

PGS.TS. PHẠM VĂN THỂ

Trang bị động lực Điêzen TÀU THUY?



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT



TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI
50 NĂM XÂY DỰNG VÀ PHÁT TRIỂN

PGS.TS. PHẠM VĂN THẾ

TRANG BỊ ĐỘNG LỰC ĐIÊZEN TÀU THỦY



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

LỜI NÓI ĐẦU

Giáo trình "TRANG BỊ ĐỘNG LỰC DIEZEN" được biên soạn và in năm 1995 tại Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, dùng làm tài liệu học tập cho sinh viên hệ chính quy chuyên ngành "Động cơ đốt trong và ô tô máy kéo".

Sau 10 năm sử dụng, cuốn sách trên đã bộc lộ nhiều nhược điểm, sai sót, chưa phản ánh được những vấn đề cụ thể và phức tạp, đặc biệt trong lĩnh vực trang bị động lực tàu thủy - ngành học mà mới được đưa vào hệ thống đào tạo của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội từ năm học 1978. Vì vậy, cuốn "TRANG BỊ ĐỘNG LỰC DIEZEN TÀU THỦY" được biên soạn lại một cách cơ bản trên cơ sở kinh nghiệm của gần 50 năm giảng dạy và nghiên cứu khoa học của Bộ môn Động cơ đốt trong Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Cuốn sách này được biên soạn theo đề cương môn học "Trang bị động lực diezen tàu thủy" của chuyên ngành "Kỹ thuật tàu thủy" Khoa Cơ khí Trường Đại học Bách khoa Hà Nội năm 2004. Ngoài những kiến thức cơ bản về trang bị các hệ thống động lực như nhiên liệu, bôi trơn, làm mát, khởi động bằng khí nén... cuốn sách cũng giới thiệu những kiến thức về vấn đề tận dụng nhiệt; trang bị hệ máy động lực; hệ trục và cơ cấu đảo chiều, đó là những vấn đề kỹ thuật cụ thể không thể thiếu được đối với trang bị động lực diezen tàu thủy.

Cuốn sách dùng làm tài liệu học tập cho sinh viên chuyên ngành "Kỹ thuật tàu thủy"; có thể làm tài liệu tham khảo cho sinh viên chuyên ngành ô tô, đường sắt và các chuyên ngành khác có liên quan đến trang bị động lực với động cơ đốt trong.

Vì trình độ có hạn, cuốn sách không tránh khỏi sai sót, mong bạn đọc góp ý. Mọi ý kiến đóng góp xin gửi về Bộ môn Động cơ đốt trong Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Tác giả.

CƠ SỞ THIẾT KẾ TRANG BỊ ĐỘNG LỰC ĐIÊZEN TÀU THỦY

1.1. THÀNH PHẦN CỦA TRANG BỊ ĐỘNG LỰC ĐIÊZEN TÀU THỦY

1.1.1. HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA TRANG BỊ ĐỘNG LỰC

Khái niệm sử dụng động cơ nhiệt để sinh công cơ học đã có từ lâu, nhưng việc ứng dụng vào thực tế chỉ mới bắt đầu vào cuối thế kỷ thứ XIX. Năm 1883 kỹ sư người Thụy Điển Lavan và năm 1884 kỹ sư người Anh Parsôn đã thiết kế các tuốcbin hơi nước đầu tiên, còn năm 1897 kỹ sư người Đức Điêzen đã phát minh động cơ đốt trong tự cháy do nén. Ngày nay, động cơ loại này mang tên động cơ điêzen.

Đầu thế kỷ thứ XX động cơ tuốcbin hơi và động cơ điêzen được dùng rộng rãi trong các ngành kinh tế quốc dân, nhất là trang bị trên các tàu viễn dương, thay thế cho các máy hơi nước kiểu pistông. Còn động cơ tuốcbin khí chỉ mới được phát triển vào những năm 50 của thế kỷ trước.

Sau đại chiến thế giới lần thứ hai bắt đầu phát triển năng lượng nguyên tử. Cùng với việc xây dựng các trạm phát điện nguyên tử, trên các đại dương đã xuất hiện các tàu được trang bị động lực nguyên tử. Thiết bị này được dùng đặc biệt có ưu thế trên các tàu chiến của các hạm đội và phần lớn trang bị trên các tàu ngầm.

Ngày nay, công suất của một cụm tuốcbin hơi đã đạt được trên 100.000 mã lực và cao hơn, còn đối với một cụm điêzen - đến gần 100.000 mã lực. Việc sử dụng các động cơ tuốcbin khí công suất lớn, cao tốc, gọn, nhẹ cho các tàu chở khách có lắp đệm không khí hay cánh chìm cho phép đạt tốc độ tới 100 km/h.

Trong giai đoạn hiện nay, xu hướng phát triển các thiết bị động lực nói chung chủ yếu tập trung giải quyết mấy vấn đề sau đây :

1. Tăng công suất của động cơ để hiện đại hóa các trang thiết bị động lực.
2. Tăng hiệu suất kinh tế bao gồm cả thiết kế, chế tạo và sử dụng (đặc biệt đối với các thiết bị động lực công suất tương đối lớn).

3. Mở rộng khả năng sử dụng đa nhiên liệu phụ thuộc vào các chế độ làm việc khác nhau của động cơ.

4. Giảm trọng lượng và các kích thước cơ bản của thiết bị động lực, nhất là trang bị cho máy bay, tàu thủy.

5. Tăng độ tin cậy và tính độc lập trong sử dụng.

6. Áp dụng rộng rãi các thiết bị điều khiển tự động, điều chỉnh, kiểm tra và phát tín báo tự động từ xa về các sự cố với mục đích giảm số lượng các nhân viên phục vụ, tăng độ tin cậy và tính cơ động của thiết bị động lực.

7. Cải thiện các điều kiện sinh hoạt và làm việc của nhân viên phục vụ trong khu vực động lực.

1.1.2. THÀNH PHẦN CẤU TRÚC CỦA HỆ ĐỘNG LỰC

Trang bị động lực hay hệ động lực là một tập hợp các thiết bị gồm các động cơ chính, các cơ cấu và các thiết bị phụ để thực hiện các quá trình biến đổi năng lượng hóa học của nhiên liệu thành nhiệt năng, cơ năng hay điện năng nhằm bảo đảm tất cả các nhu cầu cần thiết trong hệ động lực.

Trong thành phần của hệ động lực nói chung gồm có các động cơ chính và các động cơ phụ, cơ cấu truyền động, hệ trục và các hệ thống khác nhau để phục vụ trực tiếp hoặc gián tiếp cho các động cơ. Ngoài ra trong hệ động lực còn có các thiết bị để kiểm tra điều khiển tự động trực tiếp hoặc từ xa các chế độ làm việc của từng thành phần trong hệ.

Động cơ chính là động cơ dùng để phục vụ các nhu cầu chính, như đối với thiết bị động lực tàu thủy dùng để quay chân vịt ; đối với hệ tĩnh tại - dùng để quay máy phát điện... Ở các trang bị động lực cỡ nhỏ như trạm bơm, trạm cấp khí nén, trạm phát điện lưu động, tàu sông, tàu chạy ven biển... số lượng động cơ chính thường là một. Còn ở các trang bị động lực cỡ lớn như hệ tĩnh tại, tàu biển, phụ thuộc vào nhu cầu về điện hay sức kéo, số lượng động cơ chính có thể lớn hơn hai.

Trang bị động lực tàu thủy và một số thiết bị động lực khác, ngoài động cơ chính còn trang bị các động cơ diesel nhỏ để quay máy phát đèn, máy bơm, máy nén khởi động... Các động cơ này được gọi là các động cơ phụ. Cơ cấu truyền động (hay thường gọi là hộp giảm tốc) là thiết bị trung gian giữa hai nguồn phát và thu năng lượng, làm nhiệm vụ thay đổi tần số quay trên trục bị động.

Cơ cấu này thường dùng là truyền động kiểu cơ khí nhờ hệ thống các bánh răng, truyền động bằng điện, truyền động bằng thủy lực hay truyền động liên hợp cả cơ khí và thủy lực.

Hệ trục trong thiết bị động lực tàu thủy bảo đảm truyền cơ năng từ mặt bích của hộp giảm tốc hay của động cơ đến chân vịt. Trong thành phần của hệ trục thường bao gồm các đoạn trục, khớp nối, các ổ đỡ và ổ chặn lực dọc trục, cơ cấu phanh và các thiết bị đo mômen xoắn.

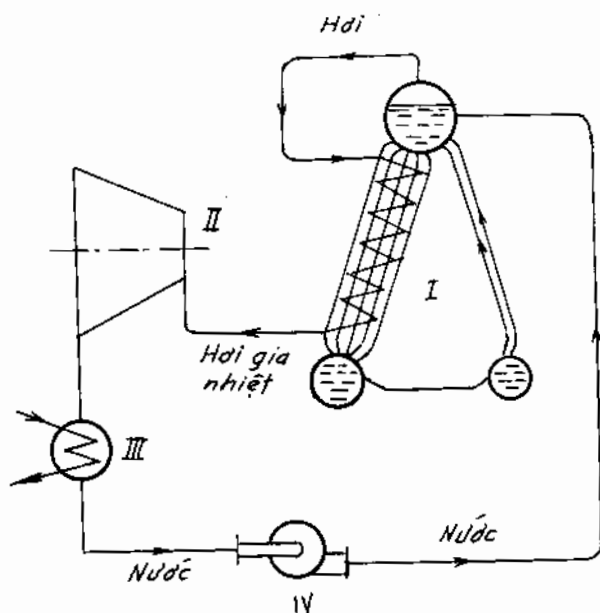
Mỗi một hệ thống động lực là một tập hợp các cơ cấu và các thiết bị phụ, các tuyến ống dẫn, các van điều chỉnh, các dụng cụ đo và kiểm tra. Mỗi hệ thống có một chức năng riêng nhằm cung cấp một trong các môi chất công tác như nước, nhiên liệu, dầu, khí nén và các môi chất khác và liên kết lại trong một tập hợp "động lực" thống nhất. Xuất phát từ những nhiệm vụ chính, trang bị động lực diesel có các hệ thống như : hệ thống nhiên liệu, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát, hệ thống khởi động bằng khí nén, hệ thống nạp-thải. Ngoài ra, các hệ thống chung như hệ thống cứu hỏa, hệ thống chiếu sáng, hệ thống cấp nước sinh hoạt, hệ thống thông gió, hệ thống điều hòa nhiệt độ v.v... ở mức độ nào đó có liên quan với các hệ thống động lực.

1.2. SO SÁNH CÁC LOẠI TRANG BỊ ĐỘNG LỰC (TBDL)

Trước khi đi sâu vào nghiên cứu thiết bị động lực diesel, ta đi qua các loại thiết bị động lực hiện đang được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực kỹ thuật khác nhau, qua đó ta có thể so sánh ưu nhược điểm của thiết bị động lực diesel với các thiết bị động lực khác.

1.2.1. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC TUỐCBIN HƠI

Các thành phần chính của thiết bị động lực (TBDL) tuốcbin hơi gồm có (hình 1.1).



Hình 1.1. Sơ đồ nguyên lý TBDL tuốcbin hơi :
I. nồi hơi ; II. tuốcbin ;
III. bình ngưng ;
IV. bơm nước.

I. Nồi hơi, ở đây năng lượng hóa học của nhiên liệu được biến hóa thành nhiệt năng của hơi nước.

II. Tuốcbin - biến đổi nhiệt năng của hơi nước thành cơ năng.

III. Bình ngưng – bảo đảm quá trình tỏa nhiệt của hơi đã dùng thành nước.

IV. Bơm nước – duy trì sự tuần hoàn và cấp nước cho mạch.

Vậy, trong TBĐL tuốcbin hơi, nhiệt công tác được tuần hoàn không ngừng trong hệ và thực hiện qui trình biến đổi trạng thái NƯỚC - HƠI - NƯỚC. Sản phẩm cháy của nhiên liệu chỉ phục vụ để tạo ra môi chất công tác nhằm duy trì chu trình biến hóa năng lượng trong hệ.

Đặc điểm cơ bản của TBĐL tuốcbin hơi là :

1. Công suất lớn, đạt trên 100.000 mã lực và ổn định.
2. TBĐL tuốcbin làm việc với nhiên liệu rẻ – thường là dầu mazut.
3. Cân bằng tốt (không có lực và mômen lực quán tính).
4. Quay đều (không cần bánh đà bù năng lượng).
5. Không gây xoắn hệ trục và rung máy.
6. Có thể sử dụng năng lượng hạt nhân để cường hóa công suất.
7. Suất tiêu hao nhiên liệu từ $235 \div 250$ g/ml.h, còn dầu bôi trơn không quá $2 \div 4$ g/ml.h.
8. Các thông số sử dụng của TBĐL tuốcbin là áp suất và nhiệt độ của hơi nước. Các giá trị định mức của các thông số này nằm trong khoảng : $P = 50 \div 80$ kG/cm² và $t = 480 \div 510^{\circ}\text{C}$.

Vì công suất của một tổ máy lớn nên TBĐL tuốcbin hơi được dùng nhiều trong các trạm phát điện có tổng công suất lớn để cung cấp điện cho các thành phố đông dân cư hay các cơ sở công nghiệp hiện đại.

Loại thiết bị này cũng được trang bị nhiều trên các tàu viễn dương công suất trên 25.000 mã lực (thường là các tàu chở dầu, gỗ, than đá...) chiếm khoảng gần 23% tổng số tàu biển.

Nhược điểm của TBĐL tuốcbin hơi :

1. Tính cơ động kém. Tính năng này được thể hiện ở các điểm sau đây :
 - Không thể thay đổi nhanh chế độ làm việc của tuốcbin từ số vòng quay nhỏ đến số vòng quay toàn tải vì khả năng phát sinh ứng suất nhiệt nguy hiểm đối với cánh tuốcbin.
 - Tổng thời gian khởi động lâu, đến $45 \div 60$ phút, vì phải đốt lò, sinh hơi.
 - Tuốcbin không tự đảo chiều quay. Nếu dùng trên tàu thủy phải trang bị thêm tuốcbin quay ngược chiều nên tăng kích thước và trọng lượng của TBĐL.
2. Số vòng quay cao, thường đến $5000 \div 7500$ vg/ph nên không lắp trực tiếp với thiết bị tiêu thụ công suất mà phải qua bộ giảm tốc phức tạp, thường là bộ giảm tốc hành tinh nhiều cấp.

3. Hiệu suất thấp ($\eta_c = 0,17 \div 0,23$) vì tổn thất nhiều qua các thiết bị biến đổi năng lượng.

4. Sơ đồ nguyên lý phức tạp, các thiết bị phân tán với nhiều đường ống cao áp ở nhiệt độ lớn.

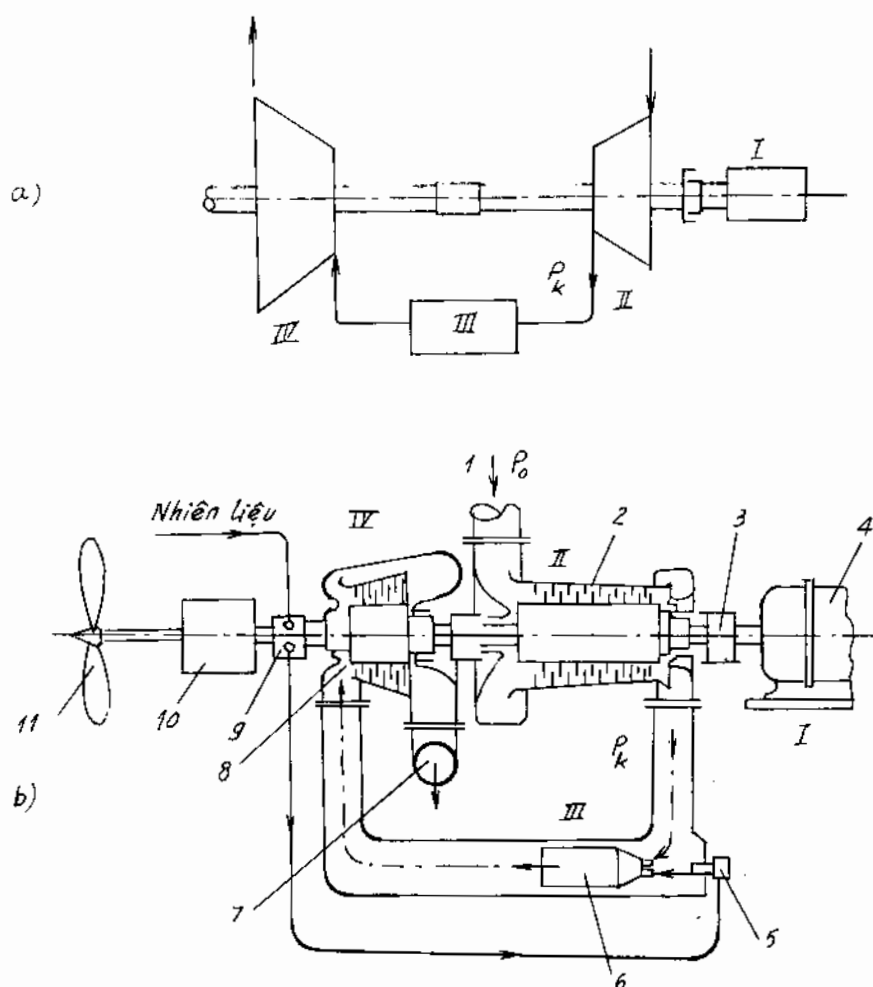
5. Giá thành chế tạo đắt.

6. Số lượng thợ máy trực đông, thường $7 \div 9$ người (vì khả năng tự động hóa toàn TBĐL kém).

7. Làm việc ồn.

1.2.2. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC TUỐCBIN KHÍ

TBĐL tuốcbin khí được phát triển sau so với TBĐL thông dụng. Cho đến nay, hệ động lực loại này vẫn còn là hệ năng lượng "Viễn cảnh" và việc sử dụng còn đang ở giai đoạn khảo nghiệm.



Hình 1.2. Sơ đồ (a) và nguyên lý (b) làm việc của TBĐL tuốcbin khí :
I. động cơ điện ; II. máy nén ; III. buồng cháy ; IV. tuốcbin khí

1. Khác với TBĐL tuốcbin hơi, trong TBĐL tuốcbin khí không có nồi hơi, bộ khử khí, bình ngưng tụ và một số thành phần khác làm phức tạp hóa hệ động lực và làm tăng trọng lượng, kích thước chung của hệ.

2. Bên cạnh đó, ở tuốcbin khí, quá trình công tác xảy ra liên tục nên có thể thiết kế cụm động lực với số vòng quay cao (đến 10.000 vg/ph) và công suất lớn, có kích thước và trọng lượng nhỏ.

3. Với ưu thế này, TBĐL tuốcbin khí được dùng nhiều trên các tàu biển cao tốc có đệm không khí hay cánh chìm, trang bị trên máy bay, lắp đặt với hệ tĩnh tại.

4. Theo tính kinh tế, TBĐL tuốcbin khí thấp hơn so với TBĐL điêzen. Hiệu suất khoảng $\eta_c = 0,25 \div 0,27$.

5. Làm việc với độ tin cậy lớn.

Trên hình 1.2. giới thiệu sơ đồ và nguyên lý làm việc của TBĐL tuốcbin khí đơn giản. Không khí từ bên ngoài với áp suất P_0 theo ống dẫn 1 được hút vào máy nén 2. Không khí được nén đến áp suất P_k và theo ống dẫn liên tục cung cấp cho buồng cháy 6. Cùng lúc, nhiên liệu được phun vào nhờ bơm 9 và vòi phun 5. Khí cháy được tạo nên trong buồng đốt 6 với nhiệt độ cao (đến $650 \div 850^\circ\text{C}$) đến tuốcbin 8. Ở đây động năng của dòng khí được biến thành cơ năng nhờ giãn nở qua các tầng tuốcbin. Sau khi thực hiện công có ích, khí được xả theo ống 7 ra ngoài. Một phần công của tuốcbin dùng để dẫn động máy nén khí 2, còn phần chủ yếu qua hộp giảm tốc 10 để dẫn động chân vịt 11. Khởi động tổ máy, được tiến hành nhờ động cơ điện 4 nối với máy nén 2 qua khớp 3.

Như vậy, chu kỳ trong tuốcbin khí là chu kỳ hở, khí thải ra khỏi tuốcbin với nhiệt độ cao nên tổn thất nhiệt còn nhiều khiến hiệu suất của TBĐL tuốcbin khí giảm.

1.2.3. TBĐL NGUYÊN TỬ

Ngày nay, năng lượng nguyên tử được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực năng lượng học tĩnh tại và hàng hải, nhất là trong quân sự để trang bị cho các tàu ngầm, tàu chiến.

Về sơ đồ và nguyên lý làm việc TBĐL nguyên tử không khác của TBĐL tuốcbin hơi và tuốcbin khí. Chỉ có khác là nồi hơi hoặc buồng đốt được thế bằng lò phản ứng hạt nhân.

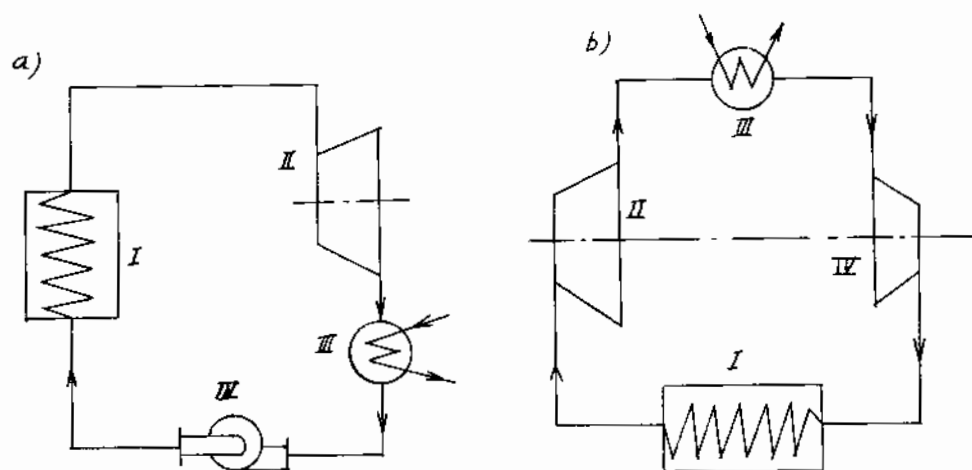
Trên hình 1.3a - giới thiệu TBĐL tuốcbin hơi một mạch quay. Nước qua lò phản ứng I được đốt nóng và biến thành hơi nước. Hơi có nhiệt độ và áp suất lớn đi vào tuốcbin II để sinh công. Sau khi giãn nở, hơi nước được ngưng ở bình III biến thành nước và nhờ bơm IV nước lại tuần hoàn qua lò phản ứng. Còn ở hệ tuốcbin khí (hình 3b), khí nén nóng (thường là heli - He, nitơ, cacbonic - CO_2) từ lò phản ứng I đi đến tuốcbin khí II. Sau khi giãn nở sinh công, khí qua két làm mát III và từ đó nhờ máy nén IV lại tuần hoàn qua lò phản ứng I.

Những đặc điểm của năng lượng nguyên tử :

1. Có độ tập trung năng lượng cao trong nhiên liệu hạt nhân. Đặc điểm này cho phép loại trừ sự cần thiết phải thường xuyên tiếp nhiên liệu dự trữ trong thời gian động cơ hoạt động.

Nếu ta phân chia tất cả các hạt nhân của 1 gam U_{235} thì tỏa ra một lượng nhiệt tương đương như đốt cháy 1,67 tấn dầu mazut với nhiệt trị $Q_p = 4,19 \cdot 10^4$ kJ/kg. Như vậy, lượng nhiên liệu dự trữ có thể giảm đến mức tối thiểu.

2. Vì nhiệt trị lớn và nhiệt tập trung cao nên dùng năng lượng hạt nhân có thể



Hình 1.3. TBĐL nguyên tử một mạch quay :
a - tuốcbin hơi ; b - tuốcbin khí.

tăng công suất động cơ và sử dụng với hệ số tải lớn. Điểm này phù hợp với những yêu cầu cơ bản của thiết bị động lực phát điện cả về tải, cả về hiệu quả sử dụng và cả về độ bền của máy. Còn đối với các tàu biển, đặc điểm này bảo đảm cho tàu hoạt động với cự ly hầu như không giới hạn. Bởi tàu có thể làm việc lâu dài với công suất định mức mà không cần tiếp nhiên liệu dự trữ. Cho nên TBĐL nguyên tử có khả năng cạnh tranh trước tiên ở những nơi đòi hỏi công suất lớn và thời gian làm việc lâu dài với tải trọng toàn phần. Điều này đã khẳng định tính thực tiễn của việc sử dụng nhà máy điện nguyên tử ở Mỹ, Liên Xô, Anh, Pháp và các nước phát triển khác.

3. Tính chất ưu việt hơn nữa của TBĐL nguyên tử, đặc biệt là trong lĩnh vực hàng hải, là máy làm việc không đòi hỏi dưỡng khí oxy, và đương nhiên không cần thải một lượng sản phẩm cháy lớn. Nhờ có đặc điểm này nên TBĐL nguyên tử ngày nay được dùng chủ yếu cho các tàu ngầm quân sự, có thể lặn sâu hàng tuần, cơ động từ đại dương này đến đại dương khác mà không bị lộ.

- Giá thành cao vì phải dùng nhiều vật liệu đắt và khan hiếm ;
- Yêu cầu khắt khe về chất lượng chế tạo, kiểm tra và lắp ráp các thiết bị ;
- Đòi hỏi nhiều phương tiện bảo vệ hoàn hảo và phức tạp.

1.2.4. SO SÁNH TBDL ĐIÉZEN VỚI CÁC TBDL KHÁC

Càng ngày nhu cầu vận tải theo đường sắt, đường bộ, đường hàng không và đường thủy càng tăng. Đáp ứng được nhu cầu này sẽ tạo được những điều kiện thuận lợi cho nền kinh tế quốc dân phát triển mạnh. Loại thiết bị năng lượng để trang bị cho các phương tiện này chủ yếu là động cơ đốt trong. Ở nước ta, động cơ đốt trong được trang bị cho các phương tiện vận tải trên bộ, trên biển, trên sông và các trạm phát điện chiếm 97%. Còn trên thế giới, số lượng động cơ trang bị trong các ngành kinh tế quốc dân chiếm hơn 83% tổng số.

Việc sử dụng rộng rãi loại thiết bị này được thể hiện bởi những ưu điểm hơn hẳn so với các TBDL khác.

1. Tính kinh tế cao. Với TBDL điêzen công suất lớn có tận dụng nhiệt của khí thải, hiệu suất có ích của TBDL $\eta = 0,43 \div 0,45$.

2. TBDL điêzen như một "cơ cấu" thống nhất mà không cần có các thiết bị phụ để tạo môi chất công tác và hệ thống đường ống vận chuyển ở nhiệt độ và áp suất cao như trong TBDL tuốcbin.

3. Động cơ điêzen dễ cường hóa và tăng công suất máy nhờ tăng áp.

4. TBDL điêzen có khả năng làm việc tự động hoàn toàn nên cho phép giảm thợ máy trực đến mức tối thiểu.

5. Việc áp dụng cơ cấu tuốcbin tăng áp cho động cơ hai kỳ công suất lớn kết hợp với việc thiết kế hệ thống quét - thải hoàn hảo cho phép giảm suất tiêu hao nhiên liệu đến 150 g/m.l.h.

6. Giá thành đầu tư rẻ hơn.

7. Động cơ có thể tự đảo chiều quay khi dùng để quay chân vịt tàu thủy.

8. Độ ồn thấp, trọng lượng và kích thước tương đối nhỏ.

Những nhược điểm chính của TBDL điêzen là :

1. Truyền lực phải qua cơ cấu khuỷu trục thanh truyền thường có khối lượng lớn gây mất cân bằng và rung.

2. Quá trình công tác xảy ra không liên tục khiến trục quay không đều và gây ứng suất xoắn nguy hiểm đối với những hệ trục dài như trục chân vịt tàu thủy.

1.3. PHÂN LOẠI CÁC TBDL ĐIÉZEN TÀU THỦY

Động cơ dùng cho TBDL tàu thủy có hai nhóm lớn : động cơ tự đảo chiều quay (cơ cấu đảo chiều trục sẽ đề cập ở phần sau) và không tự đảo chiều quay.

1.3.1. TBDL TÀU THỦY VỚI ĐỘNG CƠ ĐIÊZEN TỰ ĐẢO CHIỀU QUAY

Nhóm động cơ tự đảo chiều quay được trang bị theo hai sơ đồ : truyền thẳng trực tiếp và qua hộp giảm tốc kiểu bánh răng.

a) TBDL điêzen truyền thẳng trực tiếp

Hệ động lực mà trục khuỷu của động cơ công suất đến 96.000 mã lực và số vòng quay ($78 \div 200$) vg/ph, nối trực tiếp với hệ trục chân vịt (hình 1.4). Loại trang bị này có tính kinh tế cao, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ, bền, làm việc với độ tin cậy lớn, cân chỉnh đơn giản, sửa chữa tương đối dễ dàng nhưng trọng lượng và kích thước lớn.

Hệ động lực với một động cơ chính truyền thẳng trực tiếp đến chân vịt có bước cố định được dùng nhiều để trang bị trên các tàu chở hàng, chở gỗ, chở khoáng sản, chở dầu có tải trọng lớn. Trong trang bị này động cơ chính được lắp chính giữa (để bảo đảm độ thẳng bằng của tàu vì động cơ có trọng lượng lớn) và có đường tâm của hệ trục trùng với mặt phẳng kính của tàu (hình 1.4a).

Hệ động lực với hai động cơ - hai hệ trục độc lập (hình 1.4b) thường được trang bị trên các tàu sông, tàu khách, tàu kéo và phà. Hai động cơ với tổng công suất đến 40.000 mã lực và số vòng quay đến 250 vg/ph được lắp cân xứng so với mặt phẳng kính của tàu. Ở hành trình tiến hai chân vịt được quay ra ngoài (nếu nhìn về phía mũi), điều này cho phép cải thiện điều kiện làm việc của chân vịt và tăng độ an toàn khi khai thác trong môi trường đặc biệt như băng tuyết hay nước lầy nhiều rong, rêu, que, củi. Để dễ bố trí hệ trục và chân vịt ở khoang đuôi tàu người ta có thể bố trí lệch trục hay dốc trục (hình 1.4b,c và d).

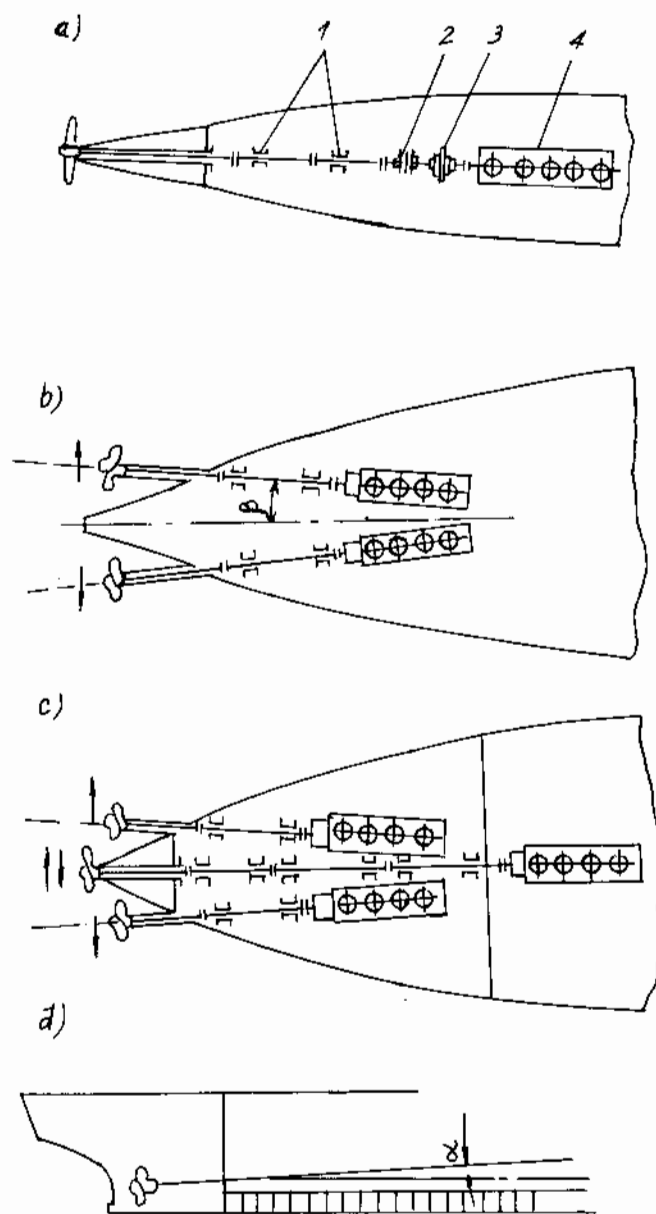
Hệ động lực gồm ba trục truyền thẳng từ ba động cơ được dùng rất hạn chế, chủ yếu trên các tàu chở côngtenơ lớn có tổng công suất lớn hơn $(65 \div 75) \cdot 10^3$ mã lực (hình 1.4c).

b) TBDL điêzen truyền qua hộp giảm tốc

Loại TBDL này gồm một, hai, ba hay bốn động cơ với tổng công suất đến $(20 \div 40)$ nghìn mã lực và tốc độ quay đến 375 vg/ph nối với một hệ trục chân vịt qua khớp nối mềm và hộp giảm tốc chung (hình 1.5a,b,c,d). Đối với các hệ động lực trang bị trên các tàu vận tải thường sử dụng hộp giảm tốc một cấp có tỷ số truyền từ 1,5 đến 4,5. Hộp giảm tốc loại hai cấp và các cơ cấu truyền đặc chủng chỉ dùng cho các hệ điêzen cao tốc được trang bị trên các tàu cánh chìm hay đệm không khí.

Đối với hệ truyền qua hộp giảm tốc, trên đường trục giữa động cơ và hộp giảm tốc phải bố trí khớp nối mềm. Khớp này có nhiệm vụ bảo vệ hộp giảm tốc khi mômen xoắn thay đổi đột ngột và hạn chế ảnh hưởng của dao động xoắn từ hệ trục chân vịt (kết cấu cũng như chức năng các loại khớp sẽ xem ở các chương sau).

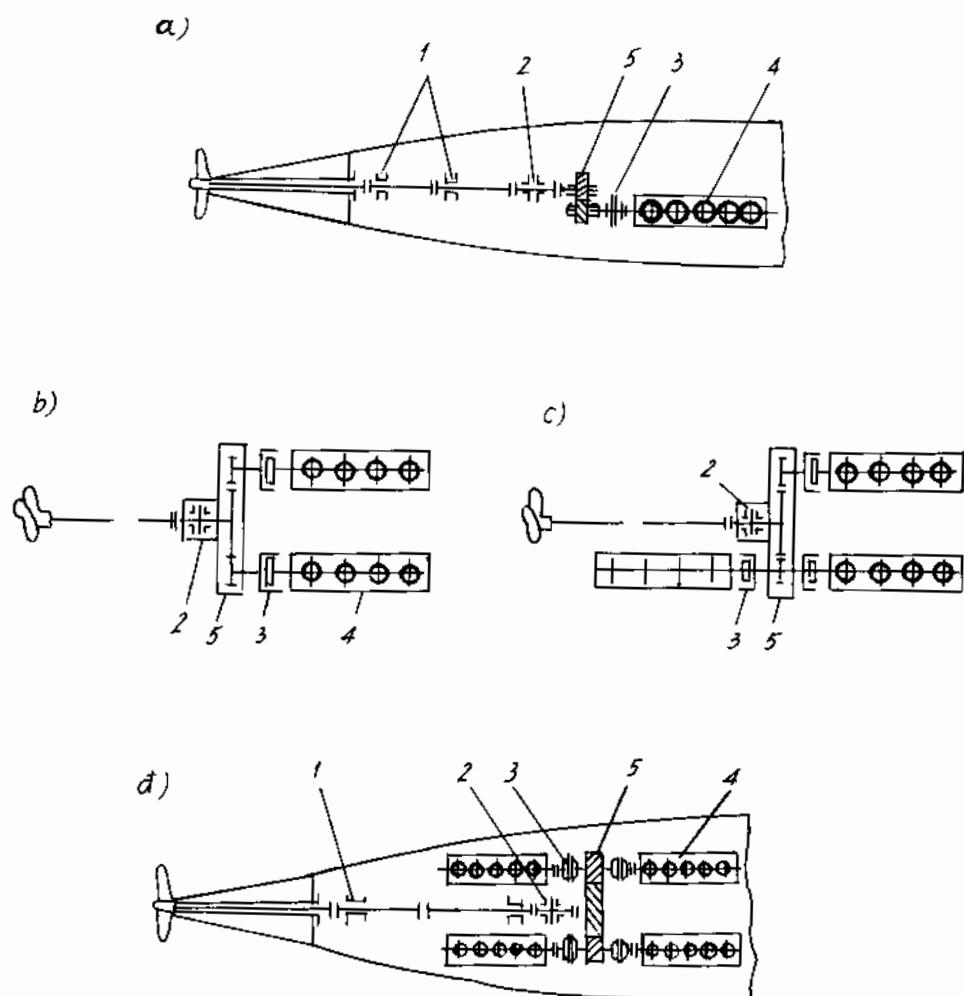
Ngoài ra, trên các tàu cao tốc, canô, xuồng máy có thể trang bị các cơ cấu giảm tốc chuyên dụng (hình 1.6).



Hình 1.4. Sơ đồ nguyên lý TBDL diesel tàu thủy truyền thẳng trực tiếp :

- a – hệ động lực với một động cơ truyền thẳng ;
- b – hệ động lực với hai động cơ truyền thẳng ;
- c – hệ động lực với ba động cơ truyền thẳng ;
- d – hệ động lực với hệ trục nghiêng ;

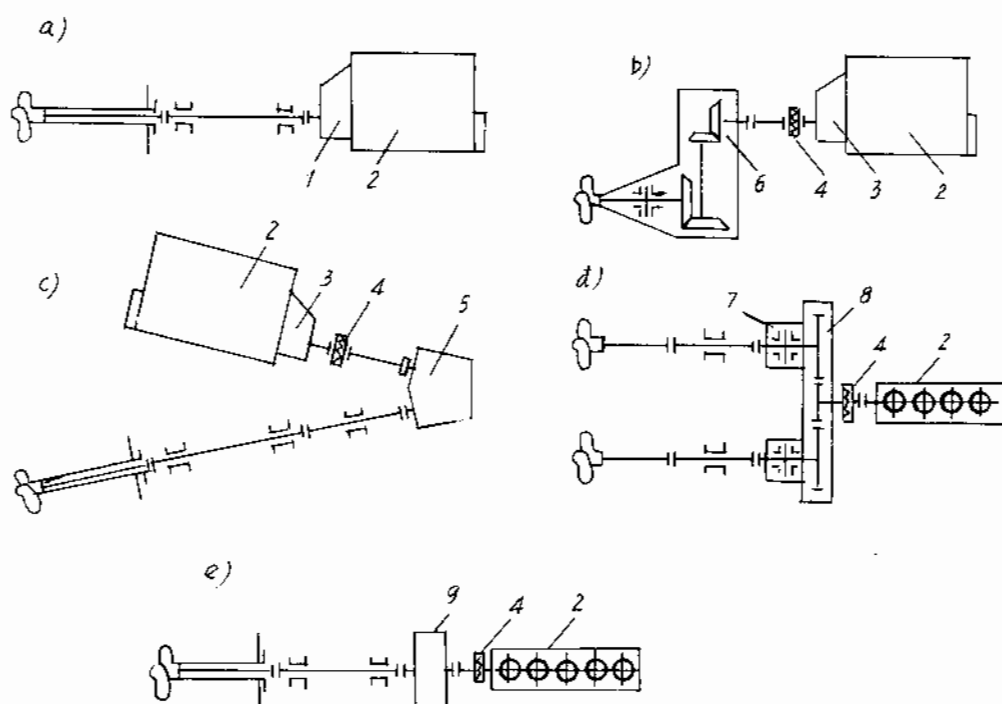
1. ổ đỡ trục ; 2. ổ chặn lực dọc trục ; 3. khớp nối ; 4. động cơ diesel.



Hình 1.5. Sơ đồ nguyên lý TBDL diesel tàu thủy truyền qua hộp giảm tốc :

a – TBDL với một động cơ ; b – TBDL với hai động cơ ;
 c – TBDL với ba động cơ ; d – TBDL với bốn động cơ ;

1. ổ đỡ trục ; 2. ổ chặn lực dọc trục ; 3. khớp nối mềm ;
 4. động cơ ; 5. hộp giảm tốc.



Hình 1.6. Sơ đồ và nguyên lý TBDL diesel với các cơ cấu giảm tốc chuyên dụng :

- a - với cơ cấu giảm tốc trong động cơ ; b - với cơ cấu truyền lệch ;
- c - với cơ cấu truyền góc ; d - với cơ cấu truyền phân nhánh (tách công suất) ;
- e - với cơ cấu truyền hai cấp hay hộp số kiểu hành tinh.

Trên hình 1.6a cơ cấu giảm tốc 1 là bộ phận không tách rời và được thiết kế, chế tạo cùng động cơ 2. Để chân vịt chìm sâu người ta sử dụng cơ cấu truyền lệch (hình 1.6b) hay góc (hình 1.6c). Việc phân tách công suất (hình 1.6d) được dùng để trang bị trên các tàu có môn nước hạn chế như tàu sông, tàu chạy trên các hồ lớn. Sơ đồ truyền hai cấp hay cơ cấu kiểu hành tinh (hình 1.6e) chỉ hạn chế dùng trên các tàu kéo, tàu đánh cá.

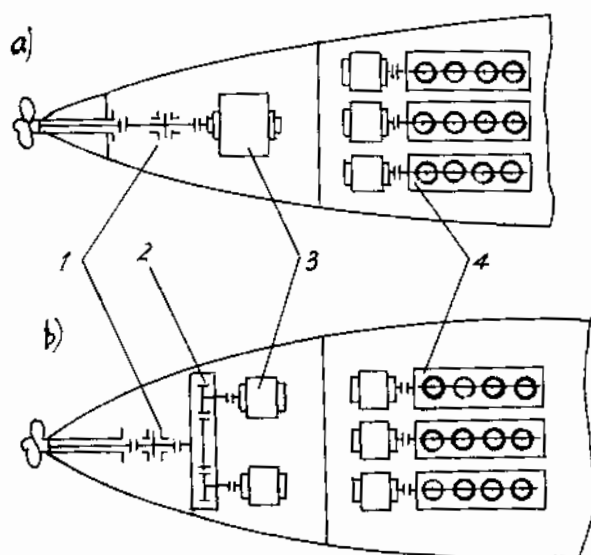
Nhờ cơ cấu giảm tốc kiểu bánh răng nên có thể dùng các loại động cơ cao tốc : nhẹ, kích thước nhỏ gọn nhưng tính kinh tế kém vì suất tiêu hao nhiên liệu tăng, nhiên liệu đắt hơn, động cơ làm việc rung, ồn, lắp đặt và căn chỉnh phức tạp.

1.3.2. TBDL TÀU THUYỀN VỚI ĐỘNG CƠ DIEZEN KHÔNG TỰ ĐẢO CHIỀU

Nhóm II là những động cơ không tự đảo chiều quay được trang bị theo ba sơ đồ nguyên lý sau.

a) Truyền động bằng điện

Hệ động lực với truyền động bằng điện có công suất bất kỳ mà năng lượng từ một, hai, ba hay nhiều động cơ được truyền đến trục chân vịt bằng điện theo sơ đồ : Động cơ - Máy phát điện - Động cơ điện - Chân vịt (hình 1.7a) hay Động cơ - Máy phát điện - Động cơ điện - Hộp giảm tốc - Chân vịt (hình 1.7b).



Hình 1.7. TBĐL diesel truyền động bằng điện :

- a) sơ đồ nguyên lý truyền động đơn ;
 b) sơ đồ nguyên lý truyền động kép với hộp giảm tốc :
 1. ổ chặn của trục chân vịt ;
 2. hộp giảm tốc ; 3. động cơ điện ;
 4. diesel phát điện.

Dù theo sơ đồ nguyên lý nào thì cũng hai lần biến hóa năng lượng : Cơ sang điện và điện sang cơ để quay và dẫn động trục chân vịt. Động cơ quay máy phát điện có thể được bố trí ở một khoang máy riêng hoặc cùng chung với động cơ điện, tiêu thụ nguồn điện từ máy phát. Sơ đồ nguyên lý thường dùng nhiều là sơ đồ (hình 1.7a). Đặc điểm chung của nguyên lý truyền động điện là động cơ quay nhanh, nhẹ, cơ động, hệ trục ngắn, đơn giản, dễ lắp và căn chỉnh, song sơ đồ nguyên lý phức tạp (vì phải qua hai lần biến hóa năng lượng), giá thành đắt, tính kinh tế kém. Song, sơ đồ nguyên lý truyền động kép : điện - cơ khí (hình 1.7b) càng cho phép giảm trọng lượng, kích thước và giá thành của động cơ điện hơn.

TBĐL với hệ thống truyền động bằng điện được dùng chủ yếu trên các tàu phá băng, tàu khách, tàu cứu nạn, phà...

b) Truyền động bằng thủy lực

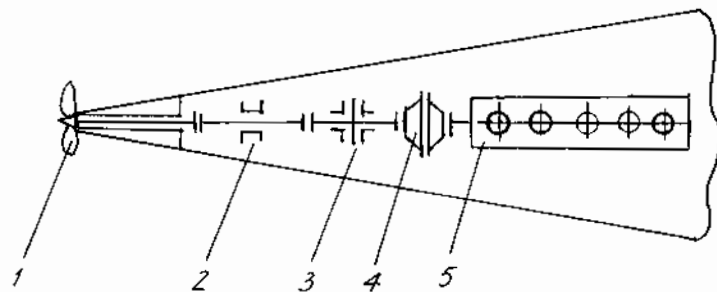
Hệ với động cơ công suất đến 7,5 nghìn mã lực nối với hệ trục chân vịt qua khớp thủy lực đảo chiều (hình 1.8).

TBĐL diesel với truyền động bằng thủy lực có thể chia làm hai nhóm chính :

Hệ với truyền động bằng thủy động lực học và hệ với truyền động bằng thủy tĩnh học. Nhóm thứ nhất thuộc về các trang bị động lực diesel với khớp thủy lực, biến mô thủy lực và truyền động bằng thủy động lực học tổng hợp cả khớp thủy lực, cả biến mô thủy lực.

Các khớp thủy lực được dùng để truyền mômen xoắn của động cơ (trục chủ động) đến trục bị động mà không thay đổi giá trị và chiều quay. Chúng chỉ là phương tiện lọc và giảm chấn hiệu lực dao động xoắn trong hệ thống trục.

Biến mô thủy lực, ngoài việc thực hiện chức năng như khớp thủy lực, nó còn làm thay đổi giá trị, khi cần thiết, thay đổi cả chiều quay của mômen xoắn được truyền lên



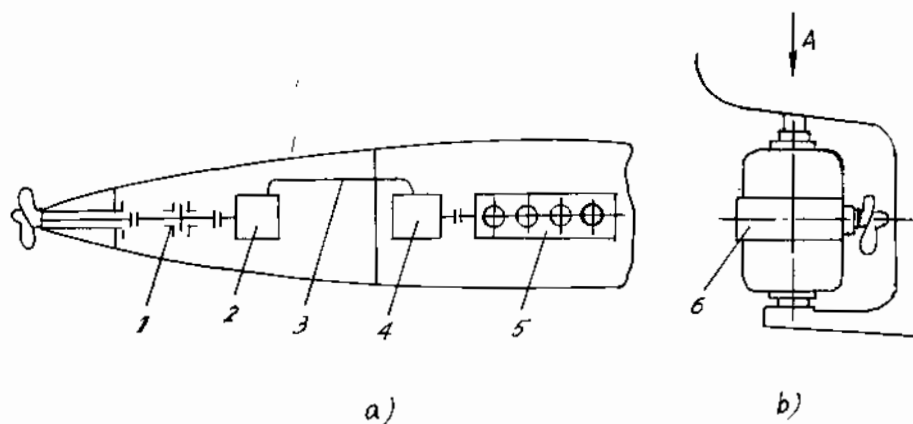
Hình 1.8. Sơ đồ và nguyên lý với truyền động bằng thủy động lực học :

1. chân vịt ; 2. ổ đỡ. 3. ổ chặn lực dọc trục ;
4. biến mô thủy lực ; 5. động cơ diesel.

trục chân vịt. Sơ đồ và nguyên lý TBDL diesel với truyền động bằng thủy động lực học được giới thiệu trên hình 1.8. Đối với hệ diesel cao tốc, trước cơ cấu truyền động bằng thủy động lực học có thể bố trí hộp giảm tốc kiểu bánh răng một cấp.

Trên hình 1.9a giới thiệu sơ đồ nguyên lý TBDL diesel với truyền động bằng thủy tĩnh học. Hệ thống bao gồm một bơm 4 được dẫn động bằng động cơ diesel 5, ống dẫn 3 và mô-tơ thủy lực 2 được nối với ổ chặn 1 và truyền ra chân vịt.

Nguyên lý này có thể dùng để trang bị trên các tàu sông, tàu kéo, các phà nhỏ. Truyền động bằng thủy tĩnh học cũng có thể dùng kết hợp với các bộ dẫn tiến kiểu phụt nước. Trên các tàu lớn truyền động bằng thủy tĩnh học được áp dụng rộng rãi để dẫn



Hình 1.9. Sơ đồ và nguyên lý với truyền động bằng thủy tĩnh học :

1. ổ chặn ; 2. mô-tơ thủy lực ; 3. ống dẫn ;
4. bơm dầu ; 5. động cơ ; 6. cơ cấu dẫn động thủy lực.

động các bánh lái chủ. Trên hình 1.9b mũi tên A chỉ hướng cấp chất lỏng công tác, còn 6—cơ cấu dẫn động thủy lực.

Đặc điểm chung của nguyên lý truyền động bằng thủy lực là tính cơ động cao, đơn giản hơn truyền động bằng điện, làm việc bền, giá thành rẻ, phục vụ đơn giản.

c) *TBDL diesel tàu thủy với chân vịt biến bước*

Trong tất cả các phần được trình bày ở trên đều liên quan đến chân vịt bước cố định. Để tăng tính cơ động trong điều khiển và lái tàu, những động cơ có công suất lớn hơn hay bằng 17,5 nghìn mã lực và với số vòng quay khoảng 114 vg/ph không tự đảo chiều có thể lắp trực tiếp với hệ trục có chân vịt biến bước (thay đổi bước xoắn bằng cách xoay cánh chân vịt). Kết cấu và sơ đồ nguyên lý của chân vịt biến bước sẽ xem ở phần sau.

TBDL diesel với chân vịt biến bước được dùng nhiều trên các tàu kéo, tàu hải quân. Đặc điểm cơ bản của loại trang bị này là tính cơ động cao, nhưng rất phức tạp về kết cấu cũng như bảo dưỡng và sửa chữa.

1.4. ĐỘNG CƠ DIEZEN TÀU THỦY

1.4.1. CÁC YÊU CẦU CƠ BẢN ĐỐI VỚI ĐỘNG CƠ DIEZEN TÀU THỦY

Để bảo đảm độ tin cậy và tính an toàn làm việc của tàu trên sông, biển TBDL diesel tàu thủy phải tuân theo những yêu cầu và qui định chung. Dưới đây là những yêu cầu cơ bản đối với động cơ tàu thủy.

