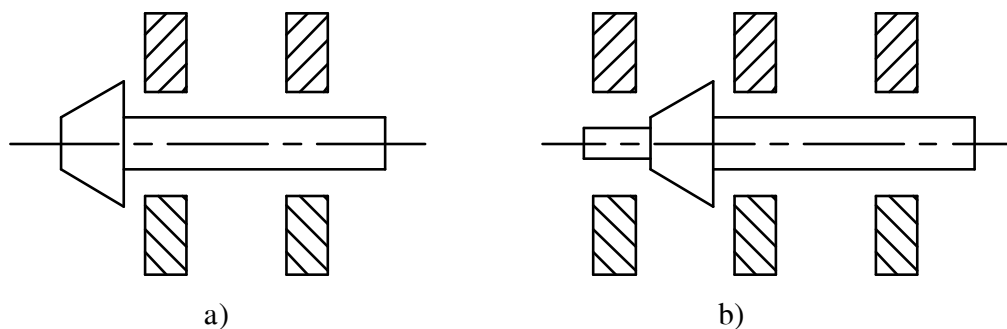
$\beta_2$  - Góc nghiêng răng của bánh răng bị động.

$\varphi_2$  - Nửa góc đỉnh của bánh răng bị động.

**V. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG CƯỜNG ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:**

**1. Bánh răng và trục chủ động:**

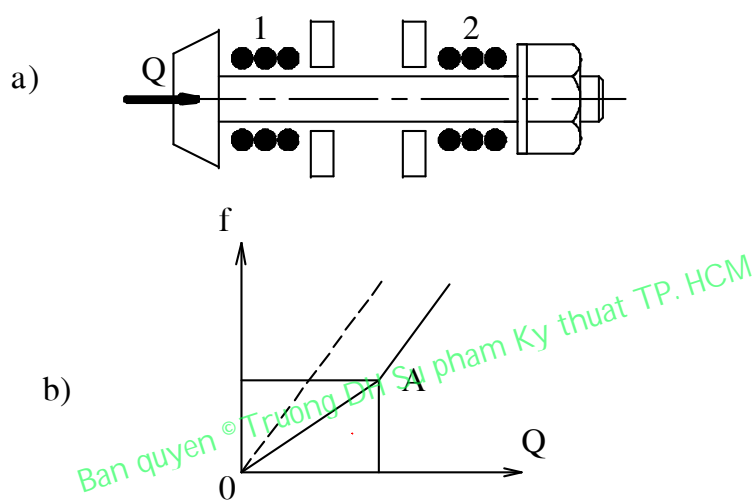
Thường có hai cách bố trí gối đỡ bánh răng nón chủ động: bố trí công xôn (hình 7.12a) và bố trí hai phía (hình 7.12b)



Hình 7.12: Sơ đồ ổ đỡ trục chủ động.

Phương án bố trí gối đỡ hai phía có độ cứng vững cao nhưng công nghệ chế tạo vỏ của truyền lực chính sẽ phức tạp. Loại này thường dùng trong trường hợp mômen xoắn truyền qua truyền lực chính quá lớn, có khả năng gây biến dạng đáng kể.

Phương án bố trí kiểu công xôn khá phổ biến ở ô tô. Trong trường hợp này thường dùng bạc đạn thanh lăn nón đỉnh quay vào để giảm độ công xôn a, do đó giảm được mômen uốn ở đầu công xôn (hình 7.13).



Hình 7.13: Cách bố trí trục chủ động.

a) Sơ đồ biến dạng trục chủ động.

b) Đồ thị biến dạng.

1; 2: Các lò xo.

Để tăng độ cứng vững kết cấu theo chiều trục, các bạc đạn thanh lăn nón được lắp ghép với găng ban đầu. Thực chất của độ găng ban đầu là khi điều chỉnh ổ lăn không những hoàn toàn khắc phục khoảng hở giữa các viên thanh lăn, mà còn gây ra sự biến dạng đàn hồi nào đó trong các chi tiết của ổ lăn. Bản chất của độ găng ban đầu, thể hiện bằng sơ đồ (hình 7.13) thay độ biến dạng đàn hồi bằng hai lò xo 1 và 2. Nếu không có độ nén ban đầu, quan hệ giữa lực chiều trục Q và độ nén của lò xo là:

$$Q = c.f \quad [N]$$

Ở đây: c- độ cứng của lò xo

f – độ biến dạng của lò xo (trên đồ thị là đường nét đứt)

Nếu độ nén ban đầu, lực Q được tính như sau:

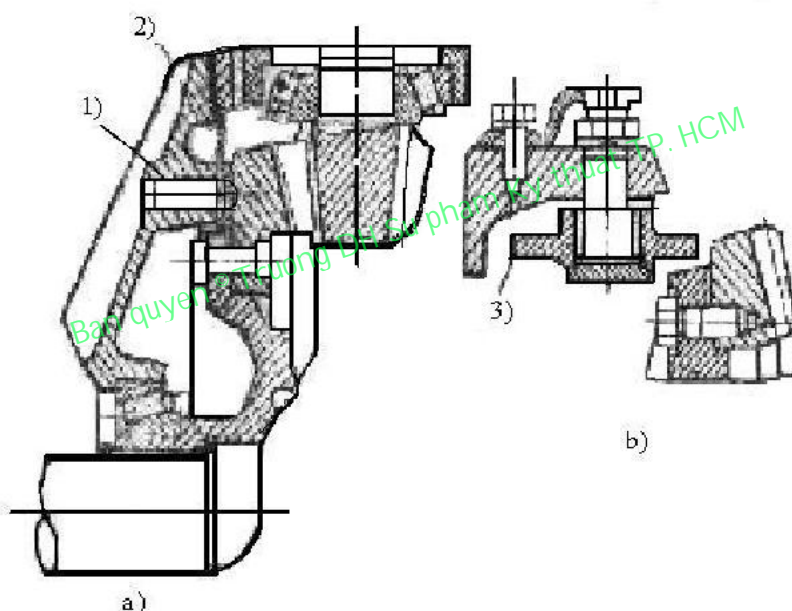
$$Q = 2.c.f \quad [N]$$

Trên đồ thị là đường nét liền OA. Như vậy khi có độ căng ban đầu, trong cùng 1 giá trị lực chiều trục Q, sự biến dạng có giảm. Do đó cần phải khắc phục các khe hở trong đầu bạc đạn.

Độ căng ban đầu có ảnh hưởng đến tuổi thọ của truyền lực chính, độ căng này tăng sự ăn khớp giữa các bánh răng nón được ổn định hơn, nhưng làm các chi tiết chóng mòn.

## 2. Bánh răng và trục bị động:

Để tăng tỷ số truyền, bánh răng bị động thường có đường kính rất lớn so với bánh răng chủ động. Trong nhiều kết cấu có những điểm tựa để giới hạn sự dịch chuyển của bánh răng bị động do lực nhiều trục sinh ra (hình 7.14)

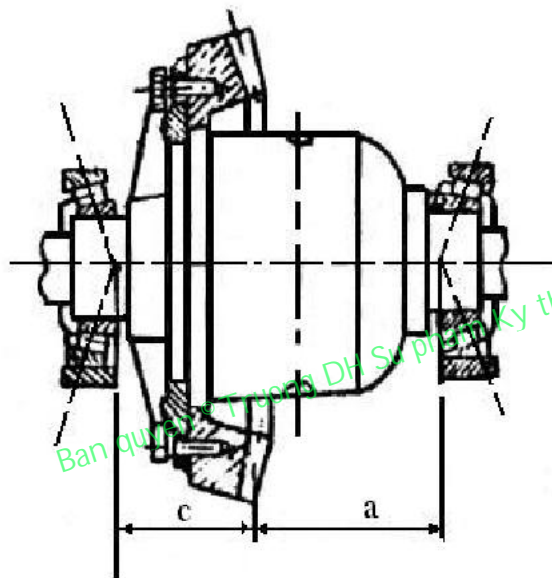


Hình 7.14: Sơ đồ các loại điểm tựa.

Khi đặt điểm tựa phải tính toán sau đó để bánh răng bị động dịch chuyển quá giới hạn cho phép (0,25 mm) mới chạm vào điểm tựa.

Có loại điểm tựa không điều chỉnh (hình 7.14a) mũ bằng đồng thau và loại điểm tựa con lăn (hình 7.14b) bằng cách thay chốt 1 bằng bulông.

Các bạc đạn đỡ trục bị động là các ổ thanh lăn nón đỉnh quay về hai phía, mục đích để giảm khoảng cách a, c do đó giảm được mômen uốn, tăng độ cứng vững cho trục bị động (hình 7.15).



Hình 7.15

## VI. VẬT LIỆU CHẾ TẠO TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Đối với bánh răng chịu tải nhỏ: được làm bằng thép hợp kim crôm mangan 20 XGP.

Đối với bánh răng chịu tải lớn và trục làm bằng thép hợp kim 20XH2M; 15X.

Vỏ truyền lực chính đúc bằng gang rèn K435- 10,K435-12,K435-13.



## CHƯƠNG VIII

### VI SAI

#### I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

##### 1. Công dụng:

Vi sai đặt giữa các bánh xe chủ động của một cầu nhằm bảo đảm cho các bánh xe đó quay với vận tốc khác nhau khi xe vòng, hoặc chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc có sự khác nhau giữa bán kính lăn của hai bánh xe, đồng thời phân phối lại mômen xoắn cho hai nửa trục trong các trường hợp nêu trên.

Vi sai đặt giữa các cầu chủ động có công dụng phân phối mômen xoắn cho các cầu theo yêu cầu thiết kế nhằm nâng cao tính năng kéo của xe có nhiều cầu.

##### 2. Yêu cầu:

g Phân phối mômen xoắn từ động cơ cho các bánh xe hay các cầu theo tỉ lệ cho trước, phù hợp với mômen bám của bánh xe (hay cầu xe) với mặt đường.

g Đảm bảo số vòng quay khác nhau giữa các bánh xe chủ động khi xe quay vòng, hoặc xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc khi bán kính lăn của hai bánh xe chủ động ở cùng một cầu không bằng nhau.

g Kết cấu gọn

##### 3. Phân loại:

###### a) Theo công dụng chia thành 3 loại:

- g Vi sai giữa các bánh xe.
- g Vi sai giữa các cầu.
- g Vi sai giữa các truyền lực cạnh.

###### b) Theo mức độ tự động chia thành 3 loại:

- g Vi sai không có hãm.
- g Vi sai có hãm bằng tay.
- g Vi sai hãm tự động.

###### c) Theo kết cấu chia thành:

- g Vi sai bánh răng nón.
- g Vi sai bánh răng trụ.
- g Vi sai cam.
- g Vi sai trục vít.
- g Vi sai ma sát thủy lực.
- g Vi sai có tỉ số truyền thay đổi.
- g Vi sai có hành trình tự do.

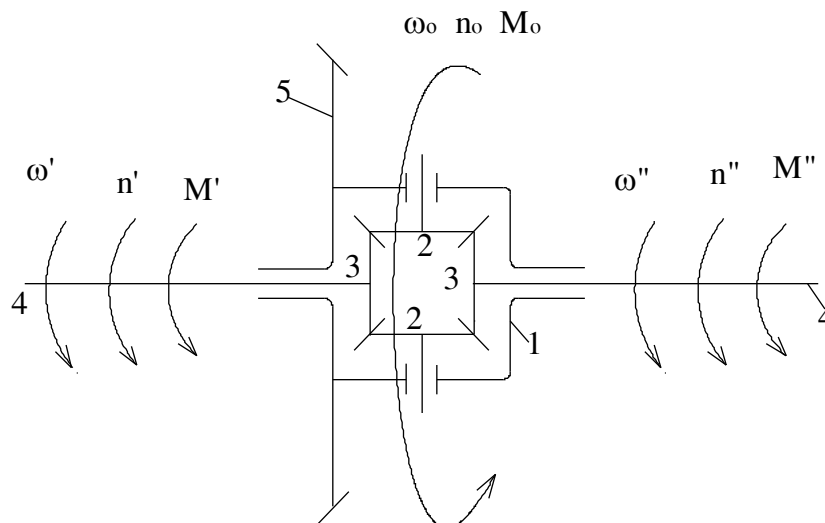
**d) Theo giá trị hệ số hãm chia thành:**

- g Vi sai ma sát trong nhỏ ( $k_{\sigma} = 0 \div 0,2$ )
- g Vi sai ma sát trong lớn ( $k_{\sigma} = 0,21 \div 0,7$ )
- g Vi sai hãm cứng ( $k_{\sigma} > 0,7$ )

**II. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA VISAI:**

Chúng ta xét trường hợp thường gặp đó là: Vi sai bánh răng nón đối xứng (hình 8.1)  
 Các bộ phận chính gồm có:

Vỏ vi sai 1 gắn liền với bánh răng bị động 5 của truyền lực chính và luôn có vận tốc góc như nhau. Các bánh răng hành tinh 2 có trục gắn lên vỏ vi sai 1. Số lượng bánh răng hành tinh phụ thuộc độ lớn mômen xoắn cần truyền.



Hình 8.1: Sơ đồ vi sai nón đặt giữa các bánh xe chủ động.

Thường gặp là 2 hoặc 3, hoặc có khi là 4 bánh răng hành tinh. Các bánh răng hành tinh quay tự do quanh trục của nó và luôn ăn khớp với các bánh răng nửa trục 3, đồng thời các bánh răng 2 cùng quay với vỏ 1. Các bánh răng 3 nối cứng với các nửa trục 4.

Bởi vậy khi các bánh răng 3 quay sẽ làm cho các bánh xe quay theo. Vì các bánh răng 2 có thể tham gia một lúc 2 chuyển động nên vi sai là cơ cấu hai bậc tự do.

### 1. Động học của vi sai:

Trong phần này chúng ta sẽ xét mối quan hệ giữa số vòng quay (hoặc vận tốc góc) của nửa trục bên trái và bên phải.

Khi xe chuyển động thẳng, mặt đường bằng phẳng, bán kính lăn của các bánh xe chủ động bằng nhau thì sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động bằng nhau. Lúc này bánh răng hành tinh không quay quanh trục của nó (do tổng mômen tác dụng lên trục của nó bằng không), cho nên các bánh răng nửa trục có cùng số vòng quay với vỏ vi sai  $n_0$ .

$$n' = n'' = n_0$$

Ở đây:

$n'$ ;  $\omega'$  – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên trái.

$n''$ ;  $\omega''$  – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên phải.

$n_0$ ;  $\omega_0$  – số vòng quay và vận tốc góc của vỏ vi sai.

Khi xe bắt đầu quay vòng và chuyển động trên đường cong, lúc này sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động khác nhau, cho nên tổng mômen tác dụng lên trục của các bánh răng hành tinh khác không, bởi vậy các bánh răng hành tinh sẽ quay.

Giả thiết xe quay vòng sang trái thì nửa trục bên trái sẽ giảm số vòng quay đi một lượng là  $\Delta n'$ :

$$\Delta n' = n_2 \frac{Z_2}{Z'}$$

Trong đó:

$n_2$  – số vòng quay của bánh răng hành tinh.

$Z_2$  – số răng của bánh răng hành tinh.

$Z'$  – số răng của bánh răng nửa trục bên trái.

Nếu trước khi quay vòng  $n' = n'' = n_0$  thì khi đang quay vòng sang trái số vòng quay của bán trục bên trái giảm đi còn lại là:

$$n' = n_0 - n_2 \frac{Z_2}{Z'} \quad (8.1)$$

Lúc đó số vòng quay của nửa trục bên phải sẽ tăng lên là:

$$n'' = n_0 + n_2 \frac{Z_2}{Z''} \quad (8.2)$$

Cho trường hợp vi sai đối xứng thì  $Z' = Z''$  và từ (8.1) và (8.2) suy ra:

$$n' = n'' = 2n_0 \quad (8.3)$$

Như vậy tổng số vòng quay của các nửa trục khi xe chạy thẳng cũng như khi xe quay vòng đều bằng hai lần số vòng quay của vỏ vi sai.

Từ (8.3) ta thấy: nếu hãm hoàn toàn một nửa trục, ví dụ  $n' = 0$  thì suy ra  $n'' = 2n_0$ . Lúc này bánh răng hành tinh quay xung quanh trục của nó và lăn trên bánh răng nửa trục trái đang đứng yên.

Trường hợp thứ hai giả thiết vỏ vi sai đứng yên, tức là  $n_0 = 0$  thì ta suy ra từ (8.3):  $n' = -n''$  nghĩa là nếu quay bánh răng trái theo một chiều và hãm vỏ vi sai lại thì bánh phải sẽ quay ngược chiều với số vòng quay bằng nhau. Trường hợp này xảy ra trong thực tế khi phanh đột ngột bằng phanh tay (nếu cơ cấu phanh này nằm ở trục thứ cấp của hộp số). Lúc này trục các đăng dừng lại và dẫn đến vỏ vi sai cũng dừng lại. Do hai bánh xe có hệ số bám với đường không bằng nhau nên có thể quay với vận tốc bằng nhau, nhưng về hai hướng ngược nhau.

Như chúng ta đã biết  $\omega = \frac{\pi.n}{30}$  và kết hợp với (8.3) chúng ta suy ra:

$$\omega' + \omega'' = 2\omega_0 \tag{8.4}$$

## 2. Động lực học của vi sai:

Ở phần này chúng ta sẽ khảo sát việc phân bố mômen đến các nửa trục khi có tính đến ma sát ở bên trong cơ cấu vi sai.

Giả thiết xe đang chuyển động ổn định, chúng ta sẽ có phương trình cân bằng mômen:

$$M_0 = M' + M'' \tag{8.5}$$

Ở đây:

$M_0$  – mômen truyền đến vỏ vi sai đang xét

$M'$  – mômen truyền đến nửa trục bên trái

$M''$  – mômen truyền đến nửa trục bên phải.

Để tính đến mất mát trong vi sai do ma sát giữa các chi tiết khi vi sai hoạt động, chúng ta thừa nhận mômen ma sát  $M_r$  khi vận tốc góc của các trục khác nhau.

Lúc này giả thiết xe đang quay vòng sang phải ( $\omega' > \omega''$ ) thì công suất mất mát do ma sát  $N_r$  sẽ là:

$$N_r = M_r \left( \frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \tag{8.6}$$

Trong trường hợp này tổng công suất truyền đến các nửa trục phải bằng công suất truyền đến vỏ vi sai trừ đi công suất mất mát  $N_r$ :

$$N' + N'' = N_0 - N_r$$

Tức là:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_0 \cdot \omega_0 - N_r \tag{8.7}$$

Trong đó:

$N'$  – công suất truyền qua nửa trục trái.  
 $N''$  – công suất truyền qua nửa trục phải.  
 $N_0$  – công suất truyền qua vỏ vi sai.

Từ (8.6) đến (8.7) ta có:

$$M'.\omega'+M''.\omega''= M_0\omega_0 - M_r\left(\frac{\omega'-\omega''}{2}\right) \quad (8.8)$$

Thay (8.4) và (8.5) vào (8.8) ta có:

$$M' = 0,5(M_0 - M_r) \quad (8.9)$$

$$M'' = 0,5(M_0 + M_r) \quad (8.10)$$

Lấy (8.10) chia cho (8.9) ta được:

$$\frac{M''}{M'} = \frac{M_0 + M_r}{M_0 - M_r} \quad (8.11)$$

Biểu thức (8.11) cho thấy tỷ số mômen phân bố trên các nửa trục phụ thuộc vào mômen ma sát  $M_r$  ở bên trong vi sai. Dễ dàng thấy rằng  $M'' > M'$  và sự phân bố lại mômen này phù hợp với sự thay đổi mômen cản tác dụng lên hai bánh xe trái và phải. Bởi vì khi xe quay vòng sang phải (như giả thuyết đã nêu) thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải lớn hơn mômen tác dụng lên bánh xe bên trái.

Nếu xe quay vòng sang trái thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải sẽ nhỏ hơn mômen cản tác dụng lên bánh xe bên trái và chứng minh tương tự như trên ta lại có  $M'' < M'$ .

Như vậy khi tính toán các nửa trục và các bánh răng nửa trục, chúng ta phải lấy giá trị mômen bằng một nửa mômen truyền đến vi sai nhân với hệ số dự trữ  $k > 1$ .

### III. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH CHẤT KÉO CỦA XE:

Tính chất kéo của xe được thể hiện qua tổng lực kéo của các bánh xe chủ động. Như chúng ta đã biết lực kéo của các bánh xe chủ động bị giới hạn bởi các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường. Như vậy, các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường xác định tính chất kéo tối hạn của xe.

Trong khi đó, các lực bám với mặt đường thay đổi rõ rệt khi trong hệ thống truyền lực có vi sai hoặc không có vi sai. Và nếu có vi sai thì mức độ hoạt động của các vi sai sẽ ảnh hưởng đến giá trị các lực bám, tức là có ảnh hưởng đến tính chất kéo của xe.

Vậy trước khi xét đến ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe, chúng ta phải làm quen với hai hệ số sau đây đặc trưng cho mức độ hoạt động của vi sai:

#### 1. Hệ số hãm của vi sai:

$$k_h = \frac{M_r}{M_0} = \frac{M''-M'}{M''+M'} \quad (8.12)$$

Khi ma sát bên trong vi sai  $M_r = 0$  thì  $k_h = 0$ .

Khi ma sát bên trong tăng dần lên thì giá trị  $k_h$  cũng tăng dần lên và khi  $M_r = M_o$  thì  $k_h=1$ , lúc này vi sai bị hãm hoàn toàn (không hoạt động được).

Như vậy khi  $k_h$  nhận một giá trị bất kỳ trong khoảng  $< 0,1 >$ , thì giá trị đó cho thấy mức độ hoạt động của vi sai nhiều hay ít.

Để tăng khả năng bám của các bánh xe chủ động, người ta thường hãm các bộ vi sai lại.

Tuy nhiên để sử dụng triệt để lực bám của các bánh xe chủ động với mặt đường, ngay cả khi hệ số bám  $\varphi$  dưới mỗi bánh xe rất khác nhau, cũng không nhất thiết phải hãm vi sai hoàn toàn với  $k_h = 1$ .

Từ (8.12) chúng ta có thể tìm được giá trị tối ưu của  $k_h$ , nếu ta thay thế  $M'$ ,  $M''$  bằng các giá trị khác nhau lớn nhất, có thể có được trong thực tế do sự khác nhau của  $\varphi$  dưới mỗi bánh xe.

Giả thiết ta có loại xe bố trí theo công thức 4x2, tải trọng lên hai bánh xe chủ động đều bằng nhau.

Trong nhiều trường hợp một trong hai bánh xe bị trượt quay (do hệ số bám của đường dưới hai bánh xe khác nhau) và xe không chuyển động được. Giả thiết một bánh xe ở vị trí của đường có hệ số bám  $\varphi_{max}$  và một bánh xe ở vị trí đường có hệ số bám  $\varphi_{min}$ . Lúc này gọi  $0,5Z_2$  là phản lực tác dụng lên một bánh xe chủ động ở cầu sau và  $r_{bx}$  là bán kính lăn của bánh xe ,ta có:

$$M' = 0,5.Z_2.\varphi_{min}.r_{bx}$$

$$M'' = 0,5.Z_2.\varphi_{max}.r_{bx}$$

Trường hợp xấu nhất là khi  $\varphi_{max} = 0,8$  và  $\varphi_{min} = 0,1$  thay các giá trị trên vào (8.12) ta có:

$$k_h = \frac{0,5.Z_2.r_{bx}(\varphi_{max} - \varphi_{min})}{0,5.Z_2.r_{bx}(\varphi_{max} + \varphi_{min})} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78 \quad (8.13)$$

Thực tế cho thấy với các giá trị  $k_h > 0,78$  không làm cho tính chất kéo của xe tốt hơn.

Thông thường các giá trị  $\varphi_{max}$  và  $\varphi_{min}$  dưới các bánh xe chênh lệch nhau không nhiều nên  $k_h = 0,3 \div 0,5$ .

Nếu  $k_h$  càng lớn thì xe sẽ rất khó điều khiển, vỏ xe mòn nhanh và khi gặp đường trơn có thể có hiện tượng xe trượt ngang.

Trong trường hợp mômen ma sát  $M_r$  tự sinh ra bên trong vi sai khi vi sai làm việc thì  $k_h$  được gọi là hệ số tự hãm.

Trường hợp nếu mômen ma sát  $M_r$  sinh ra do cơ cấu hãm vi sai thì  $k_h$  được gọi là hệ số hãm cưỡng bức.

