

HỘP SỐ TỰ ĐỘNG

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.

1.1. 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.

1.2. Yêu cầu.

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

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

1.3. Phân loại.

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

1.3.1. Hộp số tự động có cấp.

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

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

1.3.2. Hộp số tự động vô cấp.

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:

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

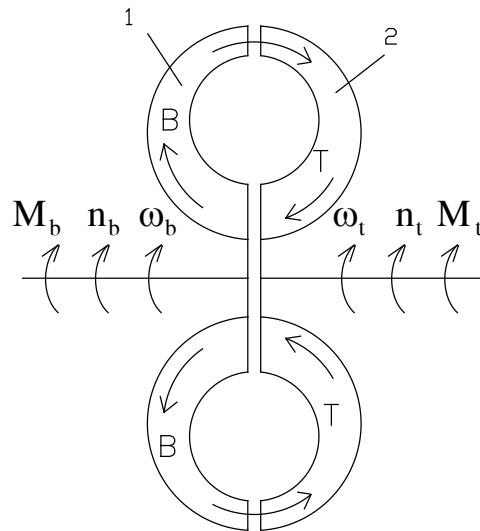
II. LY HỢP THỦY ĐỘNG.

2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

2.1.1. 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

2.1.2. 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.

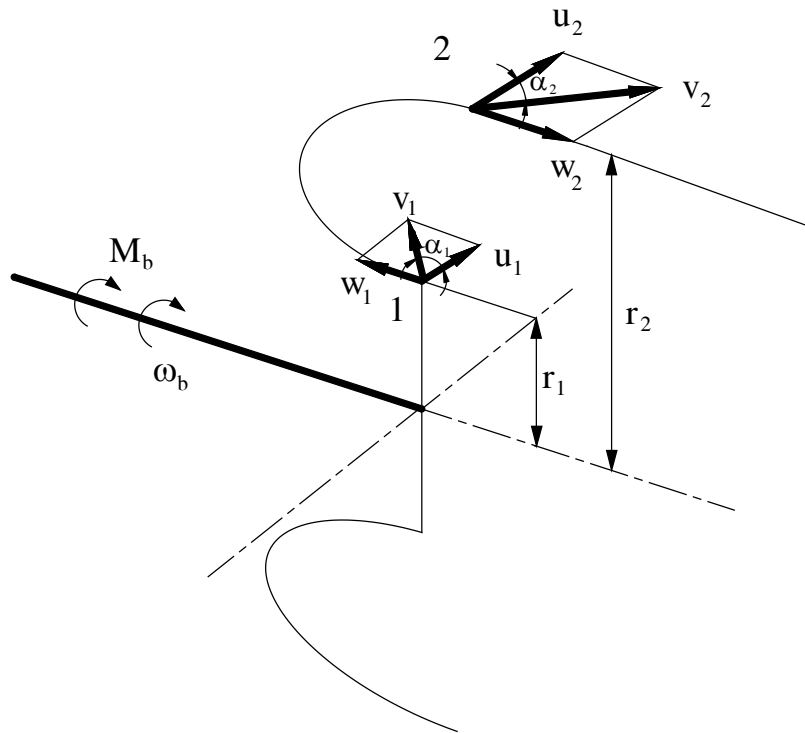
Lực va đập của chất lỏng tạo ra mômen quay bắt đĩa T phải quay cùng chiều với đĩa B. Sau đó chất lỏng lại từ đĩa T trở về đĩa B và chu kỳ chuyển động của chất lỏng lại lặp lại nếu động cơ vẫn làm việc.

Khi tăng số vòng quay của động cơ, lực ly 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 giáo trình "Cấu tạo ô tô").

2.2. 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 \dot{w} .

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

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

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

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 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 có:

$$u_2 = v_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$u_1 = v_1 \cdot \cos \alpha_1$$

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 gần đến số vòng quay n_b của đĩa B, do đó S càng giảm. Số vòng quay lớn $S=2\% - 3\%$, cho nên hiệu suất của ly hợp đạt đến 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.