1. Động cơ phải tự đảo chiều hay có cơ cấu đảo chiều quay của chân vịt. Việc đảo chiều chỉ tiến hành một người trực tiếp hay điều khiển từ xa. Thời gian đảo chiều không quá 15 giây kể từ khi tàu chuyển động chậm và chân vịt chìm hoàn toàn.

2. Công suất của động cơ khi tàu chuyển động lùi không nhỏ quá 85% công suất chuyển động tiến. Đối với động cơ có lắp với bộ giảm tốc đảo chiều – không nhỏ quá 65%.

3. Để quay trục và các thiết bị lắp trên hệ trục khi kiểm tra, điều chỉnh và sửa chữa động cơ phải được lắp cơ cấu quay trục. Cơ cấu quay trục có thể bằng tay hay được dẫn động bằng động cơ điện (đối với TBDL cỡ lớn). Thời gian quay một vòng trục khuỷu là 6 – 8 phút. Lực đặt trên tay quay không quá 20 kg.

4. Động cơ phải được khởi động tiến hay lùi ở vị trí bất kỳ của trục khuỷu.

5. Động cơ phải có tính cân bằng tốt về lực và mômen lực quán tính. Vì thân tàu thường có dạng dao động tự do hai nút nguy hiểm, để tránh cộng hưởng khi có lực quán tính không cân bằng động cơ nên đặt ở khoang đuôi tàu (hình 1.10a). Còn trường hợp có mômen quán tính không cân bằng – nên đặt ở khoang giữa (hình 1.10b).



Hình 1.10. Vị trí đặt động cơ :
a - khi có lực không cân bằng ;
b - khi có mômen không cân bằng.

6. Động cơ phải có bộ điều tốc đa chế để bảo đảm khả năng làm việc ổn định ở các chế độ từ $n_{\min}$ đến $n_{\max}$

7. Động cơ công suất lớn, số vòng quay thấp nối trực tiếp với hệ trục chân vịt phải có ổ chặn với khả năng tiếp nhận lực dọc trục của chân vịt khi tàu tiến và lùi. Ổ này phải có hệ thống bôi trơn và làm mát dầu chung với động cơ. Ổ chặn có thể có ở đuôi trục khuỷu (thường đối với động cơ công suất nhỏ và trung bình như động cơ 8NVD-36-2A) hoặc nằm trong hộp giảm tốc đảo chiều (như TBDL diesel 3D6).

8. Động cơ có khả năng làm việc ổn định và tin cậy cả tiến và lùi trong điều kiện tàu nghiêng ngang đến 15° và nghiêng dọc đến 5° . Ngoài ra, phải bảo đảm gia cố chắc động cơ với bệ tàu trong điều kiện chòng chành ngang đến 45° . Trong tất cả các điều kiện trên phải bảo đảm an toàn tuyệt đối cho các nhân viên phục vụ.

9. Động cơ có khả năng thích ứng với đa nhiên liệu và chủ yếu làm việc ổn định với nhiên liệu nặng có thành phần lưu huỳnh cao. Suất tiêu hao nhiên liệu không vượt quá $155 + 160 \text{ g/m.l.h}$, dầu bôi trơn xylanh $0,3 + 0,6 \text{ g/m.l.h}$ và dầu tuần hoàn $0,1 + 0,15 \text{ g/m.l.h}$.

10. Động cơ phải được làm mát bằng nước ngọt hay nước cất trong vòng kín với nhiệt độ trung bình $75 + 80^\circ\text{C}$ và có thiết bị tự động điều chỉnh. Cho phép tăng nhiệt độ của nước ra khỏi động cơ với mục đích tận dụng nhiệt của nước làm mát và khí thải nhằm tăng hiệu suất sử dụng lên $6 + 7\%$.

11. Bôi trơn động cơ thủy chỉ có thể tuần hoàn cưỡng bức vòng kín với thiết bị điều chỉnh nhiệt độ tự động và thiết bị bảo vệ động cơ theo áp suất nhỏ nhất cho phép.

12. Động cơ có đường kính xylanh $D \geq 300 \text{ mm}$ phải được trang bị van chống nổ hơi dầu cho tất cả các khoang cacte. Van phải là loại lò xo và làm việc khi áp suất lớn hơn áp suất cho phép $0,1 \text{ kg/cm}^2$. Tiết diện thông qua của cửa van chống nổ được xác định từ tính toán, cứ 120 cm^2 cho mỗi mét khối thể tích cacte. Không được mở cửa nắp cacte trước 20 phút sau khi động cơ đã dừng ! Nhất là động cơ tự dừng do sự cố.

13. Động cơ phải được trang bị hệ thống tự động và điều khiển từ xa để bảo đảm :

- khởi động, thay đổi chế độ làm việc, tắt máy và đảo chiều quay ;

- ngắt không khí nén khởi động vào động cơ khi máy đã làm việc ;
- tự động tăng tốc qua vùng "số vòng quay cấm" ;
- tắt máy khi có sự cố.

Trên đây là những yêu cầu cơ bản đối với TBDL diesel tàu thủy. Những yêu cầu này cần được cụ thể hóa khi thiết kế và chế tạo để phù hợp với điều kiện sử dụng của từng loại.

1.4.2. CƠ SỞ XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT CỦA ĐỘNG CƠ TÀU THỦY

Động cơ tàu thủy làm nhiệm vụ sản sinh nguồn năng lượng cần thiết làm chân vịt quay, tạo nên lực phát động (lực đẩy P), bảo đảm cho tàu chạy với tốc độ đã định.

Trong quá trình tàu chạy, bề mặt ngoài của vỏ tàu tiếp xúc trực tiếp với nước và không khí. Phần dưới tiếp xúc với nước gọi là diện tích mặt ướt. Tập hợp các lực tác dụng lên mặt này gọi là cản thủy lực hay cản của nước R_N . Còn phần trên tiếp xúc với không khí gây ra sức cản của không khí R_K . Thành phần này ít khi vượt quá 2 + 3% tổng cản R và phụ thuộc vào hình dáng, cấu trúc của thượng tầng vỏ tàu.

Để cho tàu có thể chuyển động đều theo đường thẳng, tổng hợp lực phát động P và sức cản R của môi chất xung quanh (nước và không khí) phải bằng không.

Để xác định công suất của động cơ ta xét qua các thành phần cản.

1. Sức cản của nước R_N (kG)

Xét về nguyên nhân của hiện tượng dòng chảy xung quanh vỏ tàu thì sức cản của nước có thể gồm các thành phần sau đây :

$$R_N = R_s + R_p + R_f + R_d \quad (1.1)$$

trong đó :

- R_N - sức cản của nước (phụ thuộc vào cấp gió, độ sâu...) ;
- R_s - sức cản của sóng (phụ thuộc vào cấp gió, độ sâu...) ;
- R_p - sức cản hình dáng (áp lực) phụ thuộc vào hình dáng, độ phình ;
- R_f - sức cản của ma sát (phụ thuộc công nghệ gia công bề mặt vỏ, sò hà...) ;
- R_d - sức cản dư (phụ) phụ thuộc vào cấu trúc phụ ngoài.

Phần cản dư phát sinh do rung bề mặt vỏ khi tàu chuyển động.

Cũng có thể viết sức cản nước dưới dạng hệ số cản :

$$R_N = \zeta_s \frac{\rho v^2}{2} \Omega + \zeta_p \frac{\rho v^2}{2} \Omega + \zeta_f \frac{\rho v^2}{2} \Omega + \zeta_d \frac{\rho v^2}{2} \Omega$$

$$R_N = (\zeta_s + \zeta_p + \zeta_f + \zeta_d) \frac{\rho v^2}{2} \Omega \quad (1.2)$$

trong đó $\zeta_s, \zeta_p, \zeta_f, \zeta_d$ - hệ số cản sóng, hình dáng, ma sát và hệ số cản dư ;
 ρ - khối lượng riêng của nước $\text{kg.s}^2/\text{m}^4$;
 v - vận tốc của tàu m/s ;
 Ω - diện tích mặt ướt m^2 .

Giá trị của các hệ số cản trong biểu thức trên phụ thuộc vào nhiều yếu tố và thường được xác định theo công thức kinh nghiệm hay thực nghiệm mô hình trong bể thử chuẩn (do chương trình có hạn nên ở đây không đi sâu vào nội dung. Khi làm về chuyên đề này, học sinh có thể tham khảo các tài liệu liên quan).

2. Sức cản của không khí : R_k (kG)

Ngoài sức cản của nước, khi chuyển động, vỏ tàu còn chịu sức cản của không khí.

$$R_k = C \frac{\rho_k (v^2 \pm v_k^2)}{2} F \quad (\text{kG}) \quad (1.3)$$

trong đó : R_k - sức cản của không khí ;

C - hệ số phụ thuộc vào hình dáng phần vỏ trên :

$C = 0,4 \div 0,5$ - đối với phần vỏ trên có hình lưu tuyến ;

$C = 0,6 \div 0,7$ - có hình lưu tuyến từng phần ;

$C = 0,7 \div 0,8$ - phần vỏ trên lượn tròn ở hai đầu ;

$C = 0,8 \div 1,0$ - phần vỏ trên có kết cấu phẳng ở hai đầu ;

ρ_k - khối lượng riêng của không khí

$$\rho_k = 0,122 \text{ kg.s}^2/\text{m}^4 ;$$

F - hình chiếu của phần vỏ trên lên mặt phẳng vuông góc với hướng chuyển động của tàu, m^2 ;

v_k - hình chiếu của vectơ tốc độ gió lên mặt phẳng kính của tàu, m/s .

Dấu dương (+) dùng khi tàu chạy ngược gió, còn dấu âm (-) dùng khi tàu chạy xuôi gió.

Tốc độ gió có thể tham khảo ở bảng 1.

Bảng 1

Cấp gió	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
v_k (m/s)	0,9	2,9	4,5	6,7	9,4	12,1	15,6	18,8	22,3	26,4	30,4	3,5

3. Xác định công suất của động cơ :

Cản toàn phần của vỏ tàu bao gồm :

$$R = R_N + R_k \quad (1.4)$$

Công suất kéo là công suất cần thiết để thắng sức cản R ở vận tốc của tàu bằng :

$$N_R = \frac{R \cdot v}{75} \quad (1.5)$$

trong đó : R - tính bằng kG ;

v - tính bằng m/s ;

N_R - tính bằng mã lực.

Khi chân vịt quay trong môi trường thủy lực, một phần công suất bị mất đi cho nên, công suất truyền đến cho chân vịt N_p sẽ lớn hơn công suất kéo

$$N_p = \frac{N_R}{\eta_p} \quad (1.6)$$

trong đó : η_p - hiệu suất của chân vịt ;

$\eta_p = 0,30 \div 0,55$ - đối với tàu kéo và tàu đánh cá ;

$\eta_p = 0,60 \div 0,78$ - đối với tàu chở hàng, tàu khách ;

$\eta_p = 0,55 \div 0,70$ - đối với tàu chuyên tuyến cao tốc ;

$\eta_p = 0,55 \div 0,65$ - đối với xuồng, ca nô.

Công suất cần thiết của động cơ N_e sẽ lớn hơn công suất truyền đến chân vịt phần công cơ giới tổn thất trên hệ trục (ma sát trong các ổ đỡ và ổ chặn), trong bộ giảm tốc và khớp nối

$$N_e = \frac{N_p}{\eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_k}$$

hoặc :

$$N_e = \frac{N_R}{\eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_k} \quad (1.7)$$

trong đó : η_t - hiệu suất của hệ trục. Phụ thuộc vào kết cấu và chiều dài của trục, thường biến động trong giới hạn hẹp $0,97 \div 0,99$;

η_g - hiệu suất của hộp giảm tốc ;

Đối với bộ giảm tốc một cấp : $\eta_g = 0,97 \div 0,98$;

hai cấp : $\eta_g = 0,94 \div 0,95$;

bộ giảm tốc đảo chiều : $\eta_g = 0,94 \div 0,95$;

bộ biến tốc thủy lực : $\eta_g = 0,87 \div 0,89$;

truyền động điện xoay chiều : $\eta_g = 0,90 \div 0,94$;

và một chiều : $\eta_g = 0,85 \div 0,90$;

η_k - hiệu suất của khớp nối

đối với khớp thủy lực : $\eta_k = 0,94 \div 0,96$;

đối với khớp điện từ : $\eta_k = 0,98$.

Sau khi xác định được công suất N_e ta chọn động cơ cho TBDL diesel.

TRANG BỊ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU (HTNL)

Động cơ làm việc được là nhờ các môi chất công tác như nhiên liệu và không khí được đốt cháy để sinh công, dầu để bôi trơn, nước để làm mát... Các môi chất này được dẫn đến động cơ nhờ các thiết bị phụ với hệ thống ống dẫn. Vậy, hệ thống động lực là tập hợp các tuyến ống dẫn nối với các thiết bị và các máy móc phụ, các dụng cụ đo, kiểm tra và điều chỉnh để thực hiện các chức năng cần thiết bảo đảm cho TBDL hoạt động bình thường.

Nói chung, chức năng của mỗi hệ thống động lực (HTDL) là tiếp nhận môi chất, dự trữ trong các bể chứa, bơm chuyển từ bể này sang bể khác, tinh chế, sấy nóng hay làm mát và cung cấp cho động cơ.

Các hệ thống chính trong TBDL diesel gồm hệ thống nhiên liệu, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát, hệ thống khởi động, hệ thống nạp - thải và hệ thống tự động và điều chỉnh.

Do tính đa dạng của các hệ động lực nên mức độ trang bị và sơ đồ nguyên lý của các hệ thống này rất khác nhau. Vì vậy, khi thiết kế cần phải phân tích và tính toán tỉ mỉ cho từng trường hợp để có thể đạt mức độ trang bị tối ưu.

2.1. TÍNH CHẤT HÓA LÝ CỦA CÁC LOẠI NHIÊN LIỆU

Loại nhiên liệu chủ yếu dùng cho các TBDL diesel là nhiên liệu lỏng được chưng cất từ dầu mỏ. Sự thích ứng của mỗi loại nhiên liệu cho mỗi loại TBDL được đánh giá bằng tính chất hóa lý của nhiên liệu. Dưới đây là một vài tính chất chủ yếu của nhiên liệu lỏng dùng cho TBDL diesel.

1. Tỉ trọng

Tỉ trọng của nhiên liệu được xác định theo công thức :

$$\gamma_{nl} = \frac{G_{nl}^{+20}}{G_n^{+4}}$$

trong đó : G_n^{+20} - trọng lượng của nhiên liệu ở dương 20°C (kG) ;

G_n^{+4} - trọng lượng của nước ở dương 4°C (kG).

Tỉ trọng của nhiên liệu nhỏ hơn tỉ trọng của nước. Đối với dầu diesel nhẹ $\gamma_{nl} = 0,87 \div 0,92$; dầu diesel nặng $\gamma_{nl} = 0,94 \div 0,97$. Tỉ trọng của nhiên liệu được dùng để tính dung tích cần thiết của bể cấp và xitéc chứa nhiên liệu dự trữ.

2. Nhiệt độ bắt cháy : nhiệt độ tối thiểu mà hơi nhiên liệu bốc cháy trong hợp chất với không khí khi đưa ngọn lửa lại gần. Nhiệt độ bắt cháy thể hiện đặc tính dễ cháy của nhiên liệu. Đối với TBDL công suất lớn thì sử dụng nhiên liệu với nhiệt độ bắt cháy lớn hơn 65°C . Trong trường hợp sử dụng dầu nặng, có độ nhớt lớn, lẫn nhiều tạp chất cơ học và nước, nhiệt độ tối đa cho phép sấy nhiên liệu khi lọc lắng và lọc phân li phải thấp hơn nhiệt độ bắt cháy 15°C .

3. Nhiệt độ tự bốc cháy - nhiệt độ mà nhiên liệu tự bốc cháy không cần nguồn lửa bên ngoài và cháy không dưới 5 giây. Nhiệt độ này cũng đặc trưng tính dễ cháy của nhiên liệu. Biết được nhiệt độ này có thể bảo đảm an toàn trong việc lưu trữ và sử dụng nhiên liệu.

4. Độ nhớt - ma sát nội của chất lỏng sinh ra giữa các phân tử khi di chuyển. Nhiệt độ càng tăng thì độ nhớt càng giảm. Vì vậy, khi sử dụng nhiên liệu nặng, để phun và cháy dễ hơn, trước khi đến vòi phun nhiên liệu được sấy nóng bằng hơi nước đến nhiệt độ cần thiết.

Độ nhớt của nhiên liệu thường được đo bằng nhớt kế Engle - ($^{\circ}\text{E}$) - tỉ lệ của thời gian chảy 200 cm^3 nhiên liệu qua lỗ chuẩn của nhớt kế ở nhiệt độ nhất định và thời gian chảy 200 cm^3 nước ở 20°C .

5. Nhiệt độ đông đặc - nhiệt độ mà nhiên liệu mất tính lưu động. Các loại mazut, dầu diesel nặng có nhiệt độ đông đặc từ -5 đến -11°C . Ở các nước vùng ôn đới để bơm chuyển nhiên liệu thường phải bố trí các thiết bị sấy trung gian.

6. Thành phần phân giải của nhiên liệu có ảnh hưởng lớn đến điều kiện làm việc của động cơ diesel. Khoảng phân giải càng lớn thì nhiên liệu cháy càng kém (cháy không hoàn toàn, có hiện tượng muội than, đóng cặn trong buồng cháy). Thành phần phân giải còn ảnh hưởng đến tính năng khởi động của động cơ và cường độ quá trình mài mòn ở các bề mặt công tác. Cho nên, đối với những động cơ thường làm việc ở các chế độ thay đổi (như tàu đánh bắt cá, kéo lưới và tàu kéo) phải sử dụng nhiên liệu có khoảng phân giải hẹp.

7. Hiện tượng tạo muội trong buồng cháy của nhiên liệu thường gây nên cốc hóa đầu vòi phun, làm mất tính di động của xecmăng, tăng ma sát và hay kẹt piston - xy lanh.

Hiện tượng muội than sinh ra bởi trong nhiên liệu có chứa hợp chất sunfua, các axit hữu cơ và các sản phẩm oxi hóa khác.

8. Nước và các tạp chất cơ học lẫn trong nhiên liệu, một mặt làm giảm nhiệt trị của nhiên liệu cháy, mặt khác thúc đẩy hiện tượng mài mòn các thiết bị cao áp và vòi phun của hệ thống nhiên liệu. Cho nên, khi sử dụng các loại nhiên liệu nặng, vấn đề lọc sạch nước và các tạp chất cơ học cần phải được chú trọng thích đáng. Đối với loại nhiên liệu này, lượng nước lẫn trong nhiên liệu không được vượt quá 1% ; còn lượng tạp chất cơ học – không quá 0,1%. Nhiên liệu dùng cho động cơ nhẹ, cao tốc, cường hóa không cho phép có lẫn nước và tạp chất cơ học.

9. Hợp chất lưu huỳnh trong nhiên liệu chỉ gây tác hại ăn mòn thể hiện rõ trên các bề mặt công tác của bơm cao áp, vòi phun và các thiết bị trên đường thải như bình tiêu âm, ống bù, nối hơi tận dụng (nếu có). Ngoài ra, trong nhiên liệu có chứa hàm lượng lưu huỳnh lớn sẽ làm giảm tuổi thọ của nhóm pistong-xylanh xuống rõ rệt. Đối với các động cơ cao tốc, ảnh hưởng của lưu huỳnh càng nhạy cảm hơn. Vì vậy, đối với loại máy này, lượng lưu huỳnh lẫn trong nhiên liệu không được vượt quá 0,2%.

Để tăng tuổi thọ của động cơ, một trong những biện pháp tích cực và hiệu quả là pha thêm vào nhiên liệu những phụ gia chống ăn mòn như amôniac (NH_3), bicromat kali, nitrat natri (NaNO_3)... Song lượng pha chế không nhiều và phụ thuộc vào từng loại nhiên liệu để không ảnh hưởng đến tính chất của nhiên liệu.

10. Số octan. Số octan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$ là hiđrôcacbon nhẹ. Nó biểu thị tính thích ứng của nhiên liệu dùng cho mỗi loại động cơ khác nhau và quyết định thời gian cần thiết để chuẩn bị quá trình hóa – lý của nhiên liệu đến khi cháy.

Ở Việt Nam hiện nay vẫn dùng các loại nhiên liệu mang ký hiệu FOCT của Liên Xô.

Đối với những động cơ lớn, quay chậm, thường dùng ba loại máy : ДТ-1, ДТ-2 và ДТ-3. Những loại này khác nhau chủ yếu về độ nhớt.

Loại ДТ-3 dùng cho động cơ có số vòng quay đến 200 vg/ph.

Loại ДТ-2 dùng cho động cơ có số vòng quay đến 300÷400 vg/ph.

Loại ДТ-1 dùng cho động cơ có số vòng quay đến 600 vg/ph.

Đối với những động cơ nhỏ, nhẹ, cao tốc thường dùng các loại nhiên liệu có độ nhớt nhỏ, số octan tương đối cao như ДА, ДЗ, ДЛ, ДС. Những loại này khác nhau chủ yếu là nhiệt độ đông đặc và số octan. Máy ДС có số octan cao hơn cả.

2.2. VẤN ĐỀ LỌC NHIÊN LIỆU

Một trong những chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế trong sử dụng TBDL là loại nhiên liệu. Đối với những động cơ cỡ lớn, quay chậm, mặc dù suất tiêu hao nhiên liệu thấp ($g_c = 0,165 + 0,175 \text{ kg/m.l.h}$) nhưng do công suất lớn nên trong một ngày đêm vẫn tiêu thụ một lượng nhiên liệu rất lớn. Đối với các loại máy này chỉ dùng các máy nhiên liệu

rẻ, độ nhớt lớn có lẫn nhiều nước và các tạp chất cơ học. Như đã nêu ở trên, trước khi sử dụng các loại nhiên liệu này đòi hỏi phải qua các giai đoạn lọc cẩn thận.

2.2.1. LỌC LẮNG

Giai đoạn lọc lắng thường được áp dụng trong các TBĐL diesel phát điện công suất lớn. Do nhiên liệu nặng có độ nhớt lớn nên trước khi lọc lắng phải sấy nhiên liệu đến nhiệt độ trên 100°C . Lọc lắng được tiến hành trong hai bể. Dung tích mỗi bể phải đủ cho động cơ làm việc liên tục trong 24 giờ. Một chu kỳ lọc lắng được chia làm 4 giai đoạn :

1. T_1 - thời gian sấy nóng nhiên liệu trong bể lắng đến nhiệt độ giới hạn cho phép ;
2. T_2 - thời gian lắng tĩnh khi đã ngắt thiết bị sấy nóng ;
3. T_3 - thời gian tách nhiên liệu mới từ bể lắng sang bể cấp nhiên liệu ;
4. T_4 - thời gian nạp nhiên liệu mới vào bể lắng ;

Vậy một chu kỳ lọc lắng $T_{\Sigma} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = 24$ giờ.

2.2.2. LỌC PHÂN LY (LỌC LY TÂM)

Lọc phân ly thường được trang bị trên các TBĐL diesel tàu thủy công suất lớn. Để phân ly nước và các tạp chất cơ học lẫn trong nhiên liệu được dễ dàng thường kết hợp "rửa" nhiên liệu trước khi lọc bằng nước nóng gần 100°C . Lượng nước rửa vào khoảng 5 - 20% khả năng lưu thông của máy phân ly.

Phụ thuộc vào loại nhiên liệu và hàm lượng chứa nước và các tạp chất cơ học có thể dùng một trong ba sơ đồ máy phân ly.

1. *Mắc đơn cấp*

Sơ đồ phân ly đơn cấp (hình 2.1a) chỉ cho phép tách một trong hai loại : nước hay tạp chất cơ học phụ thuộc vào cách lắp đĩa trong rôto máy phân ly (sẽ trình bày sau trong phần kết cấu). Nhiên liệu từ bể chứa 1, qua lưới lọc sơ bộ trên đầu ống hút 2, van một chiều 3 được khoang hút 4 của bơm dầu đẩy qua thiết bị sấy 5 đến máy phân ly 6. Sau khi được tách nước hoặc tạp chất, nhiên liệu sạch nhờ khoang đẩy 7 của bơm theo ống dẫn 8 về bể cấp nhiên liệu (trên sơ đồ không chỉ dẫn). Lượng nhiên liệu rò rỉ theo ống 11 hồi về thùng chứa 1. Còn nước hay tạp chất theo ống 9 về bể phế liệu 10.

2. *Mắc kép nối tiếp*

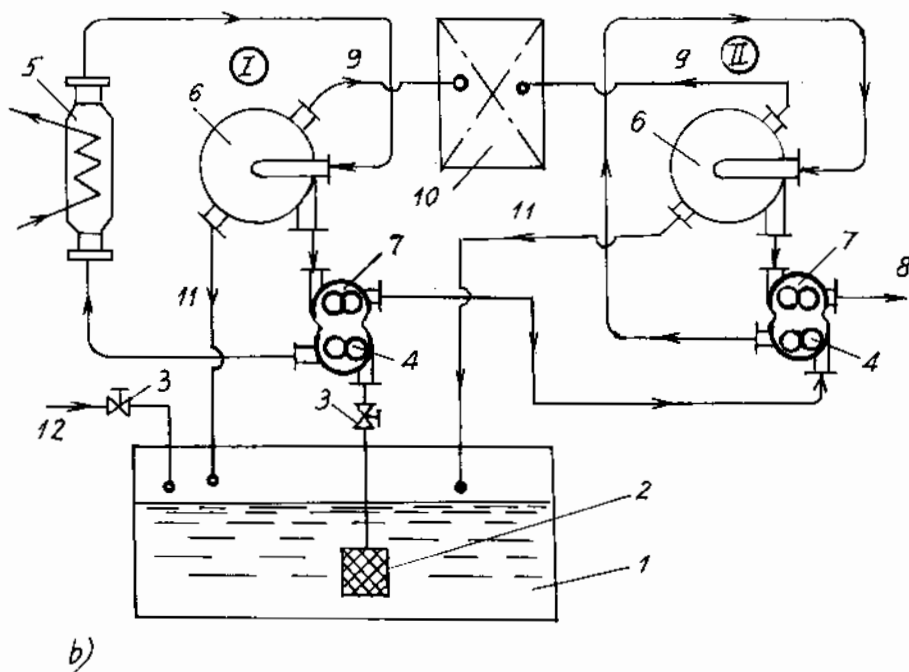
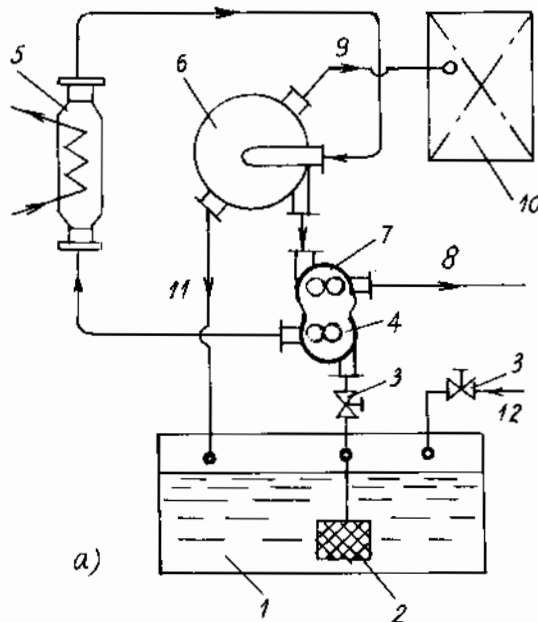
Để đồng thời tách cả nước lẫn tạp chất cơ học trong nhiên liệu nặng, hai máy được mắc nối tiếp : một máy làm nhiệm vụ tách nước, máy kia tách tạp chất (phụ thuộc vào cách gắn đĩa vào rôto của từng mạch - (xem mục 2.3).

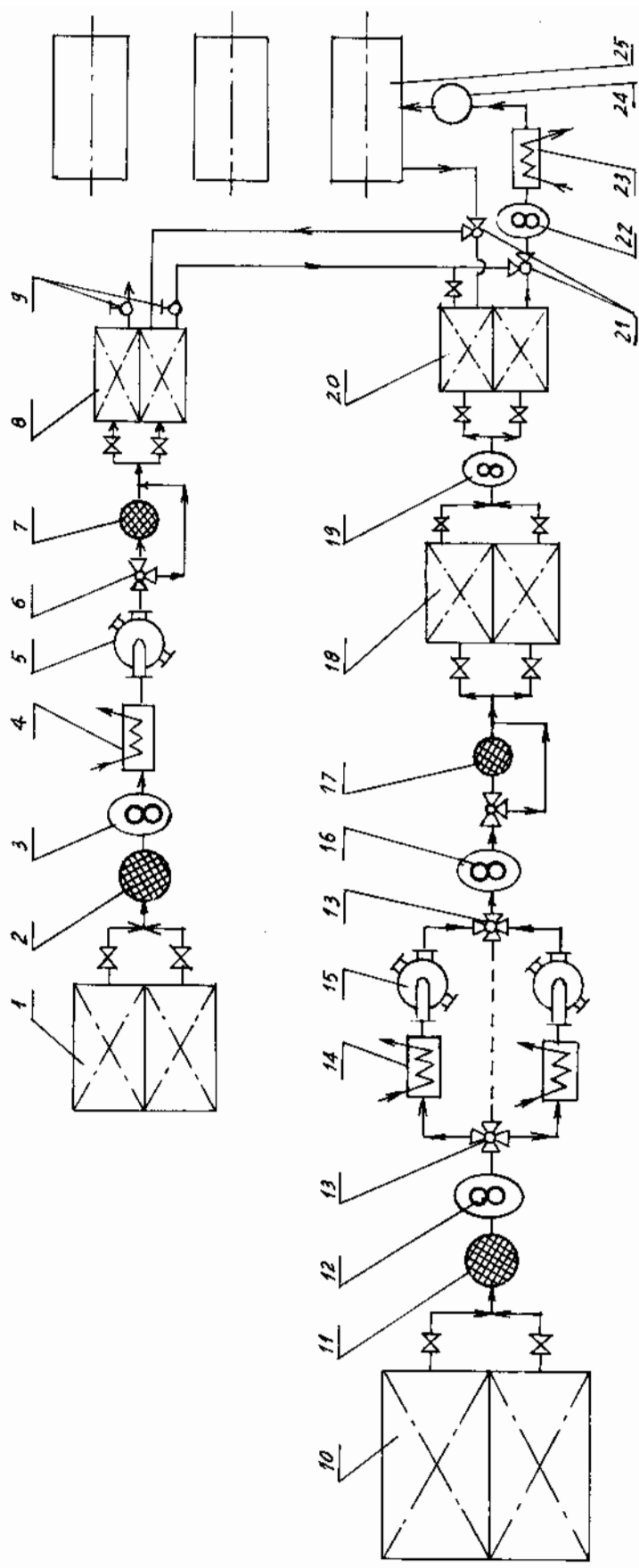
Sau khi tách nước hay tạp chất ở cấp I, nhiên liệu đi vào cấp II như giới thiệu trên sơ đồ hình 2.1b.

Hình 2.1.

a - Sơ đồ phân ly đơn cấp :

1. bể chứa nhiên liệu ; 2. lưới lọc dầu ống hút ; 3. van ;
4. bơm hút dầu ; 5. thiết bị sấy nhiên liệu ; 6. máy phân ly ;
7. khoang dầy ; 8. đường dầu sạch ; 9. đường dầu cặn ;
10. bể chứa phế liệu ; 11. đường dầu rò ; 12. đường dầu bổ sung.
b - Sơ đồ phân ly kép nối tiếp hai cấp I và II.





Hình 2.2. Sơ đồ cấp nhiên liệu song song cho T3DL diesel tổng công suất 9000 mã lực.

3. Mắc kép song song

Sơ đồ mắc kép song song có thể áp dụng cho hai nguyên lý : động cơ làm việc với hai loại nhiên liệu (như động cơ tàu thủy, nhiên liệu nặng (chủ yếu) dùng ở chế độ ổn định của tàu - hàng hải tự do, còn nhiên liệu nhẹ - ở chế độ cơ động : khi khởi động, trước khi tắt máy, đảo chiều quay, tàu quay vòng) hoặc dùng hai máy phân ly để bảo đảm lưu lượng.

Trên hình 2.2, giới thiệu sơ đồ cấp nhiên liệu song song cho TBDL diesel với tổng công suất 9000 mã lực cho tàu biển mà áp dụng cả hai nguyên lý phân ly : mắc đơn cấp và mắc song song.

Nhiên liệu dùng để khởi động được chứa trong hai bể 1 (vừa có tác dụng để lắng vừa thay nhau phân ly). Bơm 3 hút nhiên liệu từ bể chứa 1 qua bộ lọc thô 2 (loại lưới thưa : $8 \div 10 \text{ lỗ/cm}^2$), thiết bị sấy 4 tới máy phân ly 5. Do nhiên liệu khởi động thường nhẹ, độ nhớt nhỏ chủ yếu cần lọc sạch tạp chất nên máy này mắc theo sơ đồ tách tạp chất cơ học. Nhiên liệu đã phân ly qua van hai ngã 26 thực hiện bước lọc thứ hai - lọc thấm 7 rồi về bể cấp nhiên liệu 8. Từ hai bể này nhiên liệu được hút qua các van đo lưu lượng 9 đến hệ thống nhiên liệu trên động cơ (bơm 22, thiết bị sấy 23, lọc tinh 24 và bơm cao áp 25).

Khi tàu chuyển động ổn định, động cơ chuyển sang làm việc bằng nhiên liệu nặng. Nhiên liệu nặng được chứa trong hai bể ngầm 10. Bơm chuyển nhiên liệu 12 hút dầu từ các bể 10 qua bộ sơ lọc 11 (loại lưới có 4 lỗ/cm²), van ba ngã 13 đến hai máy phân ly 15 được mắc song song. Trước khi phân ly nhiên liệu được sấy nóng để giảm độ nhớt ở thiết bị 14. Nhiên liệu đã phân ly được bơm 16 (hai bơm 12 và 16 thực tế là hai khoang của một bơm phục vụ máy phân ly như hai khoang 4 và 7 trên hình 2.1a và b) tiếp áp qua lọc 17 đến bể chứa 18, sau đó nhờ bơm 19 chuyển về bể cấp nhiên liệu cho động cơ 20. Trong các bể cấp nhiên liệu nhẹ 8 và nặng 20 đều có trang bị phao điều chỉnh và kiểm tra mức nhiên liệu.

Để tính năng suất của máy phân ly, kinh nghiệm thực tế cho thấy rằng cứ 2000 mã lực thì cần một máy phân ly có năng suất khoảng 1800 đến 2300 lít/giờ ; có nghĩa cứ một lít nhiên liệu cần lọc sạch trong một giờ ứng với mỗi mã lực của động cơ.

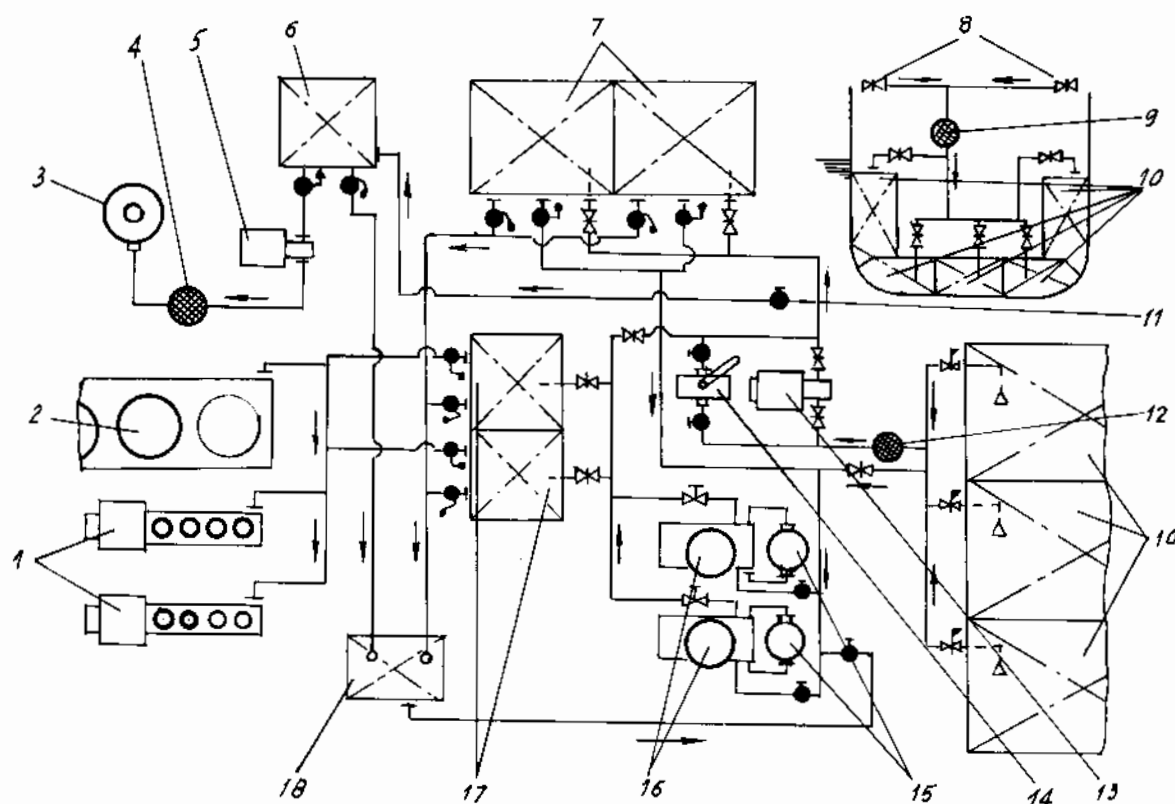
2.2.3. LỌC THẤM

Giai đoạn sau lọc lắng hay lọc phân ly là lọc thấm. Các lọc thấm thường được bố trí gần hay trực tiếp trên động cơ (đối với các TBDL vừa và nhỏ). Lọc thấm thường là các lưới lọc, lọc khe qua các tấm (lọc thô với số lỗ khoảng 16 đến 25 lỗ trên một cm²) hay bằng phớt, len, dạ, giấy (lọc tinh với số lỗ từ 2500 đến 10.000 trên một cm²). Kết cấu và nguyên lý làm việc của các loại lọc này học sinh đã được nghiên cứu kỹ trong giáo trình "Thiết kế và tính toán động cơ" nên ở đây không đi sâu. Chỉ nhấn mạnh thêm rằng lọc thô thường bố trí trước bơm chuyển nhiên liệu, còn lọc tinh - sau bơm chuyển và trước bơm cao áp.

Để thấy toàn cảnh sơ đồ và nguyên lý cung cấp nhiên liệu cho một TBDL tàu thủy bao gồm động cơ chính, các động cơ phụ, nồi hơi và hợp nhất các giai đoạn lọc lắng, lọc phân ly, lọc thẩm, trên hình 2.3 giới thiệu sơ đồ và nguyên lý cung cấp nhiên liệu cho TBDL diesel tàu thủy đặc trưng (để tham khảo).

Nhiên liệu được đưa vào các bể chứa dự trữ chính 10 thông qua phễu rót 8 và lọc 9, sau đó qua lọc 12 nhờ bơm 13 đẩy nhiên liệu vào hai bể lắng 7. Để dự phòng có bố trí một bơm tay 14.

Nhiên liệu được chuyển vào các bể cấp 17 nhờ các máy phân ly 16 (trên máy phân ly thường có trang bị đồng bộ bơm hút và bơm đẩy). Bơm hút của máy phân ly hút nhiên liệu từ các bể lắng và chuyển qua thiết bị sấy 15, ở đây nhiên liệu được hâm nóng đến $50 \div 70^{\circ}\text{C}$. Sau khi được phân ly sạch nhiên liệu được bơm đẩy của máy đẩy vào các bể cấp. Từ các bể cấp nhiên liệu tự chảy về hệ thống nhiên liệu riêng của động cơ chính 2 và các động cơ phụ 1. Còn bể cấp 6 của nồi hơi 3 được nạp qua van 11. Nhiên liệu cấp cho nồi hơi nhờ bơm vòi phun 5 qua lọc 4. Nhiên liệu bắn và rò rỉ được hồi về xitec chứa 18.



Hình 2.3. Sơ đồ và nguyên lý cung cấp nhiên liệu.

2.3. CÁC THIẾT BỊ CHÍNH TRONG HTNL

2.3.1. CÁC BỂ CHỨA

Hệ thống nhiên liệu có nhiệm vụ tiếp nhận, bơm chuyển, chứa dự trữ, làm sạch nước và các tạp chất cơ học và cung cấp cho các động cơ chính, các động cơ phụ và nồi hơi. Đối với các trang bị động lực cỡ lớn nhiên liệu còn được dùng để làm mát vòi phun động cơ.

Các thiết bị trong HTNL thường bao gồm : các bể và các khoang chứa nhiên liệu, các bơm hút và bơm đẩy, các máy phân ly, các thiết bị sấy, lọc và hệ thống ống dẫn.

Để tiếp nhận nhiên liệu lên tàu từ bờ cần có các van tách-nối, ống rót và hệ thống ống mềm. Nhiên liệu chính dự trữ trên tàu được chứa trong các khoang nằm trong không gian giữa hai đáy tàu hoặc chứa trong các bể ngang hoặc các bể sườn tàu. Thậm chí có tàu nhiên liệu dự trữ còn được chứa trong các bể nước dằn hoặc bể cân bằng dọc.

Cấp nhiên liệu trực tiếp đến các thiết bị tiêu thụ được tiến hành từ các bể cấp. Đối với động cơ chính thường có hai bể : một để cấp và một để lắng (tách nhiên liệu khỏi nước và các tạp chất cơ học).

Còn đối với nồi hơi tiêu thụ loại nhiên liệu riêng thì phải bố trí bể cấp riêng. Nếu động cơ chính làm việc với nhiên liệu nặng, thì ngoài bể cấp nhiên liệu nặng, cần bố trí các bể nhiên liệu nhẹ để cấp cho các động cơ phụ (quay máy phát điện) và động cơ chính làm việc ở các chế độ cơ động như giai đoạn khởi động, trước khi dừng máy hay đảo chiều quay. Ưu tiên bố trí các bể cấp trên các boong nắp khoang máy để nhiên liệu có thể tự chảy đến động cơ.

Không cho phép bố trí các bể nhiên liệu phía trên thang lên xuống, trên cửa ra vào, trong các khoang ở và sinh hoạt, ngoài ra, không được bố trí trên động cơ, bình tiêu âm, hệ thống dẫn khí thải, nồi hơi tận dụng, máy điện và trung tâm điều khiển. Tất cả các bể chứa phải có trang bị đồng bộ thiết bị đo, ống tràn và ống thoát khí.

2.3.2. BƠM CHUYỂN NHIÊN LIỆU

Trong trang bị HTNL, các loại bơm thấp áp được dùng chủ yếu là bơm pistông, bơm bánh răng và bơm trục vít.

a) Bơm chuyển nhiên liệu kiểu pistông

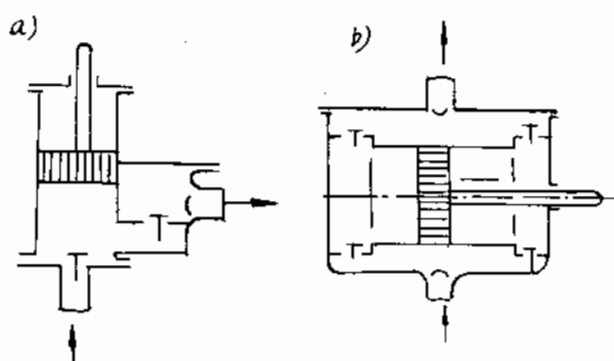
Bơm pistông được dùng để chuyển nhiên liệu có ưu điểm :

1. Có khả năng hút nhiên liệu ở độ cao lớn nên thích ứng trong điều kiện sử dụng TBDL điêzen tàu thủy khi phần lớn nhiên liệu dự trữ được chứa dưới hầm tàu.
2. Lưu lượng của bơm hầu như ít thay đổi khi tăng cột áp.

3. Hiệu suất cao ($\eta = 0,7 \div 0,9$).

Nhược điểm cơ bản của loại bơm này là :

1. Kết cấu phức tạp hơn so với bơm bánh răng.
2. Trọng lượng và kích thước tương đối lớn.
3. Cấp không đều nên gây xung và làm rung ống dẫn.



Hình 2.4. Sơ đồ các bơm kiểu piston :

- a - bơm kiểu piston tác động đơn ;
b - bơm kiểu piston tác động kép.

Để dẫn động bơm piston thường dùng động cơ điện độc lập.

Trên hình 2.4 giới thiệu sơ đồ các bơm kiểu piston loại đơn giản.

b) *Bơm chuyển nhiên liệu kiểu bánh răng*

Bơm chuyển nhiên liệu kiểu bánh răng được giới thiệu trên hình 2.5 có ưu điểm :

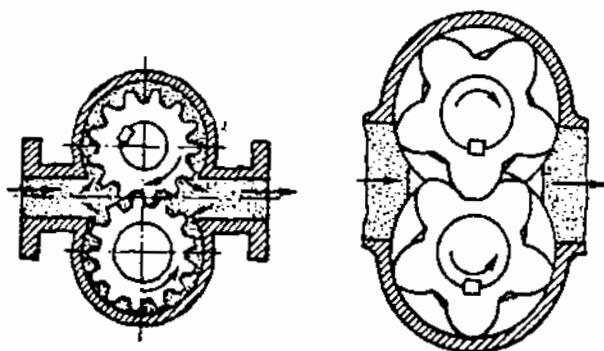
1. Đơn giản về kết cấu ;
2. Làm việc bền ;
3. Sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa đơn giản ;
4. Giá thành tương đối rẻ ;
5. Trọng lượng và kích thước không lớn lắm nên được dùng khá phổ biến.

Năng suất của loại bơm này được chế tạo trong dải rộng từ 0,2 đến 200 m³/h ở áp suất đến 3,5 MPa trong một cấp với tần số quay đến 3.000 vg/ph. Song, trong thực tế sử dụng các TBDL công suất lớn năng suất của bơm cũng ít khi vượt quá 50 ÷ 60 m³/h ở áp suất đến 0,5 MPa.

Những nhược điểm chính của bơm chuyển kiểu bánh răng là :

1. Hiệu suất tương đối thấp ($\eta = 0,5 \div 0,74$) ;
2. Cột hút thấp hơn so với bơm piston ;
3. Lưu lượng giảm nhanh khi cần trên đường ống hút tăng ;
4. Xung khi bơm làm việc nên gây rung ống dẫn ;

5. Mức ồn lớn, đến $82 \div 85$ db ở bơm mới và $95 \div 100$ db ở bơm đã mòn ;
6. Khe hở răng của các bánh công tác tương đối nhỏ nên không cho phép dùng để chuyển nhiên liệu bẩn có lẫn nhiều tạp chất.

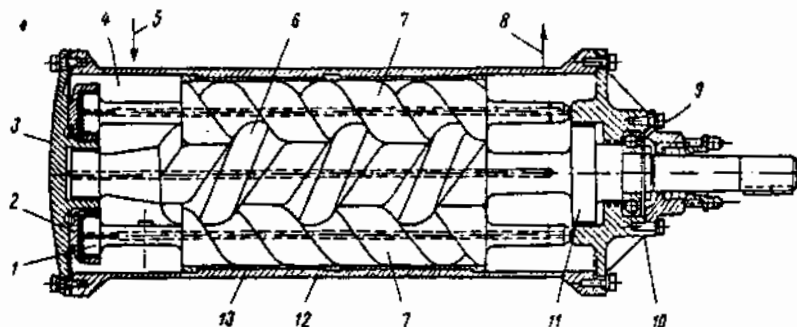


Hình 2.5. Sơ đồ kết cấu của bơm kiểu bánh răng.

Trong TBĐL diesel tàu thủy bơm chuyển nhiên liệu kiểu bánh răng được dẫn động độc lập từ động cơ điện.

c) Bơm chuyển nhiên liệu kiểu trục vít

Bơm kiểu trục vít được dùng phổ biến để chuyển nhiên liệu nặng có độ nhớt lớn hay hút nhiên liệu bẩn có lẫn nhiều nước và các tạp chất được chứa trong bể phễu liệu lên bờ.



Hình 2.6. Bơm kiểu trục vít.

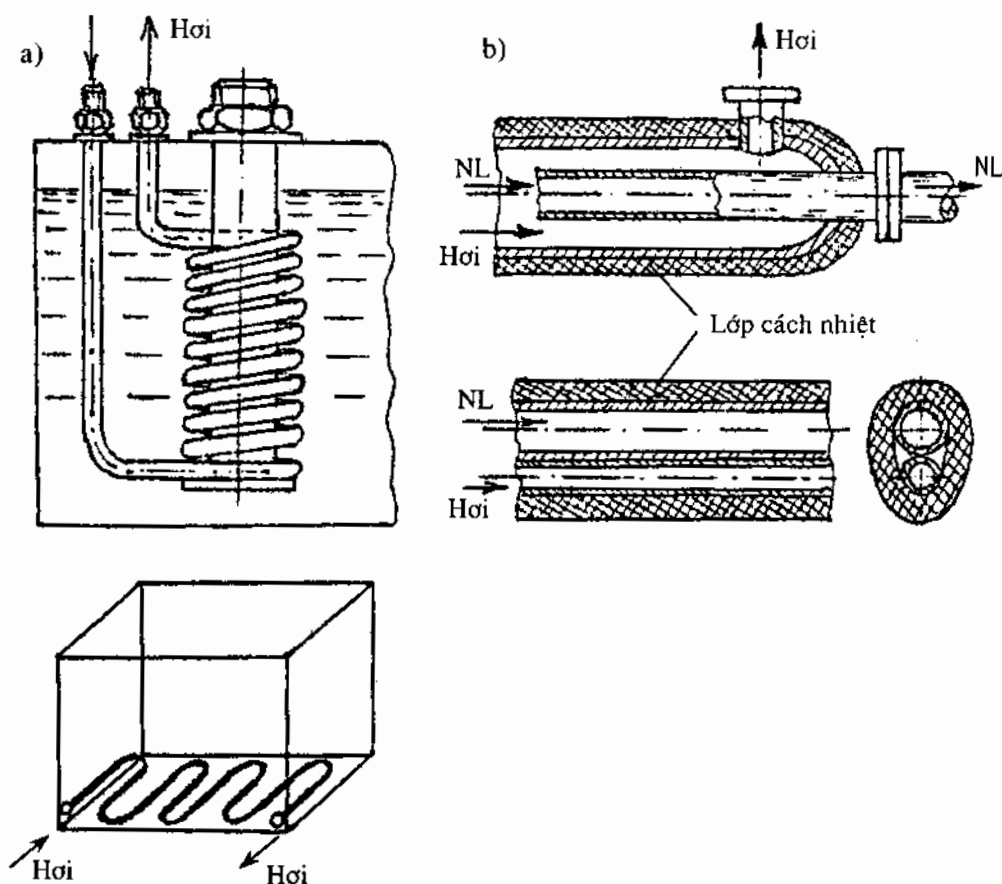
Miền phân bố năng suất của bơm được chế tạo rộng, từ $0,2$ đến $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ với áp suất đến $25,0 \text{ MPa}$ (250 kg/cm^2). Song, trong TBĐL diesel tàu thủy chỉ dùng loại từ $300 \div 400 \text{ m}^3/\text{h}$ với áp suất $1,0 \div 1,2 \text{ MPa}$ trở xuống. Ưu điểm của bơm :

1. Có thể chuyển nhiên liệu với độ nhớt bất kỳ ;
2. Lưu lượng bơm ít thay đổi khi cột áp tăng ;

3. Hiệu suất cao, đến 85% ;
4. Trọng lượng và kích thước tương đối nhỏ (đặc biệt khi lưu lượng càng lớn) ;
5. Cấp đều, không gây xung, rung và ồn.