Đối với vi sai hình nón hệ số tự hãm  $k_h \approx 0,1$ .

## 2. Hệ số gài vi sai $k_g$ :

$k_g$  là tỉ số giữa mômen truyền đến bánh quay chậm và bánh quay nhanh:

$$k_g = \frac{M''}{M'} \quad (8.14)$$

Trong đó:

$M'$  – mômen truyền đến bánh xe quay nhanh.

$M''$  – mômen truyền đến bánh xe quay chậm.

Từ (8.12) và (8.14) ta có mối quan hệ giữa  $k_h$  và  $k_g$ :

$$k_g = \frac{1 + k_h}{1 - k_h} \quad (8.15)$$

Như vậy khi  $k_h$  thay đổi từ 0 đến 1 thì  $k_g$  sẽ thay đổi tương ứng từ 1 đến  $\infty$ .

### 3. Ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe nhiều cầu:

**a) Giả thiết xe có n cầu chủ động, không có vi sai giữa các cầu (truyền động cứng) và các vi sai giữa các bánh xe đã bị hãm cứng:**

Chúng ta ký hiệu:  $Z_1', Z_1'', Z_2', Z_2'', \dots, Z_n', Z_n''$  là các phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe chủ động tương ứng với các cầu 1; 2; ...; n và  $\varphi_1', \varphi_1'', \varphi_2', \varphi_2'', \dots, \varphi_n', \varphi_n''$  là giá trị hệ số bám của các bánh xe tương ứng.

Trong trường hợp này lực kéo ở mỗi bánh xe đạt giá trị cực đại và bằng lực bám của bánh xe đó với mặt đường. Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1' \varphi_1' + Z_1'' \varphi_1'' + \dots + Z_n' \varphi_n' + Z_n'' \varphi_n'' = \sum_{i=1}^n (Z_i' \varphi_i' + Z_i'' \varphi_i'') \quad (8.16)$$

**b) Xét trường hợp xe có n cầu chủ động như ở mục a nhưng lúc này vi sai giữa các bánh xe hoạt động tự do (hoàn toàn không bị hãm):**

Giả thiết ma sát bên trong các vi sai vô cùng nhỏ  $M_r \approx 0$  nên  $k_h$  coi như bằng không, lúc này vi sai sẽ phân bố đều mômen cho hai bánh xe trái và phải:  $M_i' = M_i''$

Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1 \varphi_{1min} + Z_2 \varphi_{2min} + \dots + Z_n \varphi_{nmin} = \sum_{i=1}^n Z_i \varphi_{imin} \quad (8.17)$$

Trong đó:

$Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  - là phản lực thẳng đứng của đường lên cầu thứ 1; 2; ...; n

$\varphi_{1min}, \varphi_{2min}, \dots, \varphi_{nmin}$  - là hệ số bám nhỏ chọn từ hai hệ số bám của bánh xe trái và phải của cầu thứ 1; 2; ...; n.

**c) Xét xe có 2 cầu chủ động (4 × 4), có vi sai giữa các cầu và vi sai giữa các bánh xe đều là loại đối xứng:**

Tất cả các vi sai đều không bị hãm (giả thiết  $M_r \approx 0$  nên  $k_h \approx 0$ ). Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = (Z_1 + Z_2)\varphi_{min} \quad (8.17)$$

Ở đây:

$\varphi_{min}$  – hệ số bám nhỏ nhất trong tất cả các hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

Như vậy nếu trong hệ thống truyền lực có sử dụng các bộ vi sai và chúng ở trạng thái hoạt động tự do (không bị hãm) và nếu hệ số bám dưới của các bánh xe khác nhau thì tính chất kéo của xe sẽ kém đi (tức là tổng các lực kéo của các bánh xe chủ động sẽ giảm).

#### d) Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai:

**d1) Trường hợp 1:** hệ số bám dưới 2 bánh xe trái và phải chênh lệch nhau không nhiều

- Đối với bánh xe quay nhanh:

$$X' = \frac{M'}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o - M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 - k_h) \quad (8.18)$$

- Đối với bánh xe quay chậm:

$$X'' = \frac{M''}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o + M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 + k_h) \quad (8.19)$$

Trong đó:

$X', X''$  – Lực kéo của bánh xe quay nhanh và quay chậm.

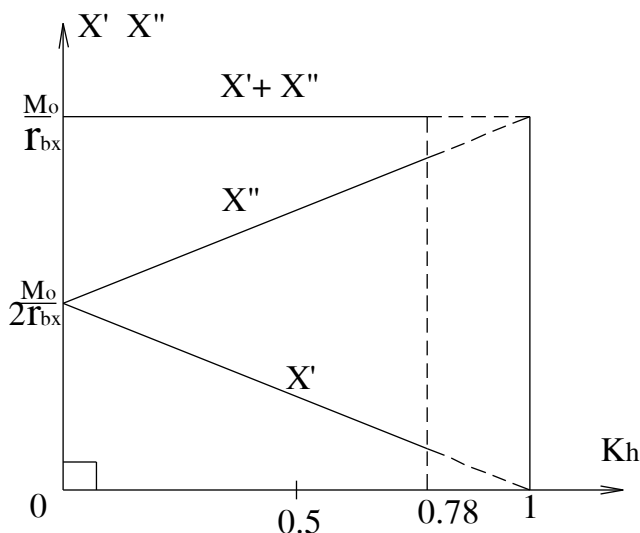
$M', M''$  – Mômen xoắn truyền đến bánh xe quay nhanh và quay chậm.

Ta thấy  $X'$  và  $X''$  là hàm số bậc nhất của  $k_h$ . Khi biểu diễn trên đồ thị thì:

$$X' + X'' = \frac{M_o}{r_{xb}} = \text{const}. \text{ Tại giá trị } k_h = 0 \text{ thì } X' = X'' = \frac{M_o}{2r_{xb}} \quad (\text{hình 8.2})$$

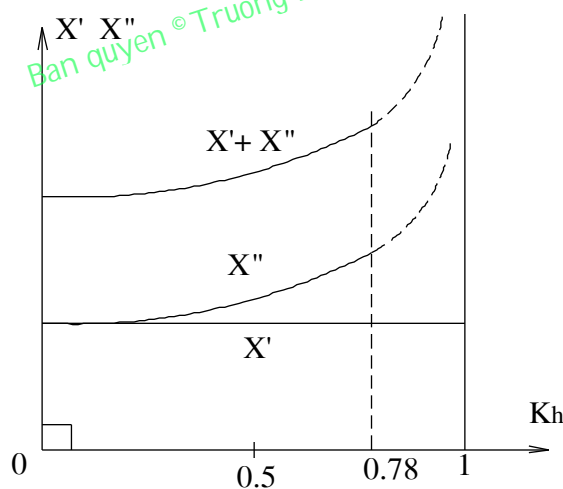
Khi  $k_h$  biến thiên từ 0 đến 1 thì  $X'$  giảm dần và  $X''$  tăng dần; Phần bên phải đồ thị ta vẽ đường chấm chấm vì đoạn này biểu diễn các giá trị của lực kéo với  $\varphi > 0,75$  quá lớn.





Hình 8.2: Đồ thị biểu diễn mối quan hệ của X', X'' với  $K_h$  khi hệ số bám chênh lệch nhau không nhiều.

**d2) Trường hợp 2:** Hệ số bám dưới hai bánh xe trái và phải chênh lệch nhau rất nhiều (hình 8.3)



Hình 8.3: Mối quan hệ của X', X'' với  $K_h$  khi hệ số bám chênh lệch nhau rất nhiều.

Theo biểu thức (8.14) ta có:

$$k_g = \frac{M''}{M'} = \frac{\frac{M''}{r_{bx}}}{\frac{M'}{r_{bx}}} = \frac{X''}{X'} = \frac{1+k_h}{1-k_h} \quad (8.20)$$

Suy ra:

$$X'' = X' \frac{1+k_h}{1-k_h}$$

và  $X'$  được tính như sau :  $X' = \frac{Z_2}{2} \cdot \varphi_{\min}$

Ở đây:

$$\varphi_{\min} = 0,1; \varphi_{\max} = 0,75.$$

$Z_2$  – phản lực thẳng đứng của đường lên cầu sau chủ động.

#### **IV. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN MỘT SỐ BỘ VI SAI:**

##### **1. Vi sai đặt giữa hai bánh xe chủ động:**

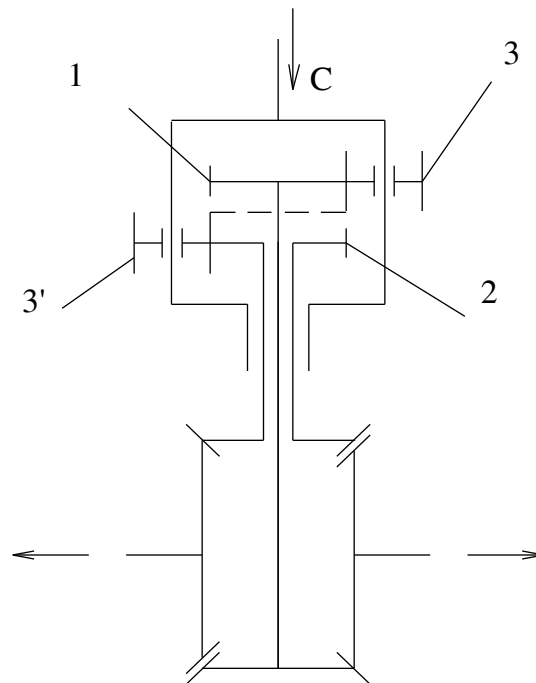
Thường gặp các bộ vi sai này thuộc loại đối xứng. Sử dụng thông dụng hiện nay là vi sai bánh răng nón, vi sai bánh răng trụ, vi sai cam và vi sai trục vít.

##### **a) Vi sai đối xứng kiểu bánh răng nón:**

Đã được trình bày ở phần II của chương này.

##### **b) Vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ:**

Trên hình (8.4) là vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ được sử dụng trên xe Tatra 111 của cộng hoà CZECH.



Hình 8.4: Cấu tạo bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ

C. Cần dẫn (lồng răng).

1 và 2: Các bánh răng trung tâm.

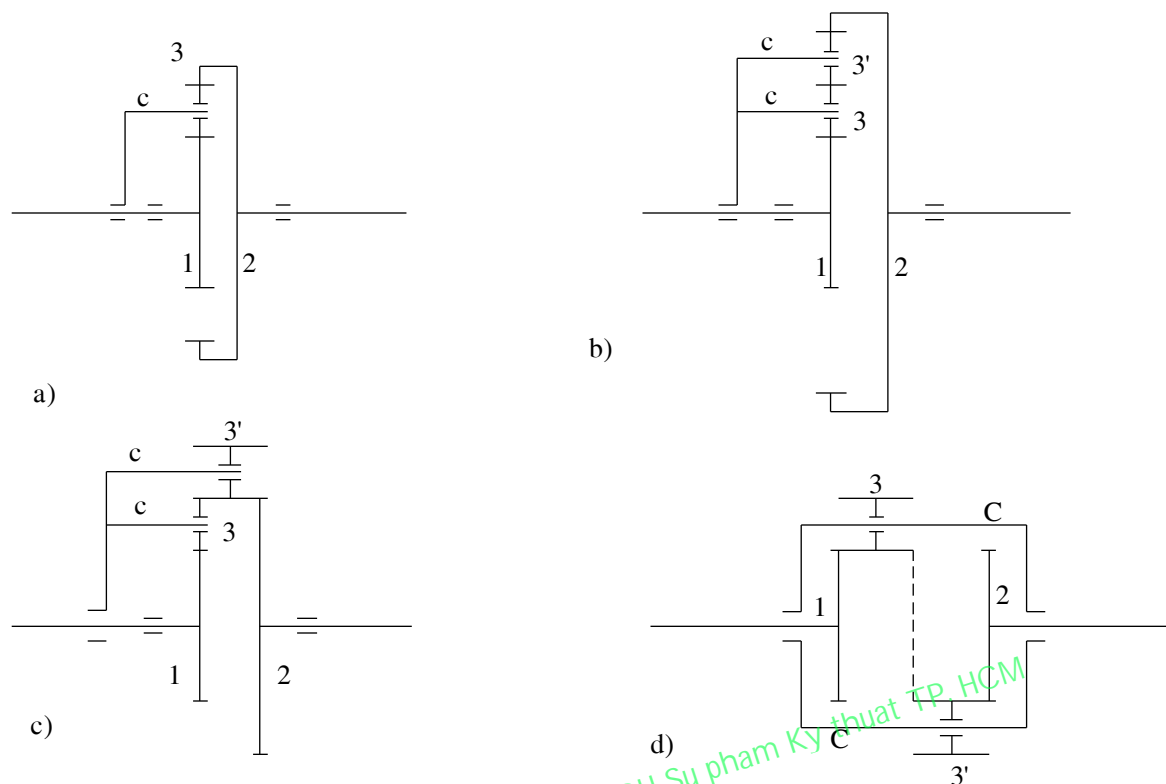
3 và 3': Các bánh răng hành tinh.

Quá trình phát triển về kết cấu để đi đến một phương án độc đáo được phân tích như sau:

Từ một cơ cấu vi sai không đối xứng kiểu bánh răng trụ (hình 8.5a) lắp thêm bánh răng hành tinh 3' sẽ thu được kết cấu mới (hình 8.5b).

Chế tạo bánh răng 3' với bề rộng lớn hơn và do đó có thể thay bánh răng trung tâm 2 ăn khớp trong thành ăn khớp ngoài (hình 8.5c).

Cơ cấu này vẫn chưa phải là vi sai đối xứng. Nếu mở rộng dần cần c thành khung và lắp ghép bánh răng 3, 3' sao cho các điểm ăn khớp không cùng nằm trên một mặt phẳng, đồng thời bảo đảm điều kiện  $Z_1 = Z_2$  và  $Z_3 = Z_3'$  (hình 8.5d) chúng ta nhận được vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

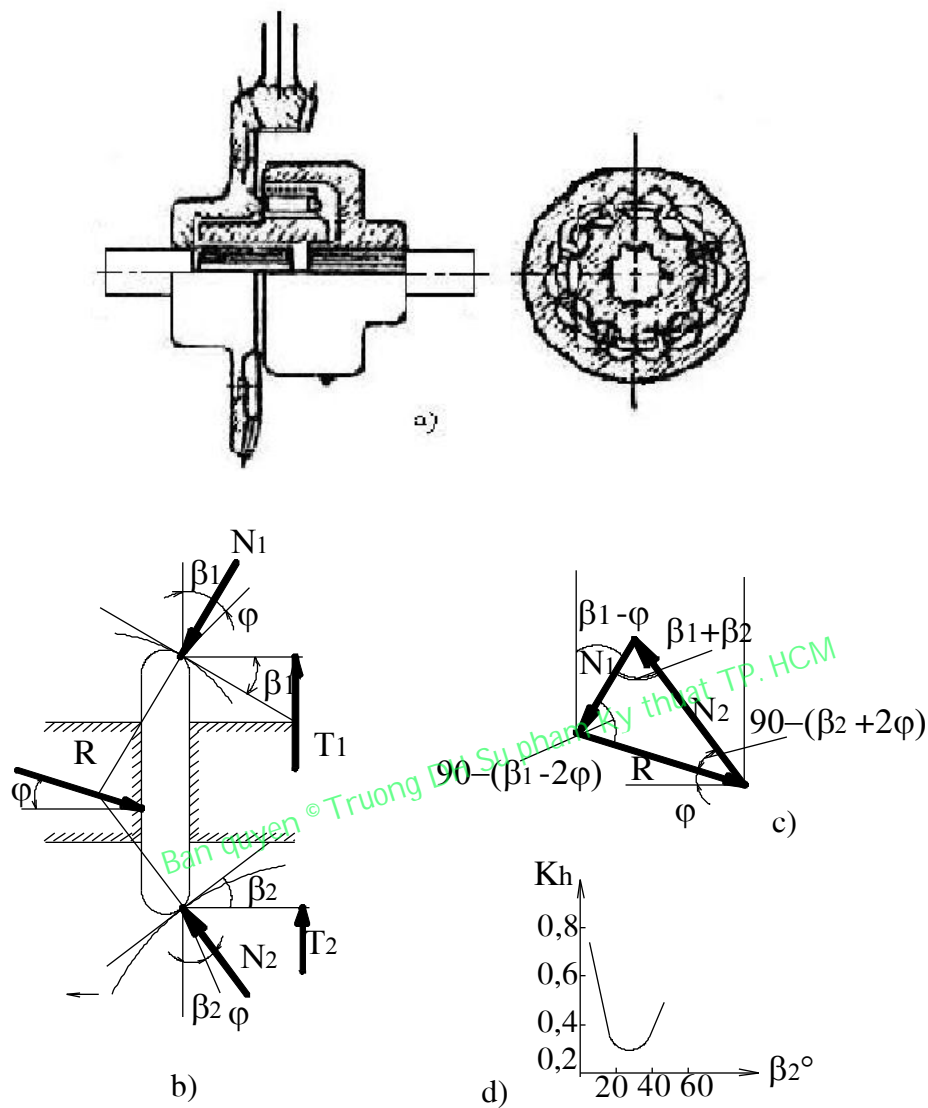


Hình 8.5: Phân tích quá trình phát triển kết cấu phương án bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

- a) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 1 cần.
- b) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 2 cần.
- c) Vi sai không đối xứng ăn khớp ngoài.
- d) Vi sai đối xứng.

**c) Vi sai cam:**

Để tăng ma sát trong; nâng cao khả năng tự hãm, người ta đã chế tạo các loại vi sai cam đặt hướng kính và vi sai cam đặt hướng tâm. Ở trên hình (8.6) là vi sai cam đặt hướng tâm.



Hình 8.6: Vi sai cam đặt hướng tâm.

- a) Kết cấu vi sai cam.
- b) Sơ đồ lực tác dụng.
- c) Tam giác lực.
- d) Đồ thị mối quan hệ  $K_h - \beta_2$ .

Kết cấu và nguyên lý làm việc như sau:

Mômen xoắn từ bánh răng nón bị động truyền qua vòng ngăn 1 có chứa các con chạy 2. Đầu ngoài của các con chạy tỳ lên mặt cam trong của vỏ ngoài 3, đầu trong tỳ lên mặt cam ngoài của vỏ trong 4. Hai vỏ 3 và 4 nối cứng với các nửa trục bằng then hoa. Khi xe

quay vòng, các con chạy trượt trên các mặt cam, phân phối đều các nửa trục những tốc độ góc khác nhau. Loại vi sai này có kết cấu đơn giản, gọn và nhẹ.

Giá trị hệ số hãm  $k_h$  của vi sai cam phụ thuộc vào hệ số ma sát giữa các con chạy với các mặt cam và phụ thuộc vào góc đỉnh cam  $\alpha$ . Khi  $\alpha = 35^\circ$  thì  $k_h = 0,3$ , khi  $\alpha = 6^\circ$  thì  $k_h = 1$

Giá trị trung bình của  $k_h$  là :  $k_h = 0,4 \div 0,5$ .

Sơ đồ các lực tác dụng lên các con chạy được biểu diễn ở hình 8.6b:

$N_1, N_2, R$  là các hợp lực tác dụng lên con chạy từ phía vỏ ngoài, vỏ trong và vòng ngăn. Giá trị  $\varphi$  là góc ma sát.

Từ tam giác lực (hình 8.6c) ta có:

$$\frac{N_1}{\sin[90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)]} = \frac{N_2}{\sin[90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)]} \quad (8.21)$$

Suy ra:

$$N_2 = N_1 \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi)}{\cos(\beta_2 + 2\varphi)}$$

Mômen ở vỏ trong (ứng với bánh xe quay chậm hoặc dừng)

$$M'' = N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) \cdot r_2$$

Mômen ở vỏ ngoài (ứng với bánh xe quay nhanh)

$$M' = N_1 \sin(\beta_1 - \varphi) \cdot r_1$$

Hệ số hãm vi sai  $k_h$  được tính:

$$\begin{aligned} k_h &= \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - N_1 (\sin \beta_1 - \varphi) r_1}{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + N_1 (\sin \beta_1 - \varphi) r_1} \\ &= \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos(\beta_2 + 2\varphi) (\sin \beta_1 - \varphi) r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos(\beta_2 + 2\varphi) (\sin \beta_1 - \varphi) r_1} \quad (8.22) \end{aligned}$$

Khi  $\varphi = 6^\circ$ ;  $r_1 = 2r_2$ , quan hệ giữa hệ số hãm  $k_h$  và góc  $\beta_2$  được biểu thị ở hình 8.6d. Giá trị cực tiểu của  $k_h$  là 0,3 khi  $\beta_2 = 25^\circ \div 30^\circ$

Từ biểu thức (8.22) ta thấy nếu  $\beta_1 = \varphi$  thì  $k_h = 1$ , tức là vi sai hoàn toàn bị hãm cứng. Ứng suất tiếp của con chạy và vỏ cam khi xe chuyển động thẳng là:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 0,418 \sqrt{\frac{N_1 E}{1} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq [\tau] \\ \tau_2 &= 0,418 \sqrt{\frac{N_2 E}{1} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq [\tau] \end{aligned} \quad (8.23)$$

Ở đây:

$\tau_1$  – Ứng suất tiếp giữa con chạy và vỏ cam ngoài.

$\tau_2$  – Ứng suất tiếp giữa con chạy và vỏ cam trong.

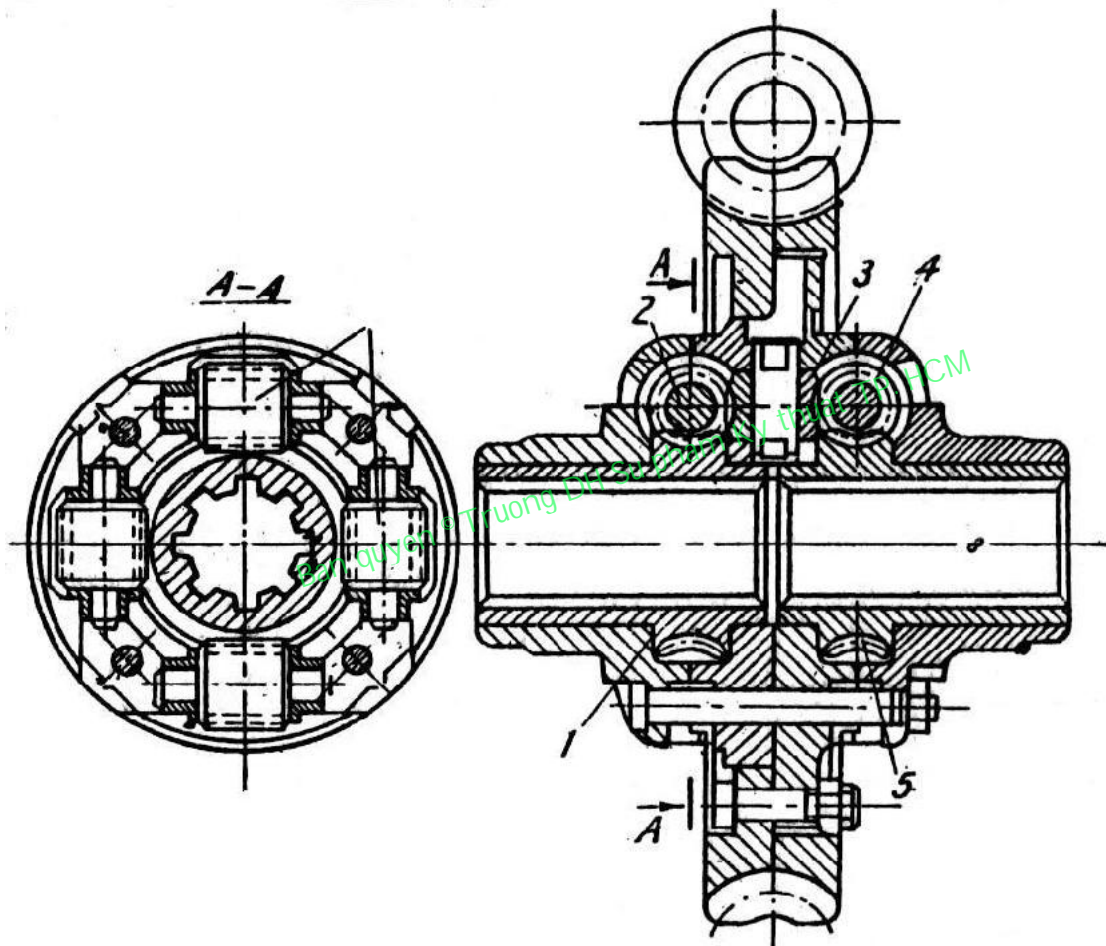
$E$  – Mô đun đàn hồi.