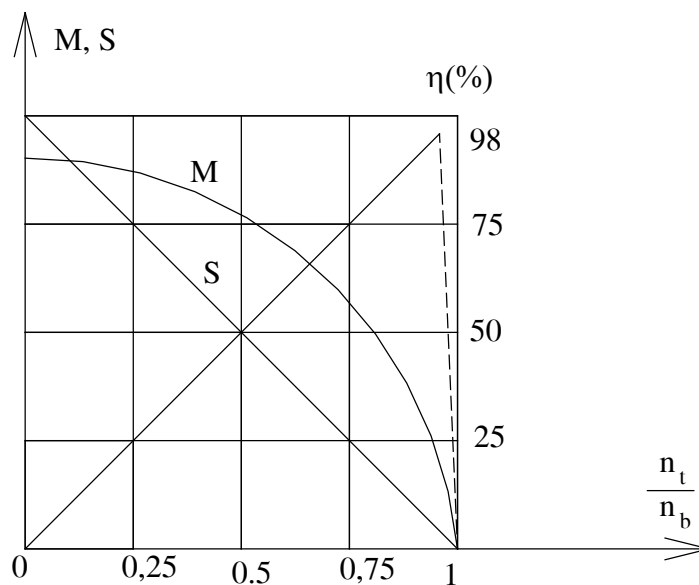
(Xem giáo trình “Thủy lực và máy thủy lực”)

2.3. Đường đặc tính của ly hợp thủy động.

Đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của mômen quay M , hiệu suất η 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 η theo $\frac{n_t}{n_b}$ là đường thẳng nghiêng với trục hoành một góc là 45° do 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:

$$S = 1 - \eta = 1 - \frac{n_t}{n_b} \quad (5.10)$$

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

Từ đồ thị ta có nhận xét:

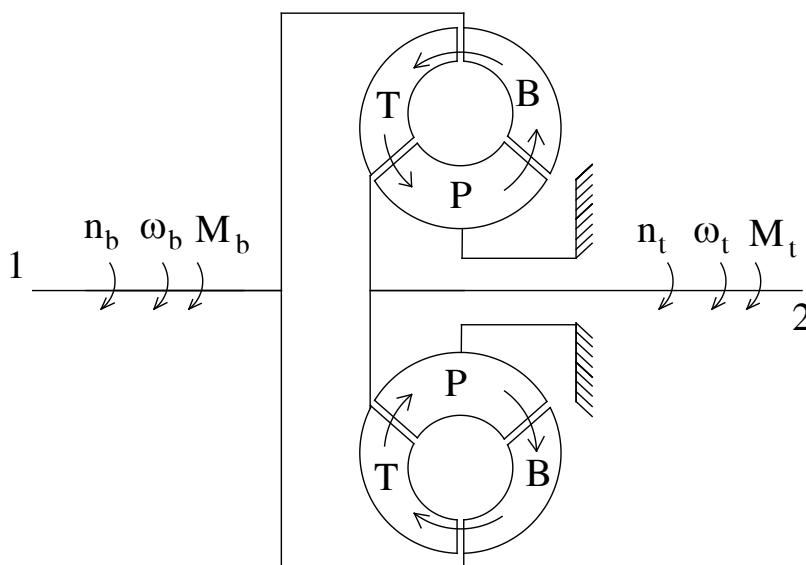
Khi n_t giảm (và S tăng) thì M tăng. Khi $n_t = 0$ (tức là $S = 1$) thì mômen quay truyền bởi ly hợp đạt giá trị cực đại.

Mômen quay truyền bởi ly hợp khi $n_t = 0$ gọi là mômen quay khởi động.

III. BIẾN MÔMEN THỦY LỰC.

3.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

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



Hình 5.4: Các bộ phận chính của biến mô 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 mô 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 mô.