Nhược điểm chủ yếu là kết cấu phức tạp và giá thành chế tạo đắt.

Trên hình 2.6 giới thiệu kết cấu bơm kiểu trục vít. Bơm gồm có một vít chủ động và hai vít bị động được ăn khớp với nhau. Vỏ bơm 12 có bề mặt trong được phủ lớp hợp kim chịu mòn babit 13 dùng làm ổ đỡ cho hai vít bị động 7. Còn vít chủ động (vít giữa) 6 có ổ đỡ ở nắp vỏ sau 3 và trước 10, trong đó có một ổ đỡ 9 loại ổ lăn. Nhiên liệu được chuyển vào khoang tiếp nhận của vỏ bơm 4 thông qua ống hút 5 và nhờ các vít được bơm dọc thân giữa các rãnh cắt và đệm babit đến khoang ra 8 và từ đó vào ống đẩy. Các lỗ khoan trong thân các vít để giảm lực dọc trục. Cũng với mục đích ấy, ở vít giữa có gắn đĩa giảm tải 11. Còn các cốc 2 được đeo tự do trên các ngồng mút của các vít 1 để làm đỡ hướng trục cho các vít bị động.



Hình 2.7. Các thiết bị sấy nhiên liệu :

- a - sấy trong bể chứa ;
- b - sấy trên ống dẫn.

Trong TBĐL diesel tàu thủy các bơm trục vít đều được dẫn động bằng động cơ điện và được bố trí nằm ngang hay thẳng đứng.

2.3.3. THIẾT BỊ SẤY NHIÊN LIỆU

Để bảo đảm độ nhớt ổn định, khoảng từ 57°C đến 120°C (độ nhớt cho phép nhiên liệu lưu động dễ dàng) nhiên liệu nặng luôn luôn đòi hỏi phải được sấy trong các bể chứa dự trữ, bể lắng, bể cấp, trước máy phân ly và trước đường dẫn dầu vào động cơ lúc khởi động; với nhiên liệu có độ nhớt không lớn có thể dùng phương pháp sấy cục bộ kiểu ống xoắn ruột gà được nhấn chìm trong bể chứa (như kiểu ống máy so đũa nước). Khi độ nhớt lớn phải dùng phương pháp sấy toàn phần.

Để bảo đảm an toàn trong sử dụng, môi chất chủ yếu dùng để sấy là hơi bão hòa với áp suất đến 2 - 3 kg/cm². Đối với TBĐL tỉnh tại có thể dùng điện để sấy nhiên liệu.

Trên hình 2.7 giới thiệu các thiết bị sấy bằng hơi.

2.3.4. MÁY PHÂN LY

Trong các TBĐL cỡ lớn, lượng tiêu thụ dầu nhiều, dầu lại nặng, độ nhớt lớn, lẫn nhiều nước và tạp chất, mặt khác khả năng thông qua của các bầu lọc thẩm không đủ để cung cấp cho động cơ, vì vậy phải dùng máy phân ly để tách các tạp chất được phân ly dưới tác dụng của lực ly tâm khi nhiên liệu được quay với tốc độ lớn. Để việc tách được dễ dàng, trước khi phân ly, nhiên liệu được sấy hoặc "rửa" bằng nước nóng gần 100°C. Độ nhớt của nhiên liệu trước khi phân ly không được quá 6°C.

Các hãng chế tạo nhiều máy phân ly là "Lavan" (Balan), HCM và CIJ (Liên Xô), "Titab" (Đan Mạch), "Vecphalin" và "Kryp" (Tây Đức) và "Gravinson" (Anh). Về nguyên lý làm việc, tất cả các loại này, cơ bản giống nhau. Trong bảng 2.1 và 2.2 trích dẫn một số loại máy phân ly sản xuất ở Liên Xô và Balan, còn trên hình 2.8 giới thiệu nguyên lý làm việc của chúng.

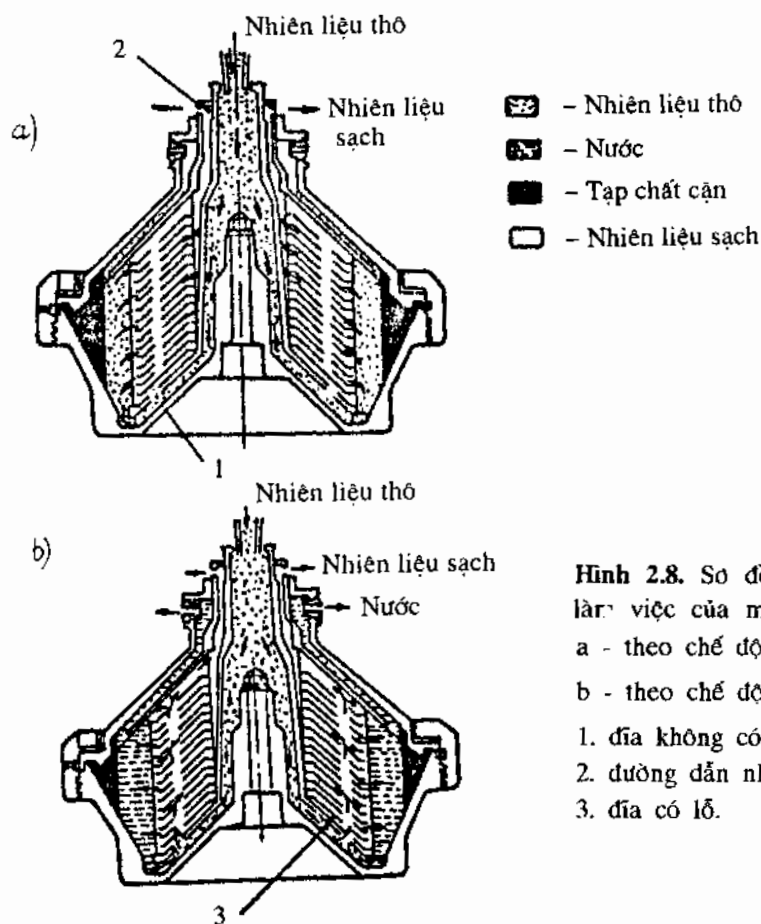
Bảng 2.1. Tính năng kỹ thuật của các máy phân ly chế tạo ở Liên Xô

Ký hiệu	Năng suất	Cột hút	Áp suất đẩy	Số vòng quay	Trọng lượng	Công suất	Phương pháp làm sạch
	lit/giờ	m.cột H ₂ O	kg/cm ²	vg/ph	kg	kW	
HCM-2	500	4,0	3,5	7125	265	2,2	Không tự làm sạch
HCM-3	1500-2000	4,0	3,5	4525	515-410	-	
HCM-4	3000	4,5	3,5	4525	638	4,8	
CIJC	3000	6,0	4,0	6000	1000	7,5	Tự làm sạch

Bảng 2.2. Tính năng kỹ thuật của các máy phân ly chế tạo tại Ba Lan

Ký hiệu	Năng suất	Cột hút	Áp suất đẩy	Số vòng quay	Trọng lượng	Công suất	Phương pháp làm sạch
	lit/giờ	m.cột H ₂ O	kG/cm ²	vg/ph	kg	kW	
B-1400	1200	4	1,5	-	155	1,5	Không tự làm sạch
B-1700	1400	4	1,5	-	425	4,0	
P _x 207	5000	4	2,0	-	1200	5,5	Tự làm sạch
P _x 309	8000	4	1,5	-	1400	12,5	

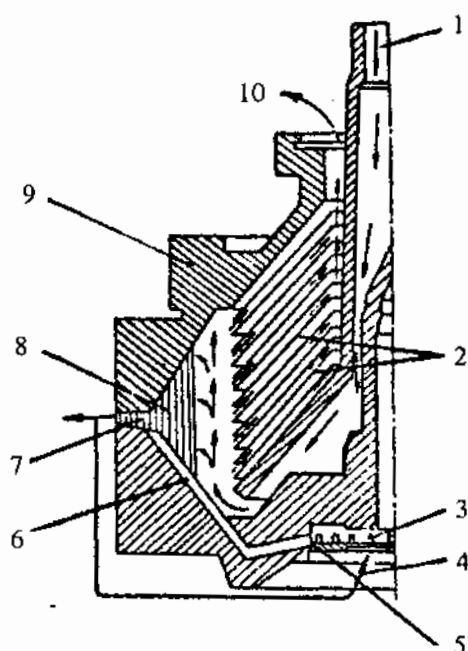
Máy gồm hai phần chính : thân và rôto quay. Trên thành ngoài của rôto được gắn hệ thống đĩa phân phối có đột lỗ để dẫn nhiên liệu. Ở chế độ tách tạp chất (hình 2.8a) đĩa dưới cùng 1 không có lỗ ; còn ở chế độ tách nước (hình 2.8,b) đĩa dưới cùng 3 có lỗ.



Cả ở hai chế độ phân ly, nhiên liệu vào theo đường tâm và dồn dần xuống phần dưới của rôto quay. Dưới tác dụng của lực ly tâm, nhiên liệu được văng về phía vách chắn, luồn qua khe giữa các đĩa phân phối (theo mũi tên chỉ). Ở đây nhiên liệu được tách khỏi tạp chất hay nước và theo kênh 2 về ống dẫn nhiên liệu sạch. Nước được văng cùng với tạp chất, dồn vào ngăn chứa bẩn và tạo nên van thủy lực, chặn dẫn dòng chảy của nhiên liệu vào khe giữa các tấm đĩa phân phối, vì vậy phải định kỳ tháo và rửa tang quay.

Về kết cấu cũng như nguyên lý làm việc của máy phân ly dầu bôi trơn cũng hoàn toàn như máy phân ly nhiên liệu. Trong TBĐL cỡ lớn hai loại máy này thường được nối với nhau bằng một đường ống chung có van chặn và có thể làm việc thay thế khi có sự cố một trong hai máy.

Việc tháo, bảo dưỡng rôto quay rất phức tạp, đặc biệt là đối với các TBĐL tàu thủy đi biển xa. Để khắc phục nhược điểm này, ở các TBĐL tự động hóa cao người ta trang bị thay thế bằng máy phân ly tự làm sạch (hình 2.9) nhờ có cơ cấu dẫn thoát nước và tạp chất từ thành tang hồi về đường nạp nhiên liệu.



Hình 2.9. Sơ đồ tang quay tự làm sạch :

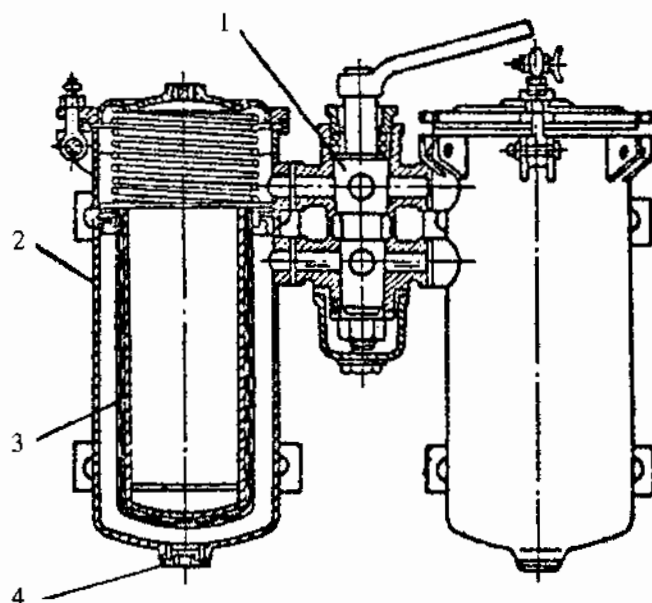
1. đường nạp nhiên liệu ;
2. đĩa phân phối ;
3. cửa hồi của tạp chất ;
4. đường hồi của tạp chất ;
5. đĩa điều chỉnh ;
6. đường dẫn tạp chất về miệng vòi xả ;
7. vòi thoát tạp chất ;
8. lớp cặn lắng ;
9. vỏ tang ;
10. đường dẫn nhiên liệu sạch (đã phân ly).

2.3.4. BÌNH LỌC NHIÊN LIỆU

Giai đoạn cuối của việc tinh chế nhiên liệu (hay dầu bôi trơn) là lọc bằng phin lọc. Phin lọc nhiên liệu được chia thành ba loại : lọc thô, lọc tinh và các khe lọc cao áp.

Lọc thô (hình 2.10) thường được đặt trước bơm chuyển nhiên liệu (bơm thấp áp) ; lọc tinh (hình 2.11) trước bơm cao áp ; lọc cao áp (hình 2.12) gần vòi phun hay

trực tiếp trong thân vòi phun. Các phin lọc thô và tinh thường được làm kép - một trong hai phin để dự phòng. Chuyển đổi chế độ làm việc từ phin này sang phin khác được tiến hành nhờ van ba ngã. Để tiện lợi cho việc bảo dưỡng hoặc thay thế, các lõi lọc được làm rời.



Hình 2.10. Bình lọc thô kép kiểu lưới :

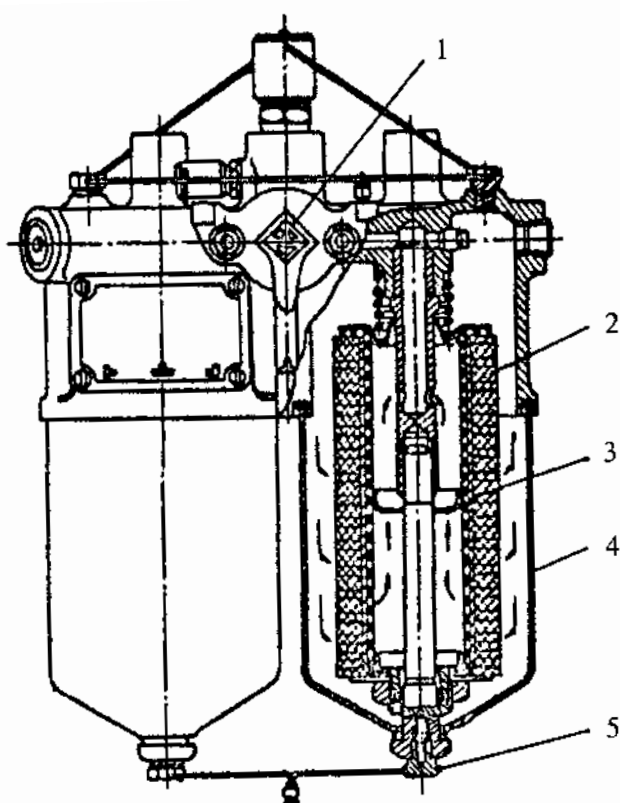
1. van (khóa) ba ngã ; 2. vỏ ;
3. lưới lọc ; 4. nút tháo.

Kết cấu bầu lọc tinh được giới thiệu trên hình 2.11. Lõi lọc ở đây là các vòng bằng phốt hay sợi 2 được xếp chồng nhau quanh lưới kim loại 3. Sự lưu thông của nhiên liệu trong lọc được chỉ dẫn bằng mũi tên. Cặn bẩn và tạp chất lắng đọng xuống đáy vỏ 4 được xả qua nút 5. Trong trường hợp tắc hay hỏng một trong hai phân nhánh thì chuyển sang nhánh kia nhờ khóa ba ngã 1.

Trạng thái làm việc của bầu lọc được kiểm tra nhờ các áp kế được đặt trước và sau lọc. Trạng thái bình thường nếu sự chênh áp suất là $0,1 \div 0,3 \text{ kg/cm}^2$. Nếu độ chênh áp suất lớn hơn giá trị trên chứng tỏ phin lọc đã bẩn, còn trường hợp sau bình không có áp suất thì phải kiểm tra bình hỏng hay lắp không đúng.

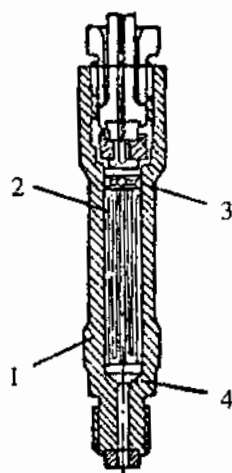
Ở một số động cơ như D6, D12, B-2 ... trước vòi phun có thiết kế cơ cấu lọc cao áp (hình 2.12).

Thành phần của cơ cấu lọc gồm thân 1 và trục lõi 2. Trên mặt trục có phay nhiều rãnh dọc cách đều nhau. Một nửa số rãnh thông với khoang trên 3, còn một nửa với khoang dưới 4. Các rãnh này nằm xen kẽ với nhau. Phần không phay rãnh của trục (gờ lọc) được mài với đường kính nhỏ hơn đường kính của thân. Giữa thân và các gờ của trục tạo nên các khe có kích thước từ 0,025 đến 0,050 mm, mà qua đó nhiên liệu được lọc các tạp chất nhỏ.



Hình 2.11. Bầu lọc tinh :

- 1. khóa ba ngã ;
- 2. vòng phốt lọc ;
- 3. lưới kim loại ;
- 4. vỏ lọc ;
- 5. nút tháo.



Hình 2.12. Lọc cao áp :

- 1. thân ; 2. trục lõi ;
- 3. khoang trên ; 4. khoang dưới.

2.4. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA CÁC THIẾT BỊ

2.4.1. DUNG TÍCH CỦA BỂ CHỨA NHIÊN LIỆU DỰ TRÙ

Ở những trang bị động lực cỡ lớn, để giảm giá thành khai thác, các máy chính và các máy phụ thường làm việc với các nhiên liệu khác nhau. Do vậy, nhiên liệu cũng được chứa trong các bể khác nhau.

1. Dung tích bể chứa nhiên liệu dự trữ cho các động cơ chính :

$$V_{dc} = \frac{k_v}{\gamma} g_e N_e i T_c \cdot 10^{-3} \quad m^3 \quad (2.1)$$

2. Dung tích bể chứa nhiên liệu dự trữ cho các động cơ phụ :

$$V_{dp} = \frac{k_v}{\gamma} g'_e N'_e i' T'_\Sigma \cdot 10^{-3} \quad m^3 \quad (2.2)$$

3. Khi các động cơ trong trang bị động lực dùng chung một loại nhiên liệu :

$$V_d = \frac{k_v}{\gamma} (g_e N_e i T + g'_e N'_e i' T') \cdot 10^{-3} \quad m^3 \quad (2.3)$$

Ở các biểu thức trên : k_v - hệ số dư của bể chứa ;

γ - tỉ trọng của nhiên liệu, T/m^3

$\gamma = 0,83 \div 0,89$ - đối với nhiên liệu diesel cho động cơ cao tốc ;

$\gamma = 0,89 \div 0,92$ - đối với nhiên liệu diesel cho động cơ tốc độ trung bình ;

$\gamma = 0,94 \div 0,97$ - dùng cho các động cơ lớn.

Ví dụ : Các động cơ hãng "MAN" (Tây Đức) $\gamma = 0,97 \text{ T/m}^3$

Các động cơ hãng "BURMESIKTE-VAIN" $\gamma = 0,95 \text{ T/m}^3$

Các động cơ hãng "FIAT" (Italia) $\gamma = 0,94 \text{ T/m}^3$

g_e và g'_e - suất tiêu hao nhiên liệu cho động cơ chính và động cơ phụ, $kg/ml.h$;

N_e và N'_e - công suất của động cơ chính và động cơ phụ ml ;

i và i' - số lượng động cơ chính và phụ ;

T_e và T_Σ - thời gian làm việc của máy chính và tổng thời gian làm việc của máy phụ, h .

2.4.2. DUNG TÍCH CỦA BỂ LÃNG VÀ CẤP NHIÊN LIỆU CHO ĐỘNG CƠ

1. Đối với động cơ chính, dung tích bể chứa phải bảo đảm đủ cho động cơ làm việc từ 8 giờ (khi sử dụng nhiên liệu nhẹ) hoặc 12 giờ (khi sử dụng nhiên liệu nặng).

$$V_{Lc} = \frac{k_v (8 \div 12) g_e N_e i \cdot 10^{-3}}{\gamma} \quad m^3 \quad (2.4)$$

2. Đối với động cơ phụ, dung tích bể chứa phải đủ cấp cho các động cơ làm việc không dưới 4 giờ :

$$V_{Lp} = \frac{k_v \cdot 4 g'_e N'_e i' \cdot 10^{-3}}{\gamma} \quad m^3 \quad (2.5)$$

2.4.3. NĂNG SUẤT CỦA BƠM CHUYỂN NHIÊN LIỆU

Bơm chuyển nhiên liệu thường được đặt giữa bể chứa nhiên liệu dự trữ và bể cấp nhiên liệu cho động cơ. Do bể chứa nhiên liệu dự trữ đặt thấp (đối với các trạm phát điện thường là các tể ngầm, còn đối với tàu thủy thường chứa trong các khoang dưới hầm tàu) còn bể cấp đặt trên cao nên bơm chuyển phải có khả năng hút tốt và phải tạo được cột áp lớn. Để thỏa mãn những yêu cầu này, trong thành phần bơm chuyển dùng bơm trục vít.

1. Năng suất của bơm chuyển phải bảo đảm hút hết nhiên liệu trong bể dự trữ từ 2 đến 4 giờ.

$$Q_{bc} = \frac{V_{dc}}{(2 \div 4)} \quad m^3/h \quad (2.6)$$

2. Công suất tiêu thụ của bơm

$$N_{bc} = \frac{Q_{bc} \cdot H_{bc}}{270 \cdot \eta_{bc}} \quad (m.l) \quad (2.7)$$

trong đó $H_{bc} = 30 \div 50 \text{ mH}_2\text{O}$ - Cột áp của bơm.

η_{bc} - hiệu suất của bơm.

đối với bơm bánh răng $\eta_{bc} = 0,60 \div 0,72$.

đối với bơm trục vít $\eta_{bc} = 0,75 \div 0,85$.

2.4.4. NĂNG SUẤT CỦA MÁY PHÂN LY

Năng suất của máy phân ly được xác định trên cơ sở phải bảo đảm lọc sạch nhiên liệu từ 8 đến 12 giờ đủ cấp cho động cơ làm việc trong một ngày một đêm (24 giờ).

$$Q_{pl} = \frac{24 \cdot g_e N_e i \cdot 10^{-3}}{(8 \div 12) \gamma \beta}, \quad m^3/h \quad (2.8)$$

$\beta = 1$ khi một máy phân ly hoặc hai máy nối tiếp.

$\beta = 2$ khi hai máy mắc song song.

Chương III

TRANG BỊ HỆ THỐNG BÔI TRƠN

3.1. ĐIỀU KIỆN LÀM VIỆC VÀ PHÂN LOẠI DẦU BÔI TRƠN

a - Chức năng của hệ thống dầu bôi trơn

Trong TBĐL diesel, hệ thống bôi trơn (HTBT) có các nhiệm vụ :

1. Tiếp nhận và chứa dầu trong bể chứa dầu tuần hoàn ;
2. Lọc nước và các tạp chất lẫn trong dầu ;
3. Làm mát dầu để bảo đảm tính chất hóa lý của dầu ;
4. Bơm dầu đến bề mặt ma sát của động cơ và tuabin tăng áp ;
5. Bơm thay dầu khi dầu đã hết thời hạn sử dụng ;
6. Đối với những động cơ lớn dầu dùng để làm mát đỉnh piston ;
7. Bôi trơn và làm mát hộp giảm tốc, ổ đỡ và ổ chặn lực dọc trục tàu thủy, cấp dầu cho các động cơ điện ;
8. Cấp dầu cho khớp thủy lực ;
9. Cấp dầu cho các mô-tơ trợ động trong hệ thống tự động và điều khiển.

b - Điều kiện làm việc của dầu nhờn

1. Điều kiện nhiệt độ :

Điều kiện làm việc của dầu trong động cơ rất phức tạp. Ở giai đoạn cháy nhiên liệu, nhiệt độ của hỗn hợp cháy trong xylanh đạt tới 2000°C , nhiệt độ của dầu piston cũng vào khoảng $520 + 550^{\circ}\text{C}$, còn nhiệt độ của xecmăng $180 + 200^{\circ}\text{C}$, trong khi đó thời điểm bắt đầu tạo muối ở các loại dầu thường vào khoảng 180°C .

2. Điều kiện áp suất :

Xecmăng thứ nhất có áp suất trên mặt công tác vào khoảng 50% áp suất lớn nhất trong xylanh và bằng $50 + 60 \text{ kG/cm}^2$. Do áp suất cao nên xecmăng thứ nhất, khi piston ở điểm chết trên, làm việc trong tình trạng gần như ma sát khô (không có màng dầu bôi trơn).

3. Hiện tượng oxi hóa :

Khi động cơ làm việc, một lượng lớn dầu tuần hoàn trong cacte bị vung toé ở dạng giọt và hạt sương nên có điều kiện tiếp xúc với không khí và hỗn hợp nhiên liệu cháy lọt qua các xéc măng xuống. Kết quả là xảy ra các phản ứng hóa học với sự tạo hóa các axit hữu cơ làm dầu biến chất, mất tính năng bôi trơn.

Ngoài ra, khi tuần hoàn trong hệ, dầu cuốn theo các tinh thể kim loại bị phân hóa trong quá trình mài mòn các bề mặt công tác cùng với bụi bẩn lẫn trong không khí và hỗn hợp của nhiên liệu cháy không hết khiến cho dầu mau bẩn.

Những yếu tố kể trên có ảnh hưởng đến tính năng bôi trơn và giảm thời hạn sử dụng của dầu.

c - Dầu nhờn dùng cho động cơ

Do tính đa dạng của việc trang bị các loại động lực khác nhau nên dầu cũng được phân loại để phù hợp với tính năng sử dụng.

Theo điều kiện làm việc của dầu trong động cơ, ở Liên Xô (cũ), dầu nhờn được phân thành các nhóm A, B, B, Γ, Д, E (bảng 3.1). Mỗi nhóm dầu lại được chia thành các mức khác nhau chủ yếu về độ nhớt.

Bảng 3.1. Các nhóm dầu bôi trơn động cơ theo tiêu chuẩn của Liên Xô

Độ nhớt ở 100°C (CST)	Các nhóm dầu					
	A	B	B	Γ	Д	E
6 ± 0,5	M-6A	M-6B	M-6B	-	-	-
8 ± 0,5	M-8A	M-8B	M-8B	M-8Γ	-	-
10 ± 0,5	M-10A	M-10B	M-10B	M-10Γ	-	-
12 ± 0,5	-	M-12B	M-12B	M-12Γ	M-12Д	-
14 ± 0,5	-	M-14B	M-14B	M-14Γ	M-14Д	M-14E
16 ± 0,5	-	M-16B	M-16B	M-16Γ	M-16Д	M-16E
20 ± 0,5	-	M-20B	M-20B	M-20Γ	M-20Д	M-20E

- Dầu nhóm A không chứa chất phụ gia^(*) và để dùng cho các động cơ xăng hay một số động cơ diesel ứng suất nhỏ làm việc với nhiên liệu ít lưu huỳnh.

- Dầu nhóm B có chứa 3 ÷ 4% chất phụ gia chống oxi hóa và dùng cho các loại động cơ diesel làm việc với nhiên liệu có chứa lượng lưu huỳnh đến 0,2 ÷ 0,5%.

- Dầu nhóm B có chứa 4 ÷ 7% chất phụ gia và được dùng cho động cơ diesel các loại làm việc với nhiên liệu có chứa lượng lưu huỳnh đến 1%.

(*) Các chất phụ gia pha trong dầu nhờn học sinh đã học qua giáo trình "Nhiên liệu và dầu nhờn" hoặc tham khảo các tài liệu chuyên dùng.

- Dầu nhóm I chứa $10 \div 15\%$ chất phụ gia và dùng để bôi trơn động cơ công suất tương đối lớn làm việc với nhiên liệu chứa $1,2 \div 1,3\%$ lưu huỳnh.

- Dầu nhóm II chứa $18 \div 20\%$ chất phụ gia và dùng để bôi trơn động cơ cường hóa cao có tăng áp với nhiên liệu chứa $1,5\%$ lưu huỳnh.

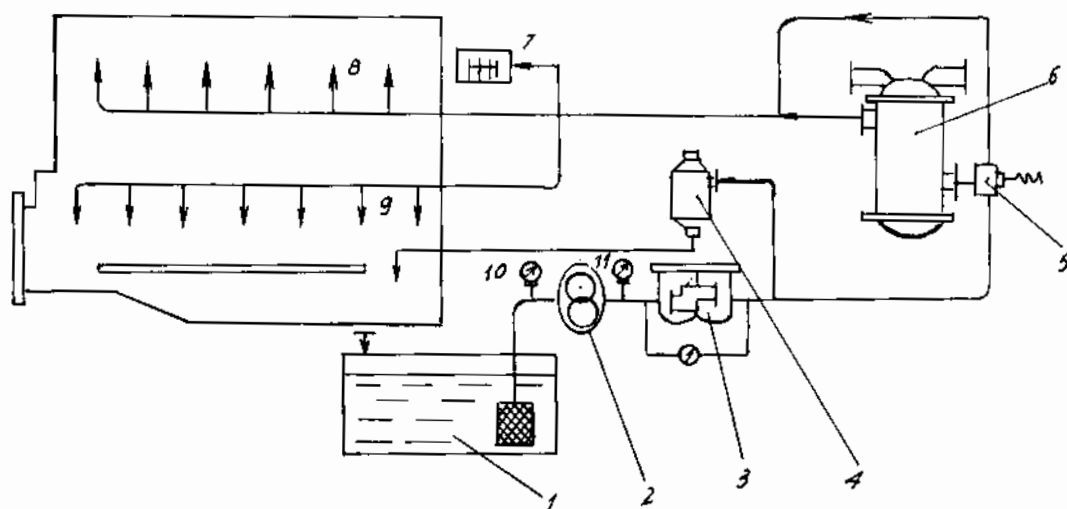
- Dầu nhóm E dùng để bôi trơn xylanh các động cơ lớn có tăng áp làm việc với nhiên liệu nặng và để bôi trơn động cơ pistông tự do. Lượng chất phụ gia trong nhóm này tăng đến 25% .

3.2. CÁC NGUYÊN LÝ BÔI TRƠN TRONG TBĐL

3.2.1. BÔI TRƠN KIỂU ÁP LỰC

Ở nguyên lý bôi trơn kiểu áp lực, dầu được đưa đến các bề mặt ma sát dưới áp suất của bơm dầu tuần hoàn.

Trên hình 3.1 giới thiệu sơ đồ và nguyên lý trang bị hệ thống bôi trơn kiểu áp lực thường dùng cho các động cơ công suất trung bình và công suất lớn có số vòng quay thấp.



Hình 3.1. Sơ đồ bôi trơn kiểu áp lực.

Bơm dầu 2 được dẫn từ động cơ hay bằng động cơ điện độc lập, hút dầu từ bể chứa 1, bơm trình tự qua bầu lọc thô 3 và kết làm mát dầu 6. Sau khi đã lọc và làm mát dầu theo ống dẫn về cơ cấu điều khiển thủy lực 7, đi làm mát đỉnh pistông 8 và theo đường dẫn chính bôi trơn ở trục khuỷu 9. Sau khi đã thực hiện các chức năng dầu dồn về cacte động cơ và từ đó chảy xuống bể chứa dầu tuần hoàn 1.

Trạng thái làm việc của bơm 2 được kiểm tra nhờ chân không kế 10 và áp kế 11, còn bầu lọc 3 nhờ áp kế vi sai 12.

Để điều chỉnh nhiệt độ của dầu vào động cơ, trước két làm mát có bố trí van hằng nhiệt 5. Nhờ van này, phụ thuộc vào chế độ làm việc của động cơ dầu có thể qua hoặc không qua két làm mát 6.

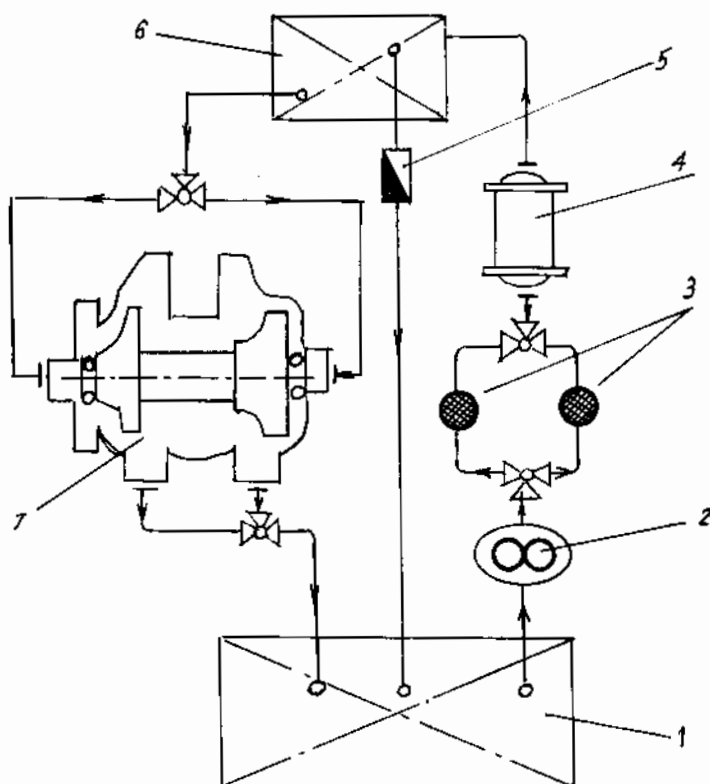
Để tăng tuổi thọ của dầu, sau lọc thô 3 có bố trí bầu lọc tinh 4 cho phép thông qua khoảng 7 ÷ 10% năng suất của bơm dầu 2. Dầu đã lọc sạch lại hồi về cacte hay bể chứa 1.

Nguyên lý trên nhìn chung đơn giản, dễ quan sát và bảo dưỡng, làm việc tin cậy nên được dùng khá phổ biến cho các loại động cơ khác nhau.

3.3.2. BÔI TRƠN KIỂU TRỌNG LỰC

Nguyên lý bôi trơn kiểu trọng lực thường được dùng để bôi trơn các ổ trục của tuốcbin tăng áp, hộp giảm tốc hoặc động cơ điện quay chân vịt tàu thủy.

Khác với nguyên lý bôi trơn kiểu áp lực là dầu tự chảy đến bôi trơn các bề mặt ma sát với áp suất không đổi từ một thùng chứa đặt trên cao so với đường tâm trục khuỷu từ 7 đến 10 mét. Trong trường hợp bơm bị hỏng, bể vẫn đủ cấp cho các cơ cấu làm việc bình thường từ 7 đến 15 phút. Đó là tính ưu việt của nguyên lý, đặc biệt dùng để bôi trơn tuốcbin tăng áp của những động cơ lớn thường đặt ở cao có số vòng quay lớn (21.000 đến 40.000 vg/ph).



Hình 3.2. Sơ đồ bôi trơn kiểu trọng lực.

Trên hình 3.2, giới thiệu nguyên lý bôi trơn trực tuốcbin tăng áp bằng trọng lực.

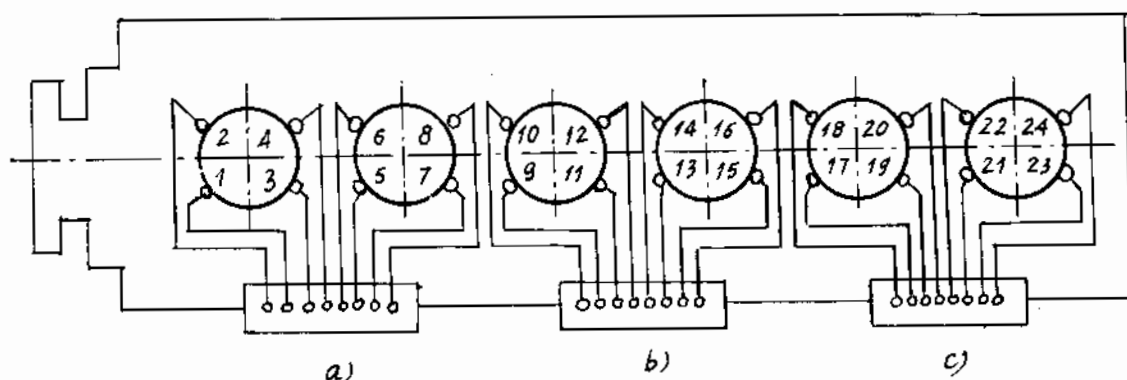
Bơm dầu 2 hút dầu từ bể chứa 1, bơm chuyển qua lọc 3, kết làm mát dầu 4 lên thùng chứa 6. Mức dầu chứa trong thùng chứa 6 luôn luôn không đổi nhờ lưu lượng của bơm 2 vượt quá lượng dầu tiêu thụ để bôi trơn các ổ của tuốcbin tăng áp 7, lượng dầu thừa tràn theo ống dẫn có cột quan sát 5 về bể chứa 1.

Ưu điểm của hệ thống bôi trơn kiểu trọng lực :

1. Áp suất của dầu đi về động cơ luôn luôn không đổi và không phụ thuộc vào lượng dầu cấp trong bể ;
2. Làm việc tin cậy, đặc biệt đối với những thiết bị khai thác trong điều kiện khắc nghiệt.
3. Dầu được bơm chứa ở thùng trên tiến hành thêm một bước lọc lắng dầu và tách khỏi dầu các tạp khí ;

3.2.3. BƠM DẦU KIỂU PHÂN TUYẾN

Không phụ thuộc vào hai nguyên lý đã trình bày ở trên, đối với những động cơ cỡ lớn, thường là những động cơ kiểu con trượt, để bảo đảm bôi trơn đều cho mặt gương xy lanh, phải bố trí các bộ cấp dầu phân tuyến (hình 3.3). Dầu cấp để bôi trơn phải bảo đảm tuyệt đối đúng lưu lượng để tránh tạo muội (trong xy lanh của động cơ) hay tạo hỗn hợp nổ với không khí (trong xy lanh của máy nén khí kiểu pistông).



Hình 3.3. Sơ đồ cấp dầu nhờn cho mặt gương xy lanh.

3.3. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ TRANG BỊ HTBT ĐIÉZEN TÀU THỦY (để tham khảo)

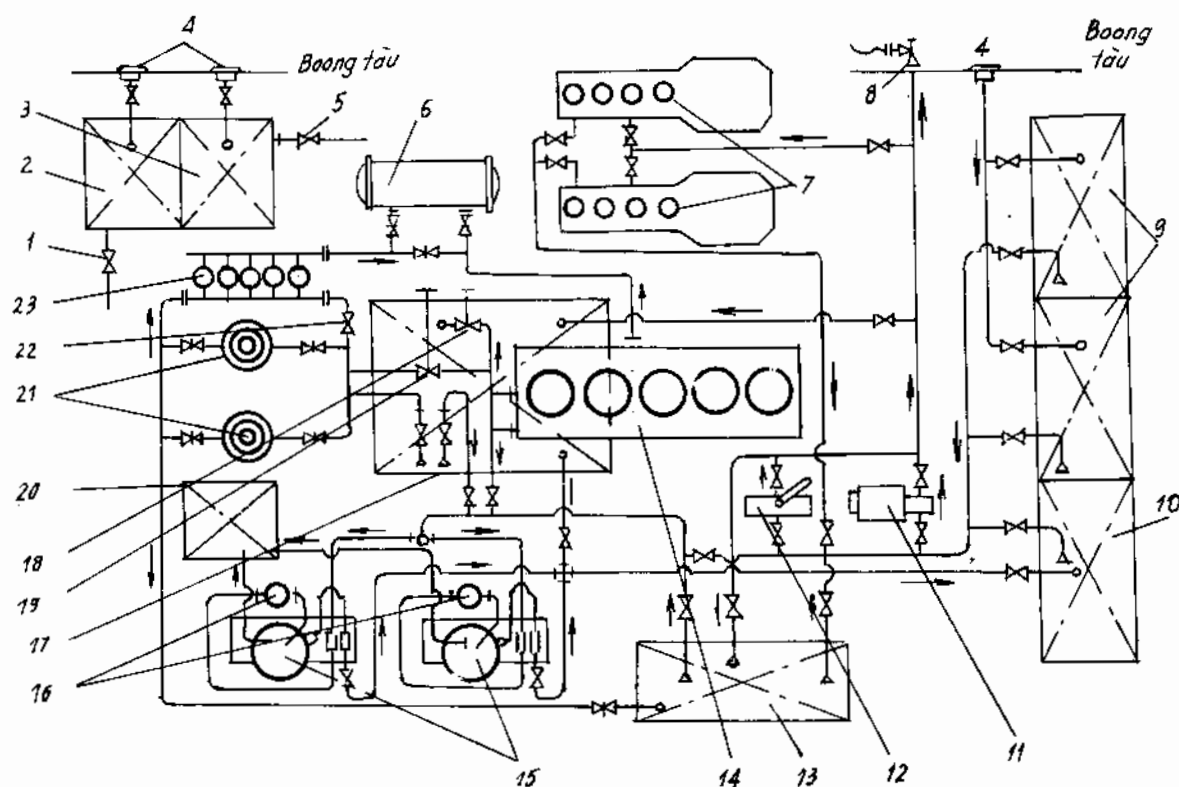
Trên hình 3.4 giới thiệu sơ đồ nguyên lý HTBT điézen tàu thủy. Động cơ chính 14 được trang bị HTBT kiểu cacte khô (dầu từ các bể mặt ma sát được hồi về thùng chứa

bên ngoài động cơ), còn các động cơ phụ 7 - HTBT cacte ướt (dầu từ các bể mặt ma sát được hồi về cacte dầu trong động cơ). Dầu được tiếp nhận lên tàu qua ống rót 4 trên boong tàu. Trong các bể 9 có chứa dầu dự trữ để bôi trơn động cơ, trong bể 3 - dầu dự trữ để bôi trơn xy lanh, còn trong bể 2 - dầu dự trữ cho máy nén khí. Bể 10 dùng để chứa dầu sạch đã phân ly, còn bể 13 - gom dầu bẩn (phế thải).

Khi động cơ chính làm việc bơm dầu tuần hoàn 21 (một bơm để dự phòng) hút dầu từ bể chứa 17 đưa qua lọc thô 23 và kết làm mát dầu 6 vào động cơ. Van bảo hiểm thoát dầu 22 làm nhiệm vụ xả dầu thừa và bảo đảm không cho tăng áp suất trong hệ quá 50% áp suất công tác.

Từ động cơ dầu qua van 18 hồi về thùng chứa dầu tuần hoàn. Trong trường hợp có sự cố hệ thống vẫn hoạt động mà không cần đến thùng chứa dầu tuần hoàn. Trong trường hợp này bơm 21 hút dầu trực tiếp từ cacte động cơ qua van 19, còn van 18 sẽ đóng. Khi cần thay dầu, dầu từ bể chứa dầu tuần hoàn được bơm chuyển vào bể phế liệu 13 nhờ bơm 21.

Việc phân ly dầu được tiến hành nhờ một trong các máy 15. Bơm tiếp nhận của máy phân ly có thể hút dầu từ các bể chứa dự trữ : bể chứa dầu tuần hoàn và bể chứa dầu phế thải.



Hình 3.4. Sơ đồ và nguyên lý HTBT diesel tàu thủy.

Trước khi phân ly, dầu được sấy qua thiết bị 16. Dầu sạch từ máy phân ly nhờ bơm đẩy bơm vào bể chứa dầu tuần hoàn hay bể chứa dầu phân ly 10. Tạp chất phân ly được đưa vào bể phế liệu 20. Từ bể chứa dầu xylanh 3, thông qua van 5 dầu tự chảy vào hệ thống điều lượng dầu bôi trơn xylanh của động cơ chính.

Dầu của máy nén khí được phân phối qua van 1.

Bơm chuyển dầu bằng điện 11 và bằng tay 12 cho phép cấp dầu sạch từ các bể chứa dầu dự trữ hay từ bể dầu phân ly vào bể chứa dầu tuần hoàn của động cơ chính và vào cacte dầu của các động cơ phụ, bơm thay dầu từ cacte của động cơ phụ vào thùng 13 và bơm lên bờ qua van 8 và hệ thống ống mềm.

3.4. VẤN ĐỀ LỌC VÀ LÀM MÁT DẦU BÔI TRƠN

3.4.1. VẤN ĐỀ LỌC DẦU

Trong quá trình sử dụng, dầu bôi trơn dần dần bị phân hóa và biến chất do lẫn các sản phẩm ăn mòn và các tạp chất bụi bẩn lẫn trong không khí. Do ảnh hưởng của nhiệt độ cao dầu bị oxy hóa khi bôi trơn các bề mặt ma sát của động cơ. Để tăng thời hạn sử dụng, dầu phải được lọc có hệ thống. Ở các TBĐL cỡ lớn (phát điện và tàu thủy) thường phải sử dụng cả hai phương pháp lọc kết hợp : lọc lắng, lọc thấm và phân ly dầu.

Lọc lắng được tiến hành ở trạng thái dầu yên tĩnh trong bể chứa khoảng 6 đến 10 giờ. Nước và tạp chất lắng trên đáy bể được đưa ra ngoài qua van tháo. Để dễ phân tách các tạp chất, dầu phải được hâm nóng đến nhiệt độ $70 \div 80^{\circ}\text{C}$.

Sau khi đã lọc lắng sơ bộ ở các bể chứa dầu dự trữ, dầu vào hệ thống lọc thấm của động cơ. Các thiết bị lọc thường dùng là tấm lọc kim loại (kiểu lọc khe), lưới lọc bằng đồng, lõi lọc bằng giấy, bằng da v.v. (kết cấu và nguyên lý của các thiết bị lọc dầu giống như lọc nhiên liệu mà chúng ta đã xem ở chương II).

Trong hệ thống bôi trơn kiểu áp lực (hay còn gọi là tuần hoàn cưỡng bức) bộ lọc kiểu lưới kim loại thường được dùng nhiều hơn cả. Nếu dùng lưới có số lỗ đến 200 trên 1 cm^2 gọi là lọc thô, còn từ 400 đến 2000 lỗ trên 1 cm^2 gọi là lọc tinh.

Bình lọc thô thường bố trí trên đường ống hút của bơm dầu chính. Do hạn chế về độ cao của cột hút, sức cản thủy lực này không được lớn quá $0,1 \div 0,2\text{ kg/cm}^2$. Khi bình lọc thô đặt trên đường thải của bơm, cản thủy lực có thể đến $0,5 \div 1,0\text{ kg/cm}^2$, phụ thuộc vào độ bền của lõi lọc. Bình lọc thô có thể bảo đảm lưu thông tất cả lượng dầu tuần hoàn trong hệ. Vì vậy bình lọc thô được mắc nối tiếp trong đường dầu chính của động cơ. Còn các bình lọc tinh, do có sức cản thủy lực lớn, nên thường mắc trên mạch rẽ từ đường dầu chính và cho phép thông qua 7 đến 10% lượng dầu tuần hoàn. Sau khi lọc tinh, dầu lại hồi về cacte, hòa trộn với dầu tuần hoàn để tăng tính năng sử dụng của dầu.

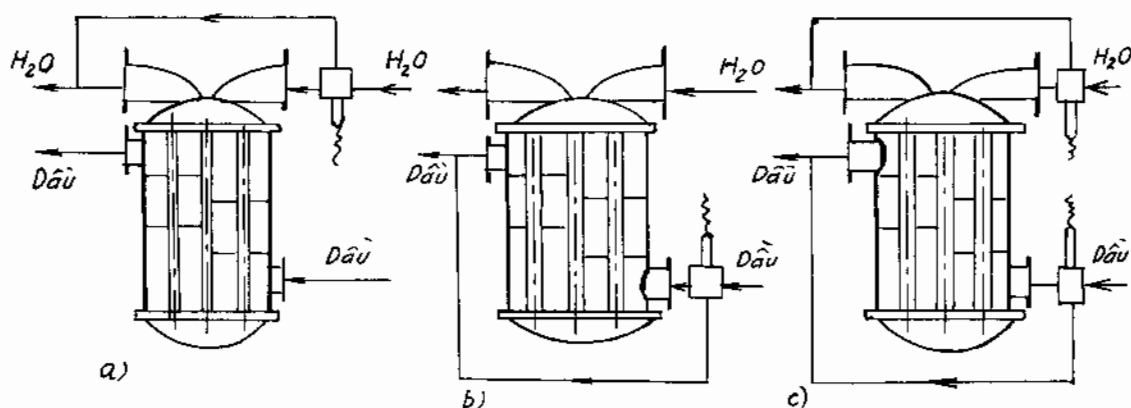
Ở các TBĐL cỡ lớn, lọc thấm thường không bảo đảm đủ dầu di bôi trơn vì vậy, chức năng lọc tinh được thay thế bằng máy phân ly. Máy phân ly không chỉ bảo đảm lọc

định kỳ mà còn cho phép lọc liên tục trong khi động cơ chính làm việc. Về kết cấu và nguyên lý làm việc, máy phân ly dầu cũng giống như máy phân ly nhiên liệu.

3.4.2. VẤN ĐỀ LÀM MÁT DẦU

Để bảo đảm tính năng sử dụng của dầu (chủ yếu là độ nhớt), sau khi đã bôi trơn và lấy nhiệt từ bề mặt ma sát, dầu qua kết làm mát trước khi trở lại bôi trơn động cơ. Kết làm mát dầu là một trong những thành phần chính của hệ thống bôi trơn. Vào kết, dầu có thể được làm mát bằng gió (đối với các loại động cơ ô tô, máy kéo), bằng nước ngọt tuần hoàn vòng kín (đối với động cơ phát điện) hoặc bằng nước ngoài mạn vòng hở (động cơ tàu thủy). Do các chế độ khai thác, điều kiện sử dụng và mức độ mang tải khác nhau nên nhiệt độ dầu đi bôi trơn thường không ổn định, gây ảnh hưởng đến chất lượng làm việc của cặp ma sát và giảm tuổi thọ sử dụng của dầu. Để bảo đảm cho nhiệt độ của dầu ổn định trước khi vào động cơ ô tô, máy kéo, máy phát, máy thủy... trong HTBT đều được trang bị bộ điều chỉnh nhiệt (còn gọi là van hằng nhiệt). Phụ thuộc vào cỡ động cơ lớn, nhỏ có thể sử dụng một trong ba sơ đồ mắc van điều chỉnh (hình 3.5) : mắc gián tiếp, mắc trực tiếp và mắc hỗn hợp.

Khi điều chỉnh gián tiếp (hình 3.5a), tất cả lượng dầu tuần hoàn đều đi qua kết, còn nhiệt độ của dầu vào động cơ được điều chỉnh bằng lưu lượng nước qua kết làm mát. Trong trường hợp này van điều chỉnh đặt trên tuyến nước.



Hình 3.5. Các sơ đồ mắc van điều chỉnh :

- a - mắc trên đường nước ;
- b - mắc trên đường dầu
- c - mắc hỗn hợp.

Trong trường hợp điều chỉnh trực tiếp (hình 3.5b), van điều chỉnh đặt trên đường dầu vào kết. Phụ thuộc vào nhiệt độ cần điều chỉnh, van phân phối lượng dầu qua hoặc không qua kết mà chảy theo một ống nhánh bên ngoài.