$\rho_1, \rho_2$  – Các bán kính cong của con chạy ở các tiếp điểm. Nếu tâm đường cong ở hai bên tiếp điểm lấy dấu (+), nếu tâm ở một bên lấy dấu (-).

$$[\tau] = 2,5 \div 3 \text{ MN/m}^2$$

l – chiều dài tiếp xúc giữa con chạy và các cam.

**d) Vi sai trực vít:**



Hình 8.7: Vi sai trực vít

1;5: Các bánh vít.

2; 3; 4 : Các trục vít hành tinh.

Hai bánh vít nửa trục 1 và 5 ăn khớp với các trục vít hành tinh 2 và 4. Các trục vít hành tinh này lại ăn khớp với trục vít hành tinh 3. Tương quan động học giữa 2 nửa trục được thực hiện qua 5 trục vít tạo thành 4 cặp ăn khớp theo thứ tự. Để vi sai có khả năng hãm cần thiết nhưng không có hiện tượng tự hãm, thì góc nghiêng  $\beta$  của đường xoắn trục

vít phải lớn hơn góc ma sát rất nhiều. Thường chọn  $\beta = 20^\circ \div 30^\circ$ . Loại vi sai này có kết cấu phức tạp hơn vi sai cam. Mômen phân phối giữa 2 trục thông qua 4 cặp hành tinh:

$$M' = M'' \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad (8.24)$$

Ở đây:

$\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_4$  – hiệu suất truyền động theo thứ tự của từng cặp trục vít, bánh vít.

Hệ số hãm  $k_h$  được tính:

$$k_h = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{1 - \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4}{1 + \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} \quad (8.25)$$

Độ nhớt của dầu bôi trơn có ảnh hưởng đến hệ số hãm theo tỷ lệ thuận.

## 2. Vi sai đặt giữa các cầu chủ động:

Vi sai giữa các cầu dùng để phân phối mômen truyền đến các cầu.

Thông thường giá trị mômen phân phối đến cầu trước và sau (đối với xe hai cầu) tỉ lệ với trọng lượng bám của các cầu.

Nếu ta ký hiệu  $M_1, M_2$  là các mômen phân phối từ vi sai ra các cầu tương ứng thì ta có:

$$\begin{aligned} M_1 &= Z_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} \cdot \frac{1}{i_0} \\ M_2 &= Z_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} \cdot \frac{1}{i_0} \end{aligned} \quad (8.26)$$

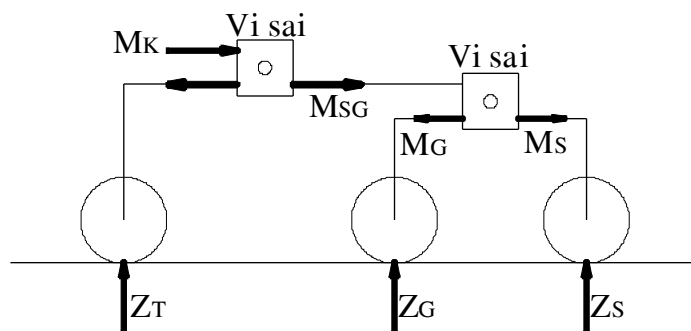
Sử dụng loại vi sai này có thể giảm được tác hại của mômen phụ trong truyền lực hoặc nếu với loại vi sai có ma sát trong nhỏ thì có thể khắc phục được ảnh hưởng này. Do đó các chi tiết của hệ thống truyền lực ô tô nhiều cầu không bị quá tải.

Trong vi sai loại đối xứng, mômen truyền đến vỏ vi sai được chia đều làm đôi nếu ta bỏ qua ma sát trong cơ cấu vi sai. Vi sai loại đối xứng được đặt giữa các cầu chủ động chịu tải gần bằng nhau.

Trong vi sai loại không đối xứng mômen truyền đến vỏ vi sai chia ra các cầu không đều nhau mà theo một tỷ số nhất định thường là tỷ lệ với trọng lượng bám của các cầu chủ động.



Xe Ural – 375 kiểu (6 x 6) có cách bố trí các bộ vi sai giữa các cầu một cách hợp lý như ở hình 8.8, nhằm đạt được hiệu quả tận dụng lực bám (mômen xoắn phân bố đến từng cầu tỉ lệ thuận với phản lực thẳng đứng Z).

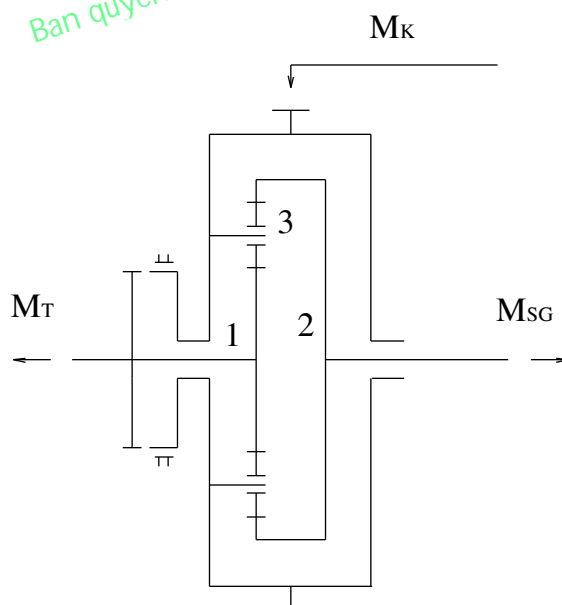


Hình 8.8: Sơ đồ bố trí các bộ vi sai giữa các cầu của xe Ural – 375.

T. Cầu trước, G. Cầu giữa, S. Cầu sau

M. Mômen xoắn; Z. Phản lực thẳng đứng.

Bộ vi sai đặt giữa cầu trước và hai cầu phía sau có kết cấu kiểu không đối xứng bánh răng hình trụ. Bộ vi sai này đặt trong hộp phân phối (hình 8.9).



Hình 8.9: Nguyên lý cấu tạo bộ vi sai không đối xứng kiểu bánh răng trụ đặt giữa cầu trước và hai cầu phía sau xe Ural - 375.

## V. VẬT LIỆU CHẾ TẠO CÁC CHI TIẾT CỦA VI SAI:

Vỏ vi sai chế tạo bằng gang rèn hoặc thép 40. Thử thập vi sai chế tạo bằng thép hợp kim nhãn hiệu 12XHA, 18XH, 30XH có nhiệt luyện.

Với loại vi sai cam: vành giữa và phần cam chế tạo bằng thép xê măngtít 18HBA với độ cứng bề mặt HRC 60 – 65. Con chạy chế tạo bằng thép UX – 15, độ cứng HRC 60–65.

Đối với vi sai trục vít: trục vít chế tạo bằng thép 12X2H4A. xê măngtít ở độ sâu 0,8÷1,2mm, độ cứng bề mặt HRC 58 – 52, trong lõi HRC 30 – 42.

Bản quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

## CHƯƠNG IX

**TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG****I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:****1. Công dụng:**

Dùng để truyền mômen xoắn từ truyền lực chính đến các bánh xe chủ động. Nếu cầu chủ động là loại cầu liền (đi kèm với hệ thống treo phụ thuộc) thì truyền động đến các bánh xe nhờ các nửa trục. Nếu cầu chủ động là cầu rời (đi kèm với hệ thống treo độc lập) hoặc truyền mômen đến các bánh dẫn hướng là bánh chủ động thì có thêm khớp các đăng đồng tốc.

**2. Yêu cầu:**

g Với bất kỳ loại hệ thống treo nào, truyền động đến các bánh xe chủ động phải đảm bảo truyền kết mômen xoắn.

g Khi truyền mômen xoắn, vận tốc góc của các bánh xe chủ động hoặc bánh xe dẫn hướng vừa là chủ động đều không thay đổi.

**3. Phân loại:****a) Theo kết cấu của cầu chia ra 2 loại:**

- + Cầu liền.
- + Cầu rời.

**b) Theo mức độ chịu lực hướng kính và lực chiều trục chia ra 4 loại:**

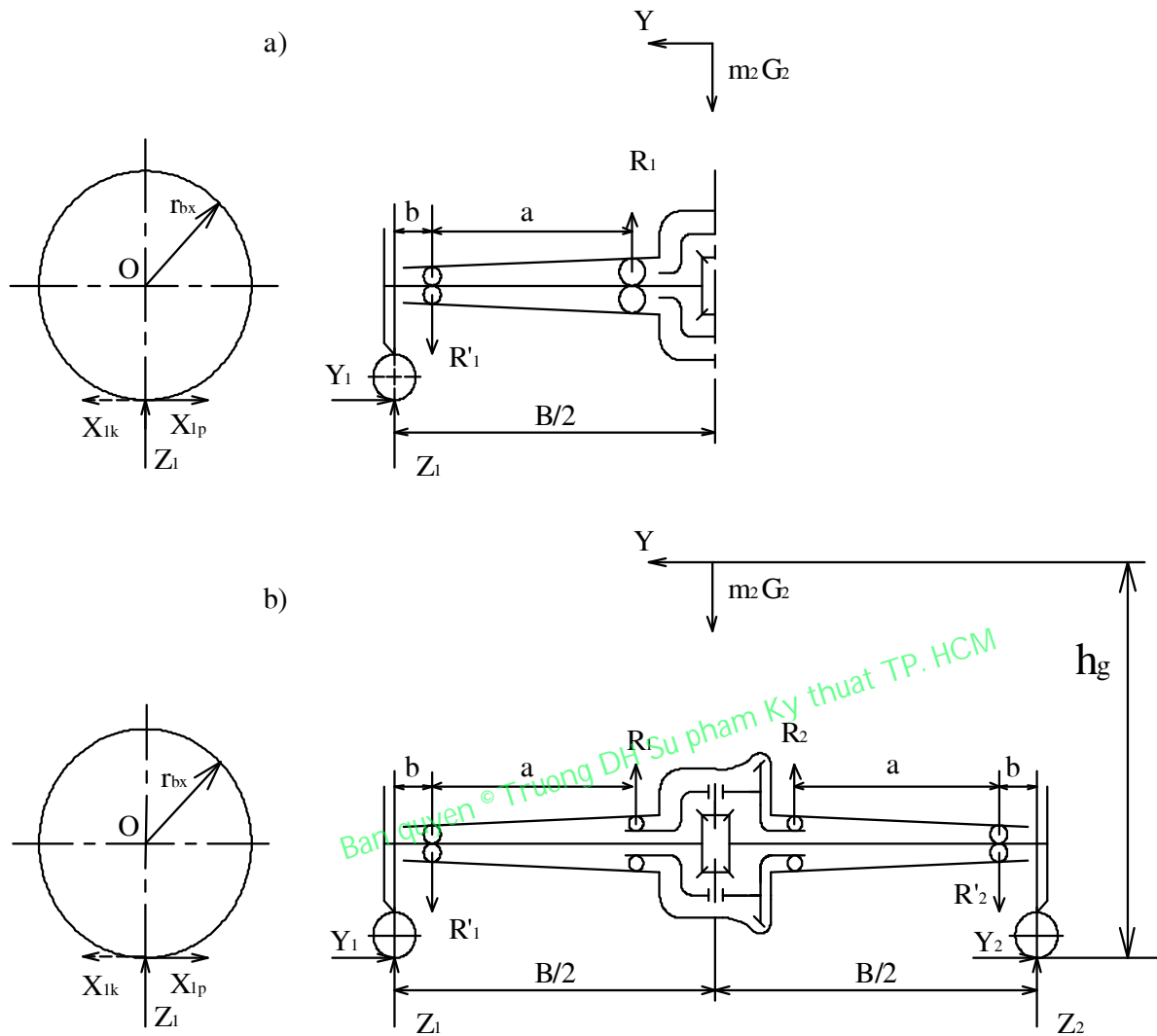
+ Loại nửa trục không giảm tải (Hình 9.1-a). Ở loại này bạc đạn trong và ngoài đều đặt trực tiếp lên nửa trục. Lúc này nửa trục chịu toàn bộ các lực, các phản lực từ phía đường và lực vòng của bánh răng chấu.

Loại nửa trục không giảm tải ở các xe hiện đại không dùng.

+ Loại nửa trục giảm tải một nửa (Hình 9.1-b). Ở loại này bạc đạn trong đặt trên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt ngay trên nửa trục.

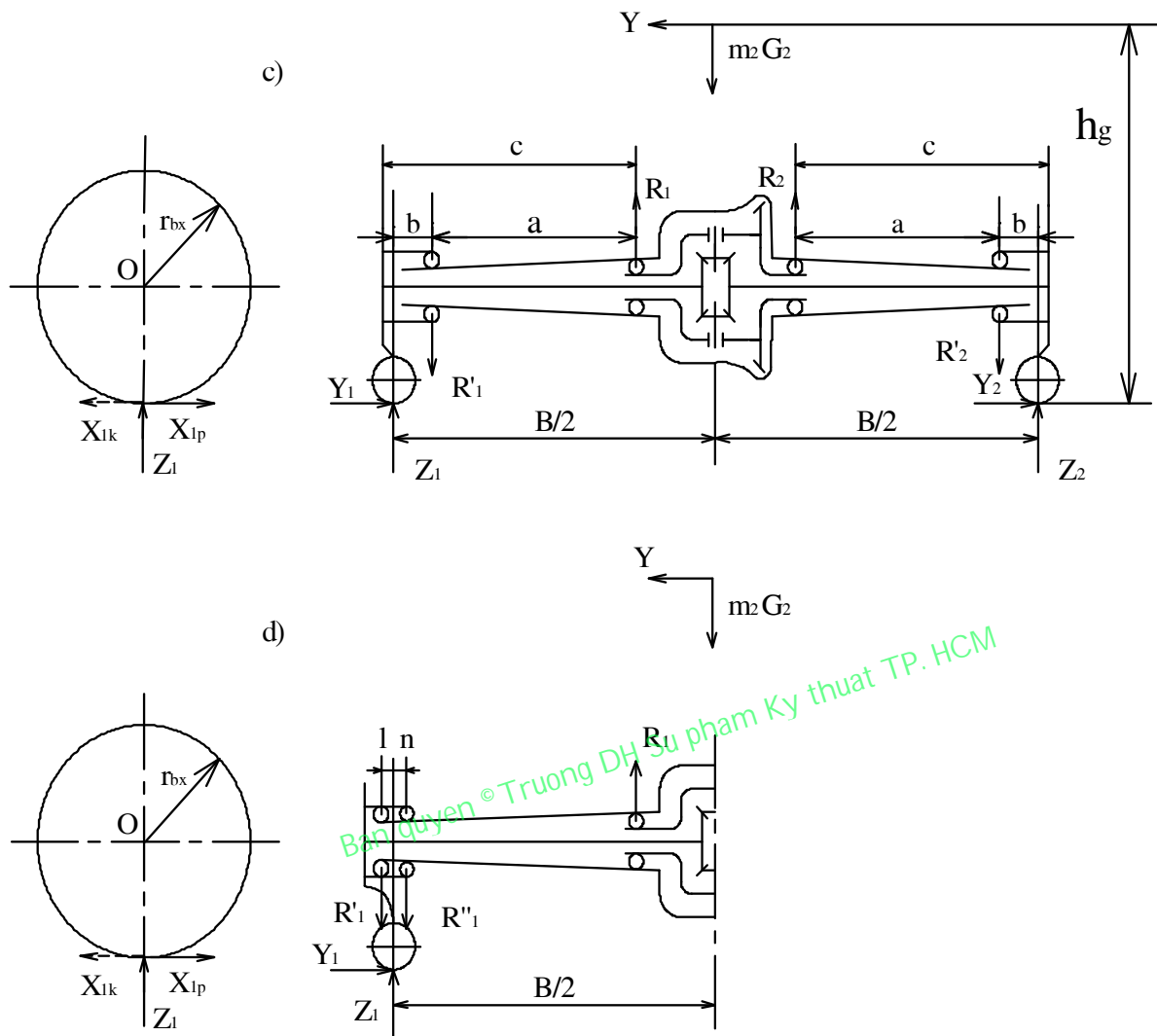
+ Loại nửa trục giảm tải ba phần tư (hình 9.1-c). Ở loại này bạc đạn trong đặt lên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt trên vỏ cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.

+ Loại nửa trục giảm tải hoàn toàn (Hình 9.1-d). Ở loại này bạc đạn trong đặt lên vỏ vi sai, còn ở bên ngoài gồm có hai bạc đạn đặt gần nhau (có thể là một bạc đạn côn, một bạc đạn cầu). Chúng được đặt lên dầm cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.



Hình 9.1: Sơ đồ các loại nửa trục và các lực tác dụng.

- a) Nửa trục không giảm tải.
- b) Nửa trục giảm tải một nửa.



Hình 9.1: Sơ đồ các loại nửa trực và các lực tác dụng.

- c) Nửa trực giảm tải ba phần tư.
- d) Nửa trực giảm tải hoàn toàn.

## II. TÍNH TOÁN NỬA TRỤC THEO ĐỘ BỀN:

### 1. Xác định các lực tác dụng lên nửa trục:

Để tính toán các nửa trục, trước hết phải xác định độ lớn của các lực tác dụng lên nửa trục. Tùy theo từng trường hợp, các nửa trục có thể chịu toàn bộ hay một phần lực tác dụng lên các bánh xe của cầu chủ động.

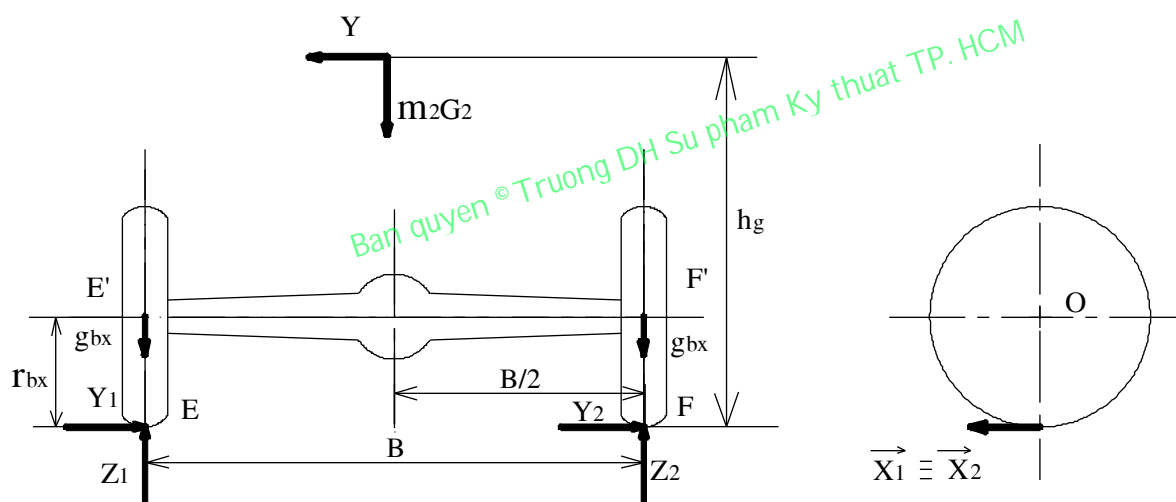
Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động ở trên hình 9.2 . Ý nghĩa các ký hiệu trên hình vẽ như sau:

$Z_1, Z_2$  – Phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe trái và phải.

$Y_1, Y_2$  – Phản lực ngang tác dụng lên bánh xe trái và phải.

$X_1, X_2$  – Phản lực của lực vòng truyền qua các bánh xe chủ động. Lực  $X_1, X_2$  sẽ thay đổi chiều phụ thuộc vào bánh xe đang chịu lực kéo hay lực phanh (  $X_k$  hay  $X_p$ ). lực  $X = X_{max}$  ứng với lúc xe chạy thẳng.

$m_2 G_2$  – Lực thẳng đứng tác dụng lên cầu sau.



Hình 9.2: Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động

$G_2$  – phần trọng lượng của xe tác dụng lên cầu sau khi xe đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang.

$m_2$  – hệ số thay đổi trọng lượng tác dụng lên cầu sau phụ thuộc vào điều kiện chuyển động.

+ Trường hợp đang truyền lực kéo:  $m_2 = m_{2k}$  và có thể lấy theo giá trị trung bình sau:

g Cho xe du lịch:  $m_{2k} = 1,2 \div 1,4$

g Cho xe tải:  $m_{2k} = 1,1 \div 1,2$

- + Trường hợp xe đang phanh:  $m_2 = m_{2p}$  và có thể lấy theo giá trị trung bình sau :
  - g Cho xe du lịch:  $m_{2p} = 0,8 \div 0,85$
  - g Cho xe tải:  $m_{2p} = 0,9 \div 0,95$

Y – Lực quán tính phát sinh khi xe chuyển động trên đường nghiêng hoặc đang quay vòng. Lực này đặt ở độ cao của trọng tâm xe. Ở trạng thái cân bằng ta có:

$$Y = Y_1 + Y_2$$

Ngoài các lực kể trên, nửa trục còn chịu uốn bởi lực sinh ra do má phanh ép lên trống phanh. Khi lực ép ở trống phanh bên trái và bên phải không đều nhau sẽ sinh ra lực phụ làm tăng thêm (hoặc giảm) mômen uốn phụ lên nửa trục. Khi tính toán ta bỏ qua lực này vì giá trị nhỏ.

- B – chiều rộng cơ sở của xe (m)
- $g_{bx}$  – trọng lượng của bánh xe (N)
- $h_g$  – chiều cao của trọng tâm xe (m)
- $r_{bx}$  – bán kính bánh xe có tính cả độ biến dạng (m)

Khi xe chuyển động trên đường thẳng, mặt đường không nghiêng và với giả thiết hàng hoá trên xe chất đều cả bên trái và phải, ta có:

$$Z_1 = Z_2 = \frac{m_2 G_2}{2} \quad (9.1)$$

Khi xe chuyển động trên đường cong hoặc mặt đường nghiêng, lập tức xuất hiện lực Y và lúc này  $Z_1 \neq Z_2$ . Theo hình 9.2, nếu viết phương trình cân bằng mômen tại F và E ta có:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{m_2 G_2}{2} + Y \frac{h_g}{B} \\ Z_2 &= \frac{m_2 G_2}{2} - Y \frac{h_g}{B} \end{aligned} \quad (9.2)$$

Nửa trục bên trái tại E' chỉ chịu lực:  $Z_{1t} = Z_1 - g_{bx}$   
 Nửa trục bên phải tại F' chỉ chịu lực:  $Z_{2t} = Z_2 - g_{bx}$

Trong đó:

B – chiều rộng cơ sở của xe. Nếu bánh xe là bánh đôi ở 1 bên thì B sẽ là khoảng cách giữa hai bánh xe ngoài.

Để tăng dự trữ bền có thể tính gần đúng:

$$Z_{1t} = Z_1; \quad Z_{2t} = Z_2 \quad (9.3)$$

$Z_1$  đạt giá trị cực đại khi Y đạt giá trị  $Y_{max}$ , tức là khi xe bị trượt ngang:

$$Y_{max} = m_2 G_2 \varphi_1 \quad (9.4)$$

Trong đó:

$\varphi_1$  – hệ số bám ngang giữa lốp và đường, có thể lấy  $\varphi_1 = 1$  khi tính toán

Thay (9.4) vào (9.2) ta có:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{m_2 G_2}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Z_2 &= \frac{m_2 G_2}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.5)$$

Khi xuất hiện lực Y, đặc biệt khi  $Y = Y_{\max}$  (xe trượt ngang) thì các bánh xe không thể truyền được lực vòng X lớn. Sự phân bố lại trọng lượng xe lên các cầu theo hệ số  $m_2 \neq 1$  sẽ xảy ra khi các bánh xe có lực vòng khá lớn. Cho nên khi  $Y \rightarrow Y_{\max}$  chúng ta có thể thừa nhận  $m_2 = 1$  để tính  $Z_1$  và  $Z_2$ :

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{G_2}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Z_2 &= \frac{G_2}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.6)$$

Các lực  $Y_1, Y_2$  tỉ lệ thuận với  $Z_1, Z_2$  và phụ thuộc vào hệ số bám ngang  $\varphi_1$ :

$$\begin{aligned} Y_1 &= Z_1 \cdot \varphi_1 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Y_2 &= Z_2 \cdot \varphi_1 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.7)$$

Các lực vòng  $X_1, X_2$  chỉ đạt giá trị cực đại khi  $Y = 0$ . Các lực vòng  $X_1, X_2$  đạt giá trị  $X_{1\max}, X_{2\max}$  khi cầu đang truyền lực kéo hoặc đang phanh.