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 mô 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 mô men 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 mô 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 $N = M \cdot \omega$, do đó khi N không đổi thì ω giảm dần đến M tăng). Mômen xoắn của T sẽ tăng cho đến khi bằng mômen cản, lúc đó ω sẽ không giảm nữa.

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

3.2. Tính toán bộ biến mô 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} :

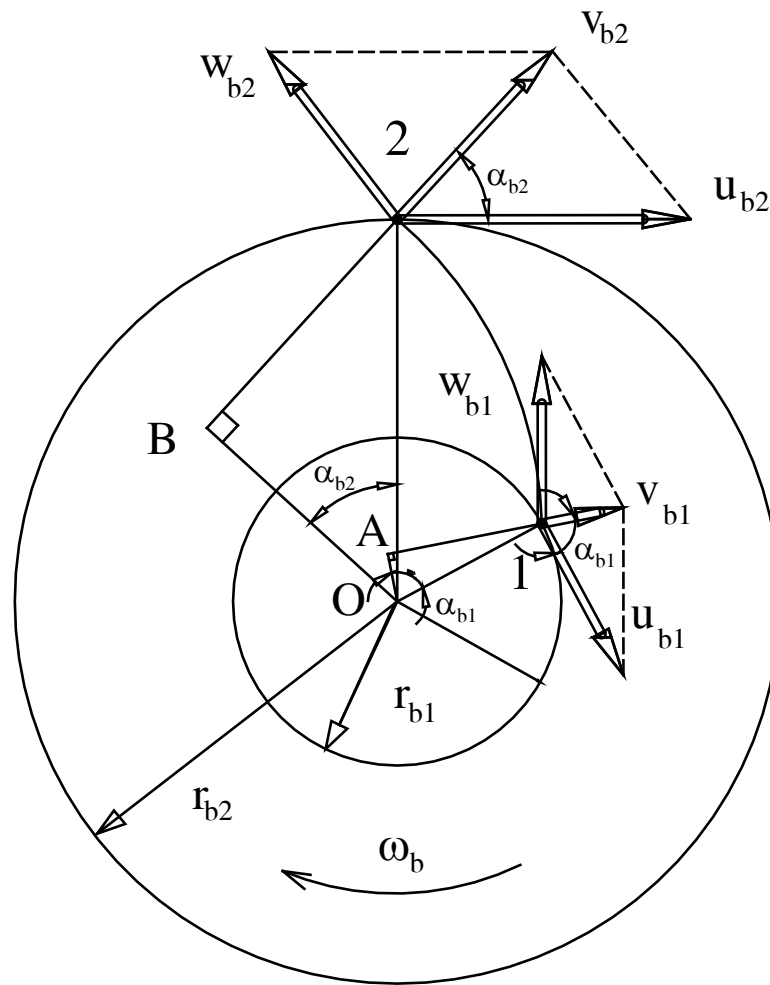
$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$$

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")

$$\begin{aligned} M_b &= \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot r_{b2} \cdot \cos \alpha_{b2} - v_{b1} \cdot r_{b1} \cdot \cos \alpha_{b1}) \\ &= \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot OB - v_{b1} \cdot OA) \end{aligned} \quad (5.11)$$

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.