Ở những động cơ lớn, số vòng quay thấp, lưu lượng dầu đi bôi trơn nhiều, để tăng độ tin cậy trong điều chỉnh, điều chỉnh nhanh, thường sử dụng sơ đồ mắc hỗn hợp (hình

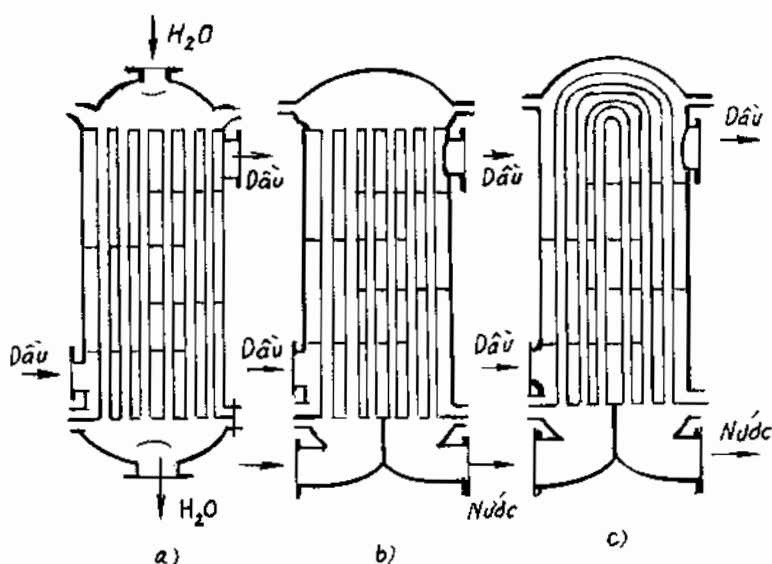
3.5c). Ở đây, nhiệt độ của dầu trước khi vào động cơ được điều chỉnh bằng cả lượng nước và dầu qua hoặc không qua két làm mát.

Trong trường hợp này van được bố trí cả trên đường nước và dầu.

Trong két làm mát, áp suất của dầu phải lớn hơn áp suất của nước để tránh rò nước vào dầu khi hở các mối hàn do dẫn nở nhiệt.

Trên các loại động cơ hiện nay được trang bị chủ yếu là két làm mát dầu dạng ống. Thông thường nước làm mát chảy trong ống, còn dầu chảy bao ngoài. Để tăng hiệu suất làm mát và giảm kích thước của két, trong két có lắp các vách ngăn hình bán nguyệt so le để tăng hành trình của dầu trong két và khả năng trao đổi nhiệt với nước.

Về kết cấu, két làm mát dầu có ba loại : két một kênh (hình 3.6a), két hai kênh ống thẳng (hình 3.6b) và két hai kênh ống cong (hình 3.6c).



Hình 3.6. Các nguyên lý làm mát dầu nhớt :

- a - két kiểu một kênh ;
- b - két kiểu hai kênh ống thẳng ;
- c - két kiểu hai kênh ống cong.

Các két dầu ống thẳng cho phép thông thổi dễ dàng các cặn bẩn bám vào thành ống mỗi khi bảo dưỡng và sửa chữa động cơ. Song, kết cấu kiểu này khó bảo đảm bao kín giữa tấm đế gắn ống với vỏ két khi có dẫn nở nhiệt (để gắn ống trượt dọc theo vỏ két).

Để chế tạo các ống của két làm mát dầu người ta thường sử dụng các loại vật liệu như đồng đỏ, đồng thau hoặc thậm chí cả ống thép đường kính 8/10, 10/13 và 14/16 (từ số chỉ đường kính trong, mẫu số chỉ đường kính ngoài của ống).

3.5. TÍNH CHỌN BƠM VÀ KẾT LÀM MÁT DẦU

3.5.1. TÍNH CHỌN BƠM DẦU

Lượng nhiệt mà dầu mang đi từ tổng lượng nhiệt cháy của nhiên liệu

$$Q_d = q_d G_e N_e Q_p \quad (3.1)$$

trong đó q_d - phần nhiệt mà dầu mang đi ;

$q_d = 0,05-0,07$ - đối với động cơ tốc độ thấp không làm mát đỉnh pistông bằng dầu ;

$q_d = 0,07-0,08$ - đối với động cơ cao tốc ;

$q_d = 0,1-0,11$ - đối với động cơ tốc độ thấp có làm mát đỉnh pistông bằng dầu ;

G_e - suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, kg/ml.h ;

N_e - công suất định mức của động cơ, m.l ;

$Q_p = 10.100$ kcal/kg - nhiệt trị của nhiên liệu lỏng.

Lưu lượng của bơm dầu tuần hoàn:

$$G_d = k_g \frac{Q_d}{C_d \cdot \gamma_d \cdot \Delta t_d}, \quad \text{m}^3/\text{h}, \quad (3.2)$$

trong đó : k_g - hệ số dự lượng của bơm dầu, được lấy bằng 1,2-1,6 ;

C_d - tỉ nhiệt của dầu, kcal/kg°C ;

γ_d - tỉ trọng của dầu, bằng 900 kg/m³ ;

Δt_d - hiệu của nhiệt độ dầu ra khỏi động cơ và dầu vào động cơ,

$\Delta t_d = 8-15^\circ\text{C}$.

Cột áp của bơm dầu tuần hoàn phải đủ để thắng các cản thủy lực của các lọc, kết làm mát dầu, hệ thống dẫn dầu và động cơ. Đối với các động cơ có tốc độ thấp, $P_d = 1,3-2,5$ kG/m³ ; đối với các động cơ cao tốc, $P_d = 4-9$ kG/m³

Công suất cần thiết của bơm dầu :

$$N = k_N \frac{G_d \cdot P_d}{270 \cdot \eta_d} \quad (\text{m.l}) \quad (3.3)$$

trong đó : k_N - hệ số dự trữ của công suất bơm ;

$k_N = 1,3-1,5$ nếu công suất dầu bơm đến 5 mã lực ;

$k_N = 1,1-1,2$ nếu công suất dầu lớn hơn 5 mã lực ;

$\eta_d = 0,7-0,72$ hiệu suất của bơm dầu.

Trong hệ thống bôi trơn động cơ chính tàu thủy thường được trang bị không ít hơn hai bơm dầu có năng suất như nhau : một bơm chính và một bơm dự phòng. Một trong hai bơm này có thể được dẫn từ động cơ, còn bơm kia dẫn động bằng động cơ điện.

3.5.2. TÍNH CHỌN KẾT LÀM MÁT DẦU

Thông số đặc trưng cho kết làm mát dầu là diện tích bề mặt làm mát (F_d)

$$F_d = \frac{Q_d}{K \cdot \Delta t_{tb}} \quad (m^2) \quad (3.4)$$

trong đó K - hệ số truyền nhiệt chung từ dầu vào nước, $kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$.

Hệ số này phụ thuộc vào tốc độ dòng chảy của dầu và nước trong kết, vào vật liệu làm ống, đặc điểm của dòng chảy, và vào một số yếu tố khác.

Ở các kết cấu kết dạng ống thông thường, $K = 150-250 kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$. Để tăng hệ số truyền nhiệt, đồng thời giảm trọng lượng và kích thước của kết người ta nhân tạo hóa để gây rối dòng chảy nhờ các kết cấu đặc biệt như nút cao su ép trong ống (hình 3.7) với kết cấu kiểu này, hệ số truyền nhiệt chung có thể tăng lên đến $800-1100 kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$.

Δt_{tb} - hiệu trung bình của nhiệt độ dầu và nước, $^\circ C$.

$$\Delta t_{tb} = \frac{(t'_d + t''_d) - (t'_N + t''_N)}{2} \quad (3.5)$$

t'_d và t''_d - nhiệt độ của dầu trước và sau kết ;

$$\Delta t_d = t'_d - t''_d = 10 - 15^\circ C$$

t'_N và t''_N - nhiệt độ của nước vòng hở trước và sau kết làm mát dầu

$$\Delta t_N = t''_N - t'_N = 5 - 8^\circ C$$



Hình 3.7. Nhân tạo hóa dòng chảy trong ống dẫn bằng nút cao su.

3.5.3. DUNG TÍCH BỂ CHỨA DẦU TUẦN HOÀN

$$V_d = k_3 \frac{G_d}{i \gamma_d} \quad , \quad m^3 \quad (3.6)$$

trong đó : $k_3 = 1,4 - 1,5$ hệ số dự lượng của bể,

i - số lần tuần hoàn của dầu :

$i = 10 - 20$ - đối với động cơ công suất lớn tốc độ thấp ;

$i = 20 - 40$ - đối với động cơ công suất trung bình ;

$i = 40 - 60$ - đối với động cơ công suất nhỏ cao tốc ;

$i = 5 - 15$ - đối với dầu đi bôi trơn và làm mát hộp giảm tốc.

TRANG BỊ HỆ THỐNG LÀM MÁT

4.1. ĐẶC ĐIỂM CÁC MÔI CHẤT LÀM MÁT

Hệ thống làm mát có nhiệm vụ làm mát bloc-xylanh, nắp máy, thân của xupap thải, vòi phun và ống xả. Hệ thống này còn làm mát cả dầu tuần hoàn, nước vòng kín (nước ngọt) và không khí nén trên đường tăng áp nạp vào động cơ. Ở những động cơ lớn (thường kiểu con trượt) dầu hoặc nước còn được dùng để làm mát đỉnh pistông.

Môi chất công tác để làm mát các thành phần khác nhau của hệ động lực nói chung và các chi tiết của động cơ nói riêng là nước ngoài mạn như nước biển, nước sông, nước hồ (đối với các trang bị động lực tàu sông và biển) hay nước ngầm (cho hệ tĩnh tại), nước ngọt hay nước cất, dầu và không khí.

Nước có đặc tính thấm muối và độ cứng. Độ thấm muối của nước được đánh giá bằng hàm lượng chứa muối clorua trong nước ; còn độ cứng - bằng lượng chứa muối canxi và magie.

Nước biển có chứa nhiều phần tử các tạp chất cơ học phức tạp. Ngoài ra, trong nước biển có hòa lẫn khí thiên nhiên và các muối kim loại khác. Hàm lượng chứa muối trong nước biển, chủ yếu là muối clorit NaCl và MgCl_2 khá cao (đến $35 + 40$ gam muối trên một lít nước). Ngoài tác động ăn mòn, khi nước được hâm nóng do trao đổi nhiệt với các bề mặt được làm mát, hiện tượng phân hóa muối gia tăng và muối lắng đọng trên bề mặt các chi tiết máy được làm mát, vì vậy, để giảm hiện tượng trên, khi thiết kế hệ thống làm mát vòng hở, t° nước ra khỏi động cơ không nên vượt quá $50 + 55^\circ\text{C}$.

Nước ngầm hầu như trong suốt nhưng thực tế cũng chứa nhiều các loại muối khác nhau hòa tan. Qua nhiều năm thành phần muối của nước ngầm thay đổi rất ít. Trừ nước sông, nước hồ thay đổi nhiều về hàm lượng muối và các tạp chất lẫn trong nước. Nhất là trong điều kiện khí hậu nhiệt đới như ở nước ta, mực nước ở các sông ngòi phụ thuộc theo mùa. Ở mùa mưa nước sông lên cao và lẫn nhiều tạp chất bẩn có kích thước lớn bị cuốn theo từ đường xá, đồi núi..., đọng nhiều bùn, cát, rong rêu... Cho nên, để bảo đảm an toàn và tin cậy cho các thiết bị làm mát, nước thiên nhiên trước khi dùng phải qua lọc cẩn thận.

Nước ngọt chỉ dùng trong vòng tuần hoàn kín. Hàm lượng chứa các chất hòa tan trong nước ngọt không quá 0,1% (không quá 1 gam trong một lít nước). So với nước thiên nhiên, nước ngọt ít làm bẩn bề mặt các chi tiết máy, cho phép tăng chế độ nhiệt làm mát động cơ, có nhiệt dung cao hơn và tác dụng ăn mòn giảm.

Để hạn chế tác động ăn mòn trong nước ngọt cần hòa thêm phụ gia dicromat kali $K_2Cr_2O_7$ với liều lượng $2,5 \div 5,0$ gam cho một lít nước.

Dầu chỉ dùng làm môi chất làm mát ở những nơi cần nhiệt độ sôi cao và sự ăn mòn đe dọa trực tiếp như đỉnh pistông. Nhược điểm chính của môi chất này là giá thành cao, độ nhớt lớn, nhiệt dung và hệ số truyền nhiệt nhỏ. Những nhược điểm này đã hạn chế phạm vi sử dụng dầu để làm mát.

Không khí trong thành phần môi chất làm mát chỉ dùng cho các động cơ ô tô, máy kéo, máy phát công suất nhỏ hay để làm mát nước vòng kín và dầu nhờn tuần hoàn nhờ quạt gió. Nguyên lý làm mát bằng không khí thì đơn giản nhưng kết cấu của bloc xylanh và nắp máy phức tạp. Trong trường hợp này bloc xylanh và nắp máy thường được đúc bằng nhôm hay hợp kim nhôm với nhiều lớp phiến tản nhiệt.

4.2. CÁC NGUYÊN LÝ LÀM MÁT ĐỘNG CƠ

Do tính đa dạng của các loại động lực với động cơ đốt trong dùng trong các ngành kinh tế quốc dân nên tồn tại các hệ thống làm mát khác nhau.

1. Hệ thống làm mát kiểu bốc hơi do kết cấu và nguyên lý đơn giản và thích ứng với các loại động cơ đặt nằm nên được dùng trong nông nghiệp cho động cơ D12, D15,...

2. Hệ thống làm mát bằng nước kiểu đối lưu tự nhiên do kết cấu ống kênh không thích hợp cho ô tô và máy kéo nên thường dùng cho động cơ tĩnh tại công suất nhỏ. Song, do hiệu quả làm mát thấp, nguyên lý lạc hậu nên ngày nay cũng ít dùng.

3. Hệ thống làm mát bằng nước kiểu một vòng tuần hoàn kín cưỡng bức được sử dụng rộng rãi cho các loại động cơ ô tô và máy kéo vì lượng tiêu hao nước ít, thuận lợi đối với các loại xe chạy đường dài, nhất là ở những vùng hiếm nguồn nước. Trong hệ thống này, nước và dầu lại được làm mát bằng không khí nhờ quạt gió.

4. Hệ thống làm mát một vòng hở thường bố trí cho các hệ động lực tàu sông và tàu chạy trên các hồ lớn. Ở hệ thống này, môi chất làm mát là nước sông hay nước hồ, như đã nêu ở trên, vì hàm lượng muối ít nên hiện tượng ăn mòn các chi tiết máy không trầm trọng.

5. Hệ thống làm mát hai vòng kín và hở được dùng rộng rãi cho hầu hết các trang bị động lực tĩnh tại và tàu thủy. Trong hệ thống này, nước vòng kín được tuần hoàn để làm mát các chi tiết của động cơ, còn nước vòng hở để làm mát dầu và nước vòng kín.

Ngoài ra, phụ thuộc vào môi chất đến làm mát các chi tiết khác nhau, hệ thống làm mát kiểu hai vòng còn được chia làm ba loại :

- Loại một gồm các trang bị mà pistông, vòi phun và xylanh đều được làm mát bằng nước ngọt. Loại này dùng nhiều cho các động cơ công suất lớn như các động cơ của hãng "Sunzer" (Thụy Sĩ) và MAN (Tây Đức).

- Loại hai là những trang bị có pistông được làm mát bằng dầu, còn vòi phun và xylanh - bằng nước ngọt. Loại này thường trang bị cho các động cơ cường hóa, cao tốc và công suất nhỏ hơn như các động cơ của hãng "Sunzer" và "CTok" (Hà Lan).

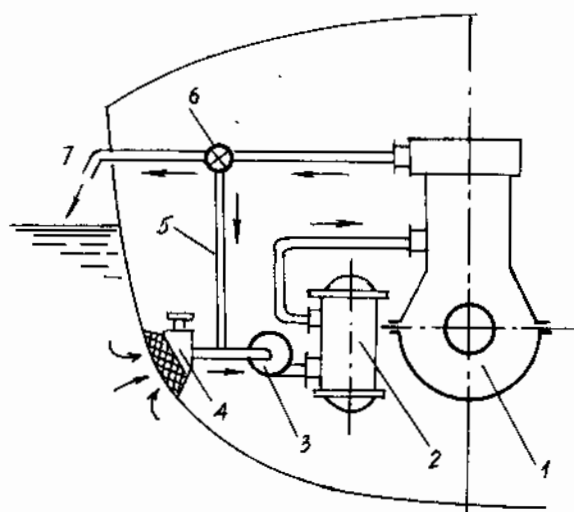
- Loại ba thuộc các trang bị mà xylanh được làm mát bằng nước ngọt, pistông làm mát bằng dầu, còn vòi phun - bằng nhiên liệu. Dùng nhiên liệu thay nước để làm mát vòi phun có lợi là không sợ rò nước vào nhiên liệu. Song, vì tỉ nhiệt của nhiên liệu nhỏ hơn của nước nên khả năng làm mát kém.

Dùng nước hay dầu để làm mát pistông phụ thuộc vào kết cấu của pistông. Nói chung, dùng nước làm mát thay dầu có lợi là nước dễ tiếp nhận ở mọi nơi. Động cơ với hệ thống làm mát bằng nước giá thành rẻ hơn. Hơn nữa, do tỉ nhiệt của nước lớn, độ nhớt nhỏ hơn dầu nên lượng nước cần làm mát, áp suất của nước và công suất của bơm tuần hoàn cũng cần nhỏ hơn. Ngoài ra, vì xylanh của động cơ đã làm mát bằng nước nên trong hệ thống đã có bơm nước tuần hoàn và kết làm mát, chỉ cần tăng thêm lưu lượng nước trong hệ có thể dùng cùng lúc để làm mát pistông. Cho nên không cần phải trang bị thêm bơm và kết làm mát dầu.

Bốn nguyên lý đầu nhìn chung đơn giản và đã được nghiên cứu kỹ trong giáo trình "Tính toán và thiết kế động cơ". Dưới đây chỉ xem xét hệ thống có tính chất đặc trưng cho TBDL diesel tàu thủy.

4.3. SƠ ĐỒ VÀ NGUYÊN LÝ LÀM MÁT TBDL DIEZEN TÀU THỦY

4.3.1. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ LÀM MÁT MỘT VÒNG HỒ



Hình 4.1. Sơ đồ hệ thống làm mát một vòng hồ.

1. động cơ ; 2. két làm mát dầu ; 3. bơm nước ly tâm ;
4. khóa van và rọ chắn rác ;
5. ống hồi ; 6. van điều chỉnh ;
7. ống xả nước.

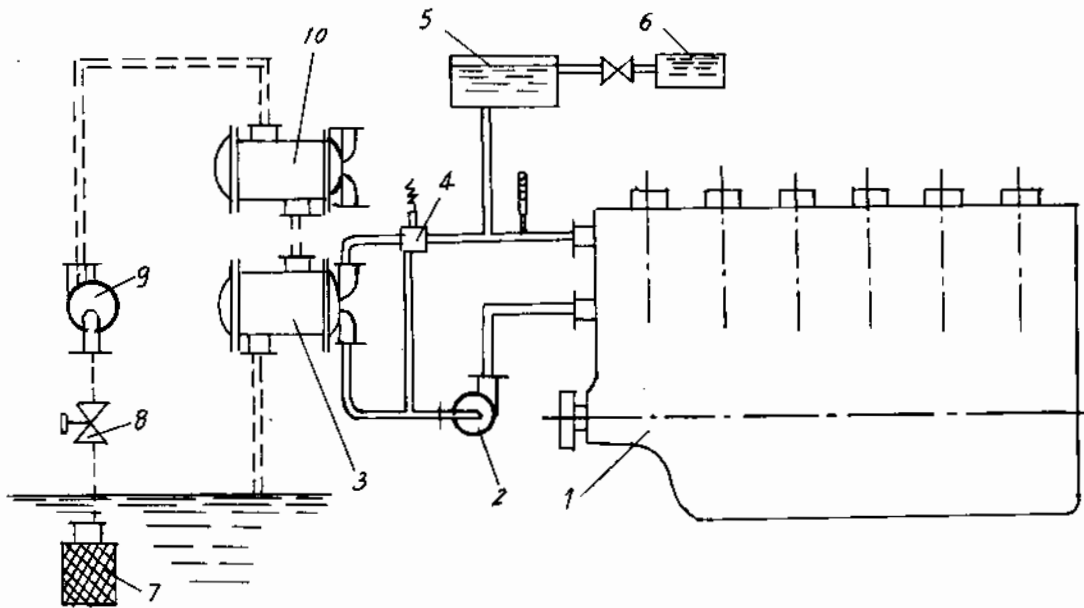
Nguyên lý làm mát một vòng hở (hình 4.1) thường được trang bị trên các tàu sông, hồ lớn, tàu chạy ven biển ; trên các trạm phát điện cỡ nhỏ, tỉnh tại. Do nước vòng hở (nước ngoài mạn) là môi chất trực tiếp làm mát các chi tiết của động cơ, nên để hạn chế ăn mòn và kết tủa lắng cặn trên các bề mặt làm mát, nước ra khỏi động cơ không được lớn quá $50 \div 55^{\circ}\text{C}$.

Bơm ly tâm 3 thường được dẫn động từ động cơ 1, hút nước từ ngoài mạn, qua lưới chắn trên đầu ống hút, qua khóa van 4, kết làm mát dầu 2 đến block xylanh rồi nắp máy của động cơ. Sau khi làm mát các chi tiết của động cơ, nước theo ống dẫn đến van điều chỉnh 6. Phụ thuộc vào nhiệt độ của nước ra van 6 điều chỉnh lượng nước hồi theo ống dẫn 5 về đường hút của bơm 3 hay theo ống 7 xả ra ngoài.

4.3.2. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ LÀM MÁT HAI VÒNG

Nguyên lý làm mát hai vòng (hình 4.2) tuy có phức tạp hơn sơ đồ trên nhưng được trang bị rộng rãi cho các cụm động lực có công suất trung bình và công suất lớn. Theo nguyên lý này, block xylanh và nắp máy được làm mát bằng nước ngọt (nước vòng kín), còn dầu bôi trơn, nước ngọt và ống xả được làm mát bằng nước ngoài mạn (nước vòng hở).

Các bộ phận chính của hệ thống này là bơm nước vòng kín 2 và bơm nước vòng hở 9, kết làm mát nước 3, thùng giãn nở 5, van điều chỉnh 4, hệ thống ống dẫn và các



Hình 4.2. Sơ đồ hệ thống làm mát hai vòng :

1. động cơ ; 2. bơm nước vòng kín ; 3. kết nước ; 4. van điều chỉnh ;
5. thùng giãn nở ; 6. thùng pha chế ; 7. rọ rác ; 8. van một chiều ;
9. bơm nước vòng hở ; 10. kết làm mát dầu nhờn.

————— ống dẫn nước vòng kín ;

===== ống dẫn nước vòng hở.

dụng cụ đo ; nhiệt kế để kiểm tra nhiệt độ nước ra khỏi bloc xylanh và áp kế để kiểm tra áp suất trên đường đẩy của bơm nước vòng hở.

Nước vòng kín trong hệ thống làm mát được tuần hoàn như sau : bơm 2 cấp nước vào không gian các áo nước của bloc xylanh, theo đường thông lên làm mát nắp máy, khoang vỏ ống thải. Sau khi trao đổi nhiệt với các chi tiết máy, phần hơi nước theo ống dẫn lên thùng giãn nở 5 rồi thoát ra ngoài, còn nước nóng (nhiệt độ thường đến 85 – 90°C) đến van điều chỉnh 4. Phụ thuộc vào chế độ tải của động cơ nước được phân dòng : qua két làm mát nước 3 hay không qua mà theo ống nhánh hồi về ống hút của bơm 2.

Để giảm tác hại ăn mòn của nước đối với các chi tiết được làm mát, trong nước thường pha thêm chất phụ gia : dicrômát (gồm bicrômát kali $K_2Cr_2O_7$ và cacbonat natri Na_2CO_3) với định lượng từ 2 – 5 gam trên một lít nước. Dung môi được pha chế trong thùng 6 sau đó tháo xuống thùng giãn nở 5 để bổ sung cho nước vòng kín.

Ở những động cơ có tuốcbin tăng áp, nước vòng kín còn được dùng để làm mát các ổ trục tuốcbin.

Nước vòng hở được bơm 9 hút từ ngoài, qua rọ chắn rác 7, van một chiều 8, lên làm mát dầu trong két 10 và làm mát nước ngọt trong két 3. Sau khi trao đổi nhiệt với dầu và nước ngọt, nước vòng hở lại xả ra ngoài mạn.

4.4. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ TRANG BỊ HTLM ĐIÊZEN TÀU THỦY (tham khảo)

Sơ đồ và nguyên lý trang bị HTLM điêzen tàu thủy được giới thiệu trên hình 4.3.

Động cơ chính và động cơ phụ đều có hai vòng làm mát : vòng kín làm mát động cơ, còn vòng hở làm mát nước vòng kín và làm mát dầu. Các bơm nước phục vụ cho động cơ chính được dẫn động độc lập nhờ các động cơ điện ; bơm nước vòng hở cho các động cơ phụ cũng độc lập, còn các bơm nước vòng kín thì được gá lắp và dẫn động từ động cơ.

Khi làm việc, nước ngoài mạn tàu nhờ bơm vòng hở 13 được hút qua van thông biển 10 và 16, lọc chắn 11 và vào các két làm mát dầu 9 và nước vòng kín (nước ngọt) 6 của động cơ chính 31. Nhờ van tiết lưu 8 và van chêm 7 một phần nước được cấp đến két làm mát khí nén, sau đó hòa với nước qua van tiết lưu. Két làm mát dầu 9 và két làm mát nước 6 đều có thanh ngang nối với các van chêm, cho phép điều chỉnh nhiệt độ của nước và của dầu bằng cách thay đổi lượng nước vòng hở qua. Một phần của bơm nước vòng hở 13 được trích để làm mát các ổ đỡ : hệ trục, ống bao trục, ổ các máy nén khí 33, làm mát nhiên liệu ở két 1 và két làm mát dầu 2 của tổ công tăng áp.

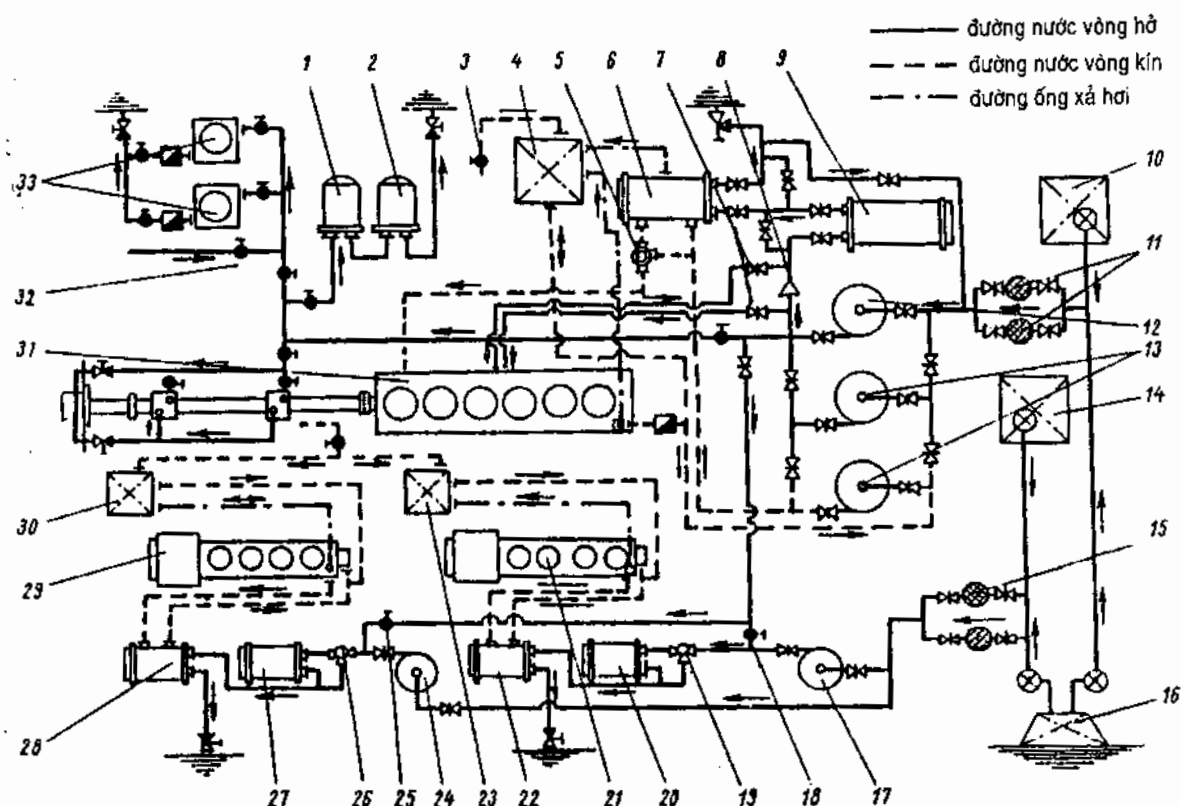
Nước vòng hở đến các động cơ phụ 21 và 29 nhờ các bơm 17 và 24 bơm nước ngoài mạn qua lọc 15 từ các van thông biển 14 hay 16 và bơm qua các két làm mát dầu : 20 và 27 và két làm mát nước 22 và 28 của động cơ phụ. Các van hằng nhiệt 19 và 26 điều chỉnh nhiệt độ của dầu ra khỏi động cơ không đổi bằng cách thay đổi lưu lượng nước vòng hở qua hay không qua két làm mát dầu. Khi mùa đông băng giá, để làm mát các máy phụ có thể lấy nước từ bơm nước vòng hở 13 của động cơ chính thông

qua các van 18 và 25. Để làm mát các máy nén khí khi tàu cập bến có thể dùng nước từ hệ thống cấp nước ngoài mạn chung của tàu qua hệ thống ống dẫn 32.

Bơm nước ngọt 13 của động cơ chính bơm nước qua két làm mát 6. Van hằng nhiệt 5 giữ cho nhiệt độ nước ngọt không thay đổi khi ra khỏi động cơ nhờ sự thay đổi lưu lượng nước qua hoặc không qua két làm mát.

Thùng dẫn nỏ 4 được nối với ống hút của bơm vòng kín 13. Theo hệ thống ống dẫn 3 nước được bổ sung từ hệ thống cấp nước chung của tàu. Để dự phòng, có trang bị thêm bơm 12 thay cho bơm nước vòng kín hay bơm nước vòng hở 13.

Các động cơ phụ có hệ thống làm mát riêng và các thùng giãn nở độc lập 23 và 30.



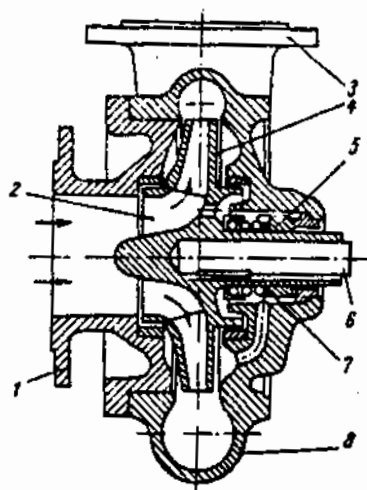
Hình 4.3. Sơ đồ và nguyên lý trang bị HTLM diesel tàu thủy.

4.5. CÁC THIẾT BỊ CHÍNH TRONG HỆ THỐNG LÀM MÁT

4.5.1. BƠM NƯỚC

Các bơm nước được dùng trong trang bị HTLM hầu hết là bơm ly tâm (hình 4.4). Bơm này có thể được gá lắp trên động cơ và được dẫn động từ trục khuỷu (đối với động cơ cỡ nhỏ) hay được dẫn động độc lập bằng động cơ điện (đối với động cơ cỡ lớn). Ở

những trang bị động lực cỡ nhỏ thường chỉ cần một bơm để duy trì sự tuần hoàn của nước làm mát vòng kín hay vòng hở ; với TBDL công suất trung bình trở lên chỉ trang bị nguyên lý làm mát hai vòng : vòng kín và vòng hở, mỗi vòng có một bơm biệt lập. Ở hầu hết các TBDL công suất lớn, ngoài hai bơm nước chính của vòng kín và vòng hở còn có trang bị thêm một hoặc hai bơm lắp song song gọi là bơm nước dự phòng. Bơm này được lắp thông qua hệ thống van với bơm nước vòng kín hay vòng hở và làm việc khi một trong hai bơm bị hỏng. Ngoài ra, bơm nước dự phòng còn được dùng để rửa sàn tàu, hút nước rò rỉ vào khoang tàu hay làm nhiệm vụ cứu hỏa.



Hình 4.4. Sơ đồ kết cấu bơm ly tâm.

Khi trang bị HTLM, lưu lượng của các bơm được tính kiểm chọn dựa trên lượng nhiệt truyền từ động cơ theo phương trình cân bằng nhiệt.

Lượng nhiệt truyền vào nước làm mát (từ block xylanh, nắp máy, ống xả...) có thể được xác định theo biểu thức :

$$Q_k = q_k \cdot g_c \cdot N_c \cdot Q_H^P \quad (\text{kcal/h}) \quad (4.1)$$

trong đó :

q_k - phần nhiệt truyền từ động cơ cho nước vòng kín ;

$q_k = 0,15 \div 0,17$ đối với động cơ không làm mát đỉnh pistông bằng nước ;

$q_k = 0,17 \div 0,22$ đối với động cơ có làm mát đỉnh pistông bằng nước ;

g_c - suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, kg/m.l.h ;

N_c - công suất định mức của động cơ, ml ;

Q_H^P - 10.100 kcal/kg. n.l nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

Năng suất của bơm nước vòng kín :

$$G_k = k_1 \frac{Q_k}{C_k \gamma_k \Delta t_k 10^3}, \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (4.2)$$

trong đó : $k_1 = 1,2 \div 1,3$ - hệ số dự lượng của bơm ;

$C_k = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ - nhiệt dung của nước ngọt ;

$\gamma_k = 1 \text{ T/m}^3$ - tỉ trọng của nước ngọt ;

$\Delta t_k = 8 \div 10^\circ\text{C}$ - độ chênh nhiệt độ của nước ngọt ra và vào động cơ.

Năng suất của bơm nước vòng hở cũng được kiểm chọn theo nguyên lý tương tự.

$$Q_H = Q_k + Q_d + Q_{kk} \quad (4.3)$$

trong đó : Q_k và Q_d - lượng nhiệt truyền cho nước vòng hở từ nước vòng kín và từ dầu (đã được xác định ở các phần trước) ;

Q_{kk} - lượng nhiệt truyền từ không khí nén tăng áp (đối với các trang bị cỡ lớn có tăng áp).

$$Q_{kk} = G_{kk} C_p \Delta t_{kk} , \text{ kcal/h} \quad (4.4)$$

trong đó : G_{kk} - lượng tiêu thụ không khí cho động cơ

$$G_{kk} = g_c N_c \alpha_\Sigma L_o , \text{ kg/h} \quad (4.5)$$

$\alpha_\Sigma = \alpha \varphi$ - hệ số dư lượng không khí tổng quát,

α - hệ số dư lượng không khí ở thời điểm cháy,

$\alpha = 1,8 \div 2,0$ đối với động cơ tốc độ chậm,

$\alpha = 1,6 \div 1,8$ đối với các động cơ quay nhanh,

φ - hệ số dư của khí quét (đối với động cơ hai kỳ)

$\varphi = 1,2 \div 1,5$.

$L_o = 14,3 \text{ kg kk/kg nl}$ - lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu lỏng,

$C_p = 0,24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ - nhiệt dung của không khí,

$\Delta t_{kk} = 25 \div 50^\circ\text{C}$ - độ chênh về nhiệt độ của không khí lúc vào kết làm mát không khí (sau máy nén) và lúc ra (trước khi vào động cơ).

Năng suất của bơm nước vòng hở :

$$G_H = k_2 \frac{Q_H}{C_H \gamma_H \Delta t_H \cdot 10^3} , \text{ m}^3/\text{h} \quad (4.6)$$

trong đó : $k_2 = 1,3 \div 1,4$ - hệ số dự trữ của bơm nước vòng hở có tính đến khả năng làm mát bổ sung cho cả máy nén, ổ trục chân vịt... ;

$C_H = 0,95 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ - nhiệt dung của nước vòng hở ;

$\gamma_H = 1,025 \text{ T/m}^3$ - tỉ trọng của nước biển ;

Δt_H - độ chênh nhiệt độ của nước vòng hở.

Kết quả tính toán lưu lượng bơm nước vòng kín và vòng hở thường không chênh nhau lớn nên để tiêu chuẩn hóa trang thiết bị, người ta thường chọn cùng một loại bơm.

Công suất cần thiết để dẫn động bơm :

$$N = \frac{GH}{270 \eta} \quad (\text{m.l}) \quad (4.7)$$

trong đó : G - năng suất của bơm nước vòng kín hay vòng hở, m^3/h ;

H - cột áp của bơm, m, cột H_2O ;

$H = 20+30$ m cột nước đối với bơm vòng kín ;

$H = 15+20$ m cột nước đối với bơm vòng hở ;

$H = 50$ m cột nước trong mạch làm mát đỉnh pistông ;

$\eta = 0,6+0,7$ - hiệu suất của bơm ly tâm.

4.5.2. KẾT LÀM MÁT NƯỚC

Trong các động lực công suất trung bình và công suất lớn, kết cấu của kết làm mát nước không khác kết cấu của kết làm mát dầu.

Diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của kết làm mát nước cũng được xác định theo biểu thức tương tự :

$$F_K = k_N \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t} , \quad \text{m}^2 \quad (4.8)$$

trong đó : K - hệ số truyền nhiệt chung từ nước vòng kín đến nước vòng hở.

$$K = 1000 \div 1300 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Δt_{tb} - hiệu lôgarit trung bình của nước, $^\circ\text{C}$, khi đối dòng

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_l - \Delta t_n}{2,3 \lg \frac{\Delta t_l}{\Delta t_n}} , \quad ^\circ\text{C} \quad (4.9)$$

Δt_l - độ chênh nhiệt độ lớn nhất của nước vòng kín và vòng hở

$$\Delta t_l = t'_k - t'_h$$

Δt_n - độ chênh nhiệt độ nhỏ nhất :

$$\Delta t_n = t''_k - t''_h$$

Nếu $\frac{\Delta t_l}{\Delta t_n} \leq 2$ có thể viết

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_l - \Delta t_n}{2} , \quad ^\circ\text{C} \quad (4.10)$$

trong đó : t'_k - nhiệt độ của nước vòng kín khi ra khỏi động cơ (hay vào két làm mát) ;

$t'_k = 60 \div 65^\circ\text{C}$ đối với động cơ quay chậm ;

$t'_k = 75 \div 90^\circ\text{C}$ đối với động cơ quay nhanh ;

t'_h - nhiệt độ của nước vòng hở trước khi vào két làm mát nước thường bằng $33 \div 35^\circ\text{C}$ (sau két làm mát dầu) ;

t''_h - nhiệt độ của nước vòng hở khi ra khỏi két, bằng $45 \div 50^\circ\text{C}$.

4.5.3. THÙNG GIÃN NỖ

Trong hệ thống làm mát vòng kín nước ngọt được tuần hoàn một lượng không đổi. Để bổ sung lượng nước bị rò rỉ, bù sự thay đổi thể tích nước do thay đổi nhiệt độ, do tạo cột hút ổn định của bơm nước ngọt và bù phần bay hơi ra ngoài, trên mức nước tuần hoàn ta bố trí thùng giãn nở nước ngọt.

Dung tích của thùng thường được chọn từ điều kiện có thể bù đủ lượng thay đổi thể tích nước trong hệ khi thay đổi chế độ nhiệt của động cơ.

Theo kinh nghiệm sử dụng, thể tích của thùng giãn nở vào khoảng 10% đến 20% lượng nước tuần hoàn trong vòng kín làm mát động cơ.

Để bảo đảm nước ra khỏi động cơ nhiệt độ không đổi, trước két có thể bố trí van điều chỉnh để phân dòng nước vòng kín qua hoặc không qua két, két cấu và nguyên lý làm việc của van này sẽ xem chung ở phần sau.

TRANG BỊ HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG

5.1. PHÂN LOẠI CÁC PHƯƠNG PHÁP KHỞI ĐỘNG

Để khởi động động cơ, cần tạo nên những điều kiện để trong các xy lanh xảy ra quá trình cháy nhiên liệu, và áp suất của khí cháy phải đủ thắng các lực ma sát và truyền động cho các cơ cấu công tác. Những điều kiện như thế được tạo nên khi dùng một nguồn năng lượng bên ngoài để quay trục khuỷu.

Số vòng quay trục khuỷu, nhờ đó động cơ được khởi động, gọi là số vòng quay khởi động.

Ở động cơ diesel, số vòng quay khởi động tương đối cao (thường đến 30% số vòng quay định mức), bởi vì nhiệt độ không khí cần thiết cho nhiên liệu tự bốc cháy trong các xy lanh chỉ có thể đạt được khi áp suất nén trong buồng đốt đạt giá trị nhất định.

Để khởi động động cơ xăng cần có đủ hỗn hợp đốt, điều kiện bốc cháy và tạo thành tia lửa tốt, điều này đạt được khi trục khuỷu quay với số vòng bằng khoảng 10% số vòng quay định mức.

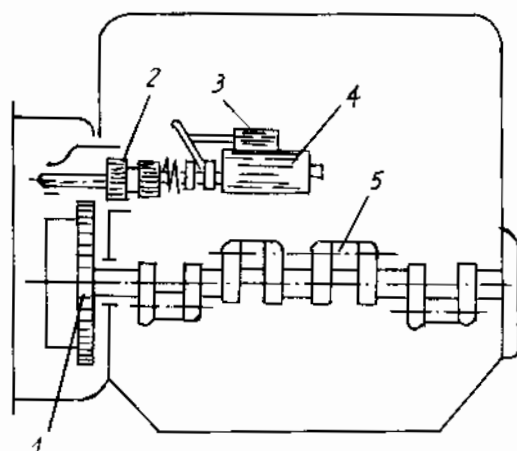
Các phương pháp khởi động động cơ phổ biến là bằng tay, bằng điện, bằng động cơ lai và bằng khí nén.

Để tăng độ tin cậy khi khởi động, một động cơ có thể trang bị đồng thời hai phương pháp khởi động, bằng tay và bằng điện ; bằng điện và khí nén...

1. Phương pháp khởi động bằng tay

Phương pháp khởi động bằng tay rất đơn giản (thường dùng dây khởi động), song không thuận tiện, không an toàn vì độ nén lớn nên lực cản quay cũng lớn, mômen quay đánh trả lại có khi gây tai nạn. Vì vậy phương pháp này chỉ dùng cho các loại động cơ nhỏ, ít xy lanh như trang bị cho máy kéo cỡ nhỏ, động cơ lắp trên canô, xuống máy... Việc khởi động bằng tay các động cơ lớn hơn như ô tô cũng là để dự trữ, trong trường hợp hỏng hệ thống khởi động bằng điện.

2. Khởi động bằng điện



Hình 5.1. Sơ đồ hệ thống khởi động bằng điện.

1. vành răng bánh đà ;
2. bánh răng máy khởi động điện ;
3. rơle kéo ;
4. máy khởi động điện ;
5. trục khuỷu động cơ.

Phương pháp khởi động bằng điện được dùng phổ biến ở cả động cơ xăng và diesel cỡ nhỏ, nhẹ cao tốc lắp trên ô tô, máy kéo, máy phát điện, trên tàu sông, đầu máy xe lửa. Muốn vậy, người ta trang bị máy khởi động điện 4 (hình 5.1), bánh răng 2 lắp trên những rãnh khía của trục máy khởi động điện, đi vào ăn khớp với vành răng 1 của bánh đà. Máy khởi động điện được lắp vào mạch ắc quy, trục của nó cùng với bánh răng 2 bắt đầu quay và truyền chuyển động quay cho trục khuỷu động cơ 5. Sau khi khởi động, máy khởi động điện được ly khai, còn bánh răng 2 trở về vị trí ban đầu.

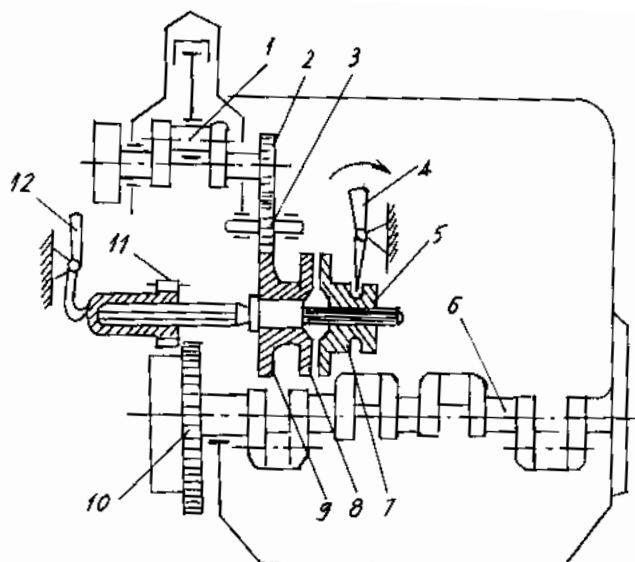
Phương pháp khởi động bằng điện cũng đơn giản, dễ bảo dưỡng và đáng tin cậy.

3. Khởi động bằng động cơ lai

Phương pháp khởi động bằng động cơ lai (động cơ xăng phụ) được ứng dụng rộng rãi trên những máy kéo, động cơ công suất tương đối nhỏ, số xy lanh ít, quay chậm. Hệ thống này gồm có động cơ khởi động và cơ cấu truyền lực. Người ta khởi động động cơ này bằng điện hay bằng tay. Chuyển động quay từ trục khuỷu 1 của động cơ phụ (hình 5.2) được truyền đến trục khuỷu 6 của động cơ diesel (động cơ chính) qua các bánh răng 2, 3 và 9, trục 5 và bánh răng 11. Bánh răng 11 theo rãnh khía của trục vào ăn khớp với bánh răng 10 của bánh đà.

Trước khi khởi động, vành răng bánh đà không chuyển động, nên chỉ có thể cho bánh răng 11 ăn khớp với nó khi trục 5 không quay. Vì vậy, trong cơ cấu truyền lực có một ly hợp cho phép nối và ly khai êm dịu trục 5 với bánh răng 9 quay tự do trên đó, việc này thực hiện bằng cách ép và tách các đĩa 7 và 8.

Tốc độ quay truyền từ động cơ khởi động đến động cơ diesel giảm đi là do số răng của các bánh răng chủ động 2 và 11 ít hơn số bánh răng phụ động 9 và vành răng 10 của bánh đà. Cho nên số vòng quay trục khuỷu động cơ diesel bị giảm đi nhiều lần so với số vòng quay trục khuỷu động cơ khởi động, nhưng mômen quay dẫn đến trục khuỷu động cơ diesel sẽ tăng lên tương ứng, việc đó cần thiết để thắng những lực cản lớn khi khởi động.



Hình 5.2. Sơ đồ hệ thống khởi động bằng động cơ lai :

- 1. trục khuỷu động cơ lai ;
- 2,3,9 và 11. các bánh răng ;
- 4. tay gạt ly hợp ; 5. trục cơ cấu truyền lực ;
- 6. trục khuỷu động cơ diesel ;
- 7 và 8. đĩa bị động và chủ động của ly hợp ; 10. vành răng bánh đà ;
- 12. tay gạt cơ cấu truyền lực.

4. Khởi động bằng khí nén

Đối với những động cơ công suất trung bình và công suất lớn (cần mômen khởi động lớn) chỉ dùng phương pháp khởi động bằng khí nén. Phương pháp này cho phép điều khiển và khởi động từ xa với độ tin cậy cao. Song, trong sử dụng, nếu không tuân thủ khắt khe các yêu cầu kỹ thuật có thể gây nên vỡ ống, nổ bình gây nguy hiểm chết người. Vì vậy, đối với hệ thống khởi động bằng khí nén phải thường xuyên bảo dưỡng và kiểm tra tình trạng và các thông số kỹ thuật như nhiệt độ, áp suất và tỉ số tăng áp sau mỗi cấp nén và áp suất trong bình chứa. Do có tính đặc trưng về trang bị nên dưới đây ta chỉ xem xét hệ thống khởi động bằng khí nén.

5.2. ĐẶC ĐIỂM HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG BẰNG KHÍ NÉN

Trong trang bị động lực khí nén được dùng chủ yếu để khởi động cho động cơ chính và các động cơ phụ (như trong trang bị động lực tàu thủy : động cơ chính để quay chân vịt, động cơ phụ quay máy phát điện, quay máy nén khí hay quay bơm nước). Ngoài ra, khí nén còn được dùng để phát tín báo (hệ thống còi), thông thổi các thiết bị, ống dẫn khí sửa chữa, nạp cho khớp khí nén, cung cấp môi chất công tác cho hệ thống tự động và điều chỉnh.

5.2.1. YÊU CẦU CƠ BẢN ĐỐI VỚI HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG KHÍ NÉN

1. Khí nén dùng khởi động cho động cơ chính và các động cơ phụ phải được chứa trong các bình riêng biệt.

2. Số bình chứa khí nén để khởi động động cơ chính không được nhỏ hơn 2 có dung tích như nhau. Động cơ phụ có thể chỉ cần một bình. Thể tích của các bình chứa phải được tiêu chuẩn hóa và định kỳ phải được kiểm tra lưu hành.

3. Đối với động cơ thủy tự đảo chiều quay, dung tích của các bình chứa khí nén phải bảo đảm đủ cho 12 lần khởi động liên tục động cơ từ trạng thái nguội mà không cần phải nạp thêm khí nén vào bình.

Nếu động cơ chính không tự đảo chiều (lắp với chân vịt biến bước hay hộp giảm tốc đảo chiều) dung tích bình chứa chỉ cần đủ cho 6 lần khởi động liên tục. Yêu cầu này cũng áp dụng cho các động cơ phụ để quay máy phát điện trên tàu.

4. Năng suất của máy nén phải đảm bảo nạp đủ lượng khí khởi động dự trữ cho động cơ chính từ áp suất dư : 5 kG/cm^2 đến áp suất công tác lớn nhất trong thời gian 60 phút. Sau khi động cơ đã làm việc với nhiên liệu, lượng khí nén hao hụt trong bình chứa có thể được bổ sung nhờ máy nén khí (động cơ cỡ lớn) hoặc có thể trích khí nén từ xylanh đầu của động cơ (động cơ công suất trung bình).

5. Máy nén khí phải được trang bị bộ phận tự động tắt máy khi áp suất trong các bình chứa đạt giá trị tới hạn.

6. Trên mỗi bình chứa khí nén phải bố trí van bảo hiểm (để bảo vệ bình chứa và hệ thống ống dẫn). Van bảo hiểm phải là loại lò xo và làm việc khi áp suất khí nén trong bình lớn hơn áp suất công tác từ $1 \div 2 \text{ kG/cm}^2$.

7. Ở máy nén khí nhiều cấp, sau mỗi cấp phải bố trí thiết bị làm mát trung gian, thiết bị phân ly nước, van thông, đồng hồ kế và van bảo hiểm để điều chỉnh áp suất khi vượt quá $1 - 2 \text{ kG/cm}^2$. Nhiệt độ của khí nén đi vào bình chứa không được lớn quá 60°C .

8. Ống dẫn và các thiết bị của hệ thống khí nén phải được tính toán kiểm nghiệm với độ bền và độ tin cậy lớn, bảo đảm an toàn trong sử dụng.