Khi đang truyền lực kéo ta có:

$$X_{1k\max} = X_{2k\max} = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \quad (9.8)$$

Khi đang truyền lực phanh:

$$X_{1p\max} = X_{2p\max} = \frac{m_{2p} \cdot G_2 \cdot \varphi}{2} \quad (9.9)$$

Các giá trị  $X_{i\max}$  ở (9.8) và (9.9) được tính trong trường hợp xe chuyển động thẳng và trọng lượng phân bố đều trên 2 bánh xe.

Ứng suất cực đại trong các nửa trục của cầu chủ động sinh ra do các lực vòng trên các bánh xe khi truyền lực kéo hoặc khi phanh.

Khi phanh xe các phản lực  $X_{1p}$  và  $X_{2p}$  rất lớn. Khi phanh đột ngột bánh xe có thể bị siết cứng và trượt lết trên đường (lúc này hệ số bám dọc  $\varphi$  có thể coi gần bằng 1). Khi truyền lực kéo, cả khi truyền ở số truyền thấp nhất của hộp số chính và phụ lực  $X_{1k}$  và  $X_{2k}$  vẫn nhỏ hơn  $X_{1p}$  và  $X_{2p}$ . Khi tính nửa trục khi phanh chỉ tính với  $X_1, X_2, Z_1, Z_2$ .



Sau cùng ứng suất trong nửa trục sẽ tăng lên khi xe đi qua các ổ gà và khi mặt đường lồi, lõm không bằng phẳng. Khi đó  $Z_1, Z_2$  sẽ đạt giá trị  $Z_{1max}, Z_{2max}$ .

Như vậy, khi xe chuyển động, các nửa trục, dầm cầu và vỏ cầu có thể gặp 1 trong 3 chế độ tải trọng đặc biệt sau. Đó là cơ sở để tính toán các nửa trục, dầm cầu và vỏ cầu:

**a/ Trường hợp 1:**  $X_i = X_{imax} ; Y=0 , Z_1 = Z_2.$

Khi truyền lực kéo cực đại:

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= \frac{M_{emax} i_h i_0}{2r_{bx}} & Y_1 = Y_2 &= 0 & (9.10) \\ Z_1 = Z_2 &= \frac{m_{2k} G_2}{2} \end{aligned}$$

Khi đang phanh với lực phanh cực đại:

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= \frac{m_{2p} G_2 \varphi}{2} & Y_1 = Y_2 &= 0 & (9.11) \\ Z_1 = Z_2 &= \frac{m_{2p} G_2}{2} \end{aligned}$$

Ở đây:

$\varphi$  - hệ số bám dọc :  $\varphi \approx 0,7 \div 0,8$

$i_h$  - tỉ số truyền của hộp số

Nếu xe chỉ có hộp số chính thì:  $i_h = i_{h1}$

Nếu xe vừa có hộp số chính vừa có hộp số phụ thì  $i_h = i_{h1} \cdot i_{p1}$

**b/ Trường hợp 2 :**

$X_i = 0, Y=Y_{max} = m_2 G_2 \varphi_1 ; Z_1 \neq Z_2$  (xe bị trượt ngang )

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= 0 \\ Z_1 &= \frac{G_2}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Z_2 &= \frac{G_2}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \tag{9.12}$$

$$\begin{aligned} Y_1 &= \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Y_2 &= \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \tag{9.13}$$

Ở đây:

$\varphi_1$  – hệ số bám ngang, có thể lấy  $\varphi_1 \approx 1$   
 $m_2 = 1$  khi xe bị trượt ngang.

**c / Trường hợp 3:**

$$\begin{aligned} X_i = 0, Y=0, Z_i = Z_{i\max} \\ X_1 = X_2 = 0 \\ Y_1 = Y_2 = 0 \\ Z_{1\max} = Z_{2\max} = k_n \frac{G_2}{2} \end{aligned} \quad (9.14)$$

Trong đó:

$k_d$  – hệ số động khi xe chuyển động trên đường lồi lõm và xe bị xóc mạnh  
 g Với xe du lịch và xe buýt:  $k_d \approx 2$   
 g Với xe tải:  $k_d = 3 \div 4$

Tất cả các lực đã nêu ở trên sẽ gây ra ứng suất uốn, xoắn, nén, và cắt trong các nửa trục. Nhưng vì ứng suất nén và cắt khá nhỏ nên chúng ta bỏ qua khi tính toán.

**2. Tính toán nửa trục giảm tải một nửa:**

Sơ đồ nửa trục giảm tải một nửa ở hình 9.1 – b

**a/ Trường hợp 1:**  $X_i = X_{i\max}; Y = 0; Z_1 = Z_2$

Mômen uốn do  $X_1, X_2$  gây nên trong mặt phẳng ngang:

$$M_{ux1} = M_{ux2} = X_1 b = X_2 b$$

Mômen xoắn do  $X_1, X_2$  gây nên:

$$M_{x1} = M_{x2} = X_1 r_{bx} = X_2 r_{bx}$$

Nếu đặt giữa bên ngoài nửa trục và vỏ cầu không phải 1 mà là 2 bạc đạn cạnh nhau thì khoảng cách b sẽ lấy đến giữa ổ bi ngoài.

Mômen uốn do  $Z_1, Z_2$  gây lên trong mặt phẳng thẳng đứng.

$$M_{uz1} = M_{uz2} = Z_1 b = Z_2 b$$

\* Khi truyền lực kéo cực đại:

+ Ứng suất uốn tại tiết diện đặt bạc đạn ngoài với tác dụng đồng thời các lực  $X_1$  và  $Z_2$  (tương tự như vậy cho nửa trục bên phải)

$$\sigma_u = \frac{\sqrt{M_{ux1}^2 + M_{uz1}^2}}{W_u} = \frac{b\sqrt{X_1^2 + Z_1^2}}{0,1d^3} = \frac{b\sqrt{X_2^2 + Z_2^2}}{0,1d^3} \quad (9.15)$$

Trong đó:

d – đường kính của nửa trục tại tiết diện tính [m]

$X_1, X_2, Z_1, Z_2$  tính bằng MN

Thay các giá trị  $X_1, X_2, Z_1, Z_2$  từ (9.10) vào biểu thức trên ta có :

$$\sigma_u = \frac{b}{0,2d^3} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left( \frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}} \right)^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.16)$$

+ Ứng suất tổng hợp cả uốn và xoắn là:

$$\begin{aligned} \sigma_{th} &= \frac{M_{th}}{0,1d^3} = \frac{1}{0,1d^3} \sqrt{M_{ux1}^2 + M_{uz1}^2 + M_{kl}^2} = \\ &= \frac{b}{0,2d^3} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left( \frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}} \right)^2 + \left( \frac{M_{e\max} i_h i_o}{b} \right)^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.17) \end{aligned}$$

Đối với nửa trục bên phải cũng tính tương tự như nửa trục bên trái

\* Khi truyền lực phanh cực đại:

Ứng suất uốn được xác định theo phương trình (9.15). Thay các giá trị từ (9.11) vào (9.15) ta có:

$$\sigma_u = \frac{b m_{2p} G_2}{0,2d^3} \sqrt{1 + \varphi^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.18)$$

### b/ Trường hợp 2 :

$X_i = 0$ ;  $Y = Y_{\max} = m_2 G_2 \varphi_1$  (xe bị trượt ngang;  $m_2 = 1$ ;  $\varphi_1 \approx 1$ )

Lúc này nửa trục chịu uốn, nén và kéo. Nhưng vì ứng suất nén, kéo tương đối nhỏ, nên khi tính toán ta bỏ qua. Nửa trục bên phải sẽ chịu tổng số hai mômen uốn sinh ra do lực  $Z_2, Y_2$ . Nửa trục bên trái sẽ chịu hiệu số hai mômen uốn sinh ra do  $Z_1$  và  $Y_1$

$$M_{u1} = Y_1 r_{bx} - Z_1 b \quad (9.19)$$

$$M_{u2} = Y_1 r_{bx} + Z_2 b \quad (9.20)$$

Trong đó:

$M_{u1}$  – Mômen uốn của nửa trục bên trái tại vị trí đặt bạc đạn ngoài.

$M_{u2}$  – Mômen uốn của nửa trục bên phải tại vị trí đặt bạc đạn ngoài.

Thay các giá trị  $Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$  từ các biểu thức (9.12) và (9.13) vào (9.19) và (9.20).

Sau đó lập tỉ số  $\frac{M_{u1}}{M_{u2}}$  để tìm xem  $M_{u1} > M_{u2}$  hay  $M_{u1} < M_{u2}$

Nếu  $M_{u1} > M_{u2}$  thì nửa trục sẽ tính toán theo  $M_{u1}$ . Ngược lại nếu  $M_{u1} < M_{u2}$  thì nửa trục sẽ tính theo  $M_{u2}$ .

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} = \frac{B + 2h_g \varphi_1}{B - 2h_g \varphi_1} \cdot \frac{\varphi_1 r_{bx} - b}{\varphi_1 r_{bx} + b}$$

Vì  $\varphi_1 \approx 1$  nên:

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} = \frac{B + 2h_g}{B - 2h_g} \cdot \frac{r_{bx} - b}{r_{bx} + b}$$

Trong thực tế  $b$  rất nhỏ so với  $r_{bx}$  và  $h_g$ . Bởi vậy dễ dàng thấy rằng:

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} > 1 \Rightarrow M_{u1} > M_{u2}$$

Cho nên ở trường hợp này ta tính theo  $M_{u1}$ :

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \frac{M_{u1}}{W_u} = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{0,1d^3} = \frac{Z_1(\varphi_1 r_{bx} - b)}{0,1d^3} && (\text{MN/m}^2) \quad (9.21) \\ &= \frac{G_2}{0,2d^3} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) (\varphi_1 r_{bx} - b) \end{aligned}$$

**c/ Trường hợp 3:**

$$X_i = 0; Y = 0; Z_i = Z_{imax} = k_n \frac{G_2}{2}$$

Lúc này các nửa trục chỉ chịu uốn:

$$M_{u1} = M_{u2} = Z_{imax} \cdot b = k_d \frac{G_2}{2} b \quad (9.22)$$

Ứng suất uốn tại tiết diện đặt bạc đạn ngoài:

$$\sigma_u = \frac{M_{u1}}{0,1d^3} = k_d \frac{G_2 b}{0,2d^3} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.23)$$

**3. Tính toán nửa trục giảm tải ba phần tư:**

Sơ đồ nửa trục giảm tải ba phần tư ở (hình 9.1 – c)

Trường hợp này tiết diện nguy hiểm của nửa trục ở đầu ngoài gắn với moayơ bánh xe. Khoảng cách từ tiết diện này đến điểm đặt phản lực  $R_1, R_2$  của bạc đạn trong là  $c$ .

**a/ Trường hợp 1:**  $X_i = X_{imax}; Y = 0; Y_i = 0; Z_1 = Z_2$

Lúc này các lực tác dụng lên bánh xe bên trái và phải là như nhau, nên chúng ta chỉ cần tính toán cho nửa trục bên trái.

\* Khi truyền lực kéo cực đại:

Mômen uốn tại tiết diện nguy hiểm bên trái  $M_{u1}$  do  $R_1$  gây nên. Vậy trước hết phải tính  $R_1$ . Lực  $R_1$  được tính nhờ điều kiện cân bằng mômen tại vị trí đặt bạc đạn ngoài:

$$R_1 a = \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \cdot b \Rightarrow R_1 = \frac{b}{a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \quad [\text{MN}]$$

$$M_{u1} = R_1 c = \frac{bc}{a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2}$$

Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_u = \frac{M_{ul}}{0,1d^3} = \frac{bc}{0,1d^3 a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \quad (9.24)$$

Thay các giá trị  $X_1, X_2$  ở (9.10) vào (9.24) ta có:

$$\sigma_u = \frac{bc}{0,2d^3 a} \sqrt{\left(\frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}}\right)^2 + (m_{2k} G_2)^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.25)$$

Tại tiết diện nguy hiểm vừa chịu ứng suất uốn vừa chịu ứng suất xoắn, nên ứng suất tổng hợp  $\sigma_{th}$  sẽ là:

$$\sigma_{th} = \frac{M_{th}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{M_{ul}^2 + M_{kl}^2}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{(R_1 c)^2 + (X_{1k} r_{bx})^2}}{0,1d^3}$$

Thay các giá trị  $X_1, Z_1$  ở (9.10) vào biểu thức tính  $\sigma_{th}$  ta có :

$$\sigma_{th} = \frac{bc}{0,2d^3 a} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left(\frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}}\right)^2 + \left(\frac{M_{e\max} i_h i_o a}{bc}\right)^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.26)$$

\* Khi truyền lực phanh cực đại:

Ứng suất uốn lúc này vẫn được tính theo công thức (9.24), nhưng  $X_1$  và  $Z_1$  được thay bằng các giá trị tính theo biểu thức (9.11):

$$\sigma_u = \frac{bc m_{2p} G_2}{0,2d^3 a} \sqrt{1 + \phi^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.27)$$

### b/ Trường hợp 2:

$X_i = 0$ ;  $Y = Y_{\max} = m_2 G_2 \phi_1$ ;  $Z_1 \neq Z_2$  (xe bị trượt ngang ;  $m_2 = 1$ ;  $\phi_1 \approx 1$ )

Lúc này mômen uốn tại tiết diện nguy hiểm bên trái do  $R_1$  gây nên, còn bên phải do  $R_2$  gây nên. Để quyết định các nửa trục tính toán theo  $R_1$  hay  $R_2$ , chúng ta phải xác định được  $R_1 > R_2$  hay  $R_1 < R_2$ ,  $R_1$  được xác định nhờ điều kiện cân bằng mômen tại vị trí đặt bạc đạn ngoài bên trái:

$$R_1 a = Y_1 r_{bx} - Z_1 b \Rightarrow R_1 = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{a}$$

Tương tự như vậy cho bên phải:

$$R_2 a = Y_2 r_{bx} + Z_2 b \Rightarrow R_2 = \frac{Y_2 r_{bx} + Z_2 b}{a}$$

Chúng ta lập tỷ số:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{Y_2 r_{bx} + Z_2 b} = \frac{B + 2h_g \phi_1}{B - 2h_g \phi_1} \cdot \frac{\phi_1 r_{bx} - b}{\phi_1 r_{bx} + b}$$

Để thấy rằng  $\frac{R_1}{R_2}$  có giá trị như  $\frac{M_{u1}}{M_{u2}}$  ở trường hợp nửa trục giảm tải một nửa.

Lập luận như trước ta có  $\frac{R_1}{R_2} > 1$  tức là  $R_1 > R_2$

Vậy ứng suất uốn được tính theo  $R_1$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{R_1 c}{0,1d^3} = \frac{(Y_1 r_{bx} - Z_1 b)c}{0,1d^3 a} \quad (9.28)$$

Thay các giá trị  $Y_1, Z_1$  từ (9.12) và (9.13) vào (9.28) ta có :

$$\sigma_u = \frac{G_2 c}{0,2d^3 a} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) (\varphi_1 r_{bx} - b) \quad [MN/m^2] \quad (9.29)$$

Khi ở mỗi bên là bánh đơn, thì điểm đặt của các phản lực từ mặt đường ở giữa bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe với đường.

Trường hợp mỗi bên là bánh đôi, thì điểm đặt của các phản lực sẽ ở giữa bề mặt tiếp xúc của bánh xe bên ngoài với mặt đường.

#### 4. Tính toán nửa trục giảm tải hoàn toàn:

Sơ đồ nửa trục giảm tải hoàn toàn ở hình 9.1 → d.

Trường hợp này các nửa trục chỉ chịu mômen xoắn  $M_{k1} = X_{1k} r_{bx}$  và  $M_{k2} = X_{2k} r_{bx}$

Ứng suất xoắn sẽ là:

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_x} = \frac{M_{k2}}{W_x} = \frac{X_{1k} r_{bx}}{0,2d^3} = \frac{M_{e\max} i_{h\max} i_o}{0,4d^3} \quad [MN/m^2] \quad (9.30)$$

Hệ số dự trữ bền của các nửa trục trong điều kiện chuyển động ở tay số 1 và với  $M_{e\max}$  của động cơ lấy từ 2 đến 3.

Các tính toán trên đây đều tính với điều kiện tải trọng tĩnh không thay đổi theo đại lượng và chiều.

Trong thực tế chỉ có mômen xoắn là đúng với điều kiện trên. Còn mômen do lực kéo  $X_{ik}$  và mô men do lực ngang  $Y_i$  cũng như do tải trọng của xe gây ra trong nửa trục ứng suất đổi chiều. Cho nên, khi tính với mômen tĩnh thường phải lấy dự trữ bền lớn.

Về phương diện thiết kế chế tạo phải tránh những chỗ có thể tập trung ứng suất đổi chiều.

#### 5. Vật liệu chế tạo các nửa trục:

Nửa trục được làm bằng thép thanh hay thép rèn. Vật liệu thường là thép cacbon, thép hợp kim cacbon trung bình, thép 40X, 40XHM hay thép cacbon 35; 40. Sau khi

thường hoá phôi được tôi trong dầu rồi ram. Độ cứng của nửa trục chế tạo bằng thép hợp kim phải bảo đảm HB 350 ÷ 420, của thép hợp kim cao cấp crôm – mômipđen phải có HB 440 và các nửa trục này được gia công trên các máy công cụ.

Ứng suất cho phép của các nửa trục như sau:

Khi nửa trục chịu uốn và xoắn, thì ứng suất tổng hợp cho phép sẽ là:

$$[\sigma_{th}] = 600 \div 750 \text{ MN/m}^2$$

Khi nửa trục chỉ chịu xoắn thì ứng suất xoắn cho phép là:

$$[\tau] = 500 \div 650 \text{ MN/m}^2$$

Góc xoắn trên 1m chiều dài của nửa trục là  $\theta = 9^\circ \div 15^\circ$ .

### III. BÁNH XE VÀ LỚP CỦA Ô TÔ:

#### 1. Bánh xe ô tô:

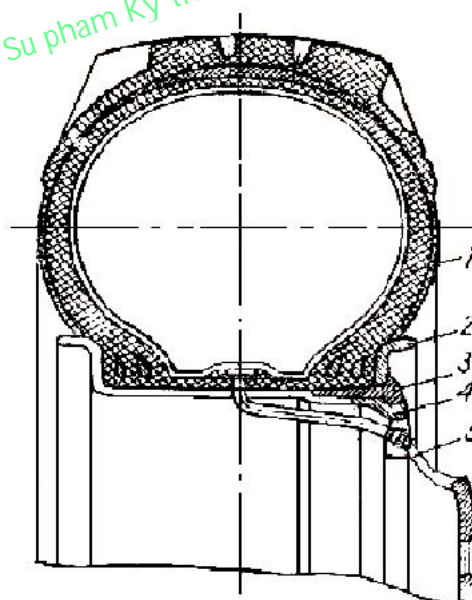
Bánh xe để truyền các lực và các mômen tác dụng giữa cầu xe và đường, đảm bảo hướng chuyển động, giảm tải trọng cho xe khi chuyển động trên đường không bằng phẳng.

Bánh xe theo công dụng có thể chia ra các loại sau:

- Bánh xe chủ động.
- Bánh xe bị động.
- Bánh xe dẫn hướng.

Yêu cầu chủ yếu đối với bánh xe là chi phí năng lượng cho lăn là ít nhất và giữ được hướng chuyển động của ô tô.

Cấu tạo của vành bánh xe phải đảm bảo lắp và giữ được lốp. Vành bánh xe (hình 9.3) có khóa 3 nhằm tháo lắp lốp được dễ dàng. Vành bánh xe và trống phanh được nối ghép với moayơ bằng các bu lông và đĩa bánh xe. Ở các xe tải hạng nặng, đĩa bánh xe được thay thế bằng các nan hoa, nhờ thế trọng lượng bánh xe được giảm đi khoảng 10÷15% so với loại bánh xe có đĩa bánh xe.



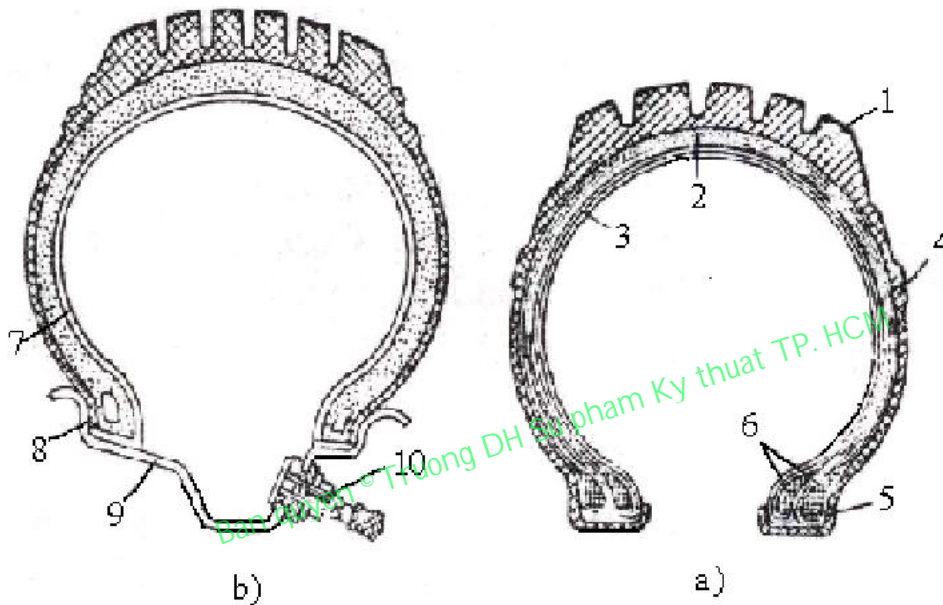
Hình 9.3: Bánh xe ô tô.

#### 2. Lớp ô tô:

Theo phương pháp bao kín lốp xe có hai loại:

Lốp thường và lốp không xăm. Theo hình dáng ngoài có các loại như lốp thường, lốp rộng bản, lốp vòng cung, lốp kiểu con lăn, lốp có hoa, lốp tháo rời PC. Các yêu cầu cơ bản của lốp ô tô là phải bảo đảm chất lượng bám cao (giữa ô tô và đường) áp suất trên nền đất nhỏ, có tính chống mòn và chịu nhiệt độ cao.