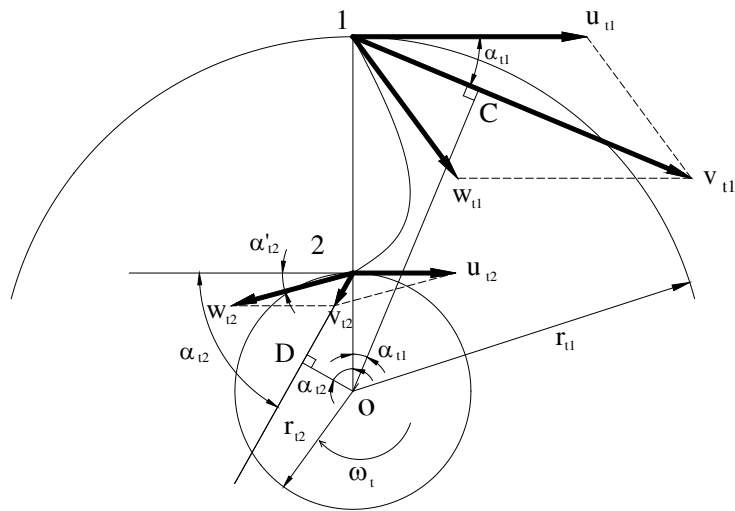
Dòng chất lỏng sau khi đi ra khỏi B tại điểm 2 lập tức đi vào T tại điểm 1. Vì khe hở giữa B và T vô cùng nhỏ nên mômen động lượng của dòng chất lỏng ra khỏi B bằng mômen động lượng của dòng chất lỏng đi vào T:

$$\frac{G}{g} \cdot v_{b2} \cdot OB = \frac{G}{g} \cdot v_{t1} \cdot OC \quad (5.12) \quad \blacktriangleright$$

Vì vận tốc v_{t2} ngược chiều quay của T, nên v_{t2} có hướng \hat{a} . Bởi vậy, mômen trên trục T sẽ là:

$$\begin{aligned} M_t &= \frac{G}{g} (-v_{t2} \cdot OD - v_{t1} \cdot OC) \\ &= -\frac{G}{g} (v_{t2} \cdot OD + v_{b2} \cdot OB) \end{aligned} \quad (5.13)$$

Các giá trị OC, OD, r_{t1} , r_{t2} , α_{t1} , α_{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 mô thủy lực, người ta đưa ra hệ số biến mô 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 mô 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.

$$S = 1 - \frac{n_t}{n_b} \quad (5.18)$$

s: độ trượt của đĩa T so với đĩa B.

3.3. Đường đặc tính và những thông số cơ bản của biến mô thủy lực.

3.3.1. Đường đặc tính của biến mô thủy lực:

So với ly hợp thủy lực, đường đặc tính của biến mô thủy lực có sự khác biệt. Bởi vì, ở biến mô thủy lực chất lỏng được nạp đầy và có một áp suất dư nhất định, do biến mô 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 $K = 1$.

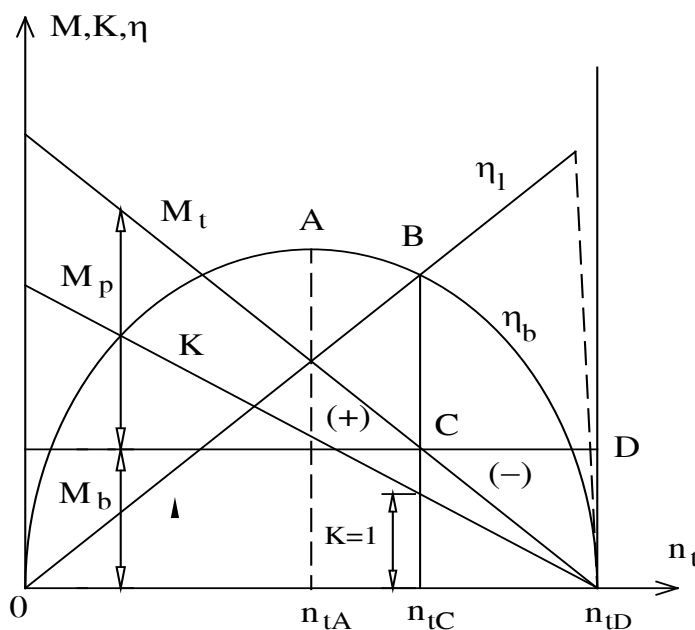
Ở bên phải điểm C (ứng với $n_t > n_{tc}$) đĩa phản xạ P trở thành bộ phận hãm. Nguyên nhân là từ số vòng quay $n_t > n_{tc}$ các phần tử chất lỏng bị đổi hướng và đập vào sau lưng các cánh của đĩa P, nên lúc này mômen M_p đổi chiều và có giá trị âm (xem hình 5.8), $M_p < 0$ nên $M_t = M_b - M_p$ và $K < 1$.