5.2.2. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CỦA HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG BẰNG KHÍ NÉN

1. Áp suất của khí nén

Phụ thuộc vào áp suất của khí nén, ống dẫn và bình chứa có thể được chia làm 3 loại :

- loại thấp áp : áp suất khí nén đến 16 kG/cm^2 ;
- loại trung bình : từ 16 đến 100 kG/cm^2 ;
- loại cao áp : lớn hơn 100 kG/cm^2 .

Áp suất của khí nén dùng để khởi động động cơ và cho các nhu cầu khác được xác định từ tính kinh tế, kỹ thuật và thực dụng. Theo kinh nghiệm, áp suất hợp lý nhất để khởi động các động cơ tốc độ thấp và trung bình là 30 kG/cm^2 ; đối với động cơ cao tốc - đến 60 kG/cm^2 ; áp suất nạp cho hệ phát tín báo và cho khớp khí nén là $8 \div 10$

kG/cm^2 ; khí nén cấp cho hệ thống tự động và điều khiển : $5 \div 8 \text{ kG/cm}^2$; để thông thổi ống dẫn và các chi tiết máy khí sửa chữa : $3 - 5 \text{ kG/cm}^2$.

Áp suất thấp nhất của khí nén mà động cơ có thể khởi động được phụ thuộc vào trạng thái động cơ ở thời điểm khởi động. Trường hợp khởi động dễ nhất là ngay sau khi động cơ dừng ở chế độ có tải. Trong trường hợp này, áp suất của khí nén mà động cơ có thể khởi động trở lại được chỉ bằng 20% áp suất định mức ($P_{kd} = 0,2 P_H$).

Các giá trị áp suất nêu trên cho thấy rằng các thiết bị động lực không cần đến áp suất khí nén cao, còn áp suất khí nén trung bình chỉ dùng để khởi động động cơ. Thế nhưng để chứa một lượng khí nén thậm chí ở áp suất đến 30 kG/cm^2 cũng cần đến bình chứa có kích thước và trọng lượng quá lớn. Vì vậy, trong thực tế, không phụ thuộc vào áp suất sử dụng, khí nén thường được chứa trong các bình cao áp. Ví dụ, trên các tàu chở hàng hay ở các trạm phát điện cỡ lớn, khí nén được chứa trong các bình với áp suất $60 \div 80 \text{ kG/cm}^2$; còn trên các tàu chiến hay tàu ngầm, áp suất khí nén trong bình có thể lên tới $300 \div 400 \text{ kG/cm}^2$. Với áp suất ấy, chỉ cần bình chứa có dung tích không lớn và chiếm ít chỗ trong khoang máy vẫn có thể chứa đủ lượng khí nén cần thiết.

Để nạp khí nén vào bình cao áp phải dùng máy nén nhiều cấp áp suất cao. Khí nén áp suất trung bình có thể cấp từ máy nén áp suất trung bình hay trích từ bình cao áp qua van giảm áp. Khí nén áp suất thấp có thể trích từ bình trung hay cao áp qua các cấp van giảm áp hay nạp từ máy nén áp suất thấp.

2. Suất tiêu hao không khí khởi động

Phần lớn ở các trạng bị động lực diesel, khí nén dự trữ được chứa trong các bình cao áp, trước khi vào khởi động động cơ, khí nén được giảm áp đến giá trị sử dụng. Do áp suất giảm nên nhiệt độ của khí nén cũng giảm theo. Khí nén với nhiệt độ thấp đi vào xy lanh của động cơ, cũng làm tăng suất tiêu hao của không khí khởi động, khả năng khởi động xấu đi và do sự thay đổi đột ngột từ nhiệt độ quá thấp đến nhiệt độ cháy nhiên liệu dễ phát sinh những hiện tượng rạn nứt để xupap khởi động và nắp xy lanh của động cơ.

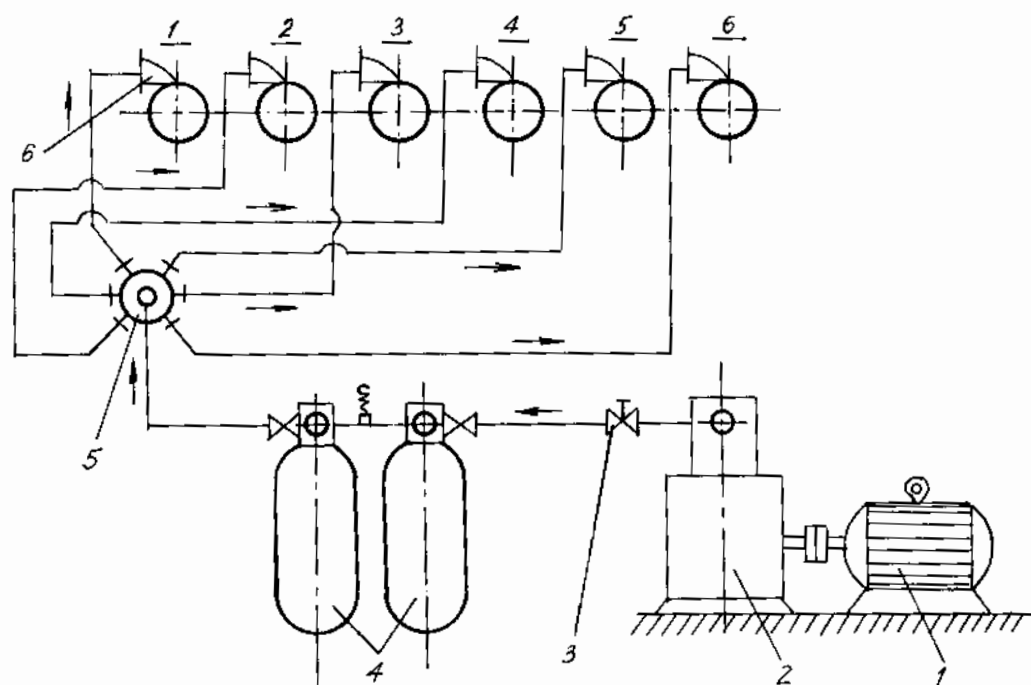
Suất tiêu hao không khí khởi động là lượng tiêu thụ biểu thị bằng lít ở áp suất và nhiệt độ môi trường qui ước ($P = 1 \text{ at}$ và $t = 20^\circ\text{C}$) cho một mã lực.

Suất tiêu hao không khí khởi động phụ thuộc vào nhiều yếu tố, nhưng chủ yếu là : số xy lanh của động cơ, áp suất khí nén khởi động, nhiệt độ của nước làm mát và dầu bôi trơn ở thời điểm khởi động, chất lượng điều chỉnh cơ cấu phối khí, tính năng kỹ thuật của bơm cao áp và vòi phun.

Ở cùng một trạng thái nhiệt và những điều kiện kỹ thuật nêu trên, số xy lanh của động cơ càng tăng thì suất tiêu hao không khí khởi động càng giảm, vì tăng số xy lanh sẽ giảm tiết diện thời gian mở xupap khởi động theo góc quay của trục khuỷu, đồng thời giảm lưu lượng khí nén nạp cho xy lanh và tăng khả năng giãn nở của khí nén để sinh công.

5.3. SƠ ĐỒ VÀ NGUYÊN LÝ CỦA HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG BẰNG KHÍ NÉN

Trên hình 5.3 giới thiệu sơ đồ hệ thống khởi động bằng khí nén thường trang bị cho các động cơ cao tốc công suất tương đối nhỏ và một số động cơ chạy ga. Trước khi khởi động, bình 4 đã được nạp đầy khí nén ở áp suất công tác. Các bình này được cấp từ máy nén khí 2 được dẫn động bằng động cơ điện 1.



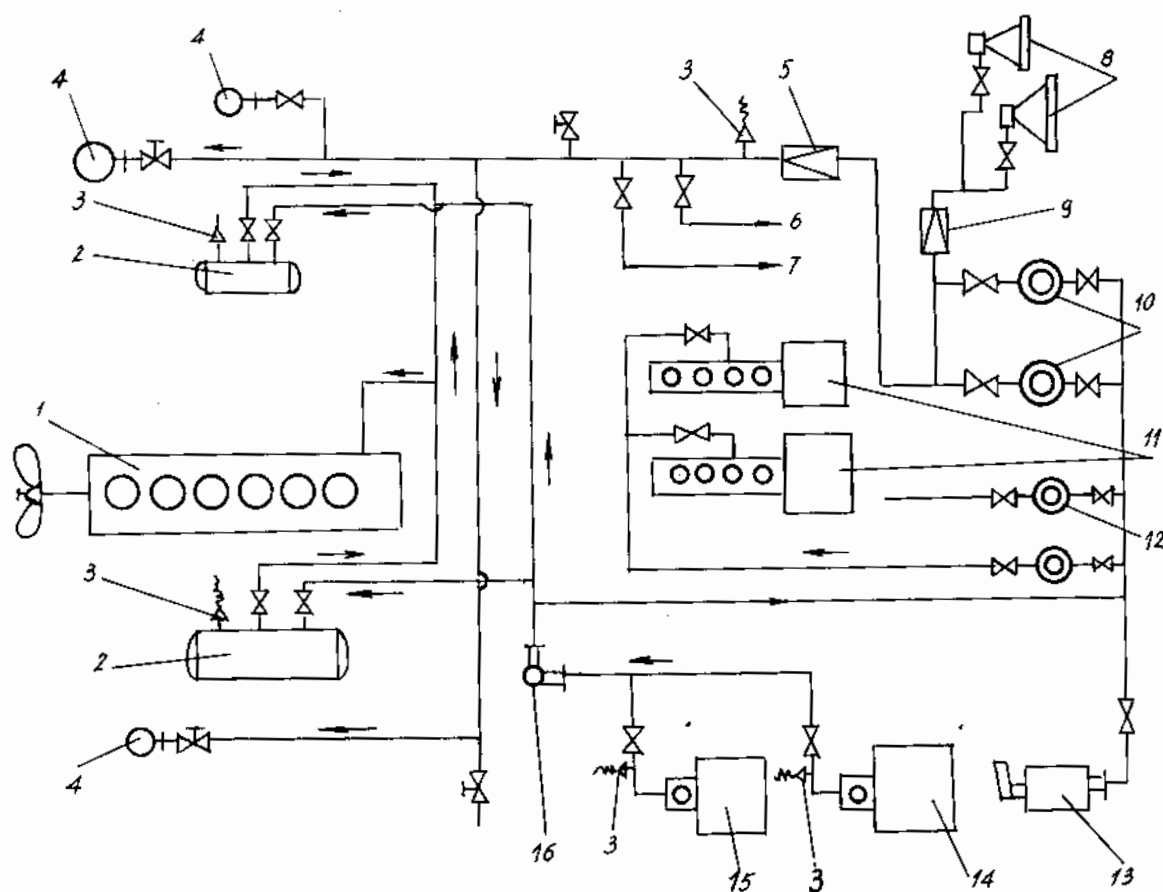
Hình 5.3. Hệ thống khởi động bằng khí nén :
1. động cơ điện ; 2. máy nén khí ; 3. van một chiều ;
4. chai hơi ; 5. đĩa phân phối ; 6. van khởi động.

Để bảo đảm an toàn, trên đường ống cao áp từ máy nén về bình chứa có bố trí van bít một chiều 3. Van này không cho khí nén từ bình chứa trở ngược lại máy nén thậm chí cả khi van trên bình mở.

Khi khởi động, khí nén từ bình 4 theo ống dẫn đi về van phân phối 5 (đĩa phân phối). Phụ thuộc vào thứ tự công tác của các xylanh động cơ, rãnh hình vành khăn của đĩa 5 lần lượt nối thông với ống dẫn, dẫn khí nén về các van khởi động 6 trên nắp xylanh. Thông thường, các van này có cơ cấu tự động ngắt dòng khí nén đi vào xylanh khi đã có hiện tượng cháy nhiên liệu.

Trên hình 5.4 giới thiệu sơ đồ trang bị hệ thống khí nén chung cung cấp cho các thiết bị trên tàu thủy. Khí nén để khởi động cho động cơ chính 1 được chứa trong hai bình 2. Các bình này được nạp nhờ hai máy nén điện 14 và 15. Bình 12 để khởi động cho các động cơ phụ 11; bình 10 cấp cho hệ còi 8. Bình 4 cấp khí nén cho hệ thống chưng cất nước biển, thông rửa các thiết bị 6 và là môi chất công tác cho hệ thống tự động và điều chỉnh 7. Các bình chứa 12, 10 và 4 cũng được nạp từ máy nén 14 và 15 qua các van giảm áp 9 và 5. Máy nén tay 13 để cấp khí nén khi trên tàu chưa có năng lượng điện.

Khí nén trước khi vào bình chứa đi qua thiết bị tách nước và hơi dầu 16. Để bảo đảm an toàn trong sử dụng, trên các đường ống dẫn và các bình chứa có bố trí van bảo hiểm 3. Các van này làm nhiệm vụ điều chỉnh áp suất lớn nhất cho phép trong ống dẫn hay trong bình. Khi áp suất vượt quá giá trị này thì phần khí nén dư được xả ra ngoài.



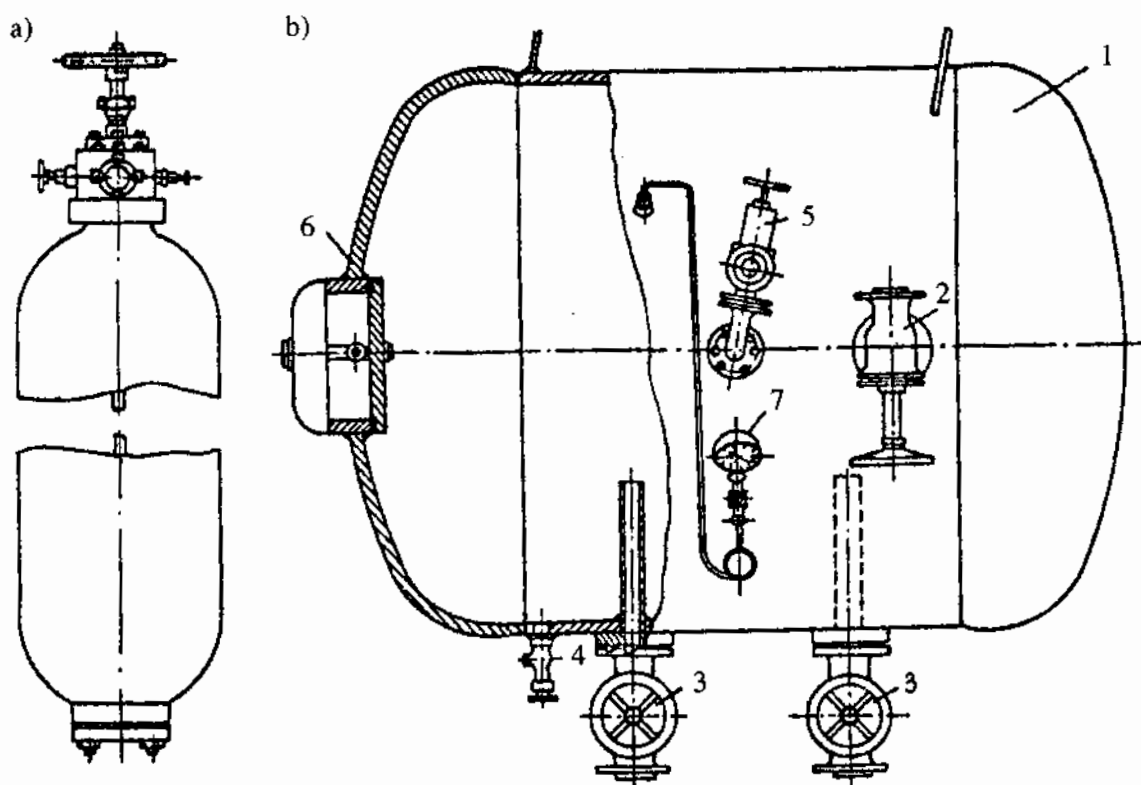
Hình 5.4. Sơ đồ trang bị hệ thống khí nén của hệ động lực tàu thủy :

1. động cơ chính ; 2. bình chứa khí nén cho động cơ chính ; 3. van an toàn ;
4. bình chứa cho hệ chưng cất nước ; 5,9. van giảm áp ; 6,7. ống dẫn ; 8. còi ;
10. chai hơi ; 11. động cơ phụ ; 12. chai hơi của động cơ phụ ; 13. máy nén tay ;
- 14,15. máy nén điện ; 16. thiết bị phân ly.

5.4. CÁC THIẾT BỊ CỦA HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG BẰNG KHÍ NÉN

5.4.1. BÌNH CHỨA KHÍ NÉN

Phụ thuộc vào kích thước và công nghệ chế tạo, bình chứa khí nén có thể được kéo liền, hàn toàn bộ hay tán. Bình với đường kính đến 600 mm và dung tích chứa đến 800 lít thường có dạng chai. Nếu chiều dài của chai quá 1,5 m thì qua một miệng khó gia công và quan sát bề mặt bên trong nên thường phải làm 2 miệng (hình 5.5a). Đối với những động cơ công suất lớn, khí nén thường được chứa trong các bình dạng ống gập (hình 5.5b).



Hình 5.5. Bình chứa khí nén :

a - dạng chai ; b - dạng ống gập.

1. bình ; 2. van nạp ; 3. van cấp ; 4. van thông ;
5. van bảo hiểm ; 6. lỗ quan sát ; 7. áp kế.

Mỗi bình chứa khí nén phải được trang bị :

1. Van nạp và van cấp khí nén đi tiêu thụ ;
2. Áp kế để đo áp suất khí nén trong bình ;
3. Van thông (van xả) để xả nước và hơi dầu ;
4. Van an toàn.

Có thể bố trí một áp kế và một van an toàn trên ống dẫn chung trước chỗ phân nhánh thứ nhất đối với một nhóm bình có chung một đường nạp. Song, van thông phải được đặt trên mỗi bình để tiện cho việc định kỳ xả hơi nước và hơi dầu ngưng tụ. Van này phải đặt phía đáy bình đối với bình dạng ống góp, và đặt ở miệng bình thông qua ống muống cắm sâu xuống đáy bình - đối với dạng chai.

Các loại bình chứa, trước khi đưa vào sử dụng, phải được thử độ bền với hệ số an toàn lớn (hay thủy lực).

Tổng dung tích của các bình chứa khí nén khởi động :

$$\sum V = \frac{v \cdot v_h \cdot i \cdot n \cdot z}{P - P_{\min}} \quad , \quad (\text{lít}) \quad (5.1)$$

trong đó :

$v = 6 - 9 \text{ l/l}$ - suất tiêu hao không khí khởi động cho một lít thể tích xy lanh của động cơ.

v_h - thể tích công tác xy lanh của động cơ, l ;

i - số xy lanh của động cơ ;

n - số động cơ ;

z - số lần khởi động liên tiếp.

$z = 12$ - đối với động cơ tự đảo chiều ;

$z = 6$ - đối với động cơ chính không tự đảo chiều hay đối với các động cơ phụ.

P - áp suất định mức để khởi động, kG/cm^2 ;

$P_{\min}$ - áp suất dư nhỏ nhất trong bình mà động cơ có thể khởi động được,

$$P_{\min} = 10 \div 12 \text{ kG/cm}^2.$$

Đối với các bình có dung tích lớn, tỉ số giữa chiều dài L và đường kính D của bình nằm trong khoảng $2,5 \div 4,0$, trong khi đó đường kính thường không làm quá $1,2 \text{ m}$ (vì tăng đường kính đồng thời phải tăng chiều dày của thành và đáy bình).

Đường kính của bình xác định theo biểu thức :

$$D = \sqrt{\frac{\sum V}{2,5 \div 4,0}} \quad , \quad (\text{m}) \quad (5.2)$$

trong đó $\sum V$ được đổi thành m^3 .

Nếu D tìm được lớn hơn $1,5 \text{ m}$ thì tăng số lượng bình chứa lên 2 hoặc 3 bình.

5.4.2. MÁY NÉN KHÍ

Máy nén khí thường dùng trong hệ thống khởi động là máy nén khí kiểu pistông nhiều cấp. Vấn đề chọn số cấp phụ thuộc vào giới hạn nhiệt độ cho phép lớn nhất của

không khí trong mỗi cấp. Nếu giới hạn nhiệt độ là 200°C thì mức độ tăng áp suất cho phép lớn nhất ở trong một cấp của máy nén sẽ là 6. Nhưng thực tế mức độ tăng áp suất trong một cấp ít khi quá 4, vì bảo đảm độ bền và an toàn. Cho nên, với áp suất cuối cùng là $60 \div 70 \text{ kG/cm}^2$ phải dùng máy nén hai hay ba cấp, áp suất đến 200 kG/cm^2 phải dùng máy nén ba hay bốn cấp ; còn khi áp suất tới 400 kG/cm^2 - bốn hay năm cấp với sự làm mát khí nén sau mỗi cấp.

Trên hình 5.6 giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc của máy nén khí ba cấp với pistông kiểu vi phân.

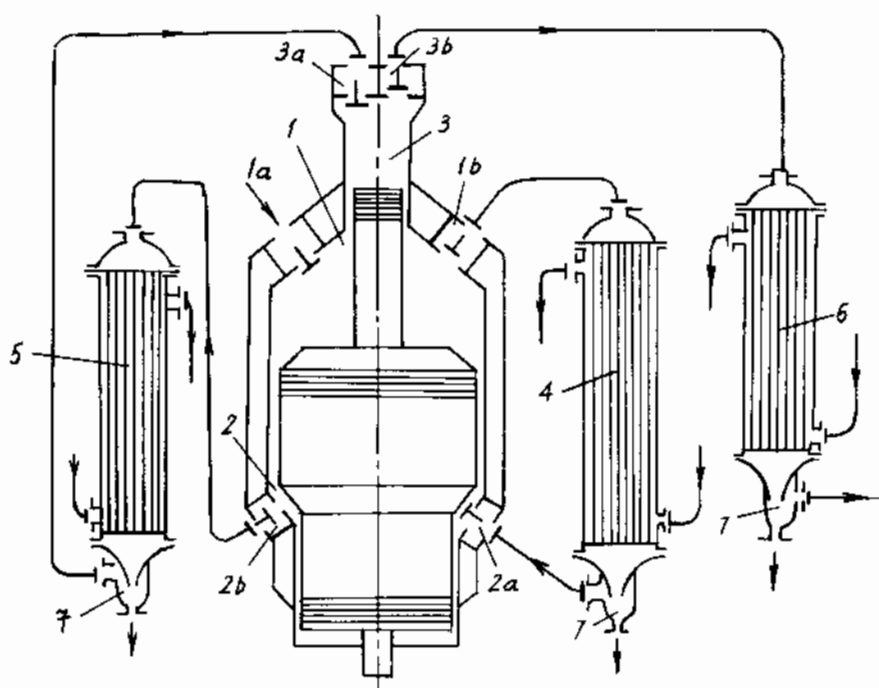
Nguyên lý hoạt động của các cấp nén được thể hiện rõ qua hình vẽ nên ở đây không trình bày.

Theo yêu cầu, năng suất của máy nén phải đủ để nạp trong một giờ đầy các bình chứa khí khởi động từ áp suất dư (thường tính là 5 kG/cm^2) đến áp suất định mức P. Vì vậy, năng suất của máy nén không được nhỏ hơn

$$G = \frac{\sum V(P - 5)}{1000} , \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.3)$$

Công suất của máy nén :

$$N = \frac{G(L_I + L_{II} + L_{III} + \dots)}{3600 \cdot 75 \cdot \eta} \quad (\text{m.l}) \quad (5.4)$$



Hình 5.6. Sơ đồ và nguyên lý làm việc của máy nén ba cấp :

1. xylanh áp suất thấp ; 2. xylanh áp suất trung bình ; 3. xylanh áp suất cao ;
1a, 2a và 3a. các van nạp ; 1b, 2b và 3b. các van thải ; 4,5 và 6. két làm mát ;
7. bộ tách nước và hơi dầu.

trong đó : $L_I, L_{II}, L_{III}, \dots$ công nén 1 kg không khí ở cấp nén thứ nhất, thứ hai, thứ ba và...

$\eta = 0,85 \div 0,9$ - hiệu suất cơ giới hóa của máy nén.

$$L_I = \frac{n}{n-1} R T_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} \text{ kGm/kg} \quad (5.5)$$

$n = 1,25 \div 1,35$ - chỉ số nén đa biến của không khí trong xy lanh máy nén có làm mát thành xy lanh.

T_1, P_1 - nhiệt độ và áp suất của không khí ở đầu quá trình nén (tính theo $^{\circ}\text{K}$ và kG/cm^2) ;

P_2 - áp suất của khí nén ở cuối cấp ;

R - hệ số ga không đổi.

TRANG BỊ HỆ THỐNG NẠP - THẢI

6.1. VẤN ĐỀ CẤP KHÔNG KHÍ CHO ĐỘNG CƠ

Để thực hiện quá trình nạp cho động cơ, máy nén, nồi hơi và các thiết bị khác, đồng thời bảo đảm sự thông thoáng buồng máy cần phải liên tục thực hiện việc cấp không khí. Đối với các trang bị động lực trên bộ (ôtô, máy kéo, máy phát điện...) việc tiếp nhận không khí được thực hiện trực tiếp từ bên ngoài, còn trên tàu sông và tàu biển - từ buồng máy hay từ trên boong tàu nhờ hệ thống ống dẫn.

Kết quả của nhiều nghiên cứu cho thấy tuổi thọ của các chi tiết pistông, xy lanh và xéc măng động cơ phụ thuộc nhiều vào độ tinh khiết của không khí nạp. Vì vậy, các trang bị trên bộ thường có bố trí lọc hút với kết cấu khác nhau.

Đối với trang bị động lực tàu thủy và tĩnh tại, phương pháp thu nạp không khí từ buồng máy tuy có đơn giản hơn (vì không cần hệ thống ống dẫn với hệ thống giằng và gia cố phức tạp) và tạo được sự lưu thông gió tự nhiên, nhưng gây ồn lớn trong khoang máy, nhất là đối với những động cơ cao tốc. Trên hình 6.1 là sự phân bố âm lượng khí nạp của quá trình hút trực tiếp từ khoang máy, việc trang bị hệ thống ống hút riêng từ bên ngoài hay từ trên boong tàu cho phép giảm mức âm lượng đến 6 - 10 dB. Song, với phương pháp dẫn gián tiếp khí nạp này, ngoài sự phức tạp hóa về kết cấu còn làm tăng cản thủy lực, và dẫn đến giảm áp suất có ích trung bình P_c và giảm công suất của động cơ.

Lượng không khí cần thiết cho động cơ phụ thuộc vào lượng tiêu thụ nhiên liệu và chế độ tải

$$V_n = \frac{g_e N_c \alpha \Sigma L_o v}{3600}, \quad (m^3/s) \quad (6.1)$$

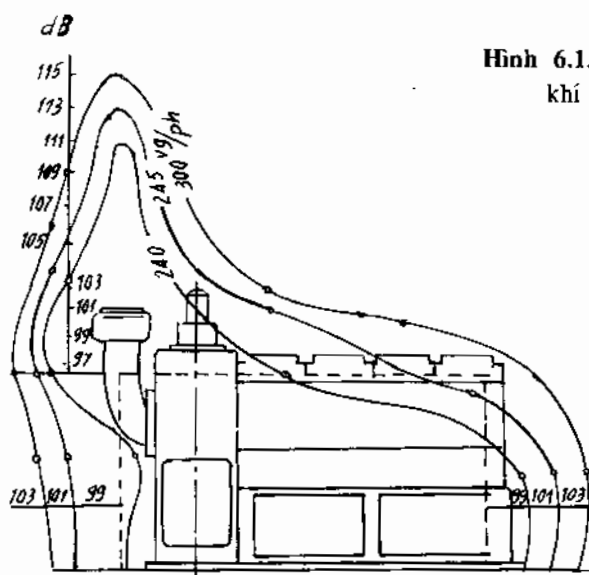
trong đó : v - thể tích riêng của không khí, m^3/kg .

Tiết diện ngang của ống dẫn khí nạp

$$F_n = \frac{V_n}{C} \quad (m^2) \quad (6.2)$$

trong đó : C - tốc độ của dòng khí nạp trong ống dẫn ;

$$C = 15 \div 20 \text{ m/s.}$$



Hình 6.1. Sự phân bố âm lượng khí nạp trên động cơ.

6.2. HỆ THỐNG ĐƯỜNG THẢI

Đường thải của các trang bị động lực cỡ nhỏ rất đơn giản, thường gồm các đoạn ống ngắn thẳng hay gãy khúc được nối tiếp với nhau, thông qua một bình giảm âm rồi xả trực tiếp ra ngoài.

Đối với các trang bị động lực cỡ lớn như tàu thủy, khí thải được đưa ra ngoài qua một hệ thống ống dẫn phức tạp (hình 6.2).

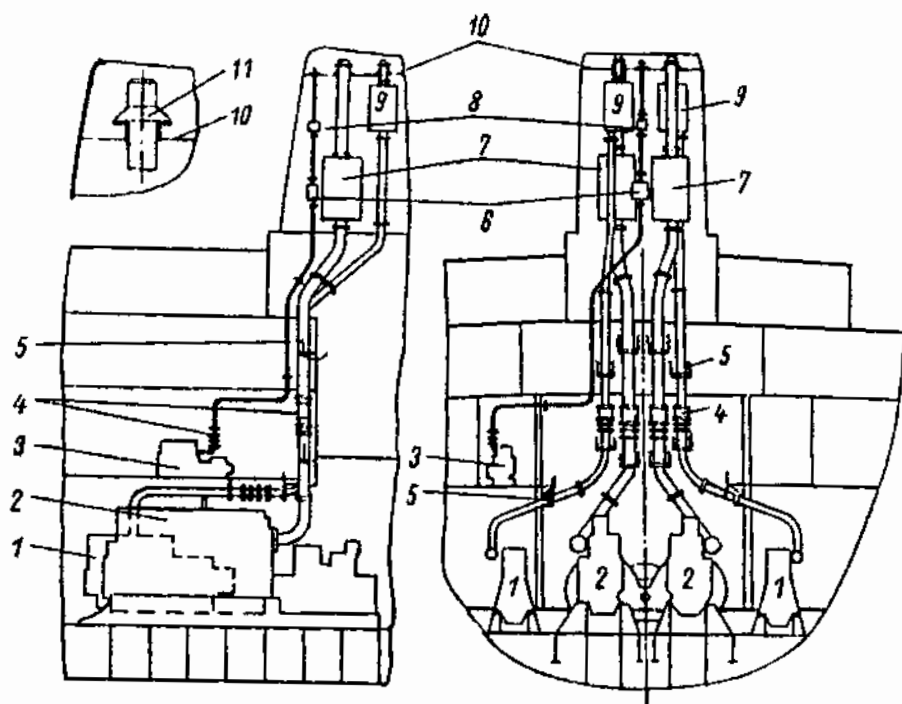
Trên hình 6.2 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ thống thải của TBDL diesel tàu thủy hai hệ trục.

Hai động cơ chính 2 và các động cơ phụ 1 và 3 có hệ thống đường thải riêng biệt và được gia cố trên các giá treo kiểu lò xo 5. Các hệ thống ống dẫn đều có trang bị các bộ bù 4, nhờ đó mà bản thân ống dẫn cũng như các thiết bị giá cũng không bị phát sinh ứng suất nhiệt phụ.

Động cơ chính và các động cơ phụ đều có bình tiêu âm - thiết bị dập tắt 7 và 9, còn máy phát điện sinh hoạt (khi tàu dừng) có bình tiêu âm 6 và bộ dập tắt 8 độc lập được đặt và gia cố trong ống khói chung. Các đoạn ống được nối ở phía trên, thông qua lỗ khoét ở tấm ngăn 10 của hệ thống ống khói, có thể tự do giãn nở khi bị nung nóng. Cuối các ống xả có gắn phễu che 11 ngăn không cho nước mưa xả vào buồng máy.

Đặc điểm của hệ thống ống dẫn khí thải là :

1. Mỗi mét dài của ống dẫn sẽ dài thêm từ 4 đến 5 mm (so với trạng thái nguội)



Hình 6.2. Hệ thống đường thải diesel tàu thủy.

ở động cơ bốn kỳ với nhiệt độ khí thải đến 425°C và dài thêm từ 3 đến 4 mm ở động cơ hai kỳ với nhiệt độ khí thải đến 375°C .

2. Ống dẫn có khả năng phát nhiệt và gây cháy.
3. Gây ồn lớn nhất.
4. Đường ống dài, gấp khúc phức tạp là nguyên nhân gây tổn thất công suất động cơ.
5. Không được phép ghép ống xả của 2 hay nhiều động cơ vào nhau.

Đối với trang bị động lực cỡ lớn, đường thải xuyên qua khoang máy, qua các tầng hầm và vào ống khói chung của tàu. Trên một số tàu nhỏ, cao tốc hay tàu chuyên dùng, đường thải có thể xả qua mạn tàu (hình 6.2b). Riêng đối với các tàu chở dầu, nghiêm cấm làm đường thải sang hai phía mạn tàu.

Đường thải thường bao gồm các thành phần : ống góp, ống dẫn, các bộ bù, bình tiêu âm, bộ dập tàn và nổi hơi tận dụng. Đường thải được đúc bằng ống gang hay hàn từ các tấm thép cuộn. Để bảo đảm ống dẫn biến dạng tự do khi bị nung nóng, giữa các thành phần của ống người ta lắp các vòng bù.

Nếu động cơ không tăng áp thì đường thải được nối trực tiếp với ống góp khí thải của động cơ, còn nếu động cơ có tuốcbin tăng áp thì đường thải được nối với ống xả của tuốcbin thông qua một đoạn ống phụ.

Ống thái thường được làm tròn với đường kính tiêu chuẩn. Để chế tạo và lắp ráp đơn giản, đường thái được làm rời với chiều dài đoạn ống không quá 3 - 5 m. Các đoạn ống nối với nhau bằng bích, giữa có lớp đệm làm bằng loại vật liệu chịu nhiệt.

Để cách nhiệt giữa ống dẫn với buồng máy, bên ngoài ống được bọc lớp cách nhiệt (bằng sợi amiăng, sợi tẩm thủy tinh...). Nhiệt độ trên bề mặt lớp cách nhiệt không được lớn quá 55°C.

Diện tích tiết diện ngang của đường thái F được xác định, phụ thuộc vào lưu lượng và tốc độ chuyển động cho phép của dòng khí :

$$F = \frac{V}{C} \quad , \quad (m^2)$$

trong đó : C - tốc độ chuyển động cho phép của dòng khí thái :

C = 40 ÷ 50 m/s - đối với động cơ bốn kỳ ;

C = 25 ÷ 30 m/s - đối với động cơ hai kỳ ;

V - lưu lượng theo giây của dòng khí, m³/s ;

đối với động cơ 4 kỳ.

$$V = 0,115 \cdot 10^{-4} \alpha g_e N_e T_r \quad , \quad m^3/s \quad ; \quad (6.3)$$

đối với động cơ 2 kỳ

$$V = 0,115 \cdot 10^{-4} \alpha (\varphi + 0,03) g_e N_e T_r \quad , \quad m^3/s \quad ; \quad (6.4)$$

trong đó :

α - hệ số dư lượng không khí ở thời điểm cháy ;

g_e - suất tiêu hao nhiên liệu động cơ, kg/m.l.h ;

N_e - công suất của động cơ m.l ;

T_r - nhiệt độ của khí thái °K ;

φ - hệ số dư lượng của không khí quét.

Chiều dày của thành ống dẫn :

Nếu đường kính 50 ÷ 100 mm là 1,5 - 3 mm ;

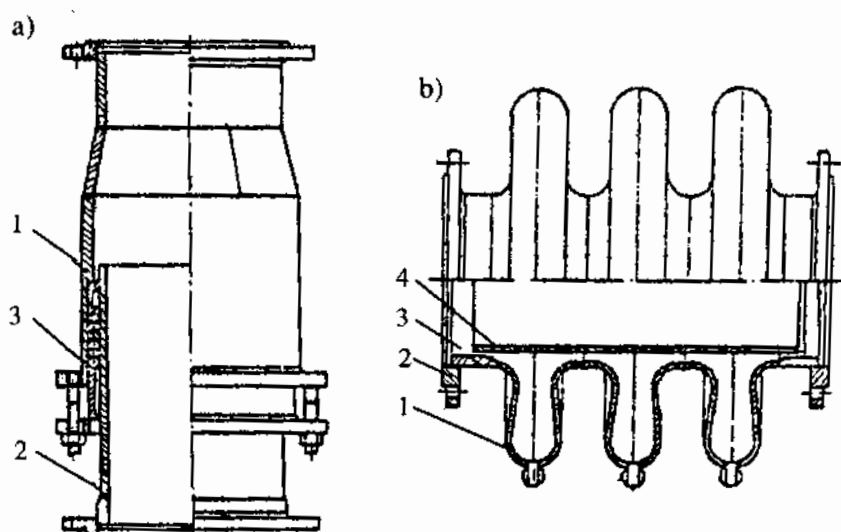
Nếu đường kính lớn hơn 100 mm là 3 - 6 mm ;

6.3. CÁC THIẾT BỊ CỦA ĐƯỜNG THÁI

6.3.1. THIẾT BỊ BÙ

Nhiệt độ của khí xả vào đường thái động cơ diesel khá lớn, đạt đến 400 ÷ 450°C ở động cơ 4 kỳ và 250 - 300°C ở động cơ hai kỳ. Nhiệt độ này nung nóng ống dẫn và gây nên giãn nở dài khá lớn, trung bình khoảng 1,17 mm trên một mét chiều dài của

ống khi nung nóng lên 100°C . Để tránh nứt, gãy do ứng suất nhiệt, trên các đoạn nối ống người ta lắp ken những thiết bị bù có kết cấu khác nhau. Những bộ bù thường dùng được giới thiệu trên hình 6.3a là bộ bù loại phớt gồm thân 1 và cốt 2. Cốt được lắp trong thân ống với khe hở nhỏ.



Hình 6.3. Thiết bị bù :

- a - loại phớt : 1. thành ống ; 2. cốt trượt ; 3. phớt bao kín (sợi amiăng).
- b - loại thấu kính : 1. các nửa thấu kính ; 2. bích nối ; 3. ống dẫn ; 4. cốt trong.

Hai bộ phận này được bao kín bằng các vòng phớt sợi amiăng. Khả năng bù của kết cấu loại phớt rất lớn – phụ thuộc vào khả năng trượt của cốt trong ống. Song, kết cấu này chỉ cho phép bù các đoạn ống thẳng (biến dạng theo hướng trục). Nếu dùng cho ống cong có thể bị kẹt trong vỏ ống dẫn, không bảo đảm bao kín và dễ bị hút ẩm khi đặt ngang.

Bộ bù kiểu thấu kính (hình 6.3b) cho phép khắc phục một phần những tồn tại trên. Đặc điểm kết cấu : gồm các nửa thấu kính 1 bằng thép dập mỏng được hàn với nhau. Cốt 4 có tác dụng để giảm thủy lực và tránh lắng đọng sản phẩm cháy xuống thấu kính. Cốt này được hàn dính một đầu vào đầu vào ống dẫn (phía khí thải vào) và có thể biến dạng dài tự do.

Để xả muối lắng dưới thấu kính, phía dưới các thấu kính có hàn các nút xả 5.

Ưu điểm của bộ bù kiểu thấu kính là bao kín tốt, đàn hồi, trọng lượng và kích thước tương đối nhỏ và có khả năng chịu được các lực không hướng trục.

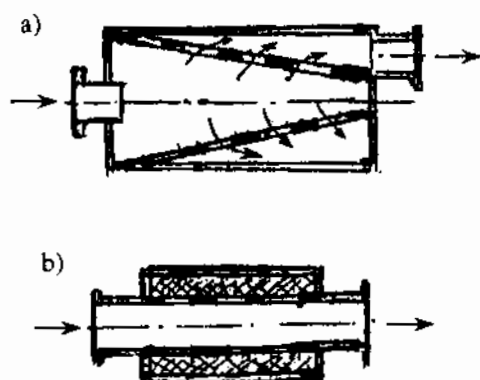
Nhược điểm cơ bản của loại này là giống như lò xo, tăng cản khi tăng sự biến dạng.

6.3.2. BÌNH TIÊU ÂM

Theo nguyên lý làm việc các bình tiêu âm có thể chia làm hai loại : hoạt tính và phân lực.

Nguyên tắc hoạt động của bình tiêu âm kiểu hoạt tính là hấp thụ âm lượng và chuyển đổi vào nhiệt năng nhờ thiết bị gây cản bức xạ trên đường thải. Các thiết bị cản thường là lưới, các tấm đột lỗ, vật liệu xốp chịu nhiệt như sợi thủy tinh, phoi kim loại...

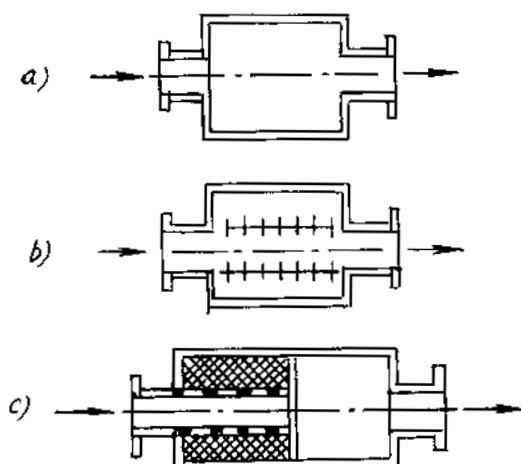
Các thiết bị tạo cản có thể mắc nối tiếp hay song song (hình 6.4).



Hình 6.4. Cách mắc cản hoạt tính.

a - nối tiếp ;
b - song song.

Khi mắc nối tiếp cản của bình tiêu âm sẽ tăng và có thể làm giảm công suất của động cơ. Mức giảm có thể tới 5 - 15% cho 10 db. Vì vậy, nhà chế tạo động cơ cần qui định tổn thất áp suất lớn nhất cho phép trên đường cản. Ví dụ, đối với động cơ 8Д và 4Ч 13/18 (của Nga) đối áp cho phép là 600 và 500 mm cột nước. Khi mắc song song cản hoạt tính, bình tiêu âm được ốp phía trong bằng một loại vật liệu hấp thụ âm lượng và không làm giảm tiết diện lưu thông của không khí.



Hình 6.5. Sơ đồ các tiêu âm kiểu phân lực.

a - với loại ngăn rộng ;
b - với ngăn cộng hưởng ;
c - với ngăn hỗn hợp.

Bình tiêu âm kiểu phản lực làm việc theo nguyên tắc lọc âm qua các ngăn rộng (hình 6.5a) hay ngăn cộng hưởng (hình 6.5b).

Các kết quả nghiên cứu đã cho thấy rằng cần hoạt tính có hiệu quả khử được âm cao tần, còn tiêu âm kiểu phản lực có hiệu quả khử được âm thấp tần (dao động sóng âm). Vì vậy, nếu trong dải phổ âm của động cơ đồng thời cần khử cả âm thấp và cao tần thì nên dùng loại tiêu âm tổng hợp gồm cả cần hoạt tính và phản lực (hình 6.5c).

Một số thiết bị khác được bố trí trên đường thải như tuốcbin tăng áp và nổi hơi tận dụng, đồng thời cũng giữ vai trò như một bộ phận giảm âm đường thải. Việc thiết kế và tính toán lý thuyết để tìm ra một bình tiêu âm tối ưu rất phức tạp. Vì vậy, thông thường người ta chọn mẫu và chủng loại đã có sẵn và được kiểm chứng qua thực tế; sau đó chính xác hóa cho từng trạng bị cụ thể.

Định mức dung tích V_B bình tiêu âm thường dao động trong khoảng 10 đến 30 thể tích công tác của xy lanh động cơ V_h . Hiệu quả tiêu âm tỉ lệ thuận với $\sqrt{V_B}$; tỉ số giữa chiều dài và đường kính bình $a = L_B/D_B$. Với a nhỏ, bình có hiệu lực giảm âm trong miền tần số hẹp. Việc tăng chiều dài L_B cho phép tăng miền giảm âm. Thông thường $a = 2 \div 4$, song một số bình có $a = 6 \div 8$.

Thể tích bình tiêu âm cho động cơ 4 kỳ :

$$V_B = K_B \frac{S}{n} \sqrt{\frac{1}{i}} \quad , \quad (\text{lít}) \quad (6.5)$$

trong đó : S ~ hành trình của pistông, (cm) ;

n - số vòng quay, vg/ph ;

i - số xy lanh động cơ

$K_B = 5 \cdot 10^3$ - hệ số cho máy canh tác ;

$K_B = (10 \div 35) \cdot 10^3$ - hệ số cho động cơ xe tải ;

$K_B = 50 \cdot 10^3$ - hệ số cho động cơ xe khách.

Đối với động cơ hai kỳ :

$$V_B = K_B \frac{S}{n} \sqrt{\frac{2}{i}} \quad , \quad (\text{lít}) \quad (6.6)$$

Đường kính của bình tiêu âm :

$$D_B = \sqrt{\frac{4 V_B}{\pi a}} \quad , \quad (\text{dm}) \quad (6.7)$$

Chiều dài của bình tiêu âm :

$$L_B = a \cdot D_B \quad , \quad (\text{dm}) \quad (6.8)$$

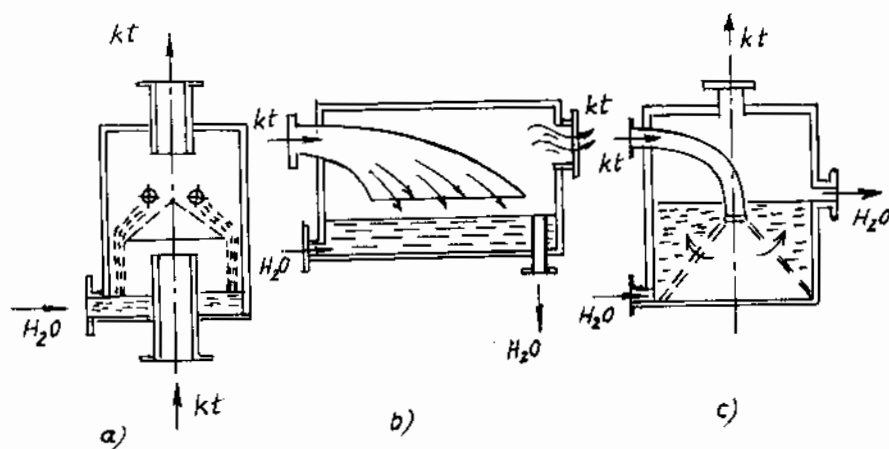
6.3.3. BỘ DẬP TÀN

Khí thải được xả ra ngoài thường mang theo những hạt tàn của nhiên liệu và dầu cháy nốt. Những hạt tàn này có thể gây hỏa hoạn nguy hiểm, đặc biệt đối với các trang

bị động lực tàu thủy vận chuyển sản phẩm dầu mỏ, bông sợi, len dạ và những hàng dễ cháy khác. Để ngăn ngừa những sự cố có thể xảy ra, cuối đường thải thường trang bị bộ dập tàn (hình 6.6.)

Loại xả qua nước tàn được dập triệt để hơn nhưng tăng cản đến 8 - 100 mm cột nước. Để cung cấp nước cho thiết bị dập tàn người ta trang bị một bơm riêng (đối với trang bị động cơ công suất lớn), hoặc trích đường nước từ bơm vòng hở hay bơm cứu hỏa (cho các trang bị công suất trung bình). Bơm cấp nước cho thiết bị dập tàn phải tạo được áp suất đến 3 kg/cm^2 . Tỷ trọng của thiết bị dập tàn khoảng $0,3 - 0,4 \text{ kg/m.l}$ và thể tích $-0,15 \div 0,20 \text{ lít/m.l}$.

Khi thiết kế đường thải đặc biệt phải chú ý tới tổng cản các thiết bị (cả nổi hơi tận dụng, bộ bù, bình tiêu âm, bộ dập tàn) không vượt quá 300 - 400 mm cột nước, việc tăng cản đường thải dẫn đến giảm công suất động cơ và tăng suất tiêu hao nhiên liệu. Vì vậy, để giảm cản đường thải, cố gắng thiết kế ống dẫn : thẳng với số khuỷu, uốn cong nhỏ nhất.



Hình 6.6. Sơ đồ các thiết bị dập tàn.
a - loại tưới nước ; b, c - loại xả qua nước.

VẤN ĐỀ TẬN DỤNG NHIỆT TRONG TRANG BỊ ĐỘNG LỰC

7.1. SỰ PHÂN CHIA NHIỆT TRONG ĐỘNG CƠ

Nhiệt tỏa ra khi nhiên liệu cháy trong động cơ, chỉ khoảng một phần ba sinh công có ích, hai phần còn lại là nhiệt tổn thất trong khí thải, nước làm mát và dầu bôi trơn.

Phương trình cân bằng nhiệt, biểu thị sự phân chia các thành phần nhiệt, khi đốt cháy 1 kg nhiên liệu, có dạng sau :

$$Q_o = Q_e + Q_{kt} + Q_{lm} + Q_d + Q_c$$

trong đó :

- Q_o - nhiệt lượng toàn phần khi đốt cháy 1 kg nhiên liệu ;
- Q_e - nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ ;
- Q_{kt} - nhiệt lượng do khí thải mang đi ;
- Q_{lm} - nhiệt lượng do nước làm mát mang đi ;
- Q_d - nhiệt lượng tỏa ra cho dầu bôi trơn ;
- Q_c - phần nhiệt tổn thất còn lại mà không tính vào trong các thành phần trên.

Phương trình cân bằng nhiệt có thể viết theo phần trăm của toàn bộ nhiệt lượng sinh ra :

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} 100\% ; \quad q_{kt} = \frac{Q_{kt}}{Q_o} 100\% ; \quad q_{lm} = \frac{Q_{lm}}{Q_o} 100\%$$

$$q_d = \frac{Q_d}{Q_o} 100\% ; \quad q_c = \frac{Q_c}{Q_o} 100\% ;$$

và, vì vậy :

$$q_o = q_e + q_{kt} + q_{lm} + q_d + q_c = 100 \%$$

1. Nhiệt lượng toàn phần

$$Q_o = Q_H^p G_{nl} , \quad \text{kcal/h} \quad (7.1)$$

trong đó : Q_H^P - nhiệt trị thấp của nhiên liệu, kcal/kg ;

G_{nl} - lượng tiêu thụ nhiên liệu trong một giờ, kg/h.

2. Nhiệt lượng tương đương với công có ích

$$Q_c = \eta_c Q_H^P = \frac{860}{g_c} \quad , \quad \text{kcal/h}$$

trong đó : g_c - suất tiêu hao nhiên liệu, kcal/h ;

η_c - hiệu suất có ích của động cơ.

3. Nhiệt lượng do khí thải mang theo ra ngoài, bằng hiệu entanpi (hàm nhiệt) của lượng hỗn hợp chung và entanpi không khí nạp mới.

$$Q_{kt} = G_{kt} C_p^{kt} t_{kt} - G_{kk} C_p^{kk} t_{kk} \quad (7.2)$$

trong đó : G_{kt} , G_{kk} - lượng khí thải và không khí cấp vào động cơ cho 1 kg nhiên liệu.

$$G_{kt} = \alpha \varphi L_o + 1$$

$$G_{kk} = \alpha \varphi L_o$$

Ở đây α - hệ số dư lượng không khí ;

φ - hệ số khí quét ;

L_o - lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu ;

C_p^{kk} - tỉ nhiệt mol trung bình đẳng áp của không khí nạp ;

$$C_p^{kk} = 0,9852 + 0,0000934 t_{kk} ;$$

C_p^{kt} - tỉ nhiệt mol trung bình đẳng áp của sản phẩm vật cháy.