**a. Lốp thường:** (loại lốp có xăm)



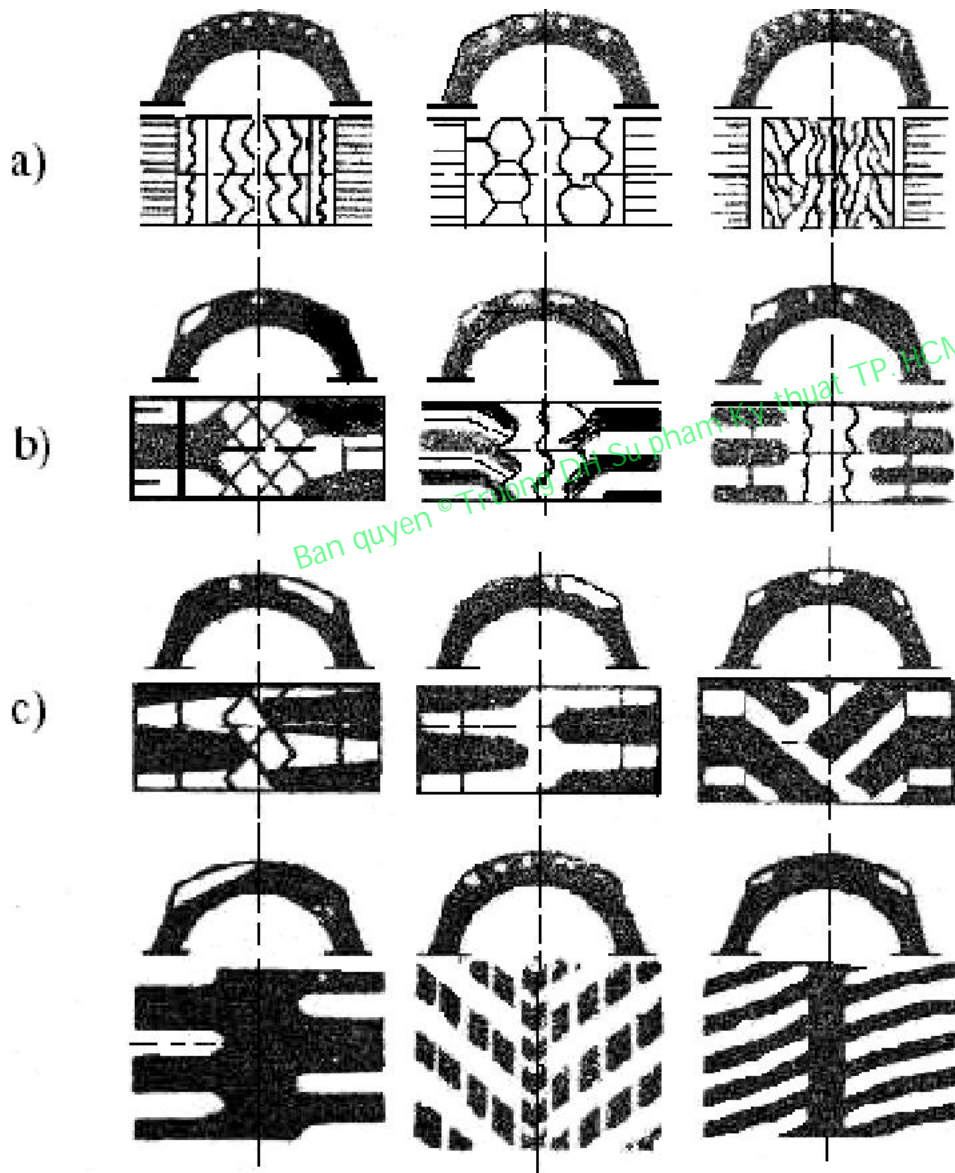
Hình 9.4: Lốp dạng tôrôit

a, loại có xăm; b, loại không xăm

1. Mặt lốp , 2. Phần giảm chấn , 3. Khung lốp , 4. Phần bên
5. Thành lốp, 6. Tãnh lốp, 7. Lốp bao kín , 8. Lốp cao su bao kín,
9. Vành , 10. Van.

Còn gọi là loại tôrôit, được sử dụng rộng rãi hiện nay. Theo hình 9.4a cấu tạo của loại lốp này có phần chạy 1, chế tạo bằng cao su có tính bền và tính chống mòn cao. Trên mặt lốp có hoa lốp nhằm tăng độ bám của lốp với mặt đường.





Hình 9.5: Hoa lớp  
a. Hoa lớp nhỏ, b. hoa lớp vừa, c. hoa lớp to.

Loại hoa lốp nhỏ (hình 9.5a) sử dụng cho xe chạy trên các loại đường phủ cứng. Loại hoa lốp (hình 9.5b) sử dụng cho xe chạy đường hỗn hợp. Loại hoa lốp to (hình 9.5c) sử dụng cho xe chạy trên đường đất xấu. Phần khung lốp 3 (hình 9.4a) làm bằng vải lớp vải bọc cao su, mỗi lớp dày khoảng 1,0÷1,5 mm, xếp đan chéo nhau. Đối với lốp dùng cho xe con có khoảng 4÷6 lớp, còn trong lốp dùng cho xe tải và xe khách có khoảng 6÷14 lớp. Khung lốp là phần chịu tải trọng chính của lốp và chất lượng của nó phụ thuộc vào độ bền, độ đàn hồi, độ chống mòn và các chất lượng khác của lốp.

Các sợi vải của khung lốp làm bằng vải bông hoặc vải tổng hợp (Kaprôn, perlôn...)

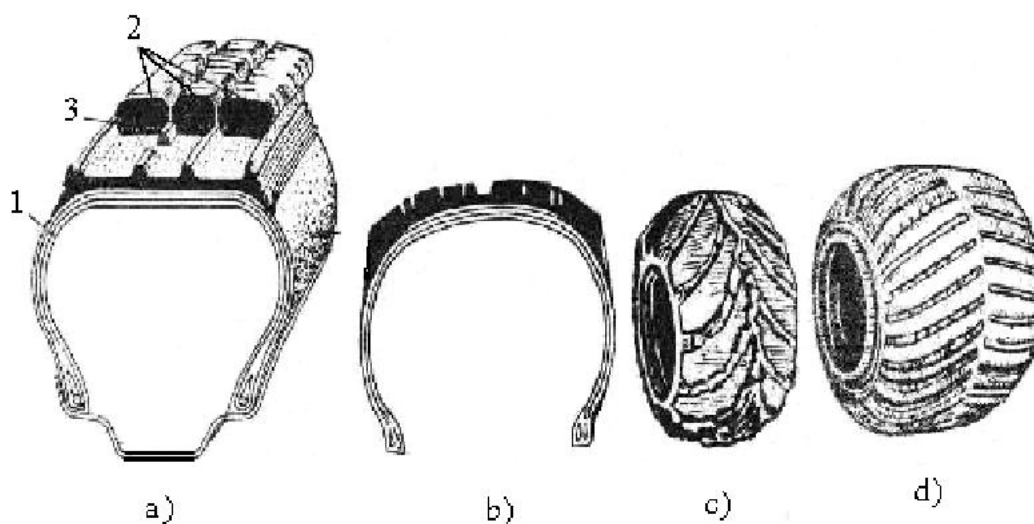
Phần giảm chấn 2 dày khoảng 3÷7mm có tác dụng giảm va đập lên khung lốp. Trong quá trình xe chạy, nhiệt độ của phần này có thể tới 110÷120<sup>0</sup>C, do đó nó được chế tạo bằng vật liệu chịu nhiệt, phần bên 4 bảo vệ cho khung lốp. Trong thành 5 có tanh 6.

### b. Lốp không xăm:

Lốp không xăm ngày càng được sử dụng nhiều vì kết cấu đơn giản và an toàn cao. Lốp bao kín 7 (hình 9.4 b) dày 1,5÷3mm được bọc ngoài bằng lớp cao su 8 lắp trên vành xe 9 có then 10. Lốp bao kín được chế tạo bằng các hợp chất cao su có chất lượng cao. Chế độ nhiệt của loại lốp này thấp, do đó nó có tuổi thọ cao.

### c. Lốp loại PC:

Đây là loại lốp có hoa lốp 2 (hình 9.6a) tháo rời, khi hoa lốp bị mòn có thể thay thế được. Trong phần khung lốp 1 các sợi vải bố trí theo hướng kính với một vài lớp mỏng làm tăng tính đàn hồi của lốp. Kết quả thí nghiệm cho thấy loại lốp này có cản lăn thấp và chi phí nhiên liệu thấp (giảm được 8÷12%) vì chế độ nhiệt thấp (20÷30<sup>0</sup>C).



## Hình 9.6: Các loại lớp

a. Lớp PC, b. Lớp rộng bản, c. Lớp vòng cung, d. Lớp con lăn.

**d. Lớp rộng bản:** (hình 9.6b)

Dùng để thay thế cho hai lớp sau của xe tải nhằm tăng chất lượng sử dụng của lớp và của xe. So với lớp bình thường, trọng lượng của lớp rộng bản giảm khoảng 10÷15%.

Sử dụng loại lớp này sẽ giảm được hệ số cản lăn, giảm chi phí nhiên liệu, tính cơ động tăng lên cho phép tăng tốc độ trung bình của ô tô.

**e. Lớp vòng cung:**(hình 9.6c)

Thường được dùng cho các loại ô tô có tính cơ động cao, chiều cao của gân hoa lớp khoảng 30÷60 mm, khoảng cách giữa các gân hoa lớp khoảng 100÷200 mm, áp suất trong của lớp vòng cung thấp.

**f. Lớp kiểu con lăn :**(hình 9.6d)

Dùng cho ô tô có tính cơ động cao, chạy trên đường đất ướt. Áp suất trong của lớp thấp (20÷70 kN/m<sup>2</sup>) đảm bảo cho lớp bám đường rất tốt.

## E6CHƯƠNG X

**DẦM CẦU – VỎ CẦU****I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:****1. Công dụng:**

Dầm cầu (hoặc vỏ cầu) dùng để đỡ toàn bộ trọng lượng phần được treo (bao gồm: động cơ, ly hợp, hộp số, khung, thân xe, hệ thống treo, thùng chở hàng và buồng lái...). Ngoài ra vỏ cầu còn có chức năng bảo vệ các chi tiết bên trong (gồm có: truyền lực chính, vi sai, các bán trục...)

**2. Phân loại:****a. Theo loại cầu có thể chia ra:**

- g Cầu không dẫn hướng, không chủ động.
- g Cầu dẫn hướng, không chủ động.
- g Cầu không dẫn hướng, chủ động.
- g Cầu dẫn hướng, chủ động.

**b. Theo phương pháp chế tạo vỏ cầu chia ra:**

- g Loại dập và hàn.
- g Loại chế tạo bằng phương pháp chôn.
- g Loại đúc.
- g Loại liên hợp.

**c. Theo kết cấu chia ra:**

- g Loại cầu liền.
- g Loại cầu rời.

**3. Yêu cầu:**

- g Phải có hình dạng và tiết diện đảm bảo chịu được lực thẳng đứng, lực nằm ngang, lực chiều trục và mômen xoắn khi làm việc.
- g Có độ cứng lớn và trọng lượng nhỏ.

g Có độ kín tốt để ngăn không cho nước, bụi, đất lọt vào làm hỏng các chi tiết bên trong.

g Đối với cầu dẫn hướng còn phải đảm bảo đặt bánh dẫn hướng đúng góc độ quy định.

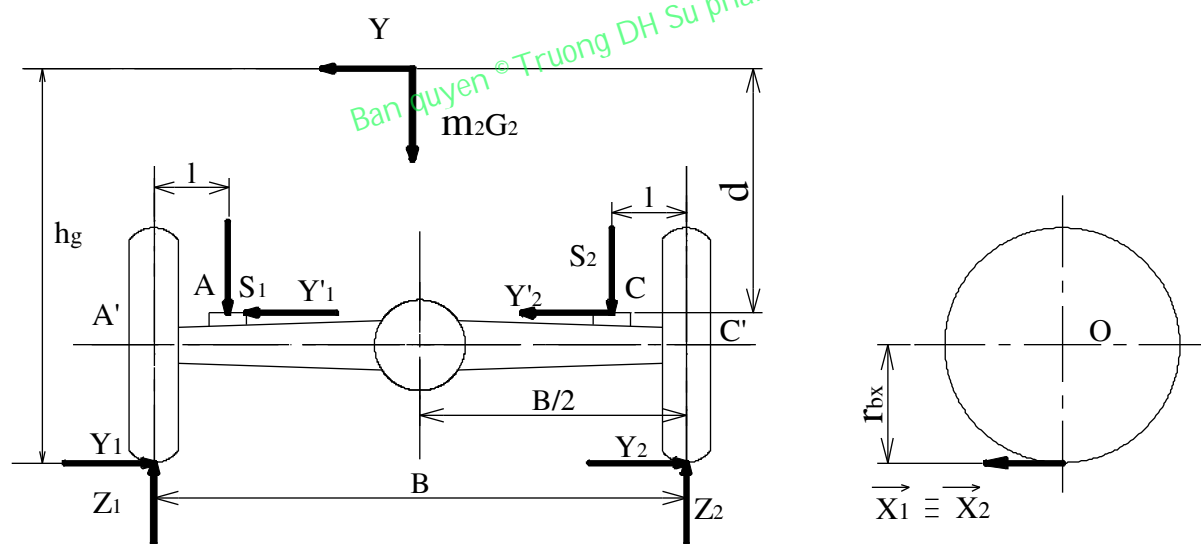
## II. TÍNH VỎ CẦU CHỦ ĐỘNG KHÔNG DẪN HƯỚNG:

Chúng ta xét trường hợp vỏ cầu ở cầu sau.

### 1. Tính vỏ cầu sau chủ động không dẫn hướng theo bên:

Vỏ cầu sẽ chịu uốn và xoắn do tác dụng của các ngoại lực. Sơ đồ các lực tác dụng được biểu diễn hình 10.1.

Các phản lực  $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$  và các lực  $Y, m_2.G_2$  đã được xác định ở chương IX.  $S_1$  và  $S_2$  là các lực tác dụng thẳng đứng từ thân xe thông qua nhíp lên vỏ cầu tại các điểm A và C.  $Y_1'$  và  $Y_2'$  là các lực ngang tác dụng giữa nhíp và vỏ cầu ( $Y_1' + Y_2' = Y_1 + Y_2$ ). Các lực này nằm sát vỏ cầu nên mômen uốn do chúng gây nên không đáng kể. Bởi vậy khi tính toán có thể bỏ qua.



Hình 10.1: Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động không dẫn hướng.

Khi tính phản lực thẳng đứng  $Z_1$  và  $Z_2$  người ta không tính trọng lượng bánh xe và moayơ vì phần trọng lượng này truyền lên đất mà không đè lên cầu.

Ngoài các lực kể trên còn có mômen xoắn tác dụng lên vỏ cầu khi phanh hoặc khi truyền lực kéo.

Theo (hình 10.1): các phản lực  $Z_1, Z_2$  làm cầu bị kéo ở phần dưới và bị nén ở phần trên. Các phản lực  $Y_1$  và  $Y_2$  tác dụng khác nhau ở phía trái và phải của cầu. Lực phanh  $X_1, X_2$  làm mặt trước vỏ cầu bị kéo và mặt sau bị nén.

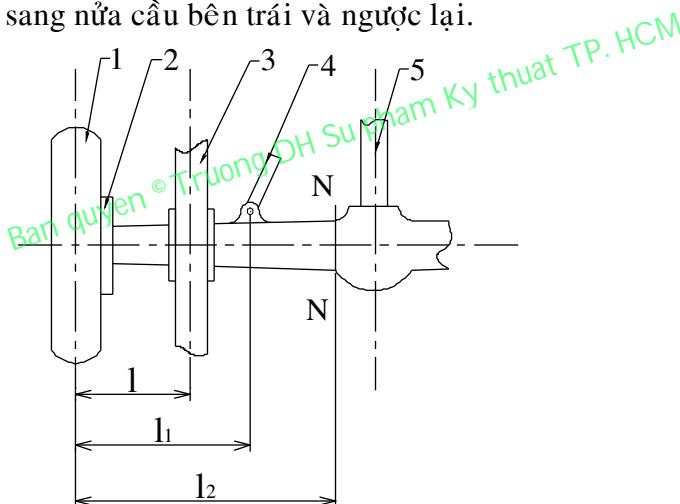
Thứ tự tính toán có thể làm riêng với từng lực và phản lực. Sau đó cộng các ứng suất ở từng tiết diện nguy hiểm lại với nhau.

Tùy theo kết cấu, cách bố trí các bán trục và các ổ bi ở bên trong vỏ cầu mà ứng suất sinh ra trong vỏ cầu sẽ khác nhau.

Trường hợp bán trục ở bên trong bố trí theo kiểu giảm tải một nửa thì vỏ cầu chỉ chịu một phần mômen uốn do các lực và các phản lực  $X_1, X_2, Z_1, Z_2$  và chịu hoàn toàn mômen uốn do  $Y_1, Y_2$  gây nên.

Trường hợp bán trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải ba phần tư và giảm tải hoàn toàn thì các lực  $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$  truyền trực tiếp từ bánh xe lên vỏ cầu và gây uốn vỏ cầu trong mặt phẳng thẳng đứng và trong mặt phẳng nằm ngang.

Sơ đồ lực ở hình 10.1 ứng với lực ngang  $Y$  tác dụng từ phải sang trái. Nếu lực  $Y$  tác dụng theo chiều ngược lại thì các phép tính sẽ vẫn như cũ, nhưng ta lấy kết quả tính của nửa cầu bên phải chuyển sang nửa cầu bên trái và ngược lại.



Hình 10.2: Sơ đồ cầu sau chủ động chịu mômen xoắn.

Hình 10.2 là hình chiếu bằng của cầu sau chủ động. Trong bánh xe 1 có cơ cấu phanh. Khi bánh xe 1 bị phanh, mômen phanh  $M_{p1}$  tác dụng lên mặt bích 2 (vì chốt của má phanh gắn trên mặt bích 2). Mặt khác do mặt bích 2 gắn liền với vỏ cầu, bởi vậy mômen phanh sẽ truyền lên vỏ cầu và làm cho vỏ cầu bị xoắn.

Trong trường hợp nhíp 3 chịu mômen  $M_{p1}$ , thì phần vỏ cầu nằm giữa mặt bích 2 và nhíp 3 sẽ bị xoắn.

Trường hợp nếu nhíp 3 không chịu mômen  $M_{p1}$ , thì ống bọc trục các đăng 5 sẽ chịu  $M_{p1}$ , lúc đó phần vỏ cầu từ mặt bích 2 đến tiết diện N-N sẽ bị xoắn.

Giá trị mômen xoắn khi phanh chính là giá trị mômen phanh  $M_{p1}$ :

$$M_{p1} = X_{p1max} \cdot r_{bx} = \frac{m_{2p} \cdot G_2}{2} \cdot \varphi \cdot r_{bx} \quad (10.1)$$

Khi xe đang truyền lực kéo đến cầu sau (cũng với kết cấu như hình 10.2). Nếu nhíp 3 chịu mômen xoắn  $M_{k1}$ , thì phần vỏ cầu từ giữa cầu cho đến nhíp 3 sẽ bị xoắn.

Trong trường hợp cầu xe có ống bọc trục các đăng hoặc một thanh chịu xoắn riêng (thanh 4), thì vỏ cầu không chịu mômen xoắn  $M_{k1}$  nữa.

Giá trị mômen xoắn khi đang truyền lực kéo là:

$$M_{k1} = X_{k1} \cdot r_{bx} = \frac{M_{emax} \cdot i_h \cdot i_0}{2} \quad (10.2)$$

Vì hai nửa cầu xe đối xứng qua mặt phẳng đối xứng của xe. Cho nên đối với nửa cầu bên phải còn lại chúng ta cũng xét tương tự như nửa bên trái.

Khi tính toán vỏ cầu sau theo bên, chúng ta cũng giả thiết là cầu xe chịu các lực, các phản lực và cũng tính lần lượt các trường hợp cầu chịu tải như ở chương IX.

**a. Tính vỏ cầu sau theo bên khi nửa trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải  $\frac{3}{4}$  hoặc giảm tải hoàn toàn.**

**a1). Trường hợp 1:**

$$X_i = X_{imax}, Y = 0 (Y_i = 0); Z_1 = Z_2.$$

\* Khi đang truyền lực kéo:

Theo hình 10.1: mômen uốn do  $Z_1, Z_2$  gây nên đạt giá trị cực đại tại A và C.

$$M_{uzA} = M_{uzC} = Z_1 \cdot l = Z_2 \cdot l = \frac{m_{2k} G_2}{2} \cdot l \quad (10.3)$$

Nếu mỗi bên là bánh đôi thì  $l$  sẽ tính từ giữa nhíp (điểm A hoặc điểm C) đến giữa bánh xe bên ngoài. Biểu đồ mômen uốn tính  $M_{uz}$  xem ở biểu đồ 1 hình 10.3.

Mômen uốn do  $X_1, X_2$  gây nên tại A và C có giá trị:

$$M_{uxA} = M_{uxC} = X_1 \cdot l = X_2 \cdot l = \frac{M_{emax} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l \quad (10.4)$$

Biểu đồ mômen uốn của  $M_{ux}$  trong trường hợp này là đường nét liền ở biểu đồ 2 hình 10.3.

Trường hợp nếu lực kéo truyền từ cầu sau lên khung nhờ ống bọc trục các đăng 5 thì tiết diện nguy hiểm sẽ là N-N. Lúc đó giá trị mômen uốn sẽ là:

$$M_{uxN} = \frac{M_{emax} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l_2 \quad (10.5)$$

Vì  $l_2$  lớn hơn  $l$  nhiều nên mômen uốn tại N-N có giá trị rất lớn (đường nét đứt ở biểu đồ 2, hình 10.3). Cho nên, để giảm bớt  $M_{ux}$ , trên một số xe người ta làm thêm thanh giảm tải 4 (xem hình 10.2). Trong trường hợp này  $M_{ux}$  được tính ở tiết diện đi qua thân thanh 4:

$$M_{ux} = \frac{M_{e_{max}} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l_1 \quad (10.6)$$

Mômen chống uốn càng vào giữa cầu càng tăng, nên tiết diện nguy hiểm thường chọn là tại A và C (ở chỗ đặt nhíp). Mômen chống uốn hoặc chống xoắn của vỏ cầu sau được xác định trên cơ sở tiết diện vỏ cầu cho sẵn. Kết hợp với giá trị mômen uốn hoặc xoắn tính được, chúng ta sẽ xác định được ứng suất uốn hoặc xoắn trong tất cả các tiết diện của vỏ cầu.

Ứng suất tổng hợp uốn và xoắn chỉ xác định trong trường hợp vỏ cầu có tiết diện tròn rỗng. Nếu vỏ cầu có tiết diện chữ nhật rỗng thì ứng suất do  $M_{uz}$  và  $M_{ux}$  sẽ cộng số học với nhau, còn ứng suất xoắn thì tính riêng.

\* Khi xe đang phanh với lực phanh cực đại:

Khi phanh giá trị mômen uốn tại A và C là:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_1 \cdot l = Z_2 \cdot l = \frac{m_{2p} \cdot G_2}{2} \cdot l \quad (10.7)$$

$$M_{uXA} = M_{uXC} = X_1 \cdot l = X_2 \cdot l = \frac{m_{2p} \cdot G_2 \cdot \varphi}{2} \cdot l \quad (10.8)$$

**a2). Trường hợp 2:**  $X_i=0$ ;  $Y=Y_{max}=m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi_1$ ;  $Z_1 \neq Z_2$ ; xe bị trượt ngang ( $m_2=1$ ;  $\varphi_1 \approx 1$ )

Khi xe bị trượt ngang, các phản lực của mặt đường là  $Z_1, Y_1$  (bên trái);  $Z_2, Y_2$  (bên phải) (xem hình 10.1).

Các mômen uốn do  $Z_1$  và  $Y_1$  tác dụng lên cầu ngược chiều nhau, trong khi đó mômen do  $Z_2$  và  $Y_2$  gây nên lại cùng chiều với nhau. Bởi vậy, mômen uốn lớn nhất có thể ở các tiết diện khác nhau.

Mômen uốn tổng cộng ở tiết diện A và C là:

$$M_{uA} = Z_1 \cdot l - Y_1 \cdot r_{bx} \quad (10.9)$$

$$M_{uC} = Z_2 \cdot l + Y_2 \cdot r_{bx} \quad (10.10)$$

Thay các giá trị  $Z_1, Y_1, Z_2, Y_2$  đã tính ở chương IX vào (10.9) và (10.10) ta có :

$$M_{uA} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) (1 - \varphi_1 \cdot r_{bx}) \quad (10.11)$$

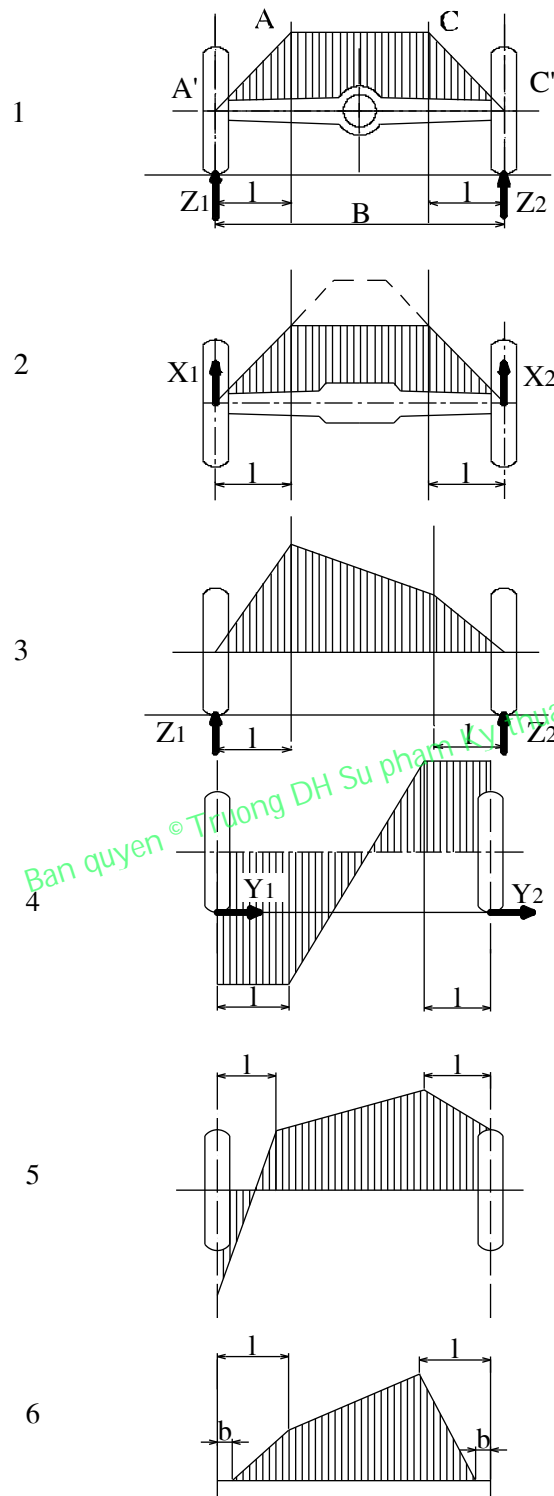
$$M_{uC} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) (1 + \varphi_1 \cdot r_{bx}) \quad (10.12).$$

Nếu xét về giá trị tuyệt đối của mômen thì  $M_{uA}$  đạt giá trị cực đại khi  $l=0$  (tại điểm  $A'$ ).

$$|M_{uA'}| = Y_1 \cdot r_{bx} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) \varphi_1 \cdot r_{bx} \quad (10.13)$$

Trong trường hợp đặc biệt: nếu  $l = \varphi_1 \cdot r_{bx}$  thì  $M_{uA} = 0$  và nếu  $B = 2h_g \cdot \varphi_1$  thì  $M_{uC} = 0$ .