Hiệu suất của biến mô thủy lực η_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 η_l . Với $0 \leq n_t \leq n_{tc}$ thì $\eta_b > \eta_l$ và $k > 1$.

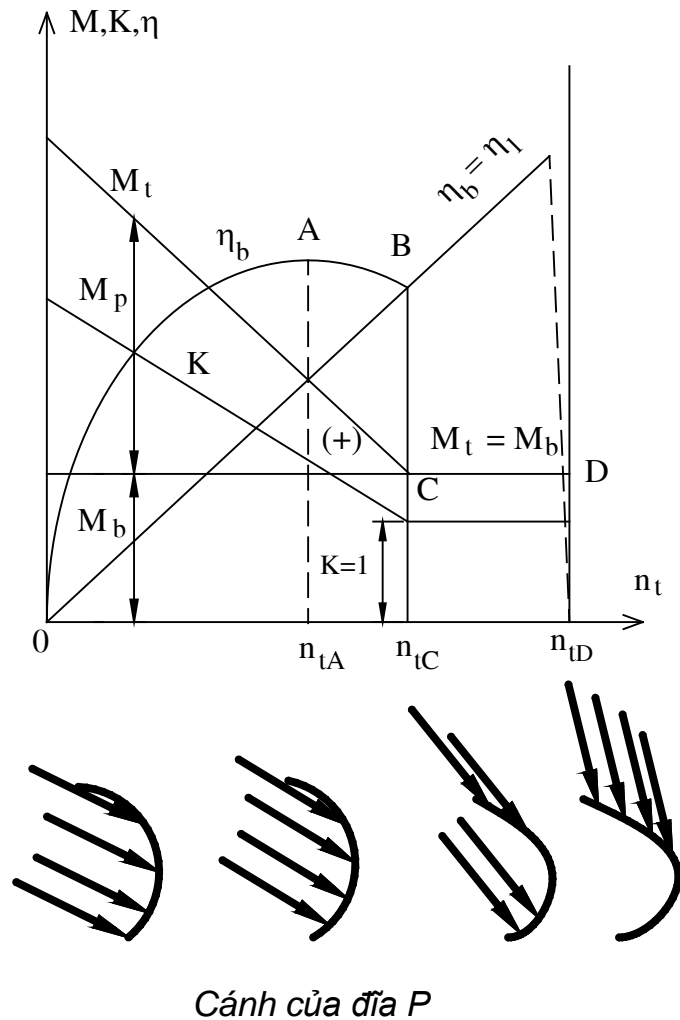
Ứng với $n_{tc} < n_t \leq n_{tD}$ do sự mát mát trong đĩa P nên η_b giảm nhanh và kết quả là $\eta_b < \eta_l$.

Từ hình 5.7: 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 mô thủy lực có đĩa phản xạ cố định (khi $n_b = const$)

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 mô thủy lực làm việc theo nguyên lý của ly hợp thủy lực.



Hình 5.8: Đường đặc tính ngoài của biến mô thủy lực có đĩa phản xạ đặt trên khớp quay 1 chiều (khi $n_b = const$)

3.3.2. Những thông số cơ bản của biến mô thủy lực:

Các thông số cơ bản của biến mô thủy lực bao gồm biến mô K (khi $n_t = 0$), hệ số độ nhạy φ và đường kính mặt bên D.

Hệ số biến mô $K_0 = \frac{M_t}{M_b}$ 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 φ biểu thị sự thay đổi mômen xoắn trên trục chủ động của biến mô 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 φ có thể là: $\varphi > 1$; $\varphi = 1$ hoặc $\varphi < 1$.