Hệ số khí quét trong các biểu thức trên, tính đến lượng không khí cần thiết để quét các xylanh, phụ thuộc vào loại và kết cấu của động cơ. Đối với động cơ 4 kỳ không tăng áp $\varphi = 1,03 \div 1,05$; có tăng áp $\varphi = 1,2 \div 1,4$. Còn ở động cơ 2 kỳ, hệ số này lớn hơn và phụ thuộc vào hệ thống quét. Đối với động cơ có hệ thống quét vòng $\varphi = 1,5 \div 1,8$; còn quét thẳng $\varphi = 1,3 \div 1,5$.

4. Nhiệt lượng truyền cho nước làm mát :

$$Q_{Lm} = G_n C_n (t''_n - t'_n) \quad (7.3)$$

trong đó : G_n - lưu lượng nước làm mát đi qua động cơ, kg/h ;

C_n - tỉ nhiệt của nước, kcal/kg°C ;

t''_n - nhiệt độ của nước ra khỏi động cơ, °C ;

t'_n - nhiệt độ của nước vào động cơ, °C.

5. Nhiệt lượng do dầu mang đi

$$Q_d = G_d C_d (t''_d - t'_d) \quad (7.4)$$

trong đó : G_d - lưu lượng của dầu qua két làm mát dầu, kg/h ;

C_d - tỉ nhiệt của dầu, kcal/kg °C ;

t''_d, t'_d - nhiệt độ của dầu vào ra khỏi két làm mát, °C.

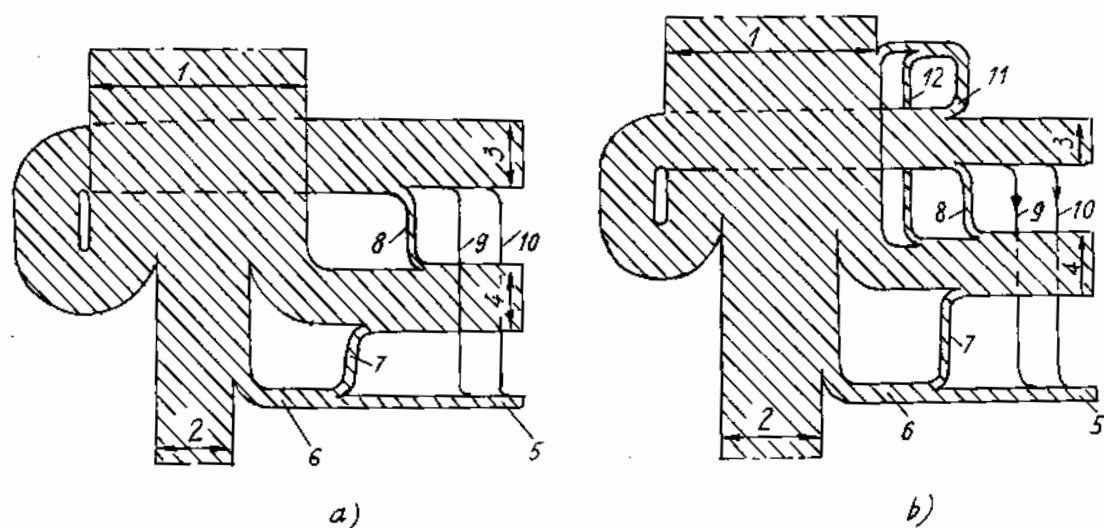
Trong phân nhiệt này có nhiệt do ma sát ở các ổ trục, phần nhiệt ma sát ở nhóm pistong-xylanh và nhiệt từ pistong nếu làm mát đỉnh bằng dầu.

6. Nhiệt còn lại (nhiệt dư) trong phương trình cân bằng tính đến tổn thất nhiệt, tương đương với tổn thất cơ giới ; thành phần nhiệt mất đi do cháy không hoàn toàn và tính đến sai số khi xác định các thành phần khác trong phương trình cân bằng nhiệt.

$$q_c = 1 - (q_e + q_{kt} + q_{lm} + q_d) \quad (7.5)$$

Sự phân chia các thành phần nhiệt ở các động cơ khác nhau rất khác nhau và phụ thuộc vào số kỳ, tính cao tốc, kết cấu, tải, mức tăng áp và nhiều yếu tố khác.

Trên hình 7.1 giới thiệu sự phân chia các thành phần nhiệt đối với động cơ 4 kỳ và hình 7.2 đối với động cơ hai kỳ.



Hình 7.1. Sơ đồ cân bằng nhiệt của động cơ 4 kỳ.

a - không tăng áp ; b - có tăng áp.

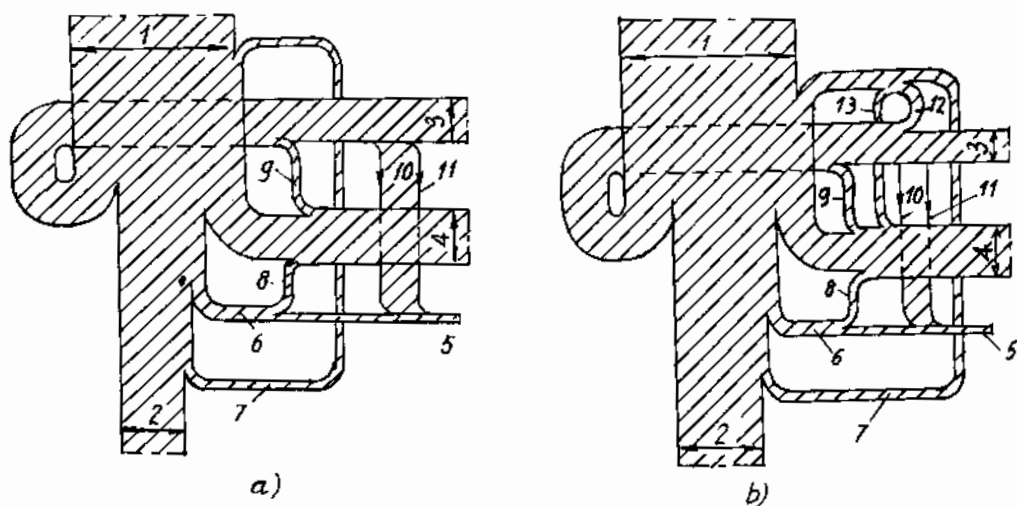
1. nhiệt toàn phần ; 2. nhiệt sinh công có ích ; 3. tổn thất nhiệt với khí thải ;
4. tổn thất nhiệt với nước làm mát ; 5. nhiệt dư ; 6. nhiệt tương đương với tổn thất cơ giới ; 7. nhiệt tương đương với công ma sát xéc măng và pistong ; 8. tổn thất nhiệt từ đường thải cho nước làm mát ; 9. tổn thất do cháy không kiệt ; 10. nhiệt tỏa vào môi trường ; 11. nhiệt tương đương với công dẫn động tuốcbin tăng áp ; 12. nhiệt truyền cho nước làm mát không khí nén của tuốcbin tăng áp.

Tóm lại, nhiệt toàn phần có thể coi như được chia làm ba phần chính tương đương : một phần sinh công có ích, còn hai phần kia mất cho khí thải và làm mát (nước và dầu bôi trơn).

Song, tổn thất nhiệt do dầu mang đi, trong thành phần của phương trình cân bằng nhiệt, không lớn. Giá trị của thành phần này cũng phụ thuộc vào loại động cơ, tính năng cao tốc, các kích thước chính và một vài yếu tố khác, ở chế độ định mức thường dao động trong khoảng, đối với động cơ 4 kỳ là $2,5 \div 5,0\%$ và ở động cơ 2 kỳ là $0,6 \div 1,5\%$.

Mặc dù giá trị tương đối ở động cơ 4 kỳ khá lớn, những giá trị tuyệt đối lại nhỏ vì kích thước và công suất cụm động cơ 4 kỳ không lớn, và vì vậy, để đơn giản hóa trang bị động lực nói chung, nhiệt do dầu mang đi không được áp dụng trong các sơ đồ tận dụng nhiệt. Mặt khác, nhiệt độ trung bình của dầu không cao (thường đến $50 \div 55^{\circ}\text{C}$ ở động cơ hai kỳ), hệ số truyền nhiệt chung thấp, lưu lượng dầu tuần hoàn để bôi trơn ít (hơn nước) nên hiệu suất tận dụng cũng rất thấp.

Vì vậy, trong những phần sau chỉ đề cập đến vấn đề tận dụng nhiệt của nước làm mát và khí thải.



Hình 7.2. Sơ đồ cân bằng nhiệt của động cơ 2 kỳ.

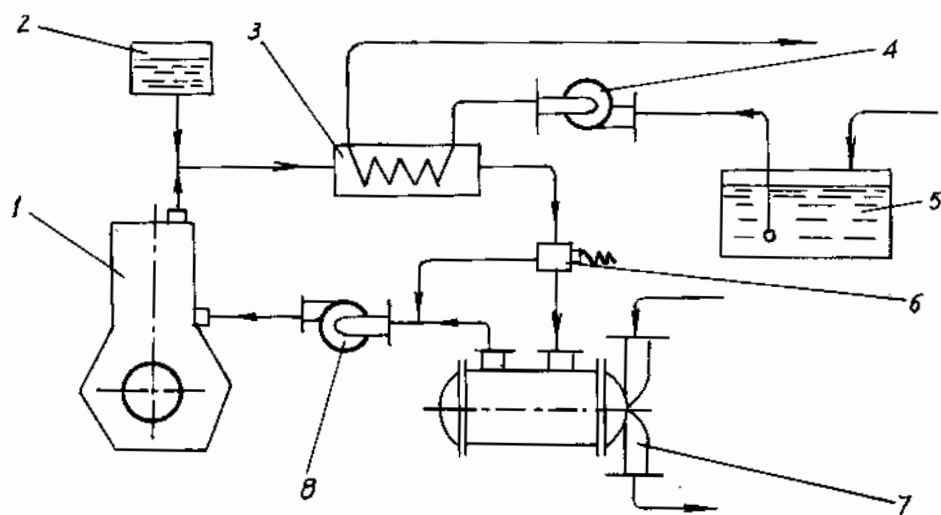
1. nhiệt toàn phần ; 2. nhiệt sinh công có ích ; 3. tổn thất khí thải ;
4. tổn thất nhiệt với nước ; 5. nhiệt dư ; 6. nhiệt tương đương tổn thất cơ giới ;
7. nhiệt tương đương công dẫn động bơm quét ; 8. nhiệt tương đương công ma sát xecmăng và pistông ; 9. tổn thất từ đường thải truyền cho nước ; 10. tổn thất do cháy không kiệt ; 11. nhiệt tỏa vào môi trường ; 12. nhiệt tương đương công dẫn tuốcbin ;
13. nhiệt truyền cho nước làm mát khí nén.

7.2. TẬN DỤNG NHIỆT CỦA NƯỚC LÀM MÁT

Tổn thất nhiệt với nước làm mát là thành phần tổn thất lớn thứ hai (sau tổn thất với khí thải) trong động cơ. Giá trị của tổn thất này phụ thuộc vào kết cấu và chế độ làm việc của động cơ, mức độ tăng áp, nhiệt độ làm mát trung bình của môi chất và phụ thuộc vào hàng loạt các yếu tố khác. Như chúng ta đã xem ở phần trên, nguyên lý làm mát bằng nước một vòng hở có chế độ nhiệt thấp. Ở sơ đồ này nhiệt độ trung bình của nước làm mát là $30 - 40^{\circ}\text{C}$. Với nhiệt độ này khó có thể tận dụng được phần nhiệt mà nước làm mát mang theo. Ngày nay, cả những động cơ công suất nhỏ đến công suất trung bình và công suất lớn hầu hết được trang bị nguyên lý làm mát hai vòng. Vòng kín làm mát block xylanh, nắp máy, ống xả và có nhiệt độ trung bình đến $80 \div 85^{\circ}\text{C}$ và cao hơn. Tổn thất nhiệt với nước làm mát ở những động cơ này dao động trong khoảng $27 \div 31\%$.

Trong thực tế sử dụng các trang bị động lực diesel đã cho thấy rằng : sự mài mòn của nhóm pistong-xylanh và suất tiêu hao nhiên liệu phụ thuộc rất nhiều vào chế độ nhiệt của nước làm mát : tăng nhiệt độ của nước làm mát, sự hao mòn và suất tiêu hao nhiên liệu giảm. Trong trường hợp này nhiệt độ của khí thải cũng tăng chút ít, đồng thời tăng khả năng tận dụng nhiệt của nước làm mát và khí thải động cơ.

Như vậy, tăng nhiệt độ của nước làm mát ra khỏi động cơ đến $90 \div 95^{\circ}\text{C}$ đồng thời cải thiện được các chỉ tiêu sử dụng và nhiệt kỹ thuật của động cơ. Nước nhiệt độ cao có thể dùng trong hệ thống cấp nước sinh hoạt, máy chưng cất nước biển kiểu chân không, để sấy hàng và dùng vào các mục đích khác.



Hình 7.3A. Sơ đồ nguyên lý tận dụng nhiệt từ nước làm mát.

1. động cơ ; 2. thùng giãn nở ; 3. két thu hồi nhiệt ; 4. bơm nước ;
5. bể cấp nước ; 6. van điều chỉnh ; 7. két làm mát nước ; 8. bơm nước tuần hoàn.

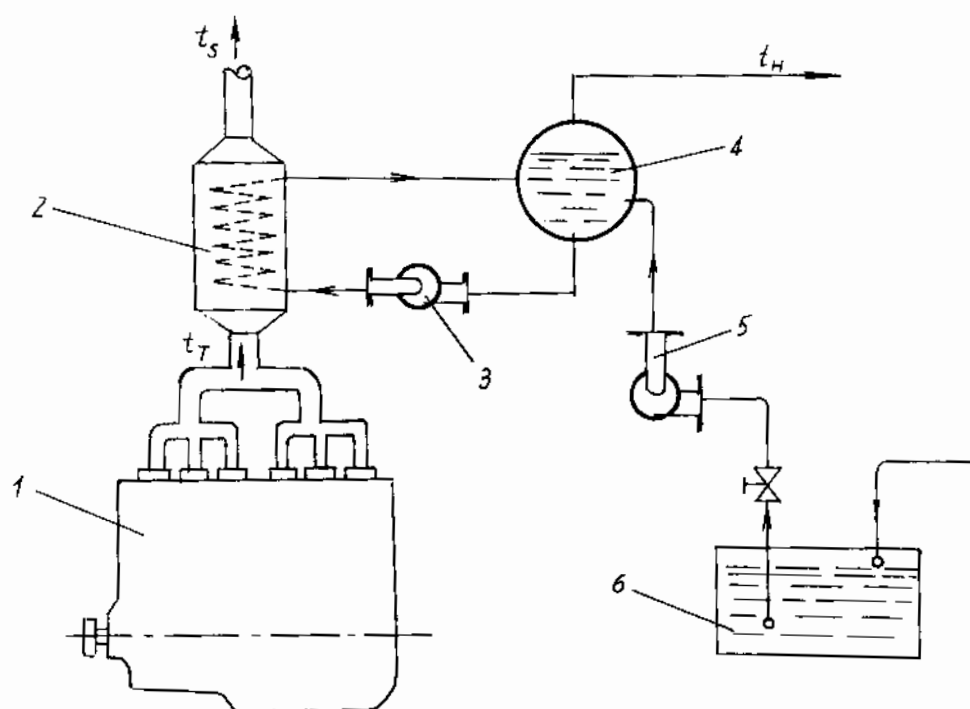
Việc áp dụng phương pháp làm mát động cơ ở nhiệt độ cao với nhiệt độ của môi chất đến $140 \div 150^{\circ}\text{C}$ càng cho phép tận dụng sâu hơn nhiệt của môi chất. Trong trường hợp này, nhiệt của môi chất làm mát có thể được dùng vào nồi hơi, sinh hơi cho tuabin phát điện nhỏ.

Trên hình 7.3A giới thiệu nguyên lý thu hồi nhiệt từ nước sau khi làm mát động cơ phục vụ cho sinh hoạt. Nguyên lý nhìn chung đơn giản, song với nhiệt độ của nước ra khỏi động cơ khoảng $75 \div 85^{\circ}\text{C}$ thì nước của mạch tận dụng chỉ tối đa là $65 \div 75^{\circ}\text{C}$. Với nhiệt độ ban đầu này khó có thể cấp nước nóng cho những vị trí xa động cơ, nhất là về mùa đông. Vì vậy, nguyên lý thu hồi nhiệt từ nước làm mát thường làm việc kép với nguyên lý tận dụng nhiệt của khí thải mà chúng ta sẽ xem xét ở phần sau.

7.3. TẬN DỤNG NHIỆT CỦA KHÍ THẢI

Phần nhiệt mà khí thải mang theo để xả ra ngoài thường rất lớn. Ở nhiều động cơ, tổn thất này tương đương với nhiệt sinh công có ích và chiếm hơn một phần ba tổng lượng nhiệt do nhiên liệu cháy tỏa ra. Do trường nhiệt độ lớn (lớn gấp 5–6 lần nhiệt độ của nước làm mát), nên để tận dụng và tận dụng có hiệu quả hơn so với nước làm mát.

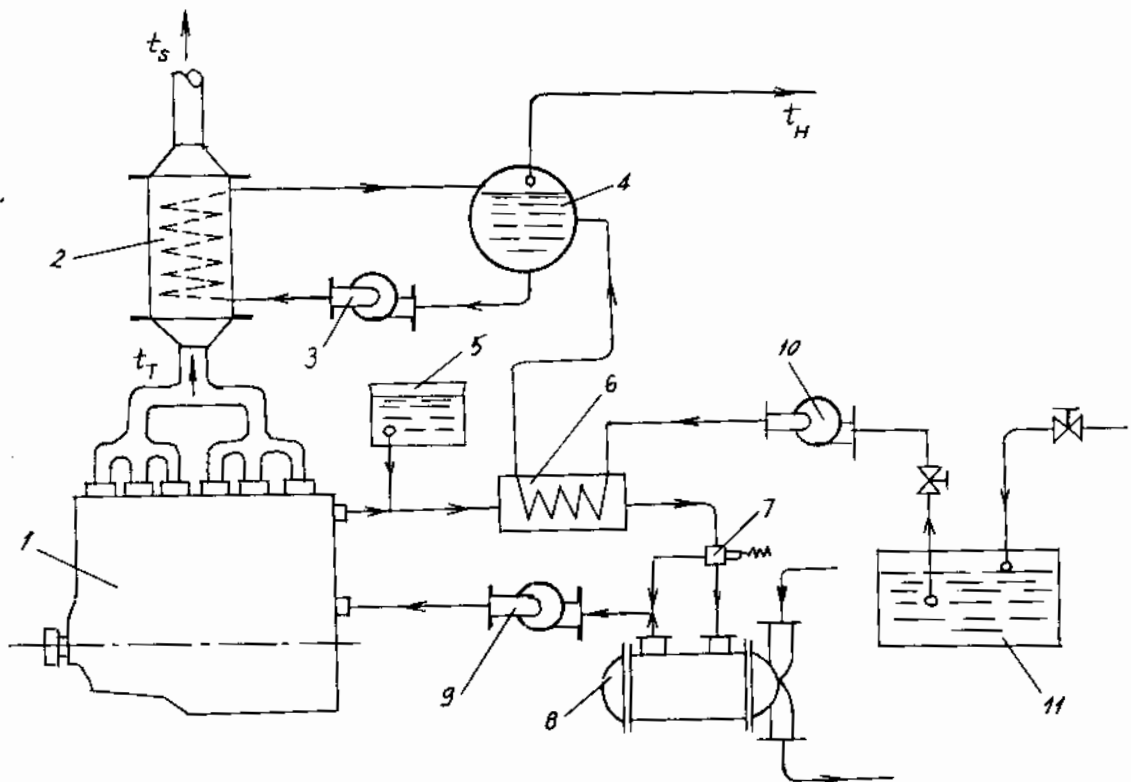
Trên hình 7.3B, giới thiệu sơ đồ tận dụng của khí thải. Khí thải sau khi ra khỏi



Hình 7.3B. Sơ đồ tận dụng nhiệt của khí thải :

1. động cơ ; 2. nồi hơi tận dụng ; 3. bơm nước nồi hơi ;
4. bình góp hơi và nước ; 5. bơm bổ sung ; 6. bể chứa.

động cơ với nhiệt độ t_T (nhiệt độ khí thải trước nồi hơi tận dụng) đi vào nồi hơi 2 đặt trên đường thải. Trong nồi hơi 2 khí thải truyền nhiệt cho nước tuần hoàn, nung nóng và biến nước thành hơi. Hỗn hợp hơi và nước nóng theo ống dẫn về bình góp 4. Ở đây hơi được tách khỏi nước với nhiệt độ t_H theo ống dẫn đi cung cấp cho các nhu cầu trang bị động lực. Phần nước còn lại trong bình góp 4 được bơm 3 hút và duy trì sự tuần hoàn trong mạch. Bơm 5 hút nước từ bể chứa 6 bổ sung nước cho mạch. Hơi được sản sinh theo sơ đồ trên đạt áp suất $5 \div 6 \text{ kg/cm}^2$ chủ yếu đáp ứng được các nhu cầu phụ như : sưởi các phòng ở, sấy hàng hoặc sấy nhiên liệu nặng cho các tàu chở dầu.



Hình 7.4. Sơ đồ tận dụng liên hợp kép nước và khí thải :

1. động cơ ; 2. nồi hơi tận dụng ; 3. bơm nước nồi hơi ;
4. bình góp ; 5. thùng giãn nở ; 6. két thu nhiệt của nước làm mát ;
7. van hằng nhiệt ; 8. két làm mát nước ; 9. bơm nước tuần hoàn ;
10. bơm nước bổ sung ; 11. bể chứa nước.

Để tận dụng đồng thời tổn thất do nước làm mát và khí thải mang đi, trên hình 7.4 giới thiệu sơ đồ tận dụng liên hợp. Nước bổ sung vào bình góp đã được sấy đến nhiệt độ $65 \div 75^\circ\text{C}$ ở két 6 đặt trên đường tận dụng nhiệt của nước làm mát động cơ. Nguyên lý này thường được dùng trên các trang bị động lực tàu thủy công suất lớn. Hơi thu được, ngoài các nhu cầu trên, còn có thể dùng để quay tuốcbin hơi - phát điện phụ trên tàu.

7.4. NĂNG SUẤT CỦA NỒI HƠI TẬN DỤNG

Lượng nhiệt mà khí thải mang đi có thể xác định theo biểu thức :

$$Q_{kt} = q_{kt} Q_T = q_{kt} g_c N_c Q_H^p \quad (7.6)$$

trong đó : q_{kt} - phần trăm mà nhiệt do khí thải mang đi.

Giá trị này phụ thuộc nhiều vào công suất, số vòng quay và tính cường hóa của động cơ và dao động trong dải rộng, từ 23% đến 37% hoặc cao hơn.

Lượng nhiệt của khí thải được thu hồi qua nồi hơi tận dụng :

$$Q_{NH} = \frac{Q_{kt}}{t_T - t_o/\delta} (t_T - t_s) \quad (7.7)$$

trong đó : t_T , t_s - nhiệt độ của khí thải trước và sau nồi hơi tận dụng, °C (xem hình 7.3 và hình 7.4) ;

t_o - nhiệt độ của không khí môi trường bên ngoài, °C ;

$\delta = (1,02 + 1,05)$ - cho nhiên liệu lỏng (tỉ số giữa thể tích

V_{kt} của khí thải và thể tích V_{kk} của không khí đi vào động cơ).

Do nhiệt độ của không khí t_o rất nhỏ so với nhiệt độ của khí thải nên có thể viết :

$$Q_{NH} = Q_{kt} (1 - t_s/t_T) , \text{ kcal/h} \quad (7.8)$$

Biểu thức trong ngoặc bên phải là mức độ tận dụng nhiệt của khí thải qua nồi hơi tận dụng. Qua biểu thức này ta thấy rằng, nhiệt độ của khí thải t_s sau nồi hơi càng nhỏ thì khả năng tận dụng nhiệt trong nồi hơi càng lớn. Để đạt được mục đích này ta thiết kế nồi hơi sao cho có thể tận dụng tối đa nhiệt độ của khí thải t_T . Song, nhiệt độ t_s không thể giảm tùy tiện đến một giá trị bất kỳ vì hai lý do :

1. Nhiệt độ t_s phải lớn hơn nhiệt độ của hơi t_H một giá trị Δt - nhiệt độ của bề mặt ống sinh hơi

$$t_s \geq t_H + \Delta t$$

2. Để không xảy ra hiện tượng ngưng tụ hơi nước trên đường thải, nhiệt độ t_s không được nhỏ quá $160 + 170^\circ\text{C}$. Trong trường hợp nhỏ hơn (có thể ở các chế độ tải cục bộ), hơi ngưng tụ cùng với SO_3 (đặc biệt đối với những động cơ công suất lớn dùng nhiên liệu nặng có hàm lượng lưu huỳnh cao) tạo nên axit sunfuric (H_2SO_4) gây hiện tượng ăn mòn lớn ống xả, bình tiêu âm và các thiết bị khác trên đường thải.

Ta biết rằng, nhiệt tạo nước thành hơi (Q_H) chính bằng nhiệt tận dụng được trong nồi hơi từ khí thải :

$$Q_H = Q_{NH} \quad (7.9)$$

$$\text{hay} \quad G_{NH}(i_H - C_p t_N) = Q_{kt}(1 - t_s/t_T) = q_{kt} Q_T(1 - t_s/t_T)$$

$$G_{NH}(i_H - i_N) = q_{kt} Q_T(1 - t_s/t_T)$$

trong đó : G_{NH} - năng suất của nổi hơi trong một giờ, kg/h ;

i_N, i_H - nhiệt hàm của nước và hơi nước, kcal/kg ;

C_p - nhiệt dung của nước, kcal/kg °C ;

t_N - nhiệt độ của nước nạp vào nổi hơi, °C.

Vì nhiệt của nhiên liệu cháy

$$Q_T = g_e N_e Q_H^P = \frac{632}{\eta_e Q_H^P} Q_H^P N_e = \frac{632}{\eta_e} N_e \quad (7.10)$$

nên

$$G_{NH}(i_H - i_N) = q_{kt} \frac{632}{\eta_e} N_e (1 - t_s/t_T)$$

$$\text{hay} \quad \frac{G_{NH}}{N_e} = \frac{q_{kt} \cdot 632}{\eta_e (i_H - i_N)} (1 - t_s/t_T), \text{ kg/m.l.h} \quad (7.11)$$

trong đó : η_e - hiệu suất có ích của động cơ.

Đối với động cơ 4 kỳ

$$\frac{G_{NH}}{N_e} = 0,4 \div 0,5 \quad \text{kg hơi/m.l.h}$$

Đối với động cơ 2 kỳ

$$\frac{G_{NH}}{N_e} = 0,25 \quad \text{kg hơi/m.l.h}$$

Ở sơ đồ tận dụng liên hợp (hình 7.4), tổng lượng nhiệt tận dụng được của nước và khí thải :

$$\sum Q_{TD} = (q_{kt} \cdot \Delta q_{kt} + q_N \cdot \Delta q_N) Q_T, \text{ kcal/h} \quad (7.12)$$

Nếu tính cả lượng nhiệt tương đương với công suất có ích của động cơ

$$Q_e = \eta_e Q_T, \quad \text{kcal/h}$$

ta có tổng lượng nhiệt có ích của hệ động lực

$$\sum Q_{HDL} = Q_e + \sum Q_{TD} = (\eta_e + q_{kt} \cdot \Delta q_{kt} + q_N \cdot \Delta q_N) Q_T \quad (7.13)$$

trong đó : Δq_{kt} - phần nhiệt tận dụng được của khí thải, % ;

Δq_N - phần nhiệt tận dụng được từ nước làm mát, %.

Để minh họa nội dung trên, dưới đây chúng ta xem hai ví dụ đặc trưng.

1. Ví dụ một trang bị động lực với động cơ 4 kỳ có sơ đồ tận dụng nhiệt theo nguyên lý liên hợp (hình 7.4). Sau khi tính toán động cơ và các trang thiết bị ta có :

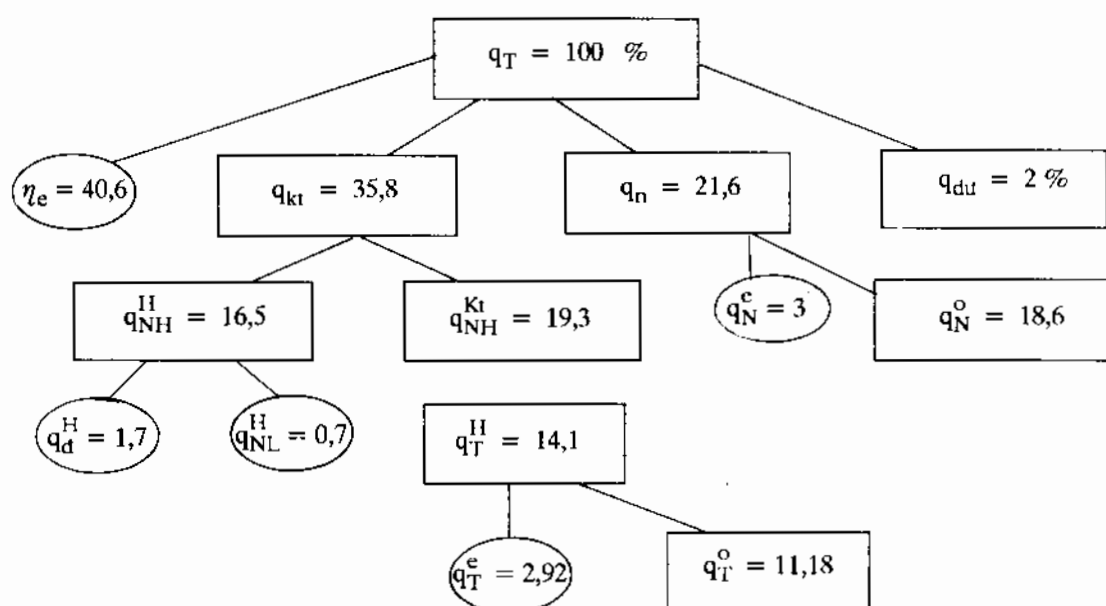
$$\begin{aligned} \eta_c &= 0,38 & q_N &= 0,3 & \Delta q_N &= 0,06 \\ q_{kt} &= 0,3 & \Delta q_{kt} &= 0,625 \end{aligned}$$

Và tổng nhiệt có ích của hệ động lực là :

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{HDL} &= (0,38 + 0,3 \cdot 0,06 + 0,3 \cdot 625) Q_T \\ \Sigma Q_{HDL} &= 0,5855 Q_T \end{aligned}$$

Như vậy, cùng với nhiệt tận dụng, chúng ta đã thu nhận được hơn 58% lượng nhiệt cháy của nhiên liệu để sinh công có ích.

2. Sự phân bố nhiệt của động cơ 2 kỳ trang bị trên tàu chở dầu :



Hình 7.5. Sơ đồ phân bố nhiệt.

Phương trình cân bằng nhiệt của động cơ :

$$\begin{aligned} q_T &= \eta_c + q_{kt} + q_N + q_{du} \\ 100\% &= 40,6 + 35,8 + 21,6 + 2, \quad (\%) \end{aligned}$$

Phương trình cân bằng nhiệt của hệ động lực :

$$\begin{aligned} q_{HDL} &= \eta_c + q_T^c + q_d^c + q_{NL}^c + q_N^c \\ q_{HDL} &= 40,6 + 2,92 + 1,7 + 0,7 + 3,0 = 48,92 \quad \% \end{aligned}$$

trong đó :

q_{NH}^H - phần nhiệt tận dụng của khí thải để sinh hơi trong nồi hơi tận dụng ;

q_{NL}^{Kt} - phần nhiệt của khí thải không được tận dụng (nhiệt của khí thải xả ra ngoài với nhiệt độ t_g) ;

q_d^H - phần nhiệt của hơi nước dùng trong hệ thống điều hòa nhiệt độ ;

q_{NH}^H - phần nhiệt của hơi nước dùng để sấy nhiên liệu trên tàu ;

q_T^e - phần nhiệt tương đương với công có ích của tuốcbin hơi phát điện phụ ;

q_T^o - phần nhiệt của hơi nước của tuốcbin không sinh công có ích ;

q_N^e - phần nhiệt của hơi nước làm mát được tận dụng trong thiết bị chưng cất nước kiểu chân không ;

q_N^o - phần nhiệt của nước làm mát không được tận dụng.

7.5. NỒI HƠI TẬN DỤNG

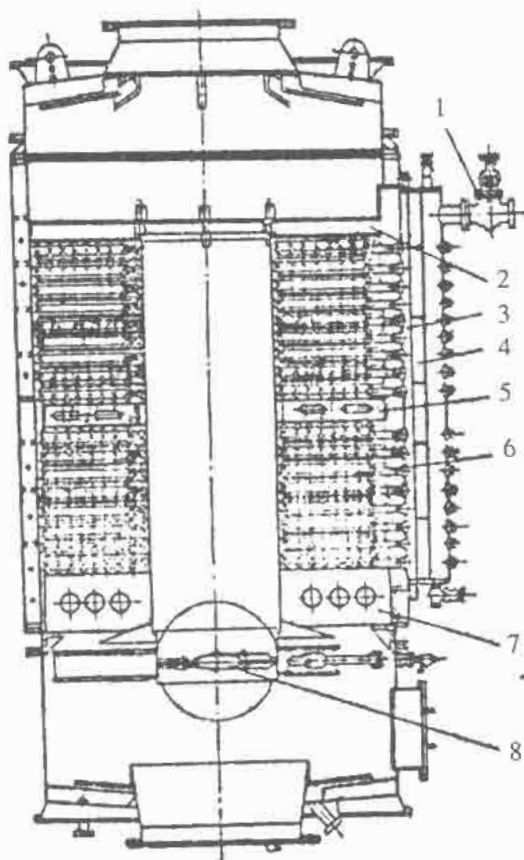
Nồi hơi tận dụng là thiết bị trao đổi nhiệt được đặt trên đường ống thải, tận dụng nhiệt của khí xả để biến nước thành hơi ở các chế độ vận hành của động cơ.

Người ta chia nồi hơi tận dụng thành ba loại : loại áp suất thấp (từ 1,5 đến 5,0 kG/cm²) ; loại áp suất trung bình (từ 5 đến 8 kG/cm²) và loại áp suất cao (từ 8 đến 12 kG/cm²).

1. Nồi hơi tận dụng loại cao áp

Trên hình 7.6, giới thiệu nồi hơi tận dụng dạng hình trụ với sự tuần hoàn nhiều lần của nước trong ống xoắn. Nồi hơi gồm có các buồng chia (phân phối) nước và góp (thu) hơi nước, bề mặt bốc hơi (bề mặt tận dụng nhiệt của khí thải) có dạng ống xoắn mà hai đầu được hàn vào buồng phân phối và buồng góp hơi. Nước tuần hoàn được đẩy vào buồng phân phối, và từ đó được phân chia vào các ống xoắn, được khí thải đun nóng, tạo thành hỗn hợp nước và hơi. Hỗn hợp này được thu về buồng góp và sau đó về bộ tách hơi và nước. Từ bộ tách, hơi theo ống dẫn đi tiêu thụ, còn nước - hòa với nước mới bổ sung và lại tuần hoàn trong các ống xoắn nhờ bơm tuần hoàn kín. Bội số lần tuần hoàn của nước trong nồi hơi thường là 5 ÷ 8 lần. Sự tiêu hao năng lượng cho bơm tuần hoàn thường không vượt quá 2% công suất của nồi hơi. Năng suất của nồi hơi được điều chỉnh nhờ bướm ga 8. Ở chế độ khởi động và tải nhỏ thì bướm ga 8 được mở hoàn toàn và khí xả không vào khoang các tầng ống xoắn mà theo đường ống tâm nồi hơi để xả ra ngoài. Còn ở chế độ tải lớn, bướm 8 được đóng lại và chỉ xả qua các tầng ống xoắn sau khi trao đổi nhiệt với nước tuần hoàn trong ống khi được thải ra ngoài.

Đặc điểm của loại nồi hơi này là kết cấu phức tạp, giá thành đắt (vì phải trang bị đồng bộ nhiều thiết bị kèm theo). Song, do khí thải bao tốt các ống xoắn nên hệ số truyền nhiệt lớn, khả năng tận dụng cũng như hiệu suất nồi hơi cao. Thậm chí cả khi nhiệt độ của khí thải chỉ $280 \div 320^{\circ}\text{C}$ cũng có thể thu được hơi với áp suất $8 \div 10 \text{ kg/cm}^2$.

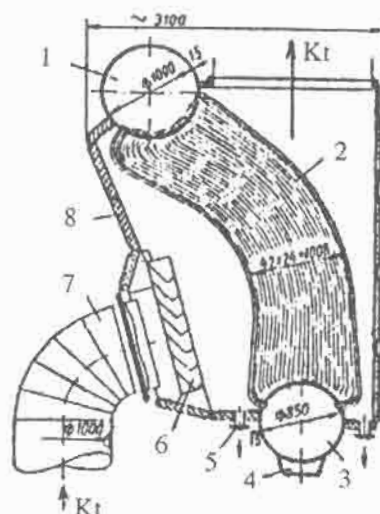


Hình 7.6. Nồi hơi tận dụng dạng hình trụ kiểu ống xoắn :
1. van nước vào buồng phân phối ; 2,7. tám góc kiểu chữ thập ;
3,4. các ngán phân phối nước ; 5. ống nối với cửa quan sát để làm vệ sinh ống xoắn ; 6. các ống xoắn ; 8. bướm ga.

2. Nồi hơi tận dụng loại áp suất trung bình

Trên các trang bị động lực tàu biển và tàu sông thường hay dùng loại nồi hơi kiểu ống chùm loại hai tang với sự tuần hoàn tự nhiên của nước (hình 7.7). Ở nồi hơi kiểu này, khí xả theo đường ống thải thổi ngang qua các chùm ống dẫn nước tuần hoàn (như một dàn phòng chấn dòng khí xả). Các hàng ống đầu được tiếp xúc trước với dòng khí nóng hơn là dòng ngược (nước từ bình góp 3 theo các dàn ống trước - ống gấp dòng khí thải trước, lên bình góp hơi 1), còn các hàng ống sau - là dòng ống xuôi.

Nồi hơi kiểu ống chùm thường được trang bị cho các loại động cơ công suất cỡ 8200 mã lực, bề mặt trao đổi nhiệt của nồi hơi khoảng 4500 m^2 , năng suất hơi đến $3,5 \cdot 10^3 \text{ kg}$ hơi trong một giờ ở áp suất hơi khoảng 5 kg/cm^2 .



Hình 7.7. Nồi hơi tận dụng kiểu ống chùm :
 1. bình góp hơi ; 2. ống sấy nước ; 3. bình góp nước ;
 4. gối đỡ ; 5. ống xả muối ; 6. lưới (tấm) chặn ; 7. khuấy ống xả ; 8. vách nồi hơi với lớp cách nhiệt.

Ở công suất định mức của động cơ, cần của nổi hơi trên đường thái là 150 mm cột nước.

3. Nồi hơi tận dụng loại thấp áp

Ở cả hai loại nổi hơi tận dụng được nêu ở trên, nước được tuần hoàn cưỡng bức (loại cao áp) hay lưu thông tự nhiên (loại áp suất trung bình) trong ống xoắn hay ống chùm và trao đổi nhiệt với khí xả thải bao quanh từ bên ngoài để nung nóng nước thành hơi. Còn nồi hơi tận dụng loại thấp áp thường có dạng hình trụ (hình 7.8) năng suất thấp, khí thải thổi trong hàng ống dẫn và truyền nhiệt cho nước bao quanh bên ngoài. Trên các tàu sông và tàu chạy ven biển, nổi hơi loại này chỉ dùng để sản sinh nước nóng hay hỗn hợp hơi và nước thấp áp với động cơ 4 kỳ, công suất đến 500 m.l.

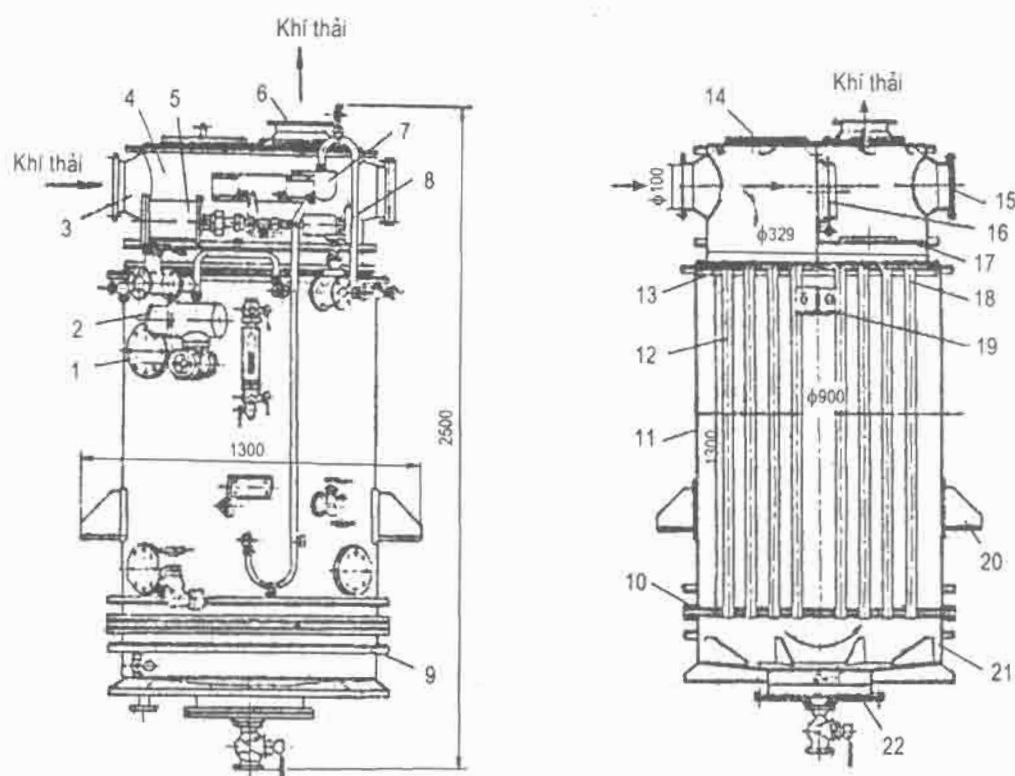
Năng suất nổi hơi loại này vào khoảng 150 kg trong một giờ với áp suất môi chất công tác đến 3 kG/cm². Nhờ hai ngăn trên và dưới được làm rộng để góp khí thải đồng thời có tác dụng giảm âm đến 20 db.

Bảng 7.1. Sự phân chia nhiệt ở động cơ 4 kỳ

Loại động cơ	Nước sản xuất	N_e	n	Các thành phần nhiệt, %				
		kW	vg/ph	q_e	q_{kt}	q_{Lm}	q_d	q_c
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6Ч 25/34	Nga	220	500	36,8	27,5	29,0	2,5	4,2
6ЧH 25/34	Nga	330	500	38,2	32,3	21,5	-	4,3
6Ч 23/30	Nga	240	750	37,0	28,8	30,9	-	3,3
6Ч 30/38 (18Д)	Nga	220	300	36,8	33,0	24,5	-	5,7

Tiếp bảng 7.1

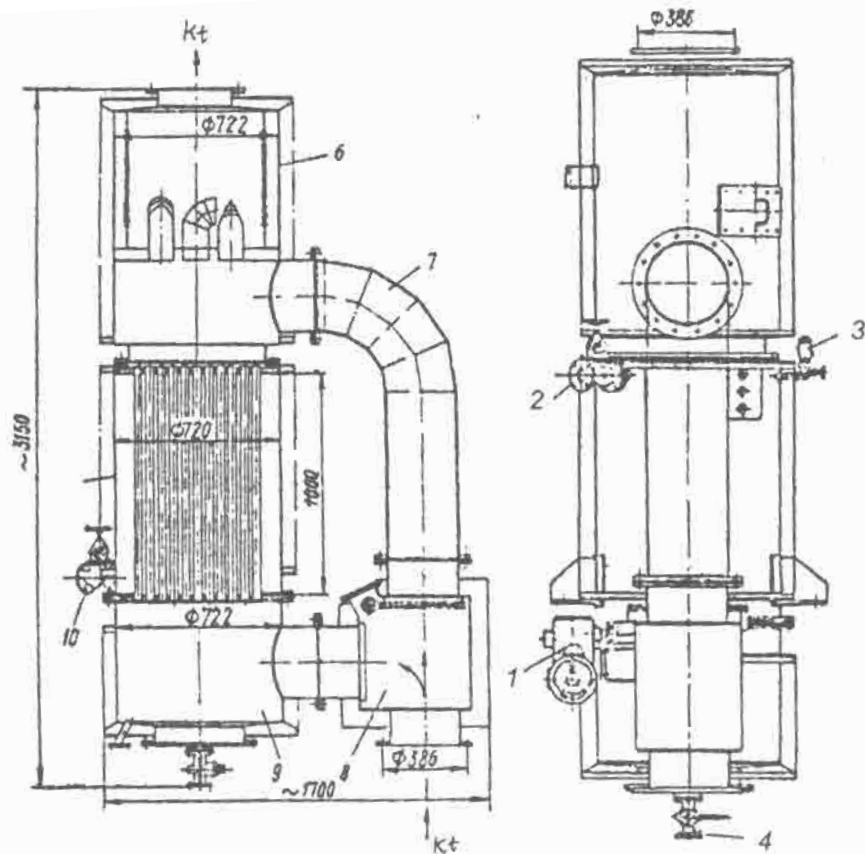
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6JI - 275	Tiếp	295	550	35,5	29,2	28,0	-	7,3
6NVD-48 (64P 32/48)	Đức	370	350	37,6	29,4	28,0	-	7,3
8NVD-48 (84H 32/48)	Đức	710	370	38,5	32,0	24,7	-	4,8
6Ч 28/38 (MAN)	Tây Đức	510	700	36,0	33,5	25,0	3,3	2,2
6ЧKH 30/45	Nga	1250	400	45,0	33,0	15,5	2,5	4,0



Hình 7.8. Nồi hơi tận dụng loại hai kênh :

1. cửa khoang ; 2. rô le kiểu phao chỉnh mức nước ; 3. ống vào ; 4. ngăn trên ;
5. cơ cấu trợ dẫn ; 6. ống ra ; 7. bình ngưng ; 8. vỏ lồng quay tay ; 9. nút xả ;
10. tấm đế dưới của hàng ống ; 11. vỏ ; 12. bề mặt sấy của ống ; 13. tấm đế trên
của hàng ống ; 14. nắp trên ; 15. nắp bị ; 16. bướm ga ; 17. vách ngang ; 18. vách
đọc ; 19. tựa đứng ; 20. tựa ngang ; 21. ngăn dưới ; 22. nắp dưới.

Trên hình 7.9 là sơ đồ thiết bị tận dụng loại một kênh ống dẫn ga có thể trang bị cho động cơ công suất cỡ $500 \div 800$ mã lực ; nhiệt độ của nước tận dụng được đến $65 \div 95^{\circ}\text{C}$; bề mặt sấy là $10,3 \text{ m}^2$, hệ số dẫn nhiệt khoảng $420 \cdot 10^3 \text{ kJ/h}$; cân đường thải của nồi hơi là 20 mm cột nước.



Hình 7.9. Nồi hơi tận dụng loại một kênh :

1. cơ cấu trợ dẫn ; 2. van nước nóng ; 3. van bảo hiểm ; 4. van xả nguội ;
5. vỏ ; 6. buồng tiêu âm và dập tàn ; 7. ống xả ngoài ; 8. hộp chỉnh lưu lượng
khí xả ; 9. buồng tiếp nhận ; 10. van nước nguội (nước vào).

4. Các thông số chính của nồi hơi tận dụng

1 - Năng suất của nồi hơi tận dụng :

$$G_{NH} = \frac{G_{kt} C_p^{kt} t_T \eta_{NH}}{i_H - i_N} \quad (7.14)$$

trong đó, lưu lượng của khí thải vào nồi hơi có thể xác định :

$$G_{KT} = (1 - \alpha L_O) g_c N_c$$

C_p^{kt} - nhiệt dung của khí thải, kcal/kg °C ;

t_T - nhiệt độ của khí thải trước nồi hơi, °C ;

i_H - nhiệt hàm của nồi hơi, kcal/kg,

i_N - nhiệt hàm của nước vào nồi hơi, kcal/kg, thường $i_N = 60$ kcal/kg

2 - Hiệu suất của nồi hơi tận dụng :

$$\eta_{NH} = (1 - \beta) (1 - t_s/t_T) \quad (7.15)$$

trong đó β - hệ số tính đến phần nhiệt truyền vào môi trường bên ngoài.

β phụ thuộc vào lớp cách nhiệt của vỏ nồi hơi.

Qua biểu thức trên ta thấy rằng, nhiệt độ của khí thải trước nồi hơi (t_T) càng lớn (chế độ tải cao), hiệu suất của nồi hơi càng tăng.

Chương VIII

TRANG BỊ HỆ THỐNG ỐNG DẪN

8.1. CƠ SỞ THIẾT KẾ HỆ THỐNG ỐNG DẪN

8.1.1. KHÁI NIỆM VỀ ĐƯỜNG THÔNG VÀ ÁP SUẤT QUI ƯỚC

Trong trang bị các hệ thống động lực, giữa các thiết bị phụ với nhau và giữa các thiết bị phụ với động cơ được quan hệ bằng hệ thống ống nối. Thí dụ, trong hệ thống nhiên liệu ; ống nối từ thùng chứa nhiên liệu đến các thiết bị lọc, bơm chuyển, bơm cao áp và vòi phun trên động cơ ; trong hệ thống bôi trơn : ống nối từ bể chứa dầu tuần hoàn đến bơm, lọc dầu, két làm mát dầu và động cơ ; trong hệ thống khởi động khí nén : ống nối từ máy nén khí hay van trích đến bình chứa, van khởi động, van phân phối và đến từng xy lanh của động cơ, v.v. và v.v... Ngoài ra, để điều chỉnh các thông số của môi chất công tác như lưu lượng, áp suất, nhiệt độ, tốc độ dòng chảy... trên tuyến các ống dẫn có bố trí các van với từng chức năng khác nhau (van một chiều, van ba ngã, van điều tiết, van giảm áp...).

Để dễ gia công và lắp ráp, ống thường được chế tạo thành từng đoạn ngắn rồi nối ghép với nhau nhờ các khớp, các khuỷu...

Vậy, hệ thống ống dẫn bao gồm các ống, các cút nối, các thiết bị gia cố, kiểm tra và điều chỉnh nhằm bảo đảm cho việc vận chuyển các môi chất công tác đến từng nhu cầu của trang bị động lực diesel.

Như vậy, với một trang bị diesel như tàu thủy hay trạm phát điện diesel công suất lớn, việc tập hợp các hệ thống ống dẫn với các môi chất công tác khác nhau (nước, dầu, nhiên liệu, không khí, hơi, khí nạp, khí thải,...), do các thông số kỹ thuật đa dạng nên cấu trúc hệ thống ống dẫn rất phức tạp.

Để thuận lợi và đơn giản hóa cho việc sửa chữa, thay thế và lắp ghép, đồng thời giảm giá thành cho việc thiết kế, chế tạo và sử dụng, thì hình dáng, kích thước và vật liệu chế tạo các thiết bị ống dẫn (cả ống, van, khớp nối) đều được qui định theo các tiêu chuẩn kỹ thuật thống nhất theo ngành, theo quốc gia hay khối các quốc gia (như khối CEF trước đây). Những thông số kỹ thuật cơ bản mang đặc tính chung cho toàn bộ các hệ thống ống dẫn là đường thông và áp suất qui ước.