Hình 10.3: Các biểu đồ mômen uốn của cầu sau chủ động không dẫn hướng trong những trường hợp cầu chịu tải khác nhau.

Trên hình 10.3 trình bày các biểu đồ mômen do các lực  $Z_1, Z_2$  (biểu đồ 3) và do các lực  $Y_1, Y_2$  (biểu đồ 4). Biểu đồ mômen phối hợp cả hai lực  $Z_1$  với  $Y_1; Z_2$  với  $Y_2$  ở biểu đồ 5.

Ở trường hợp này mômen uốn đạt giá trị cực đại ở mặt tựa bánh xe với vỏ cầu (bên trái), còn ở nửa bên phải là tiết diện đi qua C.

**a3) Trường hợp 3:**  $X_i = 0; Y = 0; Y_i = 0; Z_i = Z_{i\max} = k_d \cdot \frac{G_2}{2}$ .

Mômen uốn do  $Z_{1\max}$  và  $Z_{2\max}$  gây nên đạt giá trị cực đại tại A và C:

$$M_{uzA} = M_{uzC} = Z_{1\max} \cdot l = k_d \cdot \frac{G_2}{2} \cdot l \quad (10.14)$$

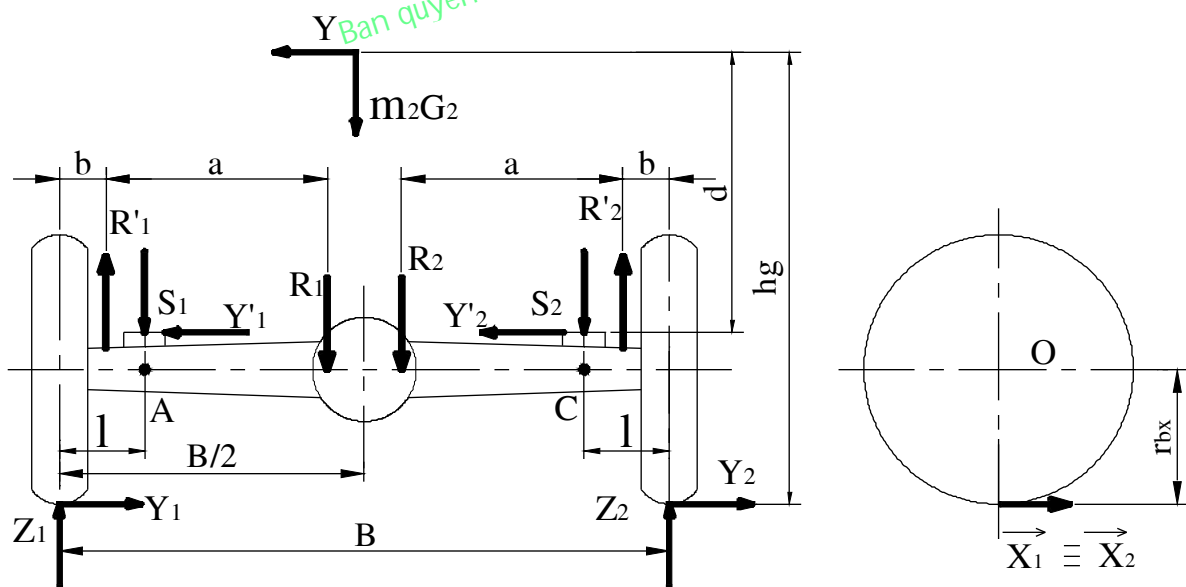
Ở phần trên, ứng suất sinh ra do trọng lượng của chính bản thân cầu xe chúng ta chưa xét đến, mà sẽ đề cập thành một mục riêng.

**b. Tính vỏ cầu sau theo bên khi nửa trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải một nửa.**

**b1). Trường hợp 1:**  $X_1 = X_{i\max}, Y = 0 (Y_1 = 0); Z_1 = Z_2$ .

Để xác định đúng các lực tác dụng lên vỏ cầu, chúng ta phải xem lại hình 9.1-b là sơ đồ nửa trục giảm tải một nửa: giữa vỏ cầu và nửa trục có lực  $R'_1$  và  $R'_2$ ; các lực này sẽ làm vỏ cầu bị uốn.

Ở trên hình 10.4 ta thấy ở các bánh xe có tác dụng các lực  $Z_1, Y_1, Z_2, Y_2, X_1, X_2$ . Các lực này sinh ra các lực  $R'_1$  và  $R'_2$  tác dụng vào đầu vỏ cầu.



Hình 10.4: Sơ đồ lực tác dụng lên cầu sau với nửa trục giảm tải một nửa.

Các lực  $R_1, R_2$  truyền từ bánh răng nửa trục qua vỏ vi sai tác dụng lên vỏ cầu. Trong trường hợp 1 này cầu sau bị uốn ở các tiết diện A và C do các lực  $X_1, X_2, Z_1, Z_2$  (vì lúc này  $Y_1 = Y_2 = 0$ ).

Lúc này các lực tác dụng lên bên trái và phải của cầu là như nhau, nên ta chỉ cần tính cho một bên:

Mômen uốn tại A của lực  $Z_1$ :

$$M_{uz} = R'_{1z}(1 - b) \quad (10.15)$$

Ở đây:

$R'_{1z}$  - phản lực xuất hiện do tác dụng của lực  $Z_1$ .

Theo sơ đồ hình 10.4 ta tìm được giá trị  $R'_{1z}$ :

$$R'_{1z} = Z_1 \frac{a + b}{a}$$

Thay vào (10.15) ta có:

$$M_{uz} = Z_1 \cdot \frac{(a + b)}{a} (1 - b)$$

Qua biến đổi ta nhận được:

$$M_{uz} = Z_1 \cdot l - Z_1 \frac{b}{a} (a + b - l) \quad (10.16)$$

Chứng minh tương tự ta có mômen uốn tại A do  $X_1$  gây nên là:

$$M_{ux} = X_1 \cdot l - X_1 \frac{b}{a} (a + b - l) \quad (10.17)$$

Mômen xoắn sinh ra do  $X_1, X_2$  trong trường hợp này vẫn tính theo các công thức (10.1) và (10.2).

Nếu chúng ta so sánh các giá trị  $M_{uz}$  ở công thức (10.16) với (10.3) và  $M_{ux}$  ở công thức (10.17) với (10.4), chúng ta sẽ thấy chúng không khác nhau bao nhiêu, vì giá trị  $b$  rất nhỏ.

Vì vậy khi tính vỏ cầu sau có nửa trục giảm tải một nửa ở trường hợp 1 này có thể sử dụng các công thức khi tính vỏ cầu sau có nửa trục giảm tải ba phần tư và giảm tải hoàn toàn.

**b2). Trường hợp 2:**  $X_i = 0; Y = Y_{max} = m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi_1; Z_1 \neq Z_2$

Xe bị trượt ngang ( $m_2 = 1, \varphi_1 \approx 1$ ).

Mômen uốn  $M_{uA}$  tác dụng ở tiết diện A do các phản lực  $Y_1$  và  $Z_1$  gây nên (lưu ý mômen uốn do  $Z_1$  và  $Y_1$  sinh ra sẽ ngược dấu):

$$M_{uA} = R'_{1YZ} \cdot (1 - b) \quad (10.18)$$

Ở đây:

$R'_{1YZ}$  là lực  $R'_1$  (h.10.4) tác dụng lên cầu.

$R'_{1YZ}$  được tính như sau:

$$R'_{1YZ} = Z_1 \frac{a + b}{a} - Y_1 \frac{r_{bx}}{a} \quad (10.19)$$

Thay  $R'_{1YZ}$  vào (10.18) ta có:

$$M_{uA} = Z_1 \frac{a+b}{a} (1-b) - Y_1 \frac{r_{bx}}{a} (1-b) \quad (10.20)$$

Vì  $Y_1 = Z_1 \cdot \varphi_1$  nên suy ra:

$$\begin{aligned} M_{uA} &= Z_1 (1-b) \frac{(a+b - \varphi_1 r_{bx})}{a} \\ &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) (1-b) \frac{(a+b - \varphi_1 r_{bx})}{a} \end{aligned} \quad (10.21)$$

Mômen uốn  $M_{uC}$  tác dụng tại C do  $Z_2$  và  $Y_2$  gây nên sẽ là tổng mômen của hai lực này.

Chứng minh tương tự trường hợp trên ta có:

$$\begin{aligned} M_{uC} &= Z_2 (1-b) \frac{(a+b + \varphi_1 r_{bx})}{a} \\ &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) (1-b) \frac{(a+b + \varphi_1 r_{bx})}{a} \end{aligned} \quad (10.22)$$

Biểu đồ mômen uốn của trường hợp 2 là biểu đồ 6 trên hình 10.3.

**b3). Trường hợp 3:**  $X_i = 0; Y = 0; Y_i = 0; Z_i = Z_{imax} = k_d \cdot \frac{G_2}{2}$  (10.23)

Trong trường hợp này mômen uốn tính theo công thức ( 10.16 ) nhưng thay  $Z_1 = Z_{1max} = k_d \cdot \frac{G_2}{2}$ .

Vậy ta sẽ có công thức gần giống công thức (10.14). Bởi vậy có thể dùng ( 10.14 ) để tính cho trường hợp này.

Lúc này  $Z_{1max} = Z_{2max}$  nên  $M_{uA} = M_{uC}$ .

Trong các công thức trên hệ số bền dự trữ lấy gần bằng 2.

## 2. Tính vỏ cầu sau theo tải trọng động do trọng lượng bản thân của cầu:

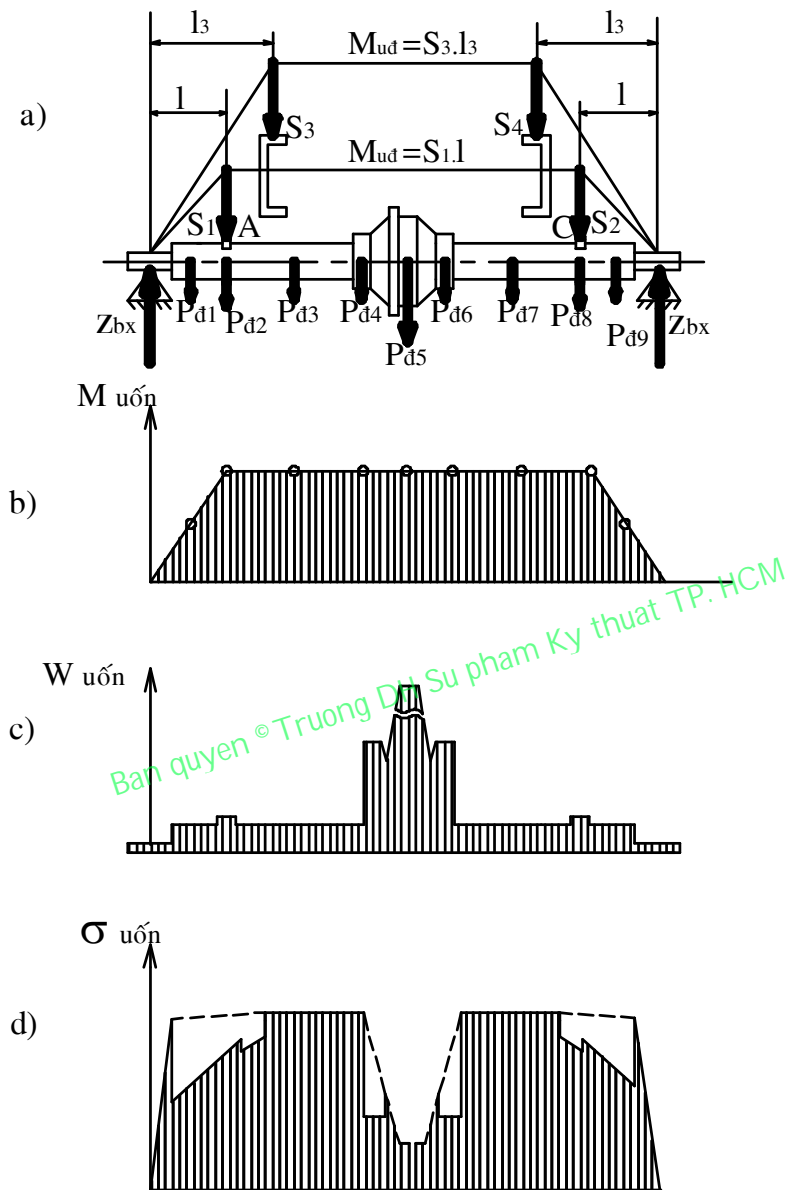
Khi xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, lực thẳng đứng truyền từ nhíp lên cầu luôn thay đổi và chính trọng lượng của cầu cũng bắt đầu gây tác dụng lớn. Phản lực thẳng đứng giữa bánh xe và mặt đường khi qua chỗ mấp mô có thể lớn hơn nhiều so với tải trọng tĩnh.

Khi xe đi qua các chỗ mấp mô, cầu sau có thể có gia tốc rất lớn, nên trong một số trường hợp chính trọng lượng của bản thân cầu đã làm gãy vỏ cầu.

Để tìm độ lớn ứng suất do trọng lượng bản thân cầu gây ra, ta chia cầu ra  $i$  phần (thông thường  $i = 8 \div 12$ ) và xác định khối lượng của từng phần  $m_i$ . Tiếp theo cho gia tốc cố định đối với cầu khi đi qua chỗ mấp mô, ta có thể xác định mômen uốn sinh ra do tải trọng động của chính cầu sau.

Trên hình 10.5-a là sơ đồ lực tác dụng lên vỏ cầu trong mặt phẳng thẳng đứng khi xe chuyển động thẳng trên mặt đường không bằng phẳng.

Các hình 10.5-b, 10.5-c, 10.5-d trình bày biểu đồ mômen uốn, mômen quán tính chống uốn và ứng suất uốn.



Hình 10.5: Sơ đồ lực tác dụng lên vỏ cầu chủ động trong mặt phẳng thẳng đứng.

- a – Sơ đồ lực tác dụng .
- b – Biểu đồ mômen uốn .
- c – Biểu đồ mômen quán tính chống uốn .
- d – Biểu đồ ứng suất uốn .

Trong mặt phẳng thẳng đứng vỏ cầu chịu tác dụng của các lực động  $S_1, S_2$  (giả thiết hàng hoá được chất đều bên trái và bên phải, nên  $S_1 = S_2$ ), do trọng lượng phần được treo

gây nên được truyền qua nhíp đến vỏ cầu. Ngoài ra vỏ cầu còn chịu tác dụng của lực quán tính do trọng lượng bản thân cầu gây ra khi xe chuyển động trên đường mấp mô.

Các lực động  $S_1, S_2$  đượclấy với trường hợp khi nhíp vừa chạm vào ụ đỡ cao su (không va đập).

Tần số dao động của phần được treo của xe phụ thuộc vào loại trọng tải của ô tô : từ  $1 \div 3$  Hz.

Tần số dao động của phần không được treo (các cầu) từ  $8 \div 10$  Hz.

Tải trọng động do mỗi phần  $m_i$  của cầu gây ra có giá trị:

$$P_{đi} = m_i \frac{dv}{dt} \quad (10.24)$$

Ở đây:

$m_i$  – khối lượng của phần tử thứ  $i$  của cầu.

$\frac{dv}{dt}$  - gia tốc thẳng đứng của cầu sau.

Ứng suất cao trong mặt phẳng thẳng đứng là lúc ụ đỡ cao su đập vào cầu, làm xuất hiện các lực  $S_3, S_4$ .

Giá trị cực đại của hệ số động  $K_d$  được tính như sau:

$$K_d = \frac{\sigma_t \pm \sigma_z \pm \sigma_x}{\sigma_t} \quad (10.25)$$

Trong đó:

$\sigma_t$  – ứng suất tĩnh.

$\sigma_z$  – ứng suất động do dao động của phần được treo.

$\sigma_x$  – ứng suất động do dao động của bản thân cầu.

Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, phần được treo ảnh hưởng nhiều đến ứng suất vỏ cầu.

Khi xe chuyển động trên đường mấp mô, phần không được treo ảnh hưởng nhiều đến giá trị ứng suất của vỏ cầu.

Ứng suất tổng hợp của vỏ cầu chế tạo bằng gang rèn không được quá  $300 \text{ kN/m}^2$  và khi chế tạo từ thép ống không được quá  $500 \text{ kN/m}^2$ .

### **III. TÍNH DẦM CẦU TRƯỚC DẪN HƯỚNG THEO BÊN:**

Chúng ta xét cầu trước với loại dầm cầu liền. Sơ đồ lực tác dụng lên cầu trước ở hình 10.6. Cầu trước dẫn hướng được tính toán trên cơ sở các công thức được tính ở cầu sau. Phần tải trọng tác dụng lên cầu trước  $m_1.G_1$  gồm hai thành phần:

$G_1$  – Tải trọng tác dụng lên cầu trước khi xe đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang.

$m_1$  – Hệ số phân bố lại tải trọng tác dụng lên cầu trước,  $m_1$  phụ thuộc vào điều kiện chuyển động. Khi xe đang truyền lực kéo đến cầu sau chủ động thì  $m_1$  sẽ là  $m_{1k} < 1$ .

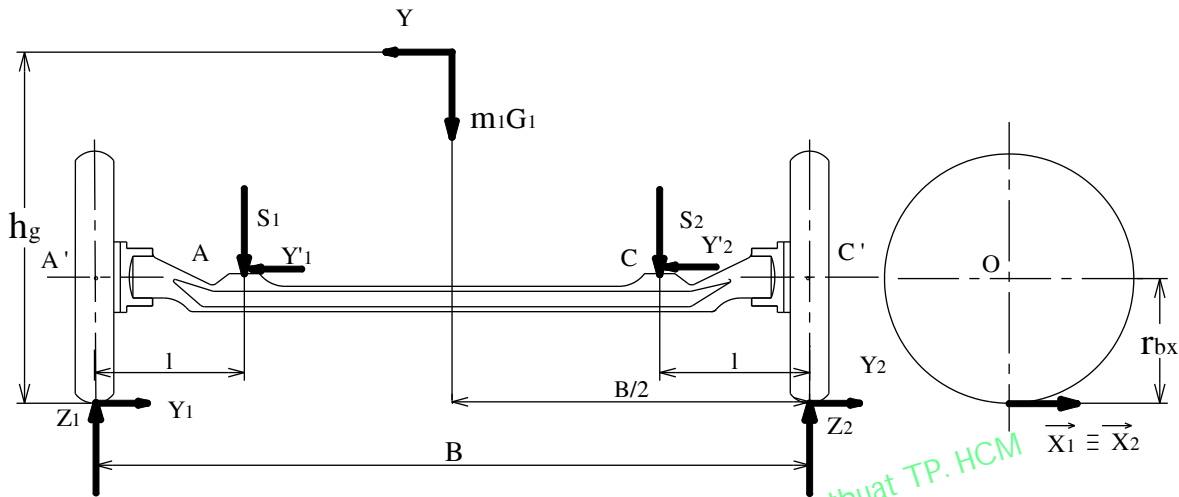
Khi xe đang phanh thì  $m_1$  sẽ là  $m_{1p} > 1$ .

Các phản lực  $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$  là các phản lực tiếp tuyến, phản lực cản trượt ngang và phản lực thẳng đứng của mặt đường.

$S_1, S_2$ : Các lực thẳng đứng tác dụng từ nhíp lên dầm cầu.

$Y'_1, Y'_2$ : các lực ngang tác dụng giữa nhíp và dầm cầu.

Khi tính toán chúng ta bỏ qua trọng lượng của bánh xe  $g_{bx}$ , vì  $g_{bx}$  rất nhỏ so với  $Z_1, Z_2$ .



Hình 10.6: Sơ đồ lực tác dụng lên dầm cầu trước dẫn hướng.

Ở cầu trước dẫn hướng từ đầu cầu đến chỗ đặt nhíp cầu chịu uốn và xoắn do lực phanh (vì cầu bị động nên không xuất hiện lực kéo).

Ở đoạn giữa hai nhíp cầu chịu uốn trong mặt phẳng thẳng đứng do  $Z_1, Z_2, Y_1$  và  $Y_2$  (hình 10.6). Ngoài ra cầu còn bị uốn trong mặt phẳng nằm ngang do  $X_{1p}$  và  $X_{2p}$ .

Do mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng lớn hơn mômen uốn trong mặt phẳng nằm ngang nên dầm cầu có tiết diện chữ I. Bởi vì tiết diện chữ I có khả năng chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng tốt hơn trong mặt phẳng nằm ngang.

Cầu trước bị động dẫn hướng cũng được tính theo ba chế độ tải trọng đặc biệt như ở cầu sau. Các công thức xác định mô men uốn và xoắn ở cầu sau đều ứng dụng được cho cầu trước, chỉ cần thay  $m_2G_2$  bằng  $m_1G_1$ .

### 1. Trường hợp 1:

$$X_i = X_{imax}; Y = 0; Y_i = 0; Z_1 = Z_2.$$

Mômen uốn do  $Z_1, Z_2$  gây nên trong mặt phẳng thẳng đứng:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_1 l = \frac{m_{lp} \cdot G_1}{2} \cdot l \quad (10.26)$$

Mômen uốn do  $X_{1p}, X_{2p}$  gây nên trong mặt phẳng nằm ngang:

$$M_{uXA} = M_{uXC} = X_{1p}.l = \frac{m_{1p}.G_1}{2} . \varphi.l \quad (10.27)$$

Tiết diện nguy hiểm hoặc là ở chỗ đặt nhíp hoặc là ở giữa cầu (vì giữa cầu thường chế tạo mỏng hơn ở hai đầu). Do ngay chỗ đặt nhíp thường có tiết diện khá lớn, nên tiết diện kiểm tra ứng suất uốn thường lấy ở bên cạnh nhíp.

Mô men xoắn do  $X_{1p}$  và  $X_{2p}$  gây nên :

$$M_{p1} = M_{p2} = X_{1p}.r_{bx} = \frac{m_{1p}.G_1}{2} . \varphi.r_{bx} \quad (10.28)$$

Tiết diện để kiểm tra ứng suất xoắn sẽ lấy tại nơi có mô men quán tính chống xoắn nhỏ nhất tính từ cam quay đến chỗ đặt nhíp.

## 2. Trường hợp 2:

$$X_i = 0; Y = Y_{max} = m_1 G_1 \varphi_1; Z_1 \neq Z_2.$$

Xe bị trượt ngang ( $m_1 = 1, \varphi_1 \approx 1$ ).