Dựa vào giá trị của φ người ta phân ra các loại biến mô thủy lực như sau:

Biến mô thủy lực không nhạy: $\varphi = 1$.

Biến mô thủy lực có độ nhạy thuận: $\varphi > 1$.

Biến mô 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:

$$M_b = \lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \quad (5.20)$$

$$M_t = \lambda_t \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \quad (5.21)$$

Trong đó:

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng [N/m^3].

n_b - Số vòng quay của đĩa bơm [v/ph].

D - Đường kính lớn nhất trên đĩa bơm [m].

λ_b, λ_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 λ_b, λ_t thay đổi theo độ trượt và có thứ nguyên $\left[\frac{1}{(v/ph)^2 m} \right]$

Từ (5.20) chúng ta suy ra đường kính cần thiết kể của biến mô thủy lực sẽ là:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_b}{\lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2}} \quad (5.22)$$

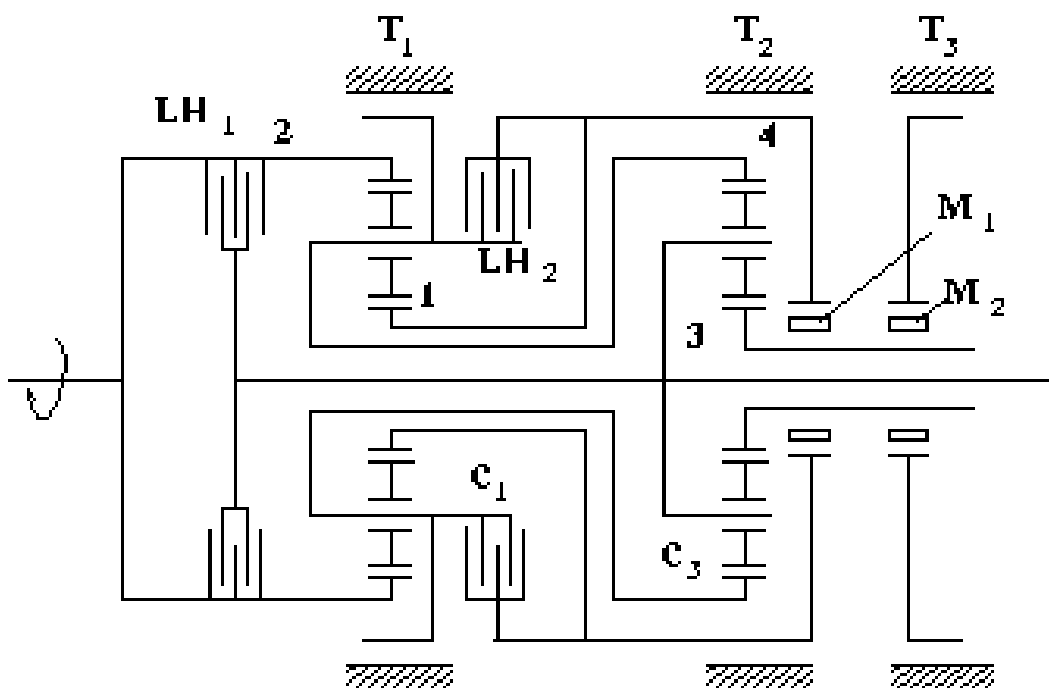
IV. HỘP SỐ HÀNH TINH.

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:

- ✓ Làm việc không ồn, không cần bộ đồng tốc.
- ✓ Việc gài số thực hiện nhờ ly hợp và phanh, nên tạo điều kiện thuận lợi cho việc tự động quá trình gài số.
- ✓ Kết cấu gọn gàng nhờ ăn khớp bên trong.
- ✓ Khi có cùng kích thước đường kính bánh răng, hộp số hành tinh sẽ có tỉ số truyền lớn hơn.
- ✓ 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.
- ✓ 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_1 , LH_2 , ba phanh dải T_1 , T_2 , T_3 , các khớp nối một chiều M_1 , M_2 .