1. Đường thông qui ước

Đường thông qui ước có thể ký hiệu là D_q (ví dụ : D_{q5} , D_{q10} , D_{q50} ...). Thông số này đặc trưng cho toàn hệ thống ống dẫn có liên quan đến kích thước của tuyến nối ống và các van. Đối với các thiết bị nối ống và các van, đường thông trùng với đường kính trong. Riêng đối với ống dẫn thì cứ một đường thông qui ước tương ứng với một đường kính ngoài, còn chiều dày của thành ống phụ thuộc vào áp suất của môi chất vận chuyển trong ống, phương pháp gia công, mà có giá trị khác nhau nên có nhiều đường kính trong khác nhau.

Như vậy, việc qui ước đường thông cho phép ta trực tiếp thiết kế và tính toán đường ống dẫn, tuyến nối, van và các phần định hình hay theo đường thông qui ước mà chọn ống và các phụ tùng tương ứng.

Dưới đây là một số đường thông qui ước được dùng trong kỹ thuật (giá trị tính là mm) :

D_q : 3, 6, 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 70, 80, 100, 125, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 mm.

2. Áp suất qui ước (P_q)

Áp suất qui ước là áp suất công tác lớn nhất cho phép đối với môi chất ở nhiệt độ nhất định mà đặc tính bền của vật liệu chế tạo ống và thiết bị không giảm trong điều kiện sử dụng lâu dài. Thí dụ, đối với ống và các phụ tùng làm bằng đồng, nhiệt độ của môi chất phải nhỏ hơn 120°C ; đối với ống và phụ tùng bằng thép cacbon thì nhiệt độ $t \leq 200^{\circ}\text{C}$.

Do đặc tính bền của vật liệu giảm khi nhiệt độ tăng nên áp suất công tác của môi chất có nhiệt độ cao (ống dẫn hơi nước) phải chọn nhỏ hơn áp suất qui ước.

Áp suất qui ước được ký hiệu là P_q , số kèm theo là áp suất qui ước tính theo đơn vị kG/cm^2 . Thí dụ : P_{q5} , P_{q10} ...

8.1.2. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ HỆ THỐNG ỐNG DẪN

Đối với một hệ động lực công suất lớn đã định sẵn diện tích và không gian buồng máy, để thiết kế hợp lý và tối ưu toàn bộ hệ thống ống dẫn, nhằm cung cấp đầy đủ các môi chất công tác cho động cơ, thường là một bài toán rất phức tạp. Để tránh sự chồng chéo giữa các ống dẫn, giảm chiều dài tổng ống dẫn, giảm mối nối và gấp khúc (nhằm giảm cản chung của hệ thống ống dẫn), trong trang bị động lực tàu thủy, hệ thống ống dẫn thường được mô hình hóa trước bằng hệ thống ống nhựa.

Nói chung, việc thiết kế hệ thống ống dẫn thường được tiến hành theo các bước sau đây :

1. Khởi thảo sơ đồ nguyên lý chung cho tất cả các loại ống dẫn (nước, nhiên liệu,

dầu nhờn, khí nén...) trong phạm vi khoang máy đã được định sẵn về không gian và phụ thuộc vào sự phân bố trước các thiết bị phụ (bơm, máy nén, lọc, kết làm mát...).

2. Chọn loại ống, đường thông, vật liệu chế tạo, độ dày trên cơ sở tính chọn sơ bộ hay theo các điều kiện kỹ thuật, phụ thuộc vào tính năng của môi chất : áp suất, nhiệt độ, tính xâm thực.

3. Chọn phụ tùng ống gồm : các van, phương pháp dẫn động hoặc điều khiển, khớp nối, khuỷu góc...

4. Định vị trí và qui hoạch cụm từng hệ thống ống dẫn. Ví dụ, đối với hệ thống bôi trơn có thể gá lắp : bơm, lọc, kết làm mát dầu nhờn trên cùng một hệ chung. Việc ghép này cho phép chuyên môn hóa và cơ giới hóa quá trình thiết kế và lắp đặt thiết bị ngay từ các phân xưởng chức năng, giảm thời gian và giá thành đầu tư sản phẩm, đồng thời tiếp cận được phương án tối ưu.

5. Tính thủy lực hệ thống ống dẫn để xác định đường kính trong, chiều dày và tổng cản chung của hệ thống ống dẫn.

6. Tính bền hệ thống ống dẫn, đặc biệt đối với các ống dẫn môi chất công tác ở áp suất và nhiệt độ cao (ống dẫn hơi, dẫn khí nén khởi động).

7. Xác định mức biến dạng nhiệt và chọn phương pháp bù.

8. Qui định vị trí lắp ống và các van, và chọn phương pháp gia cố.

9. Chọn phương pháp cách nhiệt và tính chiều dày giới hạn.

10. Chuẩn xác hóa sơ đồ nguyên lý và các thiết bị phụ tùng theo các tiêu chuẩn qui định.

Trên đây là trình tự các bước tiến hành thiết kế mới hệ thống ống dẫn. Song, trong thực tế rất phổ biến ở nước ta, máy nhập về không có hệ thống ống dẫn, hoặc ống thiếu do thất lạc hay bị mất, việc thiết kế bổ sung có thể không bảo đảm đủ lưu lượng (do đường thông nhỏ hay cản thủy lực tăng) dẫn đến thiếu nước, thiếu dầu bôi trơn, máy nóng, công suất động cơ giảm.v. v...

8.2. PHỤ TÙNG CỦA HỆ THỐNG ỐNG DẪN

8.2.1. ỐNG DẪN

Vật liệu để chế tạo ống, đường kính và chiều dày của ống phụ thuộc nhiều vào tính chất hóa lý của môi chất chảy trong ống như : áp suất, nhiệt độ, tốc độ dòng chảy và tính xâm thực của môi chất. Trong trang bị động lực thường dùng phổ biến ống bằng kim loại có tiết diện hình tròn. Vật liệu thường dùng là thép cacbon, thép hợp kim, đồng và hợp kim đồng - niken.

Phụ thuộc vào chức năng làm việc, người ta dùng các loại ống chính sau đây :

1. Ống liền (ống không mối hàn) được kéo cán bằng thép cacbon và thép hợp kim. Khi nhiệt độ của môi chất đến 425°C người ta dùng ống bằng thép cacbon, khi nhiệt độ lớn hơn 425°C - ống bằng thép hợp kim. Thành phần hợp kim chủ yếu là crôm + molipđen và crôm + molipđen + vanadi.

2. Ống hàn bằng thép cacbon dùng khi $P_q \leq 16 \text{ kG/cm}^2$ và $t < 425^{\circ}\text{C}$. Khi $P_q \leq 6 \text{ kG/cm}^2$ và nhiệt độ môi chất đến 500°C có thể dùng ống hàn từ các tấm thép cuộn dày $1,2 \div 1,5 \text{ mm}$ (ống thái).

3. Ống đồng được dùng khi nhiệt độ của môi chất đến 250°C , chủ yếu cho ống dẫn dầu và hơi nước, ống dẫn nước vòng hở hay nước vòng kín trong hệ thống làm mát với tốc độ $v \leq 1,2 \text{ m/s}$.

4. Ống đồng - niken dùng với nhiệt độ môi chất đến 350°C chủ yếu để dẫn nước biển, hay nước cứng trong hệ thống làm mát, hệ thống chưng cất nước, khi $v \leq 1,2 \text{ m/s}$.

5. Ống lưỡng kim liền bằng thép cacbon hay thép hợp kim có phủ bên trong một lớp đồng dày $0,6 - 0,8 \text{ mm}$, có thể dùng ở nhiệt độ môi chất công tác đến 350°C . Dùng ống lưỡng kim cho phép giảm lượng tiêu hao đồng đất và khan hiếm để chế tạo ống.

6. Ống bằng nhôm và hợp kim nhôm dùng ở nhiệt độ môi chất đến 150°C chủ yếu trên các tàu biển cao tốc cánh trim, tàu trên đệm không khí, mà thân tàu và thân động cơ cũng được chế tạo bằng hợp kim nhôm.

7. Ống pôlime

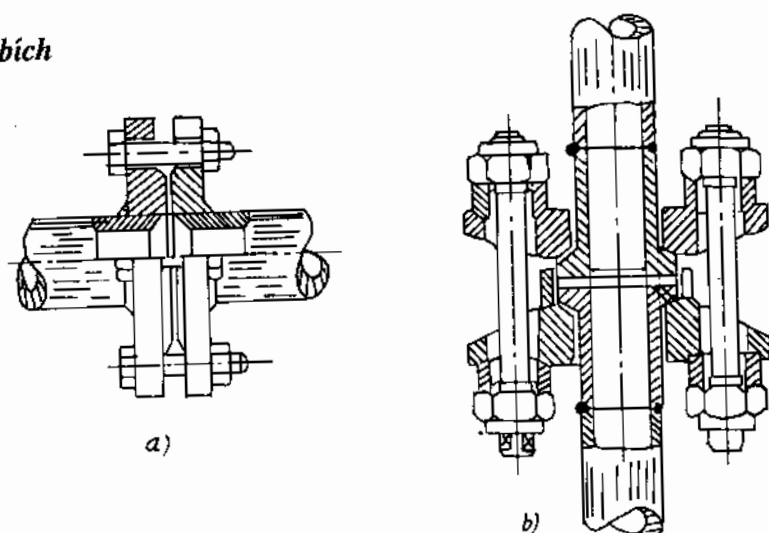
Trong thời gian gần đây, người ta đã bắt đầu sử dụng chất dẻo để chế tạo ống. Ống bằng chất dẻo có khả năng chống ăn mòn và xói mòn cao do nước làm mát, nhất là nước mặn gây ra, có khối lượng riêng nhỏ (khoảng $7 \div 10$ lần nhẹ hơn kim loại). Nhược điểm chính của loại vật liệu này là độ bền thấp và tính chịu nhiệt kém, nên việc sử dụng chất dẻo để chế tạo ống dẫn trong trang bị động lực còn bị hạn chế.

8.2.2. CÚT NỐI ỐNG

Cút nối dùng để nối các đoạn ống với nhau hay ống với van. Các cút nối có thể được làm rời hay hàn liền. Việc chọn loại kết cấu nối phụ thuộc vào áp suất của môi chất, vào đường kính của ống, vào vị trí của đoạn nối. Nối liền có độ tin cậy cao, bao kín tốt, giảm được khối lượng của ống nhưng khó thực hiện việc hàn khi lắp, nhất là ở những nơi chật, khó sửa chữa và kiểm tra chất lượng mối nối.

Nối rời được dùng ở những nơi cần phải tiến hành công việc tháo, lắp trong sử dụng và sửa chữa. Nối rời được chia thành các loại : nối bích, nối ren, nối lỏng và nối bằng ống mềm.

1. Nối bích



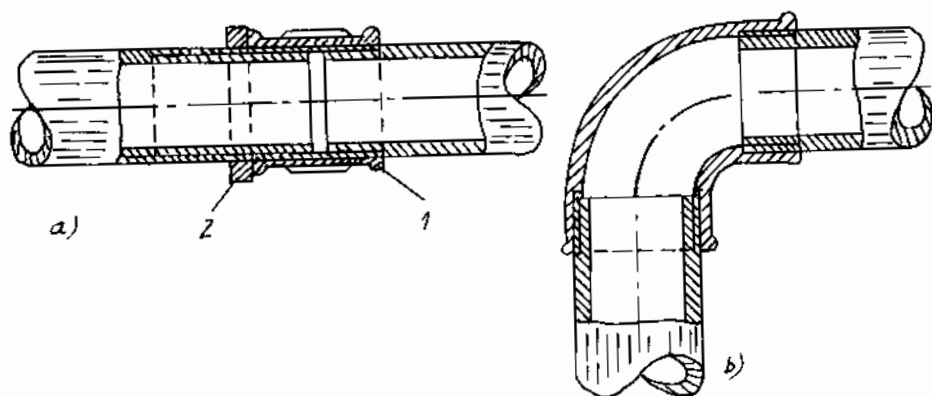
Hình 8.1. Nối ống kiểu mặt bích.

- a - bích hàn liền với ống ;
b - bích tự lựa.

Nối kiểu bích được dùng rộng rãi trong các loại ống dẫn có $D_q \geq 32$ mm và $P_q \leq 64$ kG/cm². Mặt bích nối có thể hàn liền với đầu ống (hình 8.1a) hay lắp tự do (hình 8.1b). Vật liệu làm bích có thể là thép hay đồng thau. Độ kín khít của mối nối được bảo đảm nhờ lớp đệm, mà vật liệu được chọn phụ thuộc vào môi chất chảy trong ống và các thông số công tác.

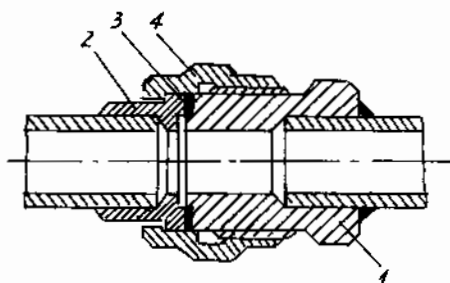
2. Nối kiểu ren

Nối ren (hình 8.2) được dùng để nối các ống có $10 \leq D_q \leq 80$ mm và $P_q \leq 16$ kG/cm² ở $t \leq 175^\circ\text{C}$.

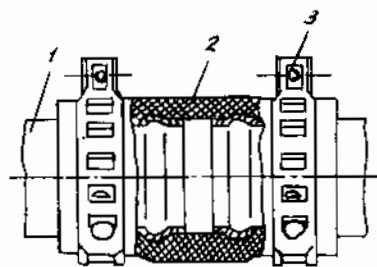


Hình 8.2. Nối ống kiểu ren :

- a - nối thẳng ; b - nối góc.
1. khớp ren ; 2. đai ốc hãm.



Hình 8.3. Nối lồng :
1. ống lồng ; 2. ống chụp ;
3. đệm cao su ; 4. đai ốc.



Hình 8.4. Nối bằng ống mềm :
1. đầu ống ; 2. ống mềm ;
3. đai kẹp ống.

3. Nối lồng

Nối lồng được dùng để nối các ống dẫn có D_q đến 32 mm với áp suất công tác khác nhau. Nối lồng (hình 8.3) gồm có ống lồng 1, ống chụp 2 và đai ốc liên kết 4. Các chi tiết này được chế tạo bằng thép, đồng thanh hay đồng thau. Mỗi nối được bao kín nhờ đệm 3 bằng đồng (nếu áp suất của môi chất lớn) hay cao su amilăng (đối với ống dẫn nước).

Kiểu nối lồng bảo đảm độ kín khít tốt, khối lượng nhỏ, thuận tiện cho việc lắp ráp, nhưng kết cấu phức tạp.

4. Nối bằng ống mềm

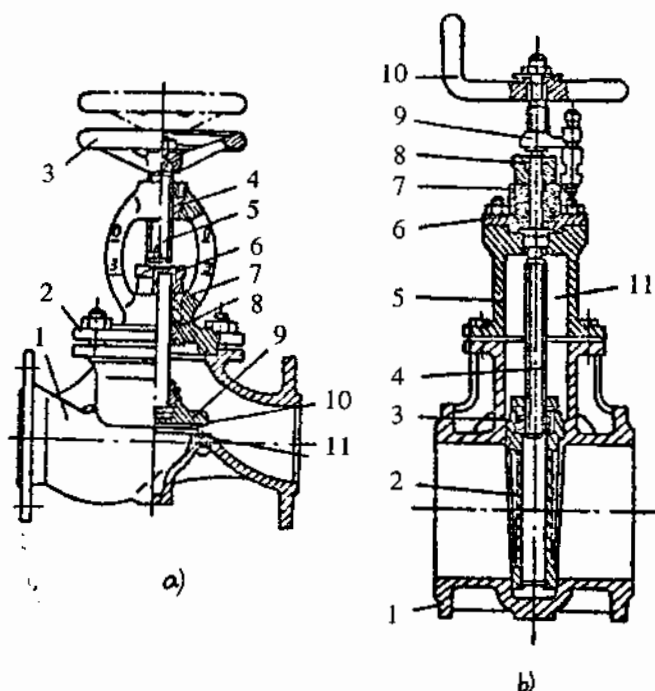
Nối bằng ống mềm (hình 8.4) thường dùng cho các ống dẫn nước có $D_q = 10 - 80$ mm, $P_q \leq 10 \text{ kG/cm}^2$ và $t \leq 130^\circ\text{C}$. Phần nối giữa hai đầu ống 1 là đoạn ống mềm bằng vải - cao su, hai đầu được kẹp vào ống nhờ đai thép 3. Trước khi lắp ghép, hai đầu ống được nong rộng để tạo thành các gờ cao 1,5 - 2 mm. Nối mềm dễ lắp, nhẹ, có độ đàn hồi tốt có tác dụng giảm rung cho ống dẫn. Nhược điểm của loại ống này là kém bền do cao su bị già hóa.

8.2.3. CÁC LOẠI VAN

Van thuộc loại phụ tùng được lắp trên đường ống dẫn, làm nhiệm vụ điều khiển sự chuyển động, phân phối và điều chỉnh lưu lượng và các thông số khác của môi chất bằng cách đóng, mở hoàn toàn hay từng phần lỗ thông của van. Phụ thuộc vào chức năng làm việc, van có thể được chia ra thành các loại : van hai ngã, van ba ngã, van giảm áp, van điều tiết...

1. Van hai ngã (hay còn gọi là khóa)

Van được đặt trên hệ thống ống dẫn nước, hơi hay nhiên liệu với áp suất môi chất không quá 10 kG/cm^2 và đường thông $d_q \leq 80$ mm và làm nhiệm vụ của một cơ cấu chặn dòng chảy trong ống thẳng. Đối với hệ thống làm mát, thường là làm mát vòng hở,



Hình 8.5. Van hai ngả kiểu đế (a) :

1. thân ; 2. nắp ; 3. tay vận ;
4. ống lót có ren ; 5. cần nối ;
6. ống ép ; 7. vòng đệm chắn ;
8. vòng đỡ ; 9. đế van ;
10. vòng đệm kín bằng đồng thanh của van ; 11. vòng đệm của bộ.

b - Kiểu đĩa vát :

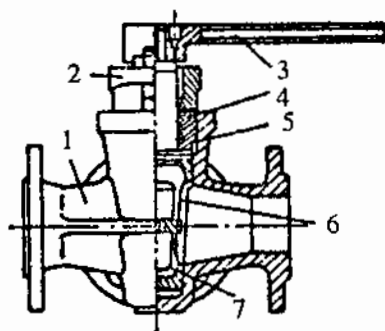
1. thân van ; 2. đĩa vát ;
3. đai ốc ; 4. cần nối ; 5. nắp ;
6. vòng đỡ ; 7. đệm bao kín ;
8. ống ép ; 9. các chỉ báo ;
10. tay quay ; 11. áo nắp.

do áp suất của môi chất nhỏ (đến $1,5 \div 2,5 \text{ kG/cm}^2$), lưu lượng lớn nên có thể dùng van kiểu đế (hình 8.5a) với $D_q < 350 \text{ mm}$ hay van kiểu đĩa vát (hình 8.5b). Thân của các loại van này có thể đúc bằng gang, đồng thanh hay đồng thau ; còn đĩa, đế và bộ của van - bằng thép, đồng thau và đồng thanh. Đế hay đĩa van được nối với tay quay nhờ cần nối. Cần nối có ren ngoài và ăn khớp với ren trong của ống lót. Khi quay cần nối, đĩa van di chuyển tương đối với thân và làm nhiệm vụ đóng mở van.

2. Van ba ngả (hay còn gọi là van chuyển đổi)

Van được đặt trên ống phân nhánh và làm nhiệm vụ của một cơ cấu chặn - chuyển đổi (hình 8.6).

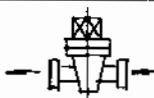
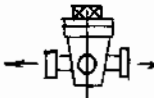
Thành phần chính của van gồm có thân van hình ba chạc 1 và nút hình côn 7 được xẻ rãnh hình chữ L hay chữ T. Do cửa đóng mở lớn, khớ bao kín nên van cũng chỉ dùng với $d_q \leq 80 \text{ mm}$ và $P_q \leq 10 \text{ kG/cm}^2$. Các vị trí làm việc của van được giới thiệu ở bảng 8.1. Ưu điểm chính của loại van này là chuyển đổi nhanh.



Hình 8.6. Van ba ngả :

1. thân ; 2. ống ép ;
3. tay quay ; 4. vòng đệm kín ;
5. vòng đỡ ; 6. lỗ trong nút ;
7. nút côn

Bảng 8.1. Các vị trí chuyển đổi van

Loại van	Số đồ	Vị trí của van			
		I	II	III	IV
Van hai ngả		← ←	←	—	—
Van ba ngả nút L		← ↑	↑	↑	→ ↑
Van ba ngả nút T		← →	← ↑	← →	→ ↑

Qua bảng 8.1 ta thấy rằng : van ba ngả với nút hình chữ L có thể nối thông hai trong ba ống nhánh ở hai vị trí I và IV và ngăn cách cả ba ống nhánh ở hai vị trí khác (II và III). Còn van với nút hình chữ T có thể nối thông cả ba nhánh (vị trí I) hay hai trong ba nhánh ở tất cả bốn vị trí. Ở vị trí III nút có thể làm nhiệm vụ như một van hai ngả.

3. Van tiết lưu

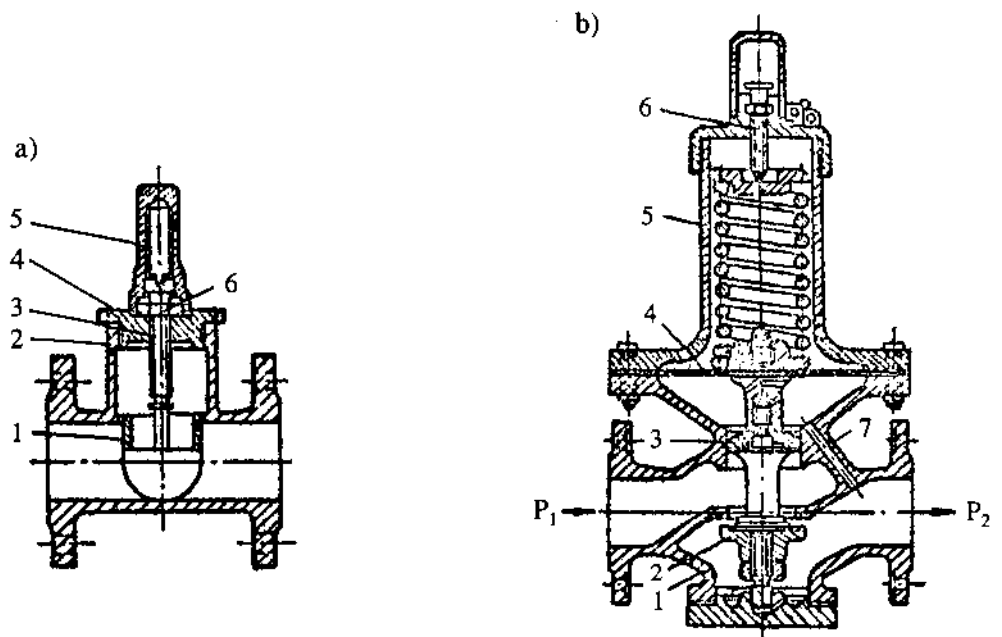
Van tiết lưu được dùng để giảm áp suất của môi chất sau van (hình 8.7a). Nguyên lý làm việc của van là tạo một cản cục bộ mà thắng được, cản phải tiêu hao một phần năng lượng áp suất của môi chất. Áp suất sau van phụ thuộc vào mức đóng mở của đĩa mà được điều chỉnh bằng tay. Hình dáng của đĩa phải bảo đảm khả năng thay đổi đều lực cản chung của van. Đĩa được đặt ở vị trí cần thiết, sau đó cần nối của van được hãm bằng đai ốc.

Việc điều chỉnh lưu lượng của môi chất trong ống có thể thực hiện nhờ các kiểu van khác, song đối với những van ấy không thể đạt được sự thay đổi đều lưu lượng dòng chảy.

Ưu điểm của van tiết lưu là với một áp suất nhất định trước van có thể thu được áp suất sau van thay đổi trong phạm vi rộng. Van tiết lưu được dùng với $D_q \leq 25$ mm cho hệ thống ống dẫn chất lỏng, hơi và khí.

4. Van giảm áp

Van giảm áp có tác dụng giảm và giữ ổn định áp suất cần thiết sau van mà không phụ thuộc vào sự thay đổi lưu lượng chảy trong ống. Nguyên lý làm việc của van điều chỉnh (hình 8.7b) dựa trên cơ sở nguyên lý làm việc của van điều tiết. Khả năng khống chế tự động áp suất sau van không đổi được bảo đảm nhờ cụm cơ cấu di động gồm có đĩa, thông qua cần trung gian liên hệ với pistong, màng ngăn và lò xo công tác. Cơ cấu



Hình 8.7. Các loại van chỉnh :

- a - van tiết lưu : 1. đĩa cản ; 2. thân ; 3. cần nối ; 4. nắp ;
5. nắp chụp ; 6. ốc hãm.
- b - van giảm áp : 1. thân ; 2. đĩa ; 3. pistong ; 4. màng ngăn ;
5. lò xo ; 6. vít điều chỉnh ; 7. lỗ thông.

của hệ thống này bảo đảm áp suất P_2 (sau van) chỉ phụ thuộc vào lực căng của lò xo (vì diện tích đĩa và pistong như nhau).

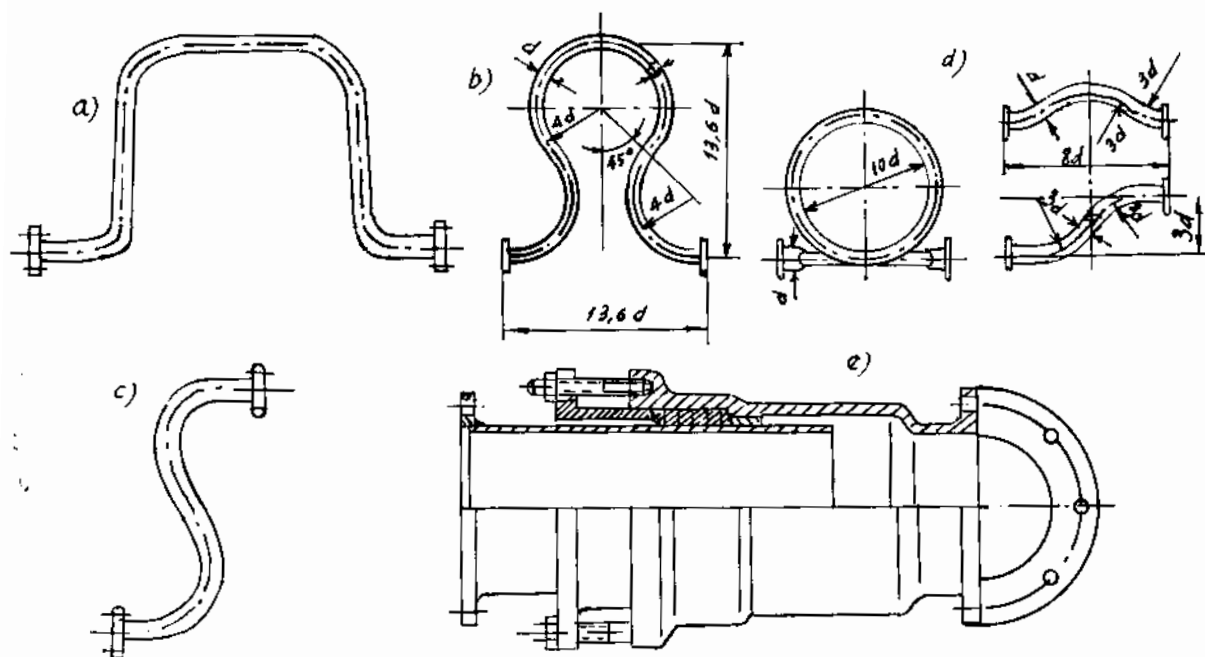
Van giảm áp được dùng trong hệ thống ống dẫn chất lỏng, hơi và không khí.

8.2.4. BỘ BÙ

Bộ bù được dùng để bù độ giãn nở dài và giãn nở cục bộ của ống dẫn do biến dạng nhiệt. Phần lớn các bộ bù được chế tạo như kết cấu dạng khuỷu, ống cong. Đối với ống dẫn hơi với áp suất đến 30 kg/cm^2 và nhiệt độ đến 400°C thường dùng bộ bù dạng ống nhẵn kiểu chữ II, U, S... (hình 8.8a, b, c, d) từ thép cacbon. Khi áp suất môi chất $P \leq 140 \text{ kg/cm}^2$ và nhiệt độ $t \leq 570^\circ\text{C}$ - dùng thép hợp kim 12 XMΦ, còn khi $P \leq 100 \text{ kg/cm}^2$ và $t \leq 585^\circ\text{C}$ - dùng thép chịu nhiệt ЭИ 531. Đối với ống dẫn hơi có áp suất và nhiệt độ tương đối thấp ($P \leq 17 \text{ kg/cm}^2$ và $t \leq 300^\circ\text{C}$) có thể dùng bộ bù loại ống bít hình trụ (hình 8.8e). Nhược điểm của loại này là chỉ bù được các đoạn ống thẳng, khó bao kín, nhất là khi vòng phốt bị mòn.

Đối với đường thái có áp suất thấp và nhiệt độ cao người ta thường trang bị bộ bù kiểu thấu kính (hình 6.3b). Loại thấu kính bảo đảm kín khít, trọng lượng và kích thước

tương đối nhỏ gọn và có khả năng tiếp nhận lực tác dụng không trùng với đường tâm bộ bù.



Hình 8.8. Các bộ bù ống dẫn do biến dạng nhiệt :

a - loại chữ II ; b - loại chữ V ; c - loại chữ S ;
d - loại hình vành khăn ; e - loại ống bít hình trụ.

8.3. TÍNH TOÁN THỦY LỰC ỐNG DẪN

Tính toán thủy lực ống dẫn là xác định : đường kính trong của ống, tốc độ dòng chảy, lưu lượng và áp suất của bơm thủy lực.

1. Xác định đường kính trong của ống dẫn

Đường kính trong của ống dẫn phụ thuộc vào lưu lượng và tốc độ dòng chảy của môi chất công tác :

$$d = 1,129 \sqrt{\frac{G}{\gamma v}} , \quad m \quad (8.1)$$

trong đó :

G - lưu lượng, kg/s ;

γ - tỉ trọng của môi chất kg/m³ ;

v - tốc độ trung bình của dòng chảy, m/s.

Tốc độ trung bình của dòng chảy có thể chọn theo bảng 8.2.

Bảng 8.2.

TT	Chức năng của ống	Môi chất	v (m/s)
1	Ống hút của bơm piston	Nước	0,7 - 1,0
2	Ống hút của bơm piston	Nhiên liệu	0,4 - 0,6
3	Ống đẩy của bơm piston	Nước	1,5 - 2,0
4	Ống đẩy của bơm piston	Nhiên liệu	1,0 - 1,2
5	Ống hút của bơm ly tâm	Nước	2,0 - 2,5
6	Ống hút của bơm ly tâm	Nhiên liệu	0,5 - 0,7
7	Ống đẩy của bơm ly tâm	Nước	2,5 - 3,0
8	Ống đẩy của bơm ly tâm	Nhiên liệu	1,5 - 2,0
9	Ống hút của máy nén	Không khí	15 - 20
10	Ống dẫn khí áp suất thấp	Không khí	15 - 20
11	Ống dẫn khí áp suất cao	Không khí	20 - 30
12	Ống dẫn dầu bôi trơn	Dầu	0,2 - 1,2
13	Ống dẫn khí thải của động cơ 2 kỳ	Khí thải	20 - 40
14	Ống dẫn khí thải của động cơ 4 kỳ	Khí thải	40 - 60

2. Xác định chiều dày của thành ống dẫn

Đối với các ống dẫn vận chuyển môi chất có áp suất và nhiệt độ thấp, chiều dày ống dẫn có thể không cần tính mà chọn theo tiêu chuẩn, phụ thuộc vào đường kính trong. Chiều dày thành ống thường nằm trong khoảng : $s = 0,005 d$.

Chiều dày tối thiểu của ống làm bằng kim loại có thể xác định theo biểu thức

$$s = \frac{d \cdot P}{200 \varphi \sigma_k + P} + C, \quad (\text{mm}) \quad (8.2)$$

trong đó : d - đường kính trong của ống, mm ;

P - áp suất tính toán, kG/cm^2 ;

φ - hệ số bền của mối hàn dọc, có thể lấy $\varphi = 1$;

σ_k - ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm ống, kG/mm^2

Thí dụ : đối với thép 10 ở $T = 300^\circ\text{C}$ $\sigma_k = 5,3 \text{ kG/mm}^2$

đối với thép 10 ở $T = 400^\circ\text{C}$ $\sigma_k = 4,0 \text{ kG/mm}^2$

đối với thép 20 ở $T = 300^\circ\text{C}$ $\sigma_k = 6,3 \text{ kG/mm}^2$

ở $T = 400^\circ\text{C}$ $\sigma_k = 4,8 \text{ kG/mm}^2$

C - hệ số phụ thuộc vào phương pháp chế tạo ống.

$C = 1,5$ mm đối với ống cán nguội và kéo nguội ;

$C = 2,0$ mm đối với ống cán nóng, kéo nóng hay ống hàn.

3. Xác định mức tổn thất áp suất trong ống dẫn

Mức tổn thất áp suất khi môi chất chảy theo ống dẫn phụ thuộc vào tốc độ, loại môi chất, hình dáng và kích thước của ống dẫn và phụ tùng.

Trong trường hợp chảy tầng tốc độ của môi chất công tác ở thành ống bằng không. Hướng về tâm ống theo tiết diện ngang tốc độ tăng dần theo đường cong parabol. Tốc độ trung bình theo tiết diện ngang có thể lấy bằng nửa tốc độ cực đại ở đường tâm ống.

Trong trường hợp chảy rối, ở gần thành ống hình thành lớp biên với dòng chảy tầng. Tốc độ dòng chảy từ lớp biên đến tâm ống tăng đều hơn. Và cũng có thể coi rằng ở chế độ chảy rối, tốc độ trung bình bằng nửa tốc độ cực đại ở tâm ống.

Đặc tính của dòng chảy (tầng hay rối) được xác định bằng số Rê-nô :

$$Re = \frac{v d}{\nu}$$

trong đó : v - tốc độ trung bình của dòng chảy, m/s ;

ν - độ nhớt động học, m^2/s ;

d - đường kính của ống dẫn, m.

Nếu $Re < 2520$ thì dòng chảy gọi là chảy tầng, còn khi $Re > 2520$ dòng chảy bắt đầu rối.

Vì vậy, tổn thất áp suất trên đoạn ống thẳng trong trường hợp chảy rối có dạng chung là :

$$\Delta P_1 = 10^{-4} \zeta \frac{l v^2}{d 2g} , \quad (m) \quad (8.3)$$

trong đó : l - chiều dài đoạn ống thẳng, m ;

g - gia tốc trọng trường, $9,81 m/s^2$;

ζ - hệ số cản của ống dẫn.

Qua công thức trên ta thấy rằng tổn thất tỉ lệ thuận với bình phương tốc độ của dòng chảy.

Tổn thất áp suất trên đoạn ống thẳng trong trường hợp chảy tầng có thể xác định gần đúng như công thức trên.

Hệ số cản của ống ζ phụ thuộc vào đường kính ống và số Re và có thể được xác định theo biểu thức :

$$\text{đối với ống thép liền : } \zeta = 0,09 \frac{d^{-0,13}}{Re^{0,144}} ;$$

$$\text{đối với ống dẫn dầu mỏ : } \zeta = \frac{0,582}{0,6 + 0,06 t}$$

trong đó t - nhiệt độ trung bình của dầu mỏ.

Khi tính hệ thống ống dẫn phức tạp, ngoài tổn thất áp suất trên ống thẳng còn cần phải tính đến các cản cục bộ.

Tổn thất áp suất cục bộ được xác định theo biểu thức :

$$\Delta P_c = \zeta \times \frac{v^2}{2g} , \quad (m)$$

trong đó : ζ - hệ số cản cục bộ

Hệ số cản cục bộ có thể tra cứu ở các tài liệu chuyên ngành đối với từng chi tiết của ống dẫn. Thí dụ :

$$\text{đối với van thông} \quad \zeta = 3 - 5$$

$$\text{đối với khuỷu góc} \quad \zeta = 0,15 - 0,3$$

$$\text{đối với đoạn ống thắt} \quad \zeta = 1,18 - 0,25$$

Tổng tổn thất áp suất của hệ thống ống dẫn gồm tổn thất trên tất cả các đoạn ống thẳng và các cản cục bộ :

$$\Delta P = \sum \Delta P_T + \sum \Delta P_c , \quad (m) \quad (8.4)$$

4. Xác định biến dạng nhiệt của ống dẫn

Khi nhiệt độ của môi chất thay đổi, các đoạn ống dẫn bị biến dạng (ngắn lại hay dài ra). Vì vậy trên đường ống dẫn phải lắp thêm các bộ bù.

Sự thay đổi chiều dài trên một mét ống được xác định theo công thức :

$$\Delta l = 0,001 (at_1 + bt_2) , \quad (mm) \quad (8.5)$$

trong đó : t_1 - nhiệt độ môi trường bên ngoài ống, °C ;

t_2 - nhiệt độ môi chất bên trong ống, °C ;

a và b - các hệ số tương ứng bằng 11,2 và 5,26 (đối với ống thép)

và 16,7 và 4,03 (đối với ống đồng).

Ứng suất ở tiết diện ống khi có biến dạng nhiệt :

$$\sigma = \delta_l E' \quad kG/cm^2 \quad (8.6)$$

trong đó : δ_l - độ dài tương đối ; $\delta_l = 0,001 \Delta l$;

E' - mô đun đàn hồi, kG/cm^2 .

Lực tác dụng dọc theo ống dẫn lên vành tựa của bộ bù :

$$P = f \sigma$$

Diện tích tiết diện ngang chịu tải :

$$f = 0,785 (d_n^2 - d_t^2) , \quad \text{cm}^2 \quad (8.7)$$

trong đó d_n - đường kính ngoài của vòng bù, cm ;

d_t - đường kính trong của vòng bù, cm.

Để bù cho ống dẫn, thường dùng các kết cấu như giới thiệu trên hình 8.8. Khi chọn kết cấu cũng như kích thước các bộ bù cần tính đến sự giãn nở dài của một mét dài ống thép :

Ở nhiệt độ đến 200°C độ giãn nở dài là 2,5 mm

- " - 300°C - " - 3,9 mm

- " - 400°C - " - 5,3 mm

- " - 500°C - " - 6,9 mm.

5. Xác định lớp cách nhiệt ống dẫn

Để bảo đảm an toàn trong sử dụng và bảo dưỡng, nhiệt độ cho phép trên bề mặt ngoài của ống dẫn không được lớn quá 50 - 55°C. Ngoài ra, nhiệt độ cao còn làm khô không khí môi trường xung quanh gây ảnh hưởng đến quá trình nạp của động cơ. Vì vậy, đối với ống dẫn hơi, đặc biệt là các ống dẫn khí thải thường phải quấn cách nhiệt bên ngoài bằng một lớp sợi amiăng hay sợi thủy tinh. Chiều dày tối thiểu của lớp cách nhiệt được tính chọn theo nhiệt độ giới hạn cho phép trên bề mặt lớp cách nhiệt :

$$Y = X \ln X = \frac{2\lambda}{\alpha_2 D_n} \times \frac{t_1 - t_n}{t_n - t_o} \quad (8.8)$$

trong đó :

λ - hệ số dẫn nhiệt của lớp cách nhiệt, kcal/m.h.°C ;

α_2 - hệ số truyền nhiệt từ bề mặt lớp cách nhiệt vào môi trường không khí, kcal/m².h.°C ;

D_n - đường kính ngoài của ống dẫn, m ;

t_1 - nhiệt độ bên trong lớp cách nhiệt coi bằng nhiệt độ của môi chất trong ống, °C ;

t_n - nhiệt độ bên ngoài lớp cách nhiệt, °C ;

t_o - nhiệt độ của môi trường không khí bên ngoài, °C.

Hệ số truyền nhiệt α_2 có thể lấy bằng 10 kcal/m².h.°C đối với các bề mặt nóng với nhiệt độ 60 - 600°C.

Qua kết quả tìm được $Y = X \ln X$, nhờ đồ thị (hình 8.9) xác định $X = \frac{D_{cn}}{D_n}$,

trong đó D_{cn} - đường kính lớp cách nhiệt, (m).

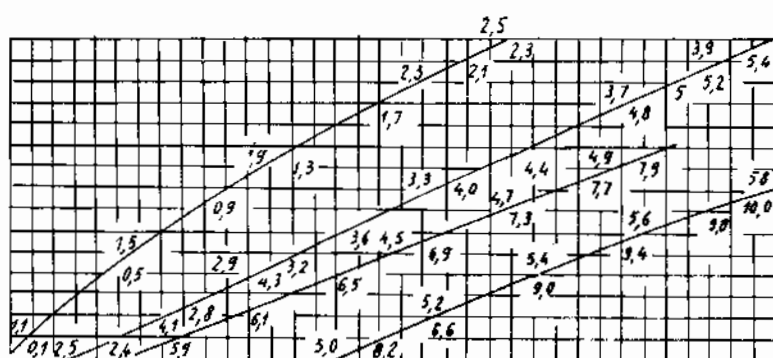
Từ đó $D_{cn} = X D_n$ (m)

và chiều dày cách nhiệt

$$\delta = \frac{D_{cn} - D_n}{2}, \text{ (m)}.$$

Kết quả tính được thường quy tròn đến 5 hoặc 10. Đối với ống dẫn đường kính nhỏ hơn 156 mm được quy tròn về phía tăng đến bội số 5, còn đối với ống đường kính lớn hơn 156 mm - tăng đến bội số 10 mm.

$$X = \frac{D_{cn}}{D_n}$$



Hình 8.9. Đồ thị để xác định chiều dày lớp cách nhiệt.

Số ghi trên đường cong là giá trị X ;

Số ghi dưới đường cong là giá trị Y .

TRANG BỊ BỆ MÁY ĐỘNG LỰC

9.1. CƠ SỞ VỀ THIẾT KẾ BỆ MÁY

9.1.1. CÁC YÊU CẦU CƠ BẢN ĐỐI VỚI BỆ MÁY

Bệ máy thuộc về những cơ cấu khung - bề để lắp đặt cố định máy móc và các thiết bị động lực. Vì vậy, để bảo đảm cho các thiết bị làm việc tin cậy, bề phải bảo đảm các yêu cầu cơ bản sau :

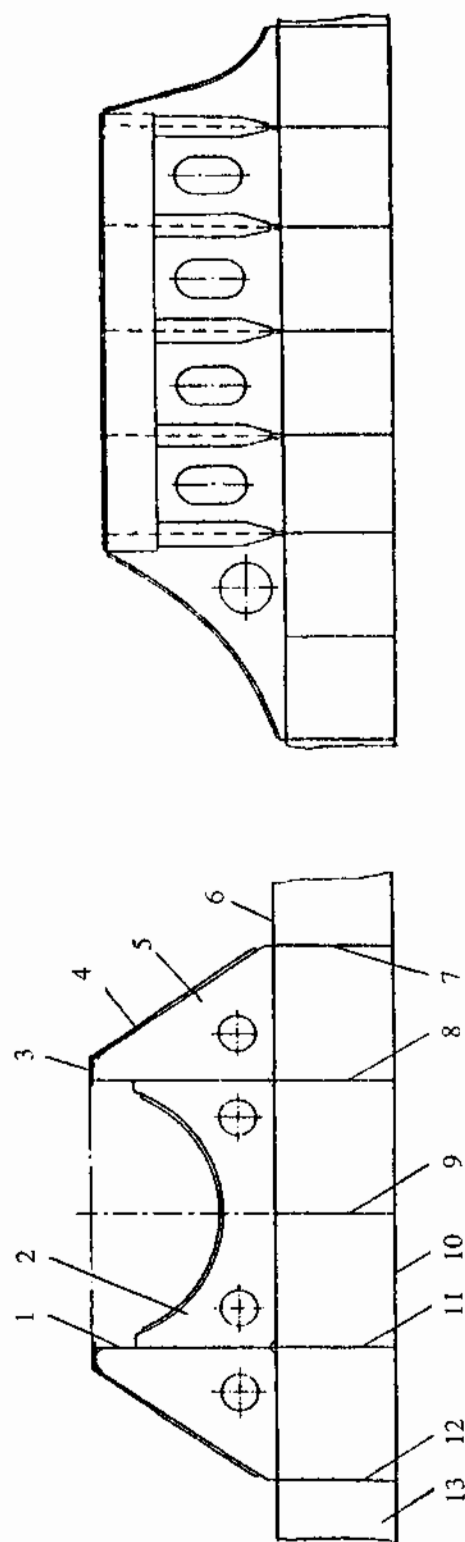
1. Có độ cứng và độ bền lớn và ổn định dưới tác dụng của các ngoại lực.
2. Có độ biến dạng (hay độ võng) nhỏ không ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của các thiết bị đặt trên nó.
3. Không có hiện tượng rung và chấn động mạnh khi các thiết bị hoạt động.
4. Có khả năng phân tán lực tác dụng để hạn chế ứng lực hay biến dạng tập trung nguy hiểm.
5. Gia cố chắc các thiết bị trên bề trong mọi điều kiện sử dụng.

Đối với các thiết bị làm việc ổn định (lực ít thay đổi theo thời gian), kích thước và cấu trúc của bề có thể được thiết kế kết hợp với kiểm nghiệm bền dựa trên các áp lực tĩnh tác dụng lên sàn vỏ tàu.

Còn đối với các thiết bị có khối lượng chuyển động không cân bằng và tác dụng theo nguyên lý va đập (động cơ đốt trong, máy nén kiểu pistong, v. v.) trong khi làm việc thường xuất hiện các tải trọng động và gây rung lớn cho bề.

Vì vậy, khi thiết kế bề loại này, ngoài trọng lượng và kích thước bao của cụm máy, phải tính đến cường độ tác động (tức biên độ và tần số dao động của cụm máy trên bề).

Bề - móng có thể được thiết kế riêng cho mỗi thiết bị và có thể chung cho một nhóm các thiết bị đặt gần nhau hay cùng chức năng làm việc (thí dụ, bề chung cho các bơm nước vòng kín, vòng hở, bơm dự phòng của hệ thống làm mát hay bơm dầu, máy phân lý dầu trong hệ thống bôi trơn).



Hình 9.1. Gia cố thêm các dầm phụ lên bộ máy.

1. dầm đứng ; 2. dầm ngang liên kết ; 3. đế của bộ máy ; 4. tấm sườn ; 5. miếng góc chống ;
6. đáy thứ hai của thân tàu ; 7, 12. sống dọc ; 8, 11. sống dọc phụ ; 9. sống chính ; 10. đáy tàu ;
13. tấm gắn ở đáy tàu (dà ngang đáy tàu).

Ngày nay, đối với các TBDL cỡ lớn, hiện đại, phương pháp thiết kế bộ cụm có nhiều ưu điểm hơn cả. Phương pháp này cho phép tối ưu hóa phương án phân bố các thiết bị, nhất là đối với các TBDL phức tạp, đồng thời có thể áp dụng vi tính để tính toán thiết kế, tự động hóa và chuyên môn hóa quá trình lắp đặt và trang bị.

Việc làm và gia cố các bộ máy hoặc thi công lắp đặt trong buồng máy có liên quan đến sự phân bố các thiết bị động lực. Cho đến nay vẫn chưa có một phương pháp tính toán đơn giản và chính xác để chọn một bộ máy hợp lý, cho nên khi thiết kế các bộ máy mới người ta thường dựa vào những số liệu kinh nghiệm kết hợp với việc tính toán kiểm tra ở một vài vị trí theo định tính.

9.1.2. ĐẶC ĐIỂM VỀ KẾT CẤU BỘ MÁY

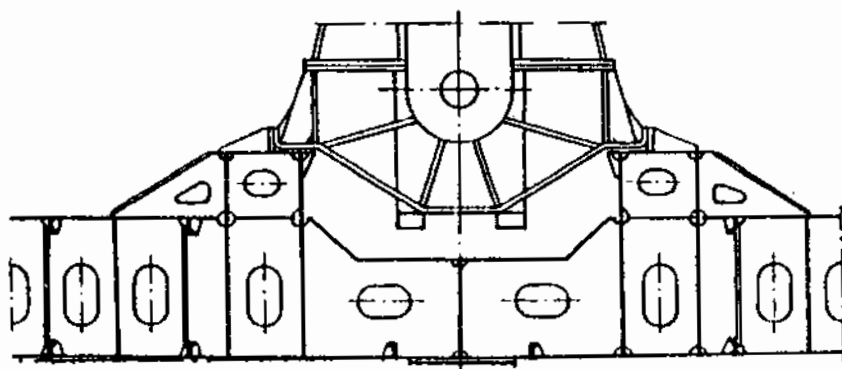
Các kết cấu của bộ máy rất đa dạng, phần lớn phụ thuộc vào tính chuyên môn hóa, vào đặc điểm của hệ động lực và vào vị trí kết cấu của vỏ tàu, nơi cần đặt thiết bị động lực.

Song, khi thiết kế một bộ máy bất kỳ cũng cần phải tuân thủ những yêu cầu cơ bản chung.

Như đã nêu ở phần trên, một trong những yêu cầu đối với bộ máy là khả năng phân tán lực lên các bộ phận tương đối cứng của vỏ tàu như các giằng liên kết ngang dọc.

Cho nên, các thiết bị động lực được bố trí sao cho bộ của chúng có các dầm ngang - dọc trùng trong các mặt phẳng với các giằng cứng liên kết ngang - dọc của vỏ tàu (hình 9.1) và (hình 9.2). Nếu các dầm chính của bộ không trùng hay không cùng trong một mặt phẳng với các giằng liên kết của vỏ tàu, thì cần phải xem xét các dầm bổ sung để chuyển tải từ bộ lên các giằng liên kết của vỏ tàu.