Lúc này các phản lực của mặt đường sẽ là:

$$Z_1 = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \quad (10.29)$$

$$Z_2 = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \quad (10.30)$$

$$Y_1 = Z_1 . \varphi_1 = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) . \varphi_1 \quad (10.31)$$

$$Y_2 = Z_2 . \varphi_1 = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) . \varphi_1 \quad (10.32)$$

Mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng đối với nửa cầu bên trái sẽ đạt giá trị tuyệt đối lớn nhất tại vị trí  $A'$  (xem hình 10.3 – 5 và công thức 10.13).

$$|M_{uA'}| = Y_1 . r_{bx} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) . \varphi_1 . r_{bx} \quad (10.33).$$

Đối với nửa cầu bên phải, mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng sẽ đạt giá trị cực đại tại vị trí C (xem hình 10.3 – 5 và công thức 10.12):

$$M_{uC} = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) (1 + \varphi_1 . r_{bx}) \quad (10.34)$$

Trong trường hợp này, tiết diện nguy hiểm để kiểm tra ứng suất uốn cho nửa cầu bên phải là ở cạnh nhíp (điểm C) và đối với nửa cầu bên trái là ở tiết diện cạnh cam quay (ở đầu ngoài cùng của dầm cầu cạnh điểm  $A'$ ).



**3. Trường hợp 3:**

$$X_i=0; Y=0; Y_i=0; Z_i=Z_{i\max}=k_d \frac{G_1}{2}.$$

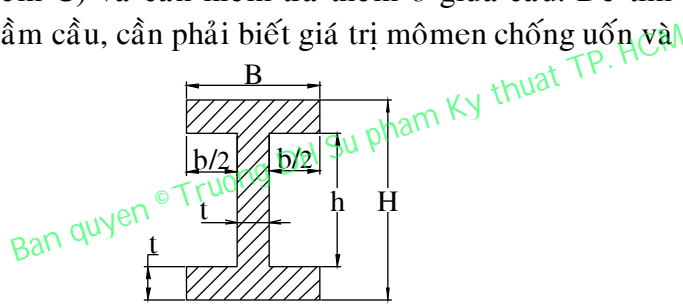
Mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng tại A và C sẽ là:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_{1\max}l = Z_{2\max}l = k_d \frac{G_1}{2}l$$

Đối với dầm cầu trước  $k_d$  nằm trong khoảng từ 2 đến 3. Nếu  $k_d$  chọn bằng 2 ta sẽ có:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = G_1l \quad (10.35)$$

Tiết diện nguy hiểm để kiểm tra ứng suất uốn trong trường hợp này là ở chỗ đặt nhíp (bên cạnh điểm A và điểm C) và cần kiểm tra thêm ở giữa cầu. Để tìm được ứng suất trong từng tiết diện của dầm cầu, cần phải biết giá trị mômen chống uốn và chống xoắn.



Hình 10.7: Sơ đồ tiết diện dầm cầu chữ I.

Nếu dầm cầu trước có tiết diện hình chữ I thì các giá trị  $W_u$  và  $W_x$  được tính như sau:

Mômen chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng:

$$W_{ud} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$$

Mômen chống uốn trong mặt phẳng nằm ngang:

$$W_{un} = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6H}$$

Mômen chống xoắn có thể xác định gần đúng như sau:

$$W_x \approx \frac{2}{9} t^2 (H + 2b)$$

Ứng suất uốn và xoắn cực đại xuất hiện tại các vị trí khác nhau của dầm cầu có tiết diện chữ I nên không thể cộng chúng lại với nhau được.

Trường hợp nếu dầm cầu có tiết diện êlip, thì có thể cộng ứng suất uốn với xoắn và chúng ta tính ứng suất tổng hợp.

Ngoài các lực đã nêu trên, dầm cầu dẫn hướng còn bị các lực quán tính của chính bản thân cầu khi đi qua chỗ mấp mô tác dụng lên. Có thể tính lực quán tính như ở cầu sau chủ động. Nhưng vì trọng lượng cầu trước dẫn hướng bị động tương đối nhỏ, nhất là ở phần giữa cầu nên có thể không cần tính các lực này.

Dầm cầu dẫn hướng thường được chế tạo bằng thép cacbon trung bình 30, 35, 40, 30X với chế độ nhiệt luyện tôi và ram.

Ứng suất uốn tổng hợp ở trong mặt phẳng đứng và ngang không được quá 300kN/m<sup>2</sup>. Ứng suất xoắn không được quá 125kN/m<sup>2</sup>.

Bản quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

## CHƯƠNG XI

# HỆ THỐNG TREO

### I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

#### 1. Công dụng.

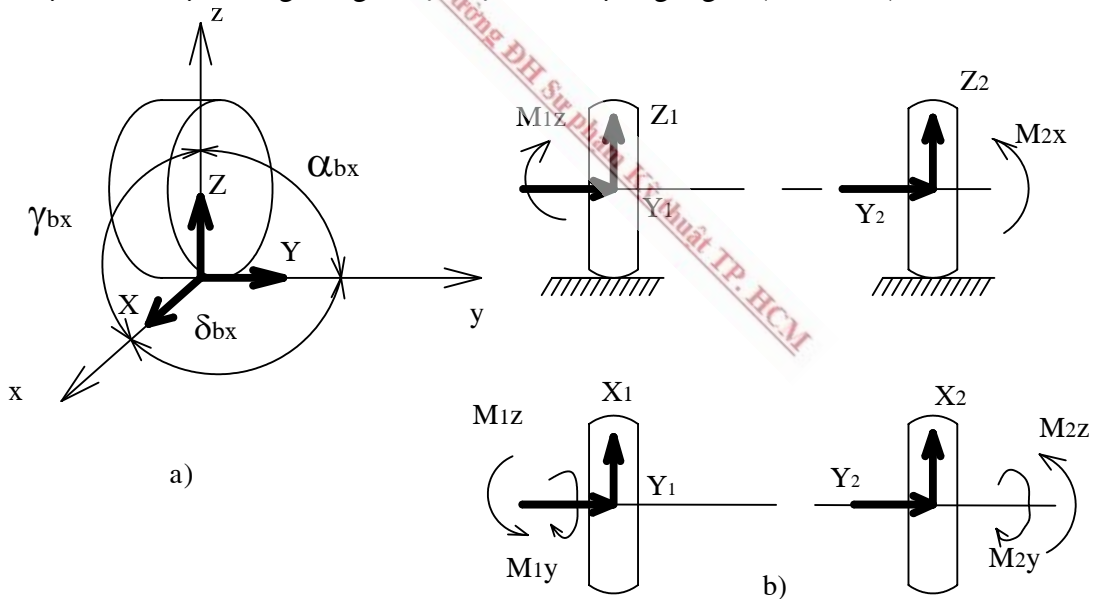
Các bộ phận của hệ thống treo dùng để nối khung hay thân xe với các cầu (bánh xe) ô tô và từng bộ phận thực hiện các nhiệm vụ sau đây:

- Bộ phận đàn hồi làm giảm nhẹ các tải trọng động tác dụng từ bánh xe lên khung, đảm bảo độ êm dịu cần thiết khi di chuyển và truyền lực, mômen từ đường lên khung xe.

- Bộ phận dẫn hướng để truyền lực dọc, ngang và mômen từ đường lên khung xe. Động học của bộ phận dẫn hướng xác định tính chất dịch chuyển tương đối của bánh xe đối với khung.

- Bộ phận giảm chấn để dập tắt các dao động của phần được treo và không được treo của ô tô.

Ở chương IX ta đã nghiên cứu lực phát sinh giữa bánh xe và đường có thể gộp lại thành ba phản lực chính: lực thẳng đứng Z, lực dọc X và lực ngang Y (hình 11.1).



Hình 11.1: Lực tác dụng lên các bánh xe trong mặt phẳng tiếp xúc với mặt tựa.

a) Các phản lực thành phần tác dụng từ đường lên bánh xe.

b) Lực và mômen truyền từ bánh xe lên khung.

Các mômen do các lực X, Y, Z gây nên mômen  $M_X$ ,  $M_Y$ ,  $M_Z$ , có thể có giá trị khác nhau đối với bánh xe bên trái hoặc bên phải. Các chi tiết của hệ thống treo truyền những phản lực và mômen trên lên khung. Đường mấp mô phát sinh lực động Z và mômen động  $M_X$  truyền lên thùng xe nhờ bộ phận đàn hồi của hệ thống treo. Lực dọc X, lực ngang Y và các momen  $M_Y$ ,  $M_Z$  truyền qua bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo.

## 2. Phân loại.

### a) Theo bộ phận đàn hồi chia ra:

- Loại bằng kim loại (gồm có nhíp lá, lò xo xoắn ốc, thanh xoắn).
- Loại khí (gồm loại bọc bằng cao su – sợi, loại bọc bằng màng, loại ống).
- Loại thủy lực (loại ống).
- Loại cao su (gồm loại chịu nén và loại chịu xoắn).

### b) Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng chia ra:

- Loại phụ thuộc với cầu liên (gồm có loại riêng, loại thẳng bằng).
- Loại độc lập với cầu cắt (gồm loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng dọc, loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang, loại nén với bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng).

### c) Theo phương pháp dập tắt chấn động chia ra:

- Loại giảm chấn thủy lực (gồm loại tác dụng một chiều và loại tác dụng hai chiều).
- Loại ma sát cơ (gồm ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng).

## 3. Yêu cầu.

a) Độ võng tĩnh  $f_t$  (độ võng sinh ra do tác dụng của tải trọng tĩnh) phải nằm trong giới hạn đủ đảm bảo được các tần số dao động riêng của vỏ xe và độ võng động  $f_d$  (độ võng sinh ra khi ô tô chuyển động) phải đủ để đảm bảo vận tốc chuyển động của ô tô trên đường xấu nằm trong giới hạn cho phép. Ở giới hạn này không có sự va đập lên bộ phận hạn chế.

b) Động học của các bánh xe dẫn hướng vẫn giữ đúng khi các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng (nghĩa là khoảng cách hai vết bánh trước và các góc đặt trụ đứng và bánh dẫn hướng không thay đổi).

c) Dập tắt nhanh các dao động của vỏ và các bánh xe.

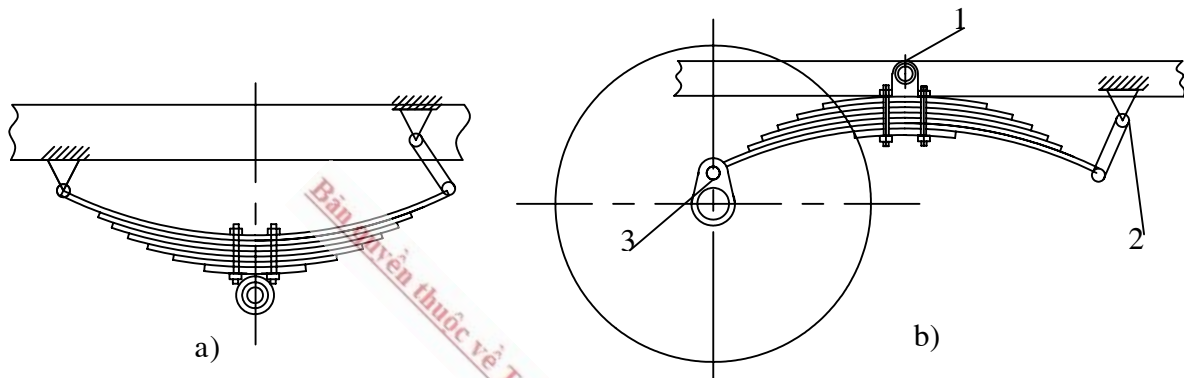
d) Giảm tải trọng động khi ô tô qua những đường gồ ghề.

## II. PHÂN TÍCH KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG TREO.

### 1. Hệ thống treo phụ thuộc:

#### a) Nhíp đặt dọc:

Trên hình 11.2 trình bày sơ đồ kết cấu các loại hệ thống treo phụ thuộc. a) Nhíp dọc nửa ê-líp, b) loại  $\frac{1}{4}$  ê-líp lác qua lác lại trên điểm tựa 1 và nối với khung nhờ quang nhíp 2 và nối với cầu nhờ quang nhíp 3.

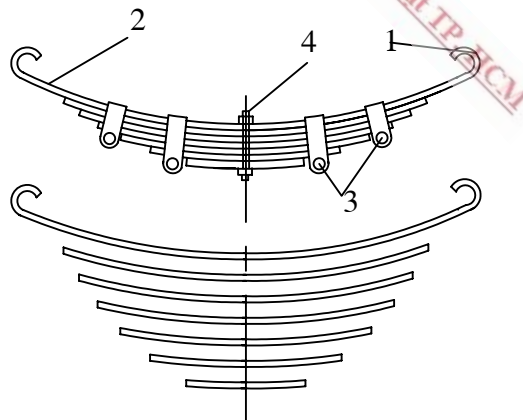


Hình 11.2: Sơ đồ kết cấu hệ thống treo phụ thuộc.

a) Nhíp dọc nửa ê-líp.

b) Nhíp  $\frac{1}{4}$  ê-líp.

Nhíp là một dầm ghép các tấm thép lá mỏng để có độ đàn hồi cao. Hình 11.3 trình bày nhíp trong dạng rời và dạng ghép.



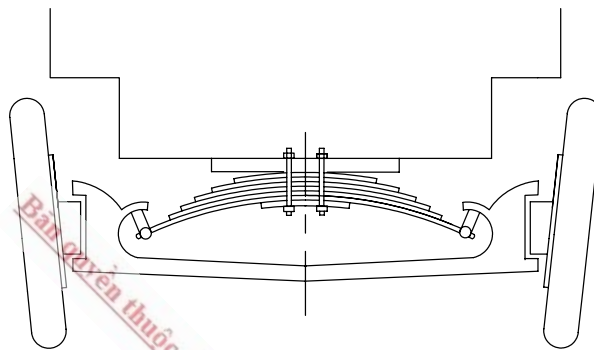
Hình 11.3 : Dạng tổng quát của nhíp.

Kích thước các lá nhíp nhỏ dần từ lá lớn nhất gọi là lá nhíp chính hay lá nhíp gốc. Hai đầu lá nhíp chính được uốn thành hai tai 1 để nối với khung. Phần giữa nhíp có bulông căng

4 để siết các lá nhíp lại với nhau. Các quang nhíp 3 giữ cho nhíp không bị xô lệch về hai bên.

**b) Nhíp đặt ngang:**

Trong hệ thống treo phụ thuộc với nhíp đặt dọc thường nhíp làm nhiệm vụ dẫn hướng, truyền lực đẩy hoặc lực phanh lên khung. Ở ô tô có cầu trước loại liên nhíp được bố trí ngang (hình 11.4).



Hình 11.4: Nhíp đặt ngang .

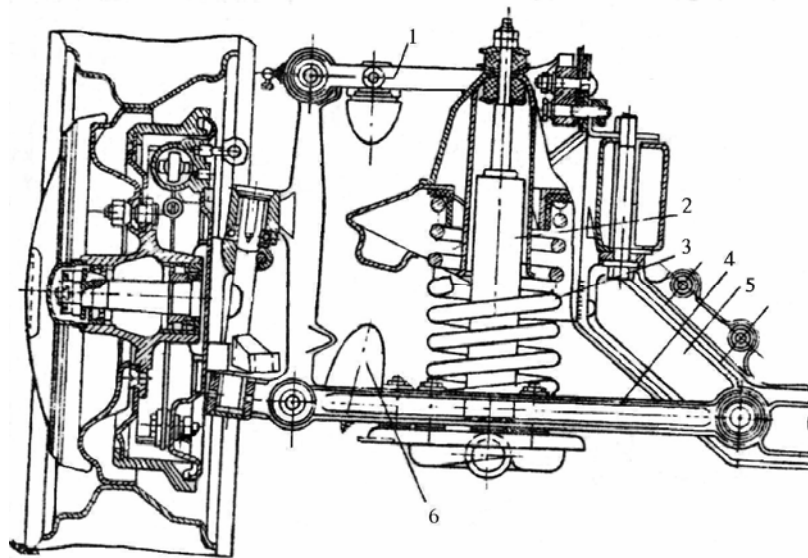
Trường hợp này khung chỉ nối với cầu có ba điểm: một điểm ở cầu trước và hai điểm ở cầu sau. Vì vậy phần được treo của ô tô sẽ không chuyển động ổn định và tốc độ ô tô bị hạn chế. Một nhược điểm nữa là nhíp ngang không thể làm nhiệm vụ truyền lực đẩy từ khung xuống đến cầu trước được. Muốn truyền lực đẩy, trong trường hợp này phải làm các thanh riêng.

**2. Hệ thống treo độc lập:**

Trên hình 11.5 là kết cấu hệ thống treo độc lập thường được sử dụng trên xe du lịch.

Ở hệ thống treo này bộ phận dẫn hướng gồm đòn trên 1 và đòn dưới 4, chúng kết nối với đòn đứng và dầm cầu dẫn hướng 5 bằng các khớp quay. Trong trường hợp này lò xo 3 là bộ phận đàn hồi còn giảm chấn ống 2 được luồn vào bên trong lò xo 3 nên kết cấu rất gọn.

Do các đòn có hình nạng, nên lực tác dụng lên khớp quay khi có lực ngang và mômen của bản thân lực ngang sẽ giảm.



Hình 11.5: Hệ thống treo độc lập.

1. Đòn trên; 2. Giảm chấn; 3. Lò xo; 4. Đòn dưới;  
5. Dầm cầu dẫn hướng; 6. Ụ cao su hạn chế hành trình dao động.

## A. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG

### I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

#### 1. Công dụng.

Bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo có mục đích: xác định tích chất chuyển động (động học) của bánh xe đối với mặt tựa và vỏ xe, đồng thời góp phần vào việc truyền lực và mômen giữa bánh xe và vỏ.

#### 2. Phân loại.

##### a) Hệ thống treo phụ thuộc:

Trong hệ thống treo phụ thuộc hai bánh xe trái và phải được nối nhau bằng một dầm cứng nên khi dịch chuyển một bánh xe trong mặt phẳng ngang thì bánh xe còn lại cũng dịch chuyển. Hệ thống treo phụ thuộc không thể đảm bảo đúng hoàn toàn động học của bánh xe dẫn hướng.

##### b) Hệ thống treo độc lập:

Trong hệ thống treo độc lập hai bánh xe trái và phải không có quan hệ trực tiếp với nhau. Vì vậy trong khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng ngang, bánh xe kia vẫn



đứng nguyên. Do đó động học của bánh xe dẫn hướng giữ đúng hơn. Nhưng không phải ở tất cả các loại hệ thống treo độc lập động học của bánh xe dẫn hướng đều đúng.

Bộ phận hướng và phần tử đàn hồi không phụ thuộc vào nhau. Ví dụ như hệ thống treo phụ thuộc có thể là loại nhíp, loại thanh xoắn, loại treo khí. Ngược lại hệ thống treo loại thanh xoắn có thể là độc lập hoặc phụ thuộc.

### 3. Yêu cầu.

Các yêu cầu cơ bản mà bộ phận hướng phải thỏa mãn cụ thể như sau:

a) Giữ nguyên động học của các bánh xe khi ô tô chuyển động. Điều này có nghĩa là khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng các góc đặt bánh xe, các chiều rộng, chiều dài cơ sở phải giữ nguyên. Dịch chuyển bánh xe theo chiều ngang  $Y_{bx}$  (thay đổi chiều rộng cơ sở) sẽ làm lốp mòn nhanh và tăng sức cản chuyển động ô tô trên các loại đất mềm. Dịch chuyển bánh xe theo chiều dọc  $X_{bx}$  tuy có giá trị thứ yếu nhưng cũng gây nên sự thay đổi động học của truyền động lái. Thay đổi góc đoãng  $\alpha$  của bánh xe dẫn hướng là điều nên tránh nhất vì nó kèm theo hiện tượng mômen do hiệu ứng con quay làm cho lốp bị “vẩy” (lắc qua lắc lại nhanh). Ngoài ra khi bánh xe lăn với góc nghiêng lớn sẽ làm mòn lốp, sinh ra phản lực ngang  $Y$  lớn và làm ô tô khó bám với đường.

b) Đối với các bánh dẫn hướng nên tránh sự thay đổi góc nghiêng  $\gamma$ , vì thay đổi  $\gamma$  là làm trụ đứng nghiêng về phía sau nên độ ổn định của ô tô sẽ kém đi. Khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng cũng làm thay đổi độ chụm A-B ( thay đổi góc  $\delta$ ). Góc  $\delta$  thay đổi sẽ làm thay đổi quỹ đạo chuyển động của ô tô làm cho ô tô không “bám” đúng đường.

c) Đảm bảo truyền các lực  $X$ ,  $Y$  và các mômen  $M_y$ ,  $M_z$  từ bánh xe lên khung mà không gây nên biến dạng rõ rệt, hay không làm dịch chuyển các chi tiết của hệ thống treo.

d) Giữ được đúng động học của truyền động lái. Động học của truyền động lái được giữ đúng nếu sự dịch chuyển thẳng đứng và sự quay quanh trụ đứng của bánh xe không phụ thuộc vào nhau.

e) Độ nghiêng của thùng xe trong mặt phẳng ngang phải bé. Bộ phận hướng có ảnh hưởng đến khoảng cách giữa các phần tử đàn hồi (gọi tắt là khoảng cách nhíp). Do bộ phận hướng ta có khoảng cách này lớn hay bé. Bộ phận hướng còn ảnh hưởng đến vị trí tâm của độ nghiêng bên.

f) Bộ phận hướng phải đảm bảo bố trí hệ thống treo trên ô tô thuận tiện và không ngăn cản việc dịch chuyển động cơ về phía trước. Như thế có thể sử dụng khoảng không gian trong khung xe. Bộ phận hướng có thể tăng độ êm dịu chuyển động nếu bố trí lại các phần được treo một cách hợp lí thì làm tăng mômen quán tính đối với trục ngang đi qua trọng tâm phần được treo. Loại bộ phận hướng cũng ảnh hưởng đến sự dịch chuyển trục các đăng chính đối với sàn ô tô và chiều rộng của sàn giữa các vành chắn bùn.

g) Bộ phận hướng phải có kết cấu đơn giản và dễ sử dụng. Điều này phụ thuộc nhiều ở số khớp, số điểm phải bôi trơn của hệ thống treo và số các đăng (đối với bánh chủ động).



h) Trọng lượng bộ phận hướng và đặc biệt là phần không được treo phải bé.

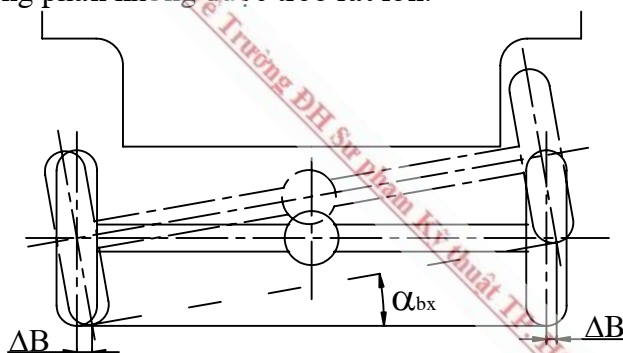
## II. KẾT CẤU CỦA BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.

### 1. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo phụ thuộc:

Sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống treo phụ thuộc là hai nhíp có dạng nửa êlip (hình 11.2a). Tính chất dịch chuyển của cầu đối với vỏ phụ thuộc vào thông số của nhíp, nghĩa là nhíp không phải chỉ là bộ phận đàn hồi mà còn là một thành phần của bộ phận hướng.

Hệ thống treo phụ thuộc, loại thường thấy hiện nay (hình 11.2a) có ưu điểm là kết cấu đơn giản và rẻ tiền: nhíp vừa làm cả nhiệm vụ đàn hồi, dẫn hướng và giảm chấn. Hệ thống treo phụ thuộc dễ chăm sóc, nhất là khi số khớp quay ngày càng ít và sử dụng rộng rãi loại cao su trong khớp quay vì cao su không cần phải bôi trơn. Sử dụng loại hệ thống treo phụ thuộc lớp cũng ít mòn vì khi ô tô quay vòng chỉ có thùng xe nghiêng còn cầu vẫn thẳng bằng.