Hộp số này gồm ba số:

Phanh T_2 lắp trực tiếp lên trục của bánh răng trung tâm 1 của dãy bên trái, còn phanh T_3 qua khớp nối một chiều M_2 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 dãy 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 dãy trái bị gài cứng, chỉ có dãy 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, dãy 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 dãy 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 dãy bánh răng hành tinh. Hộp số hành tinh phức tạp (nhiều cấp) có từ hai dãy bánh răng hành tinh trở lên.

4.1. 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 ω_1 và số răng z_1 .

Bánh răng bao có vận tốc góc ω_2 và số răng z_2 .

Bánh răng hành tinh có vận tốc góc ω_h và số răng z_h .

Lồng răng (cần dẫn) có vận tốc góc ω_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 ω_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 ω_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:

- ✓ Khi hai phần tử được nối với nhau, vận tốc góc của chúng phải bằng nhau.
- ✓ 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.

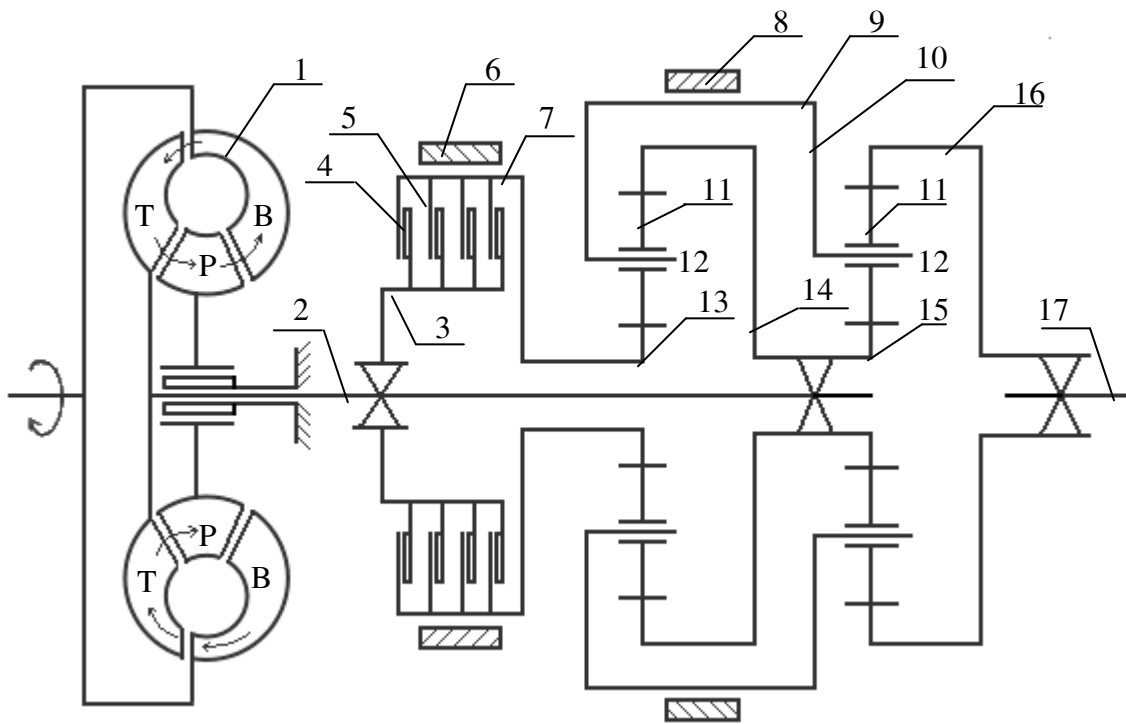
Tỉ số truyền của hộp số hành tinh phức tạp ở tay số thứ i nào đó vẫn được xác định theo công thức (5.27).

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.



Hình 5.10: Các bộ phận chính của hộp số tự động có cấp

- | | |
|---------------------------|---------------------------------|
| 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. |