Các dầm của bộ máy phải được nối từ giằng cứng liên kết này tới giằng cứng liên

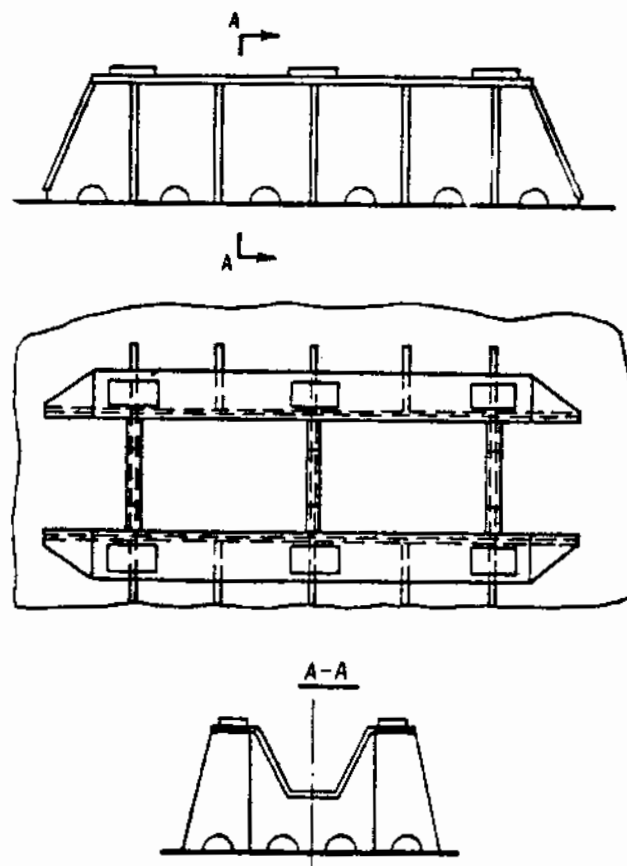


Hình 9.2. Gia cố động cơ trên tàu.

kết khác của thân tàu để tránh khả năng dao động độc lập của từng dầm bệ so với trần ngăn của vỏ tàu. Các dầm dọc của bệ máy tương đối dài sẽ chịu uốn chung với thân tàu và có thể xuất hiện ứng suất rất lớn. Chính vì vậy khi thiết kế bệ, nếu tỉ số chiều dài với chiều cao dầm lớn hơn 6, cần đặc biệt chú ý đến sự liên kết hài hòa giữa các giằng cứng liên kết vỏ tàu với các dầm dọc của bệ máy : dứt đoạn dần dần, đầu mút của dầm được vẽ tròn. Dầm dọc của bệ máy như thế phải làm từ cùng một loại thép như giằng cứng liên kết của thân tàu.

Đế trên 3 của bệ máy (hình 9.1) ở vùng gần các bulông cần phải được gia cường. Thông thường mặt phẳng của đế đỡ được tăng cường nhờ các giá chống hay các gân cứng nằm giữa các lỗ bulông. Ở một số trường hợp, để giảm bề mặt gia công đế, người ta hàn ghép tấm thang bằng (hình 9.3), cho phép loại bỏ khả năng gia công chính xác suốt cả chiều dài đế đỡ.

Các kích thước của đế được thiết kế trên các cơ sở sau đây.

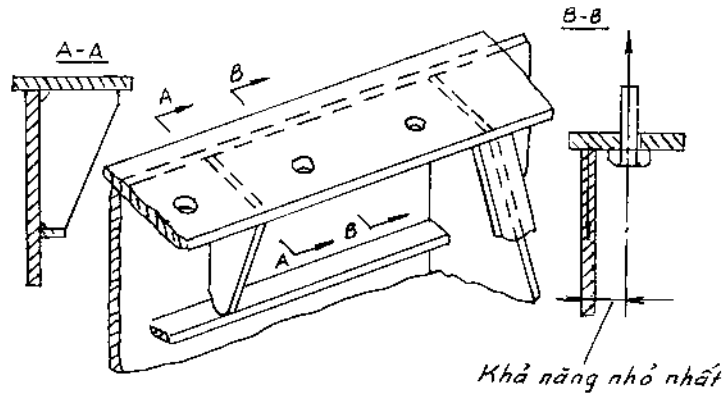


Hình 9.3. Kết cấu bệ với tấm thang bằng.

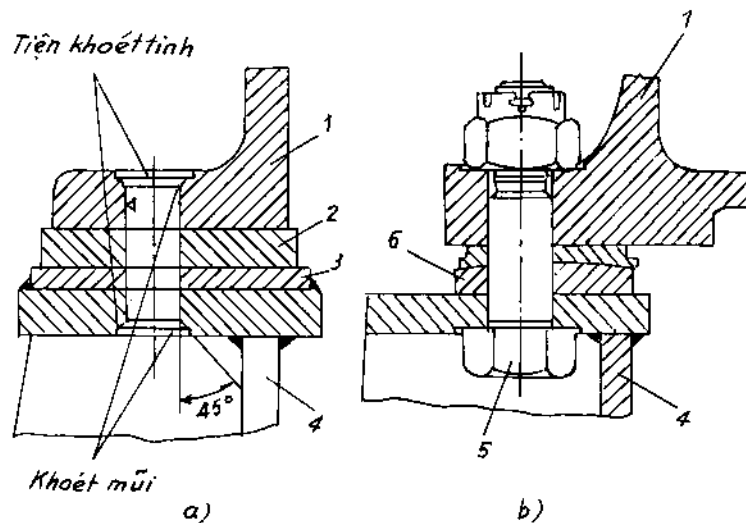
Chiều rộng của đế dọc không được nhỏ hơn bề mặt tì của tai máy, mà được bắt chặt với đế nhờ các bulông.

Vì lực truyền từ động cơ xuống bệ máy qua các bulông nên đế phải có độ cứng lớn.

Điều rất quan trọng là độ cứng theo chiều dài bộ phải đồng nhất để bảo đảm tải các bulông như nhau. Khả năng tăng cứng của đế có thể đạt được nhờ tăng chiều dày đến $20 \div 30$ mm và tăng số lượng tấm chống đỡ theo chiều dài của bộ. Các tấm chống đỡ phải bố trí sao cho khoảng cách đến các lỗ bắt bulông phải bằng nhau (hình 9.4). Ngoài ra cố gắng thiết kế sao cho khoảng cách các hàng bulông gần với tấm dọc thẳng đứng nhất.



Hình 9.4. Biện pháp tăng cứng đều cho bộ máy.



Hình 9.5. Lắp động cơ qua các căn đệm chuyên dùng :

a - lỗ lắp bulông định vị ; b - gia cố qua đế cầu.

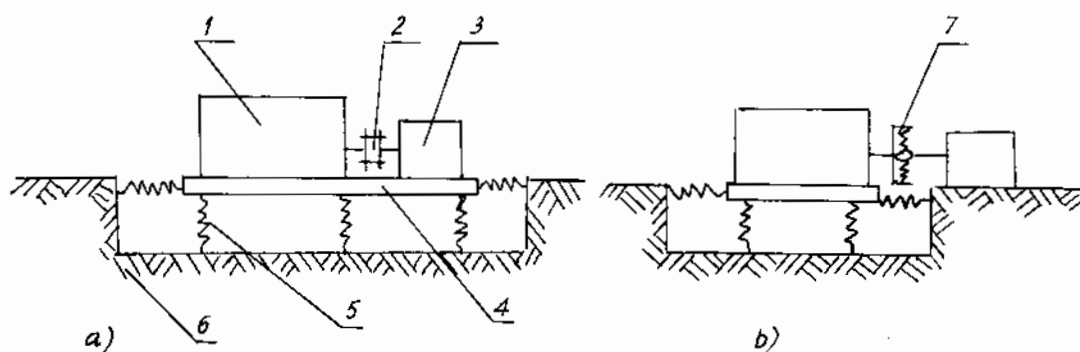
1. tai động cơ ; 2. đệm ; 3. đệm thăng bằng ;
4. bộ ; 5. bulông gia cố ; 6. đệm cầu.

Vỏ tàu thường được chế tạo với độ chính xác không cao. Dung sai lắp đặt bộ máy lên vỏ tàu có thể đến vài milimét.

Vì vậy, động cơ thường không đặt trực tiếp lên bệ mà thông qua các cần đệm chuyên dùng, chiều dày các đệm này phụ thuộc vào vị trí căn chỉnh động cơ với hệ trục chân vịt (hình 9.5).

9.1.3. CÁC PHƯƠNG PHÁP LẮP ĐẶT THIẾT BỊ LÊN BÊ

Có thể lắp đặt trực tiếp thiết bị động lực lên bệ máy hay định tâm động cơ với thiết bị trên giá chung rồi lắp đặt cả cụm lên sàn vỏ tàu. Phương pháp lắp đặt cứng thiết bị động lực lên bệ thường dùng cho các trang bị làm việc tương đối ổn định theo thời gian, tính cân bằng tốt. Còn đối với các trang bị động lực cỡ nhỏ, động cơ ít xylanh (thường nhỏ hơn hoặc bằng bốn), tính cân bằng kém thường phải lắp đặt mềm trên bệ máy (hình 9.6).



Hình 9.6. Sơ đồ đặt cụm động lực lên các bộ giảm rung :

a - Sơ đồ giảm rung toàn phần ; b - Sơ đồ giảm rung cục bộ

1. động cơ ; 2. khớp nối cứng ; 3. máy phát điện ;
4. giá bệ ; 5. bộ giảm rung ; 6. móng ; 7. khớp nối mềm.

Trong mỗi "quan hệ mềm" động cơ và thiết bị được dẫn động có thể được lắp đặt và định tâm với nhau trên cùng một bệ chung rồi lắp lên bệ tàu qua các bộ giảm rung (hệ giảm rung toàn phần - hình 9.6a) hay một trong hai (thường là động cơ) được quan hệ mềm, còn thiết bị kia (thường là máy phát điện hay động cơ điện - lắp trên "bệ cứng" (hệ giảm rung cục bộ hay từng phần - hình 9.6b).

Trong nguyên lý giảm rung toàn phần, do số lượng bộ giảm rung nhiều nên có thể bố trí cân đối, hệ dao động làm việc ổn định hơn và không có sự dịch chuyển tương đối giữa động cơ và máy phát trong quá trình làm việc. Nguyên lý này thường được trang bị cho các tổ phát điện tĩnh tại và lưu động. Còn ở nguyên lý giảm rung cục bộ, để khắc phục sự dịch chuyển của động cơ với thiết bị tiêu thụ công suất, giữa chúng phải được quan hệ bằng khớp nối mềm 7 (hình 9.6b).

9.2. KHÁI NIỆM VỀ RUNG VÀ GIẢM RUNG CHO ĐỘNG CƠ

Như đã trình bày ở phần đầu, do truyền lực qua cơ cấu khuỷu trục thanh truyền nên động cơ đốt trong là nguồn gây rung rất lớn cho bản thân nó và cho bộ máy. Tác hại do rung gây ra có thể rất lớn, đe dọa trực tiếp đến độ bền của trục và các ổ trục, làm kẹt pistông và xecmăng, bẻ gãy các guilông và bulông bắt bệ với thân máy, gây ứng suất và biến dạng lớn trong các chi tiết máy và làm giảm độ tin cậy chung của ô tô, tàu hỏa, tàu thủy... lắp động cơ này. Ngoài ra, rung còn tạo nên tạp âm lớn trong khu vực đặt máy, làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của công nhân. Để giảm những tác hại trên, ngày nay, đối với những động cơ không cân bằng và thậm chí cả những động cơ đã cân bằng người ta thường đặt trên bệ móng hay bệ tàu qua cơ cấu đàn hồi gọi là bộ giảm xóc.

Lực kích thích gây rung cho động cơ trên bệ là các lực quán tính không cân bằng của khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay, mômen của các lực này và mômen lật của động cơ.

Trên hình 9.7a biểu diễn sơ đồ đặt động cơ trên các bộ giảm xóc và chiều tác dụng của các lực kích thích.

Rung hay dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng của động cơ dọc theo trục OZ sinh ra bởi các lực quán tính không cân bằng của khối lượng chuyển động tịnh tiến và thành phần thẳng đứng của lực quán tính ly tâm không cân bằng.

Dao động tịnh tiến theo phương nằm ngang dọc theo trục OY xuất hiện do thành phần nằm ngang của lực quán tính ly tâm. Còn dao động tịnh tiến theo phương nằm ngang dọc theo trục OX, chỉ xảy ra đối với các động cơ dùng để quay chân vịt, theo hướng này là lực kích thích do sự thay đổi tuần hoàn của lực đẩy P_x từ chân vịt.

Dao động quay xung quanh trục OX tạo bởi mômen lật và thành phần nằm ngang của lực quán tính ly tâm không cân bằng. Dao động xung quanh trục OY gây ra do mômen lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến không cân bằng và mômen của thành phần lực ly tâm theo phương thẳng đứng không cân bằng. Còn thành phần nằm ngang của lực này gây nên dao động quay quanh trục OZ.

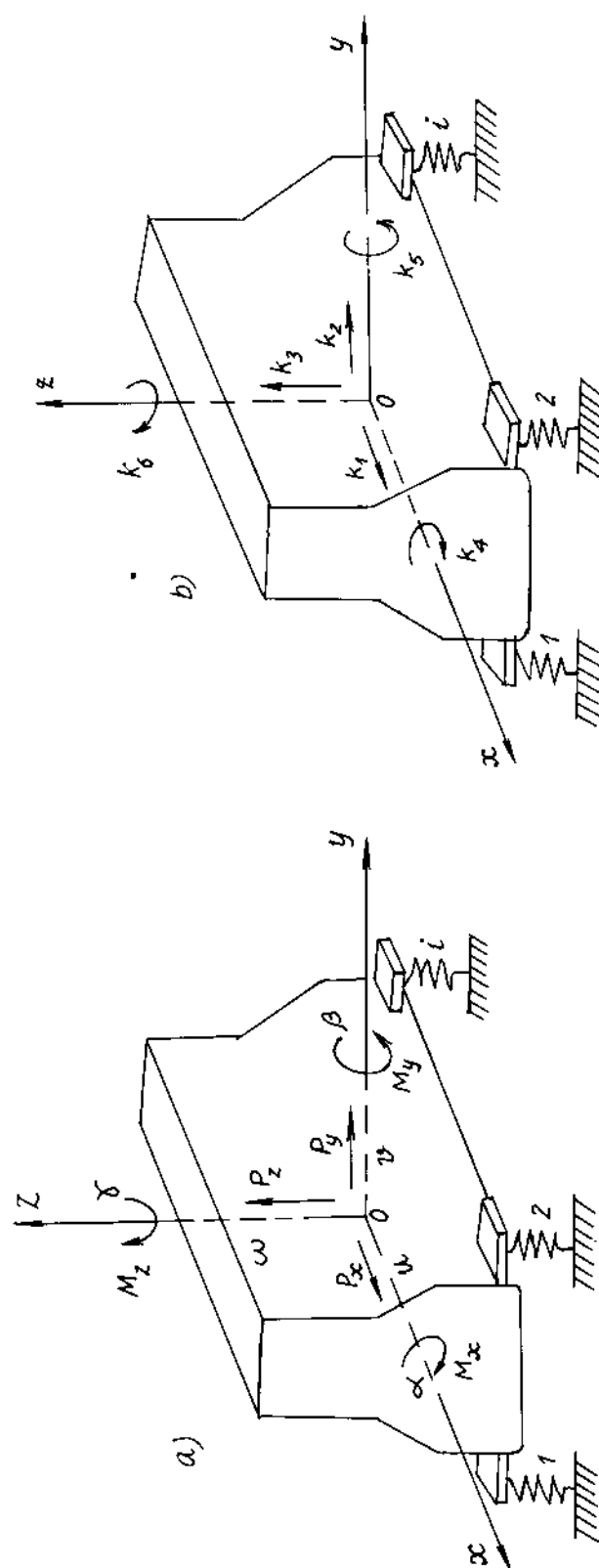
Như vậy, động cơ có thể xem như một vật rắn, đồng thời tham gia trong sáu dao động liên hợp phức tạp : ba dao động tịnh tiến dọc theo ba trục tọa độ OX, OY, OZ và ba dao động quay xung quanh ba trục ấy (hình 9.7b).

Để minh họa nguyên lý giảm dao động nhờ bộ giảm xóc, dưới đây ta xem xét một trường hợp điển hình đơn giản : dao động của động cơ dưới tác dụng của một trong những thành phần lực quán tính không cân bằng là

$$P_Z = m_r R \omega^2 \cos \alpha$$

hay có thể viết

$$P_Z = P \cos \omega t$$



Hình 9.7. Sơ đồ đặt động cơ trên các bộ giảm xóc :
a - Chiều tác dụng của các lực và các dịch chuyển ;
b - Các phương dao động của động cơ.

trong đó : $P = m_r R \omega^2$ - biên độ của lực kích thích ;

$\alpha = \omega t$ - góc quay của trục khuỷu tính từ điểm chết trên.

Nếu động cơ được lắp chặt trực tiếp với bộ máy thì lực P_z sẽ truyền toàn bộ lên bộ này. Để giảm lực tác dụng lên bộ máy, giữa động cơ và bộ ta đặt các bộ giảm sóc (như hình 9.7). Như vậy ta được một hệ dao động gồm động cơ và các lò xo hình trụ. Theo nguyên lý về dao động ta có thể viết phương trình dao động cưỡng bức của động cơ ở dạng :

$$Z = \frac{P}{C} \left(\frac{1}{1 - \omega^2/k^2} \right) \cos \omega t \quad (9.6)$$

hay

$$Z = A \cos \omega t$$

trong đó :

$$A = \frac{P}{C} \left(\frac{1}{1 - \omega^2/k^2} \right) \quad (9.7)$$

là biên độ của dao động cưỡng bức ;

C - độ cứng của hệ lò xo ;

k - tần số dao động tự do của hệ.

Trong biểu thức (9.7) P/C là độ di chuyển tĩnh của hệ dưới tác dụng của lực kích thích P . Đối với mỗi giá trị nhất định của hệ thức này biên độ dao động cưỡng bức chỉ phụ thuộc vào tỉ số ω/k . Từ biểu thức trên ta có thể kết luận rằng, cơ cấu đàn hồi có tác dụng giảm lực truyền rung cho bộ máy chỉ khi nào giá trị tuyệt đối của hiệu $|1 - \omega^2/k^2| > 1$, hay $\omega > \sqrt{2} k$. Như vậy, khi tỉ số ω/k càng lớn (hay ω rất lớn so với k), có nghĩa là khi động cơ được đặt trên bộ càng đàn hồi, thì hiệu suất giảm xóc cho động cơ trên bộ đàn hồi càng lớn. Nói một cách khác, để giảm lực truyền rung cho bộ máy, máy phải đặt trên các bộ giảm xóc có độ đàn hồi đủ để tần số dao động tự do nhỏ hơn tốc độ góc của trục khuỷu.

Để giảm thành phần lực kích thích ngang ($P_y = m_r R \omega^2 \sin \alpha$) ta phải lắp vào hệ những lò xo ngang và nghiên cứu dao động theo phương nằm ngang của động cơ. Tương tự như trên ta cũng đi đến kết luận là : Để giảm lực kích động ngang, tần số dao động tự do phải nhỏ hơn so với các mômen kích thích ta cũng rút ra các kết luận tương tự như trên.

Thông thường, tính toán dao động của động cơ đặt trên bộ đàn hồi bao gồm các bước sau :

1. Xác định sơ bộ trọng tâm của động cơ và các mômen quán tính tương ứng với trục tọa độ đặt ở trọng tâm.

2. Căn cứ vào trọng lượng của động cơ và tải trọng cho phép trên một bộ giảm xóc để chọn chủng loại, số lượng và phân bố chúng dưới bộ máy của động cơ.

3. Theo số lượng và độ cứng của các bộ giảm xóc đã chọn xác định tâm cứng chung.
4. Xác định các tần số của dao động riêng.
5. Xác định trị số biên độ của dao động do các lực và các mômen lực kích thích gây nên.
6. kết luận về chủng loại số lượng giảm xóc và sơ đồ phân bố giảm xóc cho động cơ.

9.3. CÁC LOẠI GIẢM XÓC

9.3.1. VẬT LIỆU CHẾ TẠO BỘ GIẢM XÓC

Hiệu suất giảm rung của bộ giảm xóc chủ yếu phụ thuộc vào vật liệu chế tạo đệm đàn hồi. Để giảm rung cho động cơ và bộ máy người ta thường dùng các bộ giảm xóc bằng cao su và bằng lò xo.

Ưu điểm chính của loại giảm xóc bằng cao su là có ma sát trong lớn - đó là đặc tính quan trọng để dập tắt dao động cộng hưởng. Ngoài ra, bộ giảm xóc loại này có khả năng cách âm tốt trong tất cả các dải âm tần.

Nhược điểm của bộ giảm xóc bằng cao su là cao su dễ bị già hóa (tính chất đàn hồi mất dần theo thời gian) và dễ bị hư hỏng do tác động của sản phẩm dầu mỡ và nhiệt độ cao (chỉ thích ứng với điều kiện nhiệt độ dưới $70 - 75^{\circ}\text{C}$). Ngày nay, đối với các bộ giảm xóc bằng cao su, người ta chỉ dùng loại giảm xóc có đệm đàn hồi làm việc ở trạng thái chịu nén.

Loại giảm xóc bằng lò xo kim loại giữ được tính chất đàn hồi lâu dài và không chịu tác động của dầu, nhiệt độ và độ ẩm. Tuy vậy, loại giảm xóc bằng lò xo có ma sát trong rất nhỏ và khả năng cách âm lại kém ở các tần số cao và tần số trung bình. Lò xo thường chỉ giảm rung tốt ở tần số đến 200 Hz. Ở tần số lớn hơn rung động chẳng những không giảm mà thậm chí có thể tăng. Cho nên, trong các bộ giảm xóc bằng lò xo thường có thêm cơ cấu làm tăng khả năng giảm rung và ma sát. Với mục đích ấy dưới lò xo của bộ giảm xóc đôi khi người ta đặt thêm đệm bằng cao su cứng có độ dày không lớn để tăng ma sát trong của bộ giảm xóc lò xo.

9.3.2. KẾT CẤU CỦA CÁC LOẠI GIẢM XÓC

Dựa vào hai loại vật liệu chế tạo kể trên người ta phân các bộ giảm xóc thành hai nhóm chính : bộ giảm xóc dùng đệm đàn hồi bằng kim loại và bộ giảm xóc dùng đệm đàn hồi bằng cao su.

1. Bộ giảm xóc bằng kim loại theo kết cấu của đệm đàn hồi có thể chia thành các loại chính sau đây :

- loại lò xo ;
- lò xo - cao su ;
- lò xo - chất dẻo ;
- loại nhíp ;
- loại bện bằng dây kim loại.

Bộ giảm xóc bằng lò xo có thể là lò xo hình trụ hay lò xo hình nón. Để khử dao động cộng hưởng, người ta thường dùng thêm cao su hay chất dẻo kết hợp với kim loại.

Các đệm đàn hồi bằng kim loại có thể xếp thành nhiều lớp như dạng nhíp, đèn xếp, tổ hợp lò xo hoặc xếp thành nhiều lớp mỏng.

Để giảm rung cho các động cơ nhỏ ít xy lanh (dùng để quay máy bơm, máy nén khí... trong các hệ động lực tĩnh tại và tàu thủy) có thể dùng bộ giảm xóc một vòng lò xo như hình 9.8a (tải trọng định mức trên một bộ đến 300 N).

Thành phần đàn hồi của loại giảm xóc bằng kim loại có đặc điểm là thay đổi kích thước dưới tác dụng của ngoại lực và phục hồi lại sau khi ngừng tác dụng.

Thành phần đàn hồi thường dùng trong bộ giảm xóc bằng kim loại là lò xo (hình trụ, hình nón, hình trống và các dạng khác). Đối với những động cơ thường làm việc ở điều kiện có độ ẩm lớn, lò xo nên làm bằng thép hợp kim không gỉ (1X18H9T), chế tạo theo phương pháp quăn nguội.

Sau khi quăn, lò xo được đưa vào nhiệt luyện (ram) - nung nóng lò xo trong lò điện đến nhiệt độ 450°C, giữ ở nhiệt độ này 20 - 30 phút và sau đó làm nguội ở ngoài không khí. Nguyên công này làm tăng độ bền và làm giảm độ biến dạng dư của lò xo. Sau khi ép các vòng lò xo với nhau, tiến hành đánh bóng để tăng khả năng chống ăn mòn. Việc đánh bóng được thực hiện bằng phương pháp hóa học hay điện hóa học.

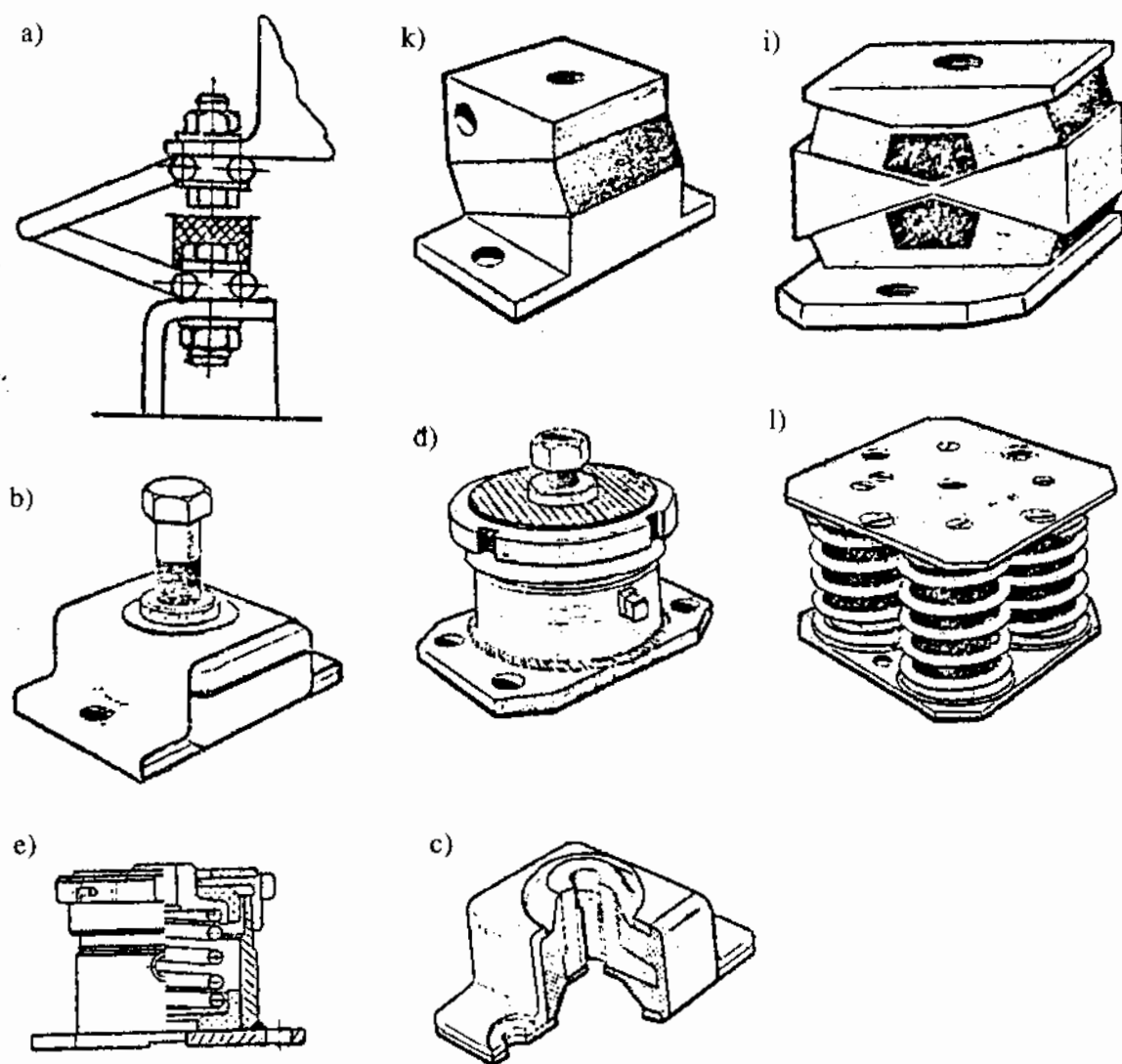
Kết cấu của một số loại giảm xóc thường dùng giới thiệu trên hình 9.8.

2. Bộ giảm xóc bằng cao su - kim loại có thể phân chia thành các loại chính sau đây :

- Loại hai tấm ;
- Loại có tấm trung gian ;
- Loại ổ bọc ;
- Loại ống đệm.

Các loại giảm xóc kể trên (trừ loại hai tấm) bảo đảm vị trí ổn định (có bảo hiểm) của động cơ khi khối cao su bị phá hủy. Tất cả các bộ phận giảm xóc được nối với động cơ và với bộ nhờ các tấm kim loại, mà được ngăn cách nhau bằng một lớp cao su (lưu hóa với các tấm kim loại này) và bảo đảm mối quan hệ đàn hồi giữa động cơ và bộ.

Bộ giảm xóc dùng tấm đệm cao su có thể đặt nằm ngang (hình 9.8b), đặt nghiêng (hình 9.8k) hay đặt thành góc. Khi đặt nghiêng và đặt thành góc khối cao su có khả



Hình 9.8. Các loại giảm xóc thường dùng :

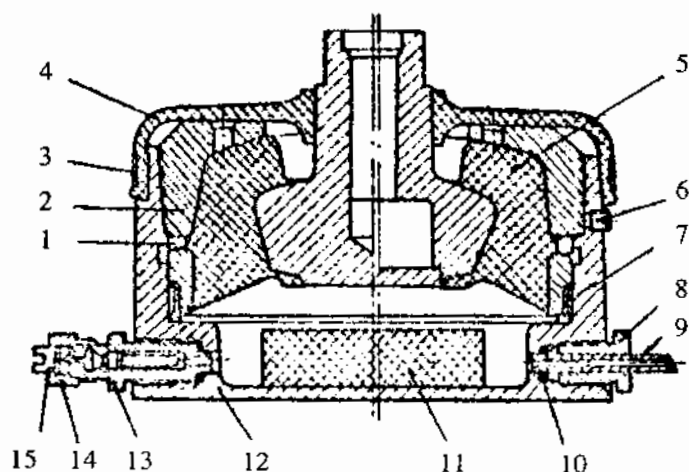
- a - loại một vòng lò xo ; b và c - loại đệm cao su vỏ kim loại ;
 đ và e - loại lò xo ; i - loại đệm cao su có đế kim loại ở giữa ;
 k - loại đệm cao su đặt nghiêng ; l - loại lò xo có lõi giảm chấn bằng cao su.

năng giảm rung lớn hơn so với đặt nằm ngang, vì độ cứng của cao su giảm do sự chuyển tải trọng từ trạng thái nén sang trạng thái trượt. Tùy theo kích thước của nó bộ giảm xóc loại hai tấm có thể chịu tải trọng định mức từ vài chục kilôgam đến vài tấn.

Bộ giảm xóc có tấm trung gian (hình 9.8i) có hiệu quả tốt hơn so với bộ giảm xóc loại hai tấm đặt ngang, do cao su cũng làm việc theo trạng thái trượt. Ngoài ra, khi phân chia khối cao su bằng một tấm kim loại trung gian có thể tăng thêm khả năng phân xạ sóng rung lên bề mặt chia tấm kim loại với cao su.

Bộ giảm xóc có tấm trung gian có thể chịu được tải trọng đến 17.000N.

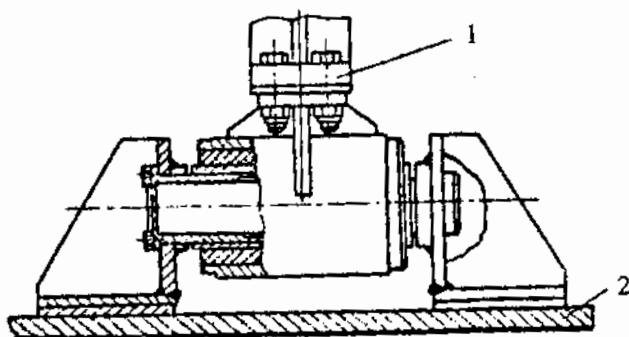
Ngoài các loại thường dùng kể trên, trong trang bị động lực diesel còn thường dùng loại giảm xóc bằng khí nén và loại ống chặn. Bộ giảm xóc bằng khí nén khác với các bộ giảm xóc bằng cao su - kim loại là có khoang chứa không khí (đệm khí nén). Tuy nhiên, nó cũng có thể giảm rung được khi không có khí nén. Trong trường hợp này phải giảm một nửa tải trọng trên mỗi bộ. Bộ giảm xóc bằng khí nén có hiệu suất giảm rung hơn hẳn tất cả các loại khác. Tùy theo kích thước, loại giảm xóc này có thể chịu tải trọng định mức từ 2000 đến 7000N. kết cấu của bộ giảm xóc bằng khí nén trình bày trên hình 9.9.



Hình 9.9. Bộ giảm xóc bằng khí nén :

1. vòng đỡ ; 2. nắp ; 3. vòng hãm ; 4. nắp che ; 5. khối cao su ;
6. vít hãm ; 7. vòng đệm kín ; 9. ống dẫn khí ; 10. vòng đệm kín ;
11. đệm đế ; 12. thân giảm xóc ; 13. ống nối ; 14. van trượt ;
15. nắp ren đầu ống nối.

Bộ giảm xóc kiểu ống chặn (hình 9.10) có độ cứng hướng tâm (theo hướng bán kính khá hơn) nên nó được dùng làm gối đỡ. Nhưng do ống cao su tương đối dài nên bộ giảm xóc này hay bị hỏng do cao su tróc ra khỏi ống kim loại.



Hình 9.10. Bộ giảm xóc
kiểu ống chặn
1. chân động cơ ; 2. bệ máy.

9.4. LỰA CHỌN LOẠI VÀ PHÂN BỐ CÁC BỘ GIẢM XÓC DƯỚI ĐỘNG CƠ

Khi trang bị hệ thống giảm sóc cho động cơ đốt trong phải tiến hành lựa chọn và xác định kết cấu, số lượng và cách phân bố bộ giảm xóc dưới động cơ cũng như xem xét khả năng di chuyển của động cơ, sau đó phải tính toán tần số dao động tự do của động cơ trên hệ giảm sóc.

Trong quá trình tính toán và thiết kế những vấn đề trên thường đối lập nhau, vì vậy ta phải lựa chọn một giải pháp hợp lý hơn cả. Thí dụ, để bảo đảm khả năng giảm rung lớn nhất, phải trang bị các bộ giảm xóc có độ cứng tương đối nhỏ, tần số dao động thấp. Nhưng khi đó dưới tác dụng của mômen lật và các lực không cân bằng độ di chuyển của động cơ sẽ quá lớn, vì vậy sẽ ảnh hưởng xấu đến điều kiện làm việc và làm giảm tính ổn định của động cơ. Dưới đây chúng ta lần lượt xem xét từng vấn đề riêng biệt và nêu lên những điểm cần chú ý trong khi lựa chọn và thiết kế hệ động cơ - giảm sóc.

a - Lựa chọn loại giảm sóc

Lựa chọn loại giảm sóc thích hợp là một vấn đề cơ bản của nhiệm vụ thiết kế. Nó được xác định trên cơ sở bảo đảm độ giảm rung cần thiết cho nền móng hoặc bệ lắp động cơ để giảm mệt nhọc cho hành khách, bảo đảm độ bền của các thiết bị khác và bảo vệ chính thân động cơ tránh khỏi hư hỏng do rung xe hoặc tàu gây nên.

Lựa chọn bộ giảm sóc nên tham khảo tính năng hiệu lực của các bộ giảm sóc sẵn có. Chỉ khi nào những bộ giảm sóc này không đáp ứng được yêu cầu giảm rung cần thiết thì mới thiết kế cơ cấu giảm sóc mới.

Khi chọn loại giảm sóc không chỉ chú ý riêng tới khả năng giảm rung mà còn phải chú ý đến các đặc tính khác như độ biến dạng, tính chịu dấu, độ ổn định của đặc tính đàn hồi, chế tạo đơn giản, sử dụng tiện lợi, làm việc bền với độ tin cậy lớn v.v...

b - Xác định số lượng và phân bố giảm sóc

Sau khi đã chọn được chủng loại giảm sóc, phải xác định số bộ đỡ (để chịu tải trọng trọng lực của động cơ) và số bộ chặn (khống chế khả năng truyền rung động của

động cơ theo các phương, chiều có lực quán tính hay mômen lực quán tính không cân bằng).

Số lượng bộ đỡ được xác định trước hết từ điều kiện bảo đảm tải trọng tĩnh định mức trên mỗi bộ và độ ổn định của động cơ đặt trên các đệm đàn hồi. Vì thế, có thể lựa chọn chủng loại và số lượng bộ giảm xóc theo tải trọng định mức đã biết hoặc dựa vào đó để thiết kế bộ giảm xóc mới.

Số lượng bộ giảm xóc xác định theo công thức sau :

$$i_g = \frac{G_d}{P_H} \quad (9.8)$$

trong đó : i_g - số bộ ;

G_d - trọng lượng của động cơ, N ;

P_H - tải trọng định mức trên một bộ, N.

Khi xác định số bộ giảm xóc ta phải chú ý xem xét cả số lượng và vị trí của các vấu chân động cơ và bộ động cơ.

Nên chọn bộ giảm xóc có tải trọng định mức nhỏ để tăng số chân tựa, do đó, động cơ làm việc sẽ ổn định và khả năng giảm rung của hệ giảm xóc tốt hơn. Nhược điểm chính của phương án này là lắp đặt phức tạp vì số bộ giảm xóc tăng.

Phân bố các bộ giảm xóc phải bảo đảm độ ổn định của động cơ và ít phân tán các tần số dao động tự do. Vì vậy, bộ giảm xóc phải được phân bố sao cho các trục cứng và tâm cứng của hệ giảm xóc phải trùng hay gần trùng với các trục quán tính tương ứng và trọng tâm của động cơ.

Khi chọn sơ đồ phân bố các bộ giảm xóc cần chú ý tới điều kiện lắp ráp, thay thế, kiểm tra và bảo dưỡng. Để bảo đảm khả năng giảm rung lớn nhất các bộ giảm xóc phải đặt trên các chi tiết cứng của bộ (trên khung thép lồng trong khối bê tông của bộ động cơ tĩnh tại hay trên các gân cứng, các trụ đỡ của hệ động cơ tàu thủy hay phát điện lưu động).

Số tần số dao động tự do của động cơ trên các bộ giảm xóc tương ứng với số bậc tự do của nó.

Để bảo đảm hiệu lực giảm rung lớn, các tần số dao động tự do phải nhỏ và không trùng hay không gần trùng với tần số của các lực kích thích trong động cơ và tần số rung do vận hành của tàu hay xe. Tỉ số giữa các tần số này và các tần số của dao động tự do phải lớn hơn 1,2 - 1,3. Điều kiện này thường rất khó thực hiện, nhất là đối với những động cơ không cân bằng. Ở một vài trường hợp có khi phải thiết kế lại toàn bộ hệ giảm xóc.

9.5. CƠ SỞ XÂY DỰNG HỆ PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG

Giả sử động cơ có khối lượng là m được đặt trên n bộ giảm xóc (hình 9.7). Tâm O là trọng tâm của động cơ và các trục OX , OY và OZ là các trục quán tính.

Ta gọi :

- J_x, J_y, J_z - mômen quán tính của động cơ đối với các trục OX, OY, OZ ;
- x_i, y_i, z_i - tọa độ của điểm nối bộ giảm xóc thứ i với động cơ (khi động cơ chưa dao động) ;
- u_i, v_i, ω_i - chuyển vị của điểm nối này theo các hướng trục OX, OY, OZ ;
- u, v, ω - chuyển vị của trọng tâm động cơ theo các chiều trục OX, OY, OZ ;
- α, β, γ - góc xoay của động cơ xung quanh các trục OX, OY, OZ ;
- C_x^i, C_y^i, C_z^i - độ cứng tuyến tính của bộ giảm xóc thứ i theo các hướng trục OX, OY, OZ ;
- K_x^i, K_y^i, K_z^i - các thành phần cứng chống xoay của bộ giảm xóc thứ i ;
- F_x^i, F_y^i, F_z^i - phân lực của bộ giảm xóc thứ i theo các hướng trục OX, OY, OZ ;
- M_x^i, M_y^i, M_z^i - mômen phân lực của bộ giảm xóc thứ i xung quanh các trục OX, OY, OZ ;

Từ những ký hiệu được chọn ở trên ta có thể viết trực tiếp :

$$\begin{aligned} F_x^i &= -C_x^i u_i ; & M_x^i &= -K_x^i \alpha \\ F_y^i &= -C_y^i v_i ; & M_y^i &= -K_y^i \beta \\ F_z^i &= -C_z^i \omega_i ; & M_z^i &= -K_z^i \gamma \end{aligned} \quad (9.9)$$

Ngoài ra, giữa các chuyển vị của điểm nối bộ giảm xóc với động cơ và các chuyển vị của động cơ có sự liên hệ :

$$\begin{aligned} u_i &= u - y_i \gamma + z_i \beta \\ v_i &= v - z_i \alpha + x_i \gamma \\ \omega_i &= \omega - x_i \beta + y_i \alpha \end{aligned}$$

Khi động cơ làm việc, động năng của hệ dao động có dạng :

$$D = \frac{1}{2} m \dot{u}^2 + \frac{1}{2} m \dot{v}^2 + \frac{1}{2} m \dot{\omega}^2 + \frac{1}{2} J_x \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_y \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} J_z \dot{\gamma}^2 \quad (9.11)$$

và thế năng :

$$T = -\frac{1}{2} \sum F_x^i u_i - \frac{1}{2} \sum F_y^i v_i - \frac{1}{2} \sum F_z^i \omega_i - \frac{1}{2} \sum M_x^i \alpha - \frac{1}{2} \sum M_y^i \beta - \frac{1}{2} \sum M_z^i \gamma \quad (9.12)$$

(Chú ý dấu $\sum$ - tổng từ bộ giảm xóc thứ nhất đến bộ thứ n).

Nếu thay các giá trị từ các biểu thức (9.9) và (9.10) vào (9.12) ta được :

$$T = \frac{1}{2} \sum C_x^i (u - y_i \gamma + z_i \beta)^2 + \frac{1}{2} \sum C_y^i (v - z_i \alpha + x_i \gamma)^2 + \frac{1}{2} \sum C_z^i (\omega - x_i \beta + y_i \alpha)^2 + \\ + \frac{1}{2} \sum K_x^i \alpha^2 + \frac{1}{2} \sum K_y^i \beta^2 + \frac{1}{2} \sum K_z^i \gamma^2 \quad (9.13)$$

Phương trình dao động vi phân của một vật viết dưới dạng Lagrangs :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial D}{\partial q_j} + \frac{\partial T}{\partial q_j} = 0 \quad (9.14)$$

trong đó : q_j - tọa độ suy rộng các chuyển vị $u, v, \omega, \alpha, \beta, \gamma$.

Nếu thay các biểu thức (9.11) và (9.13) vào (9.14) và lần lượt đạo hàm theo các chuyển vị u, v, ω, β và γ , sau đó rút gọn (bỏ qua phần chứng minh vì quá dài) ta được hệ phương trình dao động chung của động cơ trên bệ đàn hồi :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{u} + C_x^* u - U_y \gamma + U_z \beta &= 0 \\ m\ddot{v} + C_y^* v - V_z \alpha + V_x \gamma &= 0 \\ m\ddot{\omega} + C_z^* \omega - W_x \beta + W_y \alpha &= 0 \\ J_x \ddot{\alpha} + C_{xx}^* \alpha - V_z v + W_y \omega - C_{zx} \gamma - C_{xy} \beta &= 0 \\ J_y \ddot{\beta} + C_{yy}^* \beta - W_x \omega + U_z u - C_{xy} \alpha - C_{yz} \gamma &= 0 \\ J_z \ddot{\gamma} + C_{zz}^* \gamma - U_y u + V_x v - C_{yz} \beta - C_{zx} \alpha &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9.15)$$

trong đó :

1. tổng độ cứng tuyến tính theo hướng trục :

$$C_x^* = \sum C_x^i ; C_y^* = \sum C_y^i ; C_z^* = \sum C_z^i \quad (9.16)$$

2. tổng các mômen phản lực tĩnh tương đối với các trục :

$$\left. \begin{aligned} U_y &= \sum C_x^i y_i ; V_x = \sum C_y^i x_i ; W_x = \sum C_z^i x_i \\ U_z &= \sum C_x^i z_i ; V_z = \sum C_y^i z_i ; W_y = \sum C_z^i y_i \end{aligned} \right\} \quad (9.17)$$

3. tổng các độ cứng xoắn của hệ giảm xóc :

$$\left. \begin{aligned} C_{xx} &= \sum (K_x^i + C_y^i z_i^2 + C_z^i y_i^2) ; \\ C_{yy} &= \sum (K_y^i + C_x^i z_i^2 + C_z^i x_i^2) ; \\ C_{zz} &= \sum (K_z^i + C_x^i y_i^2 + C_y^i x_i^2) ; \end{aligned} \right\} \quad (9.18)$$

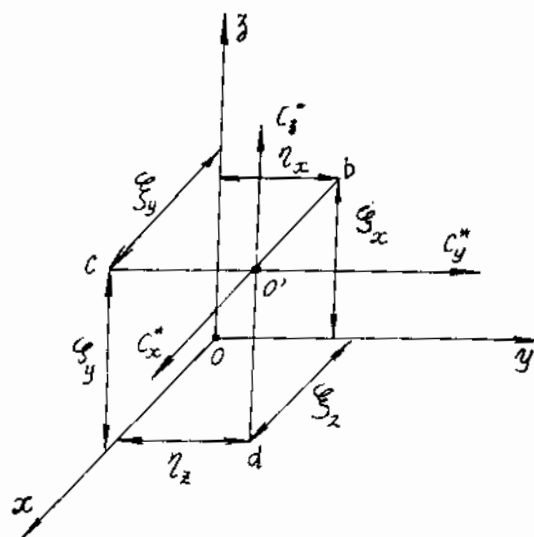
$$\left. \begin{aligned} C_{xy} &= C_{yx} = \sum C_z^i x_i y_i ; \\ C_{yz} &= C_{zy} = \sum C_x^i y_i z_i ; \\ C_{zx} &= C_{xz} = \sum C_y^i z_i x_i ; \end{aligned} \right\} \quad (9.18)$$

Các đường tác dụng của các hợp tổng C_x^* , C_y^* , C_z^* được gọi là các trục cứng của hệ giảm xóc ; chúng cắt các mặt phẳng YOZ, ZOX và XOY tương ứng (hình 9.11) ở các điểm b, c và d. Tọa độ của các điểm này là :

$$\begin{aligned} \xi_x &= \frac{U_z}{C_x^*} \text{ và } \eta_x = \frac{U_y}{C_x^*} \\ \xi_y &= \frac{V_x}{C_y^*} \text{ và } \zeta_y = \frac{V_z}{C_y^*} \\ \xi_z &= \frac{W_x}{C_z^*} \text{ và } \eta_z = \frac{W_y}{C_z^*} \end{aligned} \quad (9.19)$$

Nếu trong không gian các tuyến tác dụng của hai hợp tổng nào đó cắt nhau nghĩa là C_x^* với C_y^* ($\xi_x = \xi_y$), C_y^* với C_z^* ($\zeta_y = \zeta_z$) hay C_z^* với C_x^* ($\eta_x = \eta_z$), thì các điểm cắt ấy được gọi là các tâm cứng của hệ giảm xóc.

Nếu trong không gian, các tuyến tác dụng của ba hợp tổng cắt nhau tại một điểm ($\xi_x = \xi_y$; $\zeta_y = \zeta_z$; $\eta_x = \eta_z$) thì điểm ấy được gọi là tâm cứng chính của hệ giảm xóc và ký hiệu là O'.



Hình 9.11. Tâm cứng và các trục cứng của hệ giảm xóc.

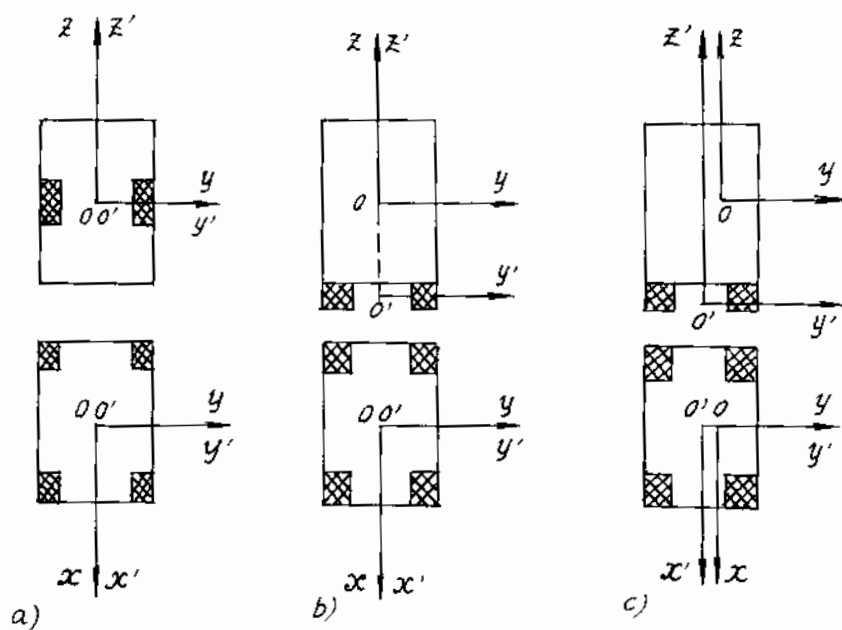
9.6. CÁC DẠNG DAO ĐỘNG THƯỜNG GẶP

Trong trường hợp chung, khi trọng tâm O không trùng với tâm cứng O', thì tất cả các hệ số cứng : C_x^* , C_y^* , C_z^* , C_{xx} , C_{yy} , C_{zz} , C_{xy} , C_{yz} , C_{zx} , U_y , U_z , V_x , V_z , W_x , W_y đều khác không.

Các biến thiên (các khả năng chuyển vị) u, v, ω , α , β và γ trong hệ phương trình (9.15) không phân tách nhau và mỗi một trong sáu khả năng chuyển vị ấy ở mức độ nào đó có liên quan với năm chuyển vị kia (dao động đa liên kết). Để tìm được những chuyển vị này, cùng lúc ta phải giải hệ phương trình (9.15) nên rất phức tạp. Ngoài ra,

hệ giảm xóc với sự tồn tại cùng lúc cả sáu khả năng chuyển vị có liên quan với nhau, trong thực tế, hầu như không được sử dụng. Thường dùng hơn cả là những trường hợp mà chúng ta xem xét dưới đây.

9.6.1. HỆ DAO ĐỘNG VỚI TÂM O' TRÙNG VỚI TRỌNG TÂM O



Hình 9.12. Vị trí tương quan giữa trọng tâm O của động cơ với tâm cứng O' của hệ giảm xóc.

Trường hợp khi trọng tâm của động cơ O trùng với tâm cứng O' của hệ giảm xóc và các trục quán tính Ox, Oy, Oz trùng với các trục cứng O'X', O'Y', O'Z' (xem hình 9.12a) được coi là đơn giản nhất. Trong trường hợp này các mômen phản lực của hệ giảm xóc bằng không và các hệ số cứng mà liên hệ với tích các biến thiên cũng bằng không (do tính chất bố trí đối xứng các bộ giảm xóc qua các trục tọa độ), có nghĩa là

$$\left. \begin{aligned} C_{xy} &= C_{yx} = 0 ; \\ C_{yz} &= C_{zy} = 0 ; \\ C_{zx} &= C_{xz} = 0 ; \\ U_y &= U_z = 0 ; \\ V_x &= V_z = 0 ; \\ W_x &= W_y = 0 ; \end{aligned} \right\} \quad (9.19)$$

và hệ phương trình (9.15) trở về dạng đơn giản :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{u} + C_x^* u &= 0 \\ m\ddot{v} + C_y^* v &= 0 \\ m\ddot{\omega} + C_z^* \omega &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9.20)$$

$$\left. \begin{aligned} J_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha &= 0 \\ J_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta &= 0 \\ J_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9.20)$$

Như vậy, tất cả sáu chuyển động $u, v, \omega, \alpha, \beta, \gamma$ trở nên độc lập hay chúng ta có hệ các dao động liên hợp đơn. Trường hợp này có thể ứng dụng được với hầu hết các loại động cơ công suất nhỏ. Đối với loại động cơ này, hai vấu tỉ của thân máy thường nằm trên cùng một mặt phẳng với trọng