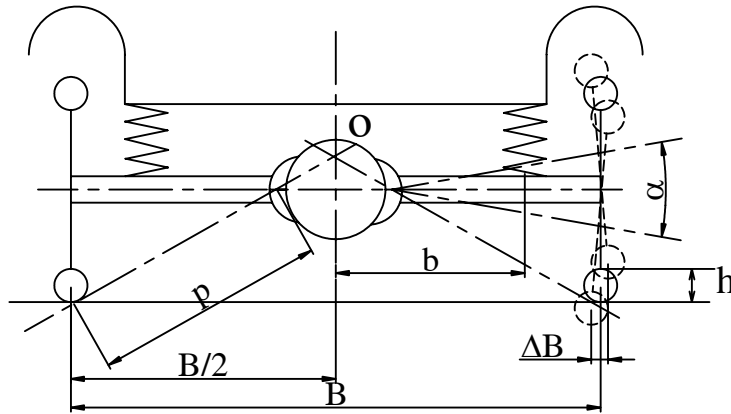
Hệ thống treo phụ thuộc có một loạt nhược điểm. Khi nâng một bên bánh xe lên, vết bánh xe sẽ thay đổi ( $\Delta B$  trên hình 11.6) phát sinh lực ngang  $Y$  làm tính chất “ bám đường “ của ô tô kém đi và ô tô dễ bị trượt ngang. Hệ thống treo ở các bánh xe, đặc biệt là bánh xe chủ động có trọng lượng phần không được treo rất lớn.



Hình 11.6: Ảnh hưởng tác động hệ thống treo lên độ dịch chuyển góc của các bánh xe.

### 2. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo độc lập một đòn.

Sơ đồ hệ thống treo độc lập với sự dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang và có bộ phận hướng trên một đòn được trình bày trên hình 11.7.



Hình 11.7: Hệ thống treo độc lập một đòn.

Khi bánh xe dịch chuyển về phía trên hay phía dưới thì góc nghiêng  $\alpha$  của bánh xe thay đổi nhiều do đó phát sinh mômen hiệu ứng con quay.

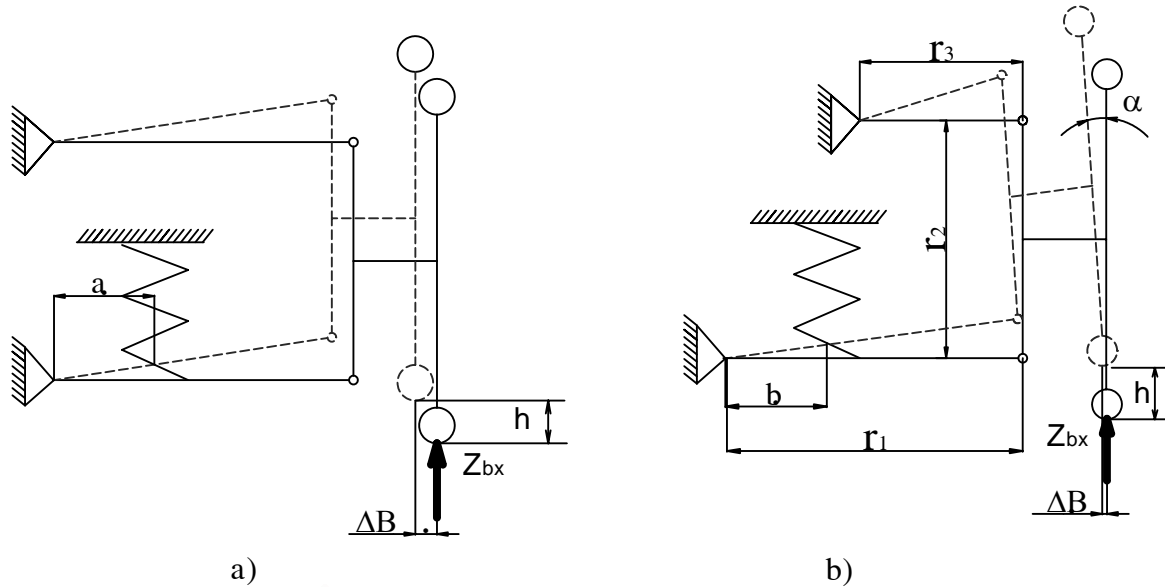
Nhược điểm về động học của cầu cắt loại hệ thống treo độc lập là chiều dài cầu ngắn vì vậy sự thay đổi chiều rộng cơ sở  $\Delta B$  và góc nghiêng  $\alpha$  tương đối lớn (hình 11.7). Nếu đặt hệ thống treo này ở bánh dẫn hướng thì các nhược điểm của nó càng rõ. Vì vậy trong những năm gần đây ít khi người ta đặt bộ phận hướng loại này trên bánh dẫn hướng .

### 3. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo độc lập với cơ cấu hướng hai đòn.

Sơ đồ cơ cấu hướng của hệ thống treo độc lập có hai đòn ngang có chiều dài bằng nhau (cơ cấu hướng hình bình hành), có hai đòn ngang có chiều dài khác nhau (cơ cấu hướng hình thang) được trình bày trên hình 11.8 a,b.

Khi sử dụng loại cơ cấu hướng hình bình hành, lúc ta nâng hay hạ bánh xe một đoạn h thì mặt phẳng quay của bánh xe sẽ chuyển dịch nhưng luôn song song với nhau (do tính chất của hình bình hành). Do đó khắc phục hoàn toàn sự phát sinh mômen hiệu ứng con quay và triệt tiêu được sự rung của bánh xe đối với trục đứng của hệ thống lái. Trường hợp này có thể hoàn toàn khắc phục được sự thay đổi độ nghiêng mặt phẳng quay của bánh xe, nhưng sự thay đổi  $\Delta B$  tương đối lớn. Do đó lớp chống mòn và độ ổn định ngang của bánh xe sẽ kém đi.

Theo các kết cấu hiện có hệ thống treo độc lập có cơ cấu hướng hình thang, khi nâng, hạ bánh xe một đoạn h góc quay  $\alpha$  của bánh xe sẽ giới hạn trong khoảng  $5^{\circ} \div 6^{\circ}$  (hình 11.8b).

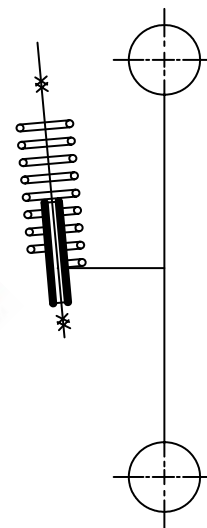


Hình 11.8: Sơ đồ động học hệ thống treo độc lập của bánh xe với cơ cấu hướng hai đòn hình bình hành và hình thang.

Với trị số  $\alpha$  như vậy mômen hiệu ứng con quay sẽ tự triệt tiêu do lực ma sát trong hệ thống. Đồng thời sự thay đổi chiều rộng vết bánh xe sẽ được bù lại do độ đàn hồi của lốp, nên lốp không bị trượt trên mặt tựa. Đối với các lốp hiện nay  $\Delta B$  không nên vượt quá  $4 \div 5$  mm. Thường lấy  $\frac{r_3}{r_1} = 0,55 \div 0,65$  (hình 11.8 b).

#### 4. Cơ cấu hướng trong hệ thống treo độc lập loại nấn.

Cơ cấu hướng loại nấn đảm bảo khi dịch chuyển bánh xe không làm thay đổi các góc đặt bánh xe  $\alpha, \gamma, \delta$ . Chiều rộng cơ sở B có thể sẽ thay đổi một ít nhưng nhờ độ nghiêng ngang của bánh dẫn hướng bù lại nên coi như không đổi. Trọng lượng phần không được treo loại này bé nhất. (hình 11.9). Bộ phận hướng loại nấn cũng làm triệt tiêu hoàn toàn sự lắc của bánh xe (hiện tượng “vẩy” bánh xe) đối với trụ đứng; vì vậy sẽ làm mất khả năng phát sinh mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng.



Hình 11.9: Sơ đồ hệ thống treo loại nấn

Nhược điểm của bộ phận hướng loại nấn là:

1. Vì thu gọn kết cấu của bộ phận hướng nên lực ngang và mômen do lực ngang ở bánh xe tác dụng lên cơ cấu đòn có giá trị lớn, nên tuổi thọ của cơ cấu giảm.

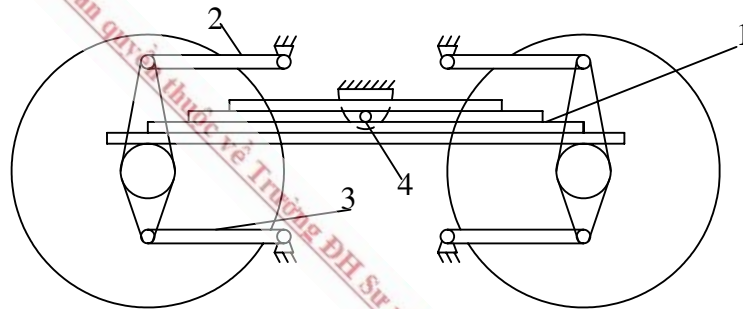
2. Độ dịch chuyển tịnh tiến hai chiều của bộ phận hướng lớn nên khó giảm ma sát trong bộ phận hướng cũng như khó đảm bảo độ kín.

3. Khó bố trí được hệ thống treo lên ô tô đặc biệt là khi bánh xe có độ dịch chuyển lớn, nhất là đối với phần tử đàn hồi là loại lò xo xoắn ốc. Lò xo xoắn ốc sẽ làm tăng độ dài của nệm.

### **5. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo loại thăng bằng.**

Trong các ô tô ba cầu, cầu thứ hai và thứ ba thường đặt gần nhau. Hệ thống treo của hai cầu này thường làm loại thăng bằng để đảm bảo tải trọng thăng đứng bằng nhau ở hai bánh xe giữa và bánh xe sau bên trái cũng như bên phải. Hệ thống treo tương tự như vậy đôi khi cũng ứng dụng trên ô tô bốn cầu và nhiều rơmoóc. Hệ thống treo trong trường hợp này có thể là loại hệ thống treo phụ thuộc hay độc lập mà ta đã khảo sát ở trên.

Trong nhiều trường hợp, hệ thống treo thăng bằng thường là loại nhíp. Như vậy chỉ cần dùng một nhíp cho cả hai bánh xe ở cùng một phía (hình 11.10).



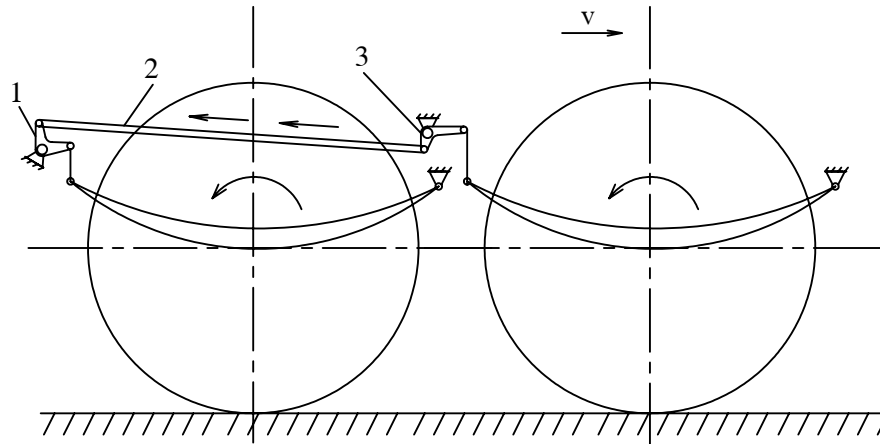
Hình 11.10: Hệ thống treo thăng bằng.

1. Bộ nhíp. 2, 3. Đòn dẫn hướng. 4. Trục.

Nhíp đóng vai trò đòn thăng bằng, nó không chịu các lực dọc và các mômen phản lực. Các cầu được nối với khung bằng hệ đòn dẫn hướng 2 và 3 (thường một đòn 2 và hai đòn 3 cho một cầu). Các lực dọc và mômen phản lực truyền lên khung qua các đòn này. Đặc tính dịch chuyển của các bánh xe trong mặt phẳng dọc sẽ phụ thuộc vào bốn khâu bản lề tạo bởi tâm các khớp nối của các đòn dẫn hướng. Phần giữa của nhíp nối với khung bằng trục lắc 4, hai đầu nhíp tỳ lên hai dầm cầu.

Trong trường hợp khoảng cách hai cầu giữa và sau lớn mà trong sản xuất chỉ có loại nhíp ngắn có thể treo riêng từng cầu và làm đòn nối giữa hai nhíp, ta cũng biến hệ thống treo thành hệ thống treo thăng bằng. Ví dụ trên hình 11.1 có các đòn 1, 3 và thanh 2 có tính chất như đòn thăng bằng cứng, nghĩa là nếu nâng một bánh xe của cầu sau lên thì bánh xe cầu giữa sẽ hạ xuống và ngược lại. Điều khác nhau so với loại cầu thăng bằng trước đây là mômen phản lực tác dụng lên các bánh xe sẽ bằng nhau. Như vậy độ dịch chuyển của cầu

dưới tác dụng của mômen phản lực sẽ bé đi. Nhưng hệ thống treo thẳng bằng kiểu ghép này chỉ nên dùng ở đường bằng phẳng.



Hình 11.11: Hệ thống treo thẳng bằng đảm bảo cân bằng các mômen phản lực.

### III. TÍNH TOÁN BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG

Ở phần lớn kết cấu của hệ thống treo độc lập, bộ phận đàn hồi chỉ chịu tải trọng thẳng đứng còn lực bên và tiếp tuyến là do các chi tiết của bộ phận dẫn hướng chịu.

Khi tính độ bền các chi tiết của bộ phận dẫn hướng có thể lấy hệ số động tương đương như khi tính toán cầu ô tô.

Hệ thống treo độc lập với cơ cấu hướng hai đòn ( hình 11.5) được sử dụng ở ô tô du lịch và ô tô tải nhiều cầu có tính năng thông qua cao.

Để xác định các kích thước cơ bản của bộ phận dẫn hướng ta tính toán tải trọng theo ba trường hợp đã tính với nửa trục và cầu chủ động.

• **Trường hợp I:** Lực kéo hay lực phanh cực đại :  $X_i = X_{i \max}$

$X_{1 \max} = Z_1 \cdot \varphi$  ;  $\varphi = 0,7 \div 0,8$ ; hệ số bám dọc. Lực ngang  $Y = 0$ .

• **Trường hợp II:** Lực ngang cực đại :  $Y = Y_{\max} = m_1 G_1 \varphi_1$ ;  $\varphi_1 = 1$  hệ số bám ngang, hệ số  $m_1 = 1$ . Lực dọc  $X_i = 0$ .

• **Trường hợp III:** Lực thẳng đứng cực đại :  $Z_i = Z_{i \max}$

$Z_{i \max} = K_d \frac{G_1}{2}$  ;  $K_d$ : hệ số tải trọng động.

$K_d = 2 \div 3$  đối với ô tô có tính năng thông qua thấp;

$K_d = 3 \div 4$  đối với ô tô có tính năng thông qua cao.

Sau đây là tính toán các trường hợp cụ thể:

#### 1. Trường hợp I:

Có tác dụng đồng thời của các lực:  $Z_{1p} = Z_{1t} = Z_1$  và  $X_{1p} = X_{1t} = X_1$  (hình 11.12)

$$Z_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1}{2} - g_{bx}; \quad X_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1 \cdot \varphi}{2}; \quad \text{có thể tính } Z_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1}{2}.$$

$Z_1$  từ cam của trụ quay tác dụng lên thanh đứng của bộ phận dẫn hướng (hình 11.12a). Trên đoạn cánh tay đòn ( $b_1 - r_1$ ) lực này sẽ gây momen  $Z_1 (b_1 - r_1)$  cân bằng với momen  $Fr_2$ .

Lấy momen đối với điểm  $A_1$ , ta có  $Fr_2 = Z_1 (b_1 - r_1)$

$$\text{Do đó: } F = Z_1 \frac{b_1 - r_1}{r_2}$$

Lực phanh  $X_1$  gây nên tải trọng lên khớp trên và dưới:  $X_t$  và  $X_d$

$$X_t = X_1 \frac{b}{r_2} \quad \text{và} \quad X_d = X_1 \frac{a}{r_2}$$

Mômen phanh  $M_p = X_1 r_{bx}$  qua đĩa tì của phanh có khuynh hướng quay thanh đứng của bộ phận dẫn hướng. Trong mặt phẳng chứa bánh xe  $M_p$  cân bằng với mômen  $Sr_2$ . Nhờ đó ta tính được giá trị của  $S$ ;

$$S = X_1 \frac{r_{bx}}{r_2}$$

Do đó hợp lực của khớp quay trên và khớp quay dưới ta có:

$$S - X_t = X_1 \frac{r_{bx} - b}{r_2}; \quad S + X_d = X_1 \frac{r_{bx} + a}{r_2}$$

Lực do  $U = X_1 \frac{l}{l_1}$  do lực  $X_1$  gây ra trong thanh kéo ngang của hình thang lái (hình

11.12a)

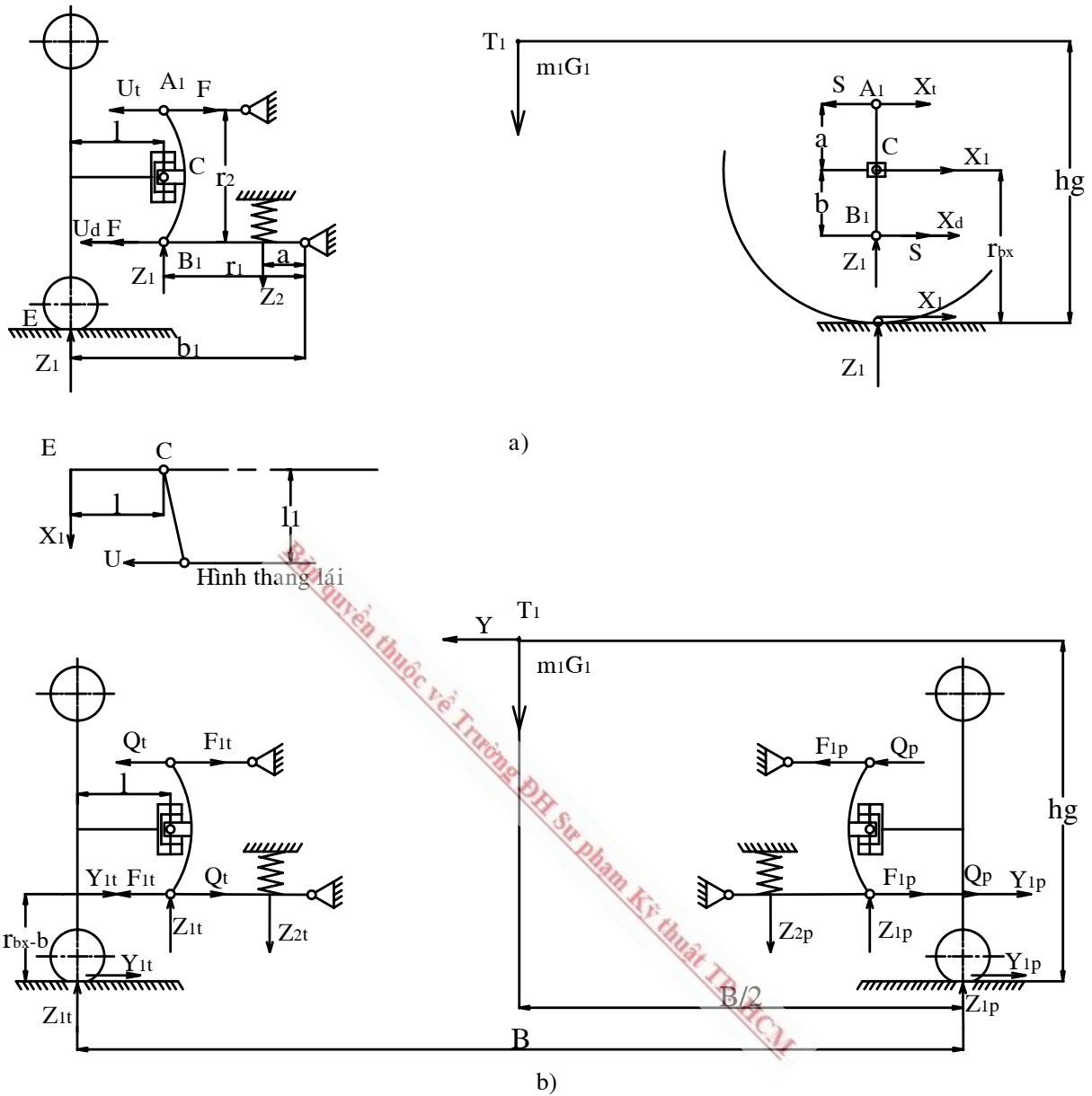
$l$  - khoảng cách từ giữa vết bánh xe đến trụ đứng;

$l_1$  - khoảng cách từ cổ ngỗng quay đến trục thanh kéo ngang.

$U$  sinh ra các lực  $U_t$  và  $U_d$ ; bằng cách lần lượt lấy momen với điểm  $A_1$  và  $B_1$  của lực  $U$  ta có:

$$U_t = X_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{b}{r_2}; \quad U_d = X_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{a}{r_2}$$

Như vậy trong trường hợp này đòn trên chịu nén hay kéo do lực ( $F - U_t$ ) và uốn do lực ( $S - X_t$ ). Đòn dưới chịu uốn trong mặt phẳng vuông góc với trục ô tô do lực  $Z_2, Z_1$  ( $Z_2$  lực nén lò xo phía trái:  $Z_2 = Z_1 \frac{r_1}{a_1}$ ) và uốn trong mặt phẳng nằm song song với khung do lực ( $S + X_d$ ) cũng như chịu kéo do các lực ( $F + U_d$ ).



Hình 11.12: Sơ đồ tính toán để chọn các kích thước cơ bản của bộ phận hướng ở hệ thống treo độc lập.

## 2. Trường hợp II:

Trên hình 11-12b các lực  $Z_{1p}$  và  $Z_{1t}$  được tính theo các công thức:

$$Z_{1t} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \phi_1}{B} \right) - g_{bx}$$



$$Z_{1p} = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) - g_{bx}$$

Để tăng độ dự trữ bền, có thể tính  $Z_{1p}$ ,  $Z_{1t}$  không trừ đi trọng lượng  $g_{bx}$ :

$$Z_{1t} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

$$Z_{1p} = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

Còn các lực:

$$Y_{1t} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \varphi_1$$

$$Y_{1p} = \frac{G_1}{2} \left( 1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \varphi_1$$

Phần lực trượt ngang  $Y_1$  tác dụng lên cánh tay đòn ( $r_{bx} - b$ ) sinh ra mômen  $Y_1(r_{bx} - b)$  cân bằng với mô men do lực  $Q$  tác dụng lên đòn dưới của bộ phận hướng. Ở đây là lực chỉ chung cho cả hai bên trái và phải. Do đó:

$$Q_t = Y_{1t} \frac{r_{bx} - b}{r_2} \quad ; \quad Q_p = Y_{1p} \frac{r_{bx} - b}{r_2}$$

Trong trường hợp II, tải trọng tác dụng lên đòn trên của ngõng quay bên phải làm đòn trên chịu nén hay uốn dọc do lực ( $F_{1p} + Q_p$ ). Đòn dưới ngõng quay phải chịu uốn do lực  $Z_{1p}$ ,  $Z_{2p}$  và chịu kéo do lực ( $F_{1p} + Q_p + Y_{1p}$ ).

Đòn trên của ngõng quay bên trái chịu nén hay chịu kéo do lực ( $F_{1t} - Q_t$ ). Đòn dưới ngõng quay trái chịu nén hay chịu kéo do lực ( $Y_{1t} + Q_t - F_{1t}$ ) và bị uốn do lực  $Z_{1t}$ ,  $Z_{2t}$ .

### 3. Trường hợp III:

Lực  $F_{1t} = F_{1p} = F$  được xác định khi:

$$Z_{1t} = Z_{1p} = K_d \frac{G_1}{2} \Rightarrow Z_{2t} = Z_{2p} = K_d \frac{G_1}{2} \cdot \frac{r_1}{a_1}$$

$$\text{Do đó: } F = K_d \frac{G_1}{2} \frac{(b_1 - r_1)}{r_2}$$

Lực  $Z_{1t} = Z_{1p}$  nén lò xo vừa nêu trong trường hợp II. Đòn trên trong trường hợp này chịu nén hay uốn dọc do lực  $F$ . Đòn dưới trái chịu uốn do lực  $Z_{2t}$ , đòn dưới phải chịu uốn do  $Z_{2p}$ ; cả hai đòn chịu kéo do lực  $F$ .

Trường hợp các đòn của hệ thống treo đặt nghiêng theo mặt phẳng ngang hay mặt phẳng dọc khi tính phải kể đến các góc nghiêng.

Các đòn của hệ thống treo thường chế tạo bằng thép 30, 35 hay 40. Đôi khi thanh đứng ở giữa chế tạo bằng thép 30X hay 40X, các đòn của hệ thống treo đôi khi dập từ thép ít cacbon 10 hay 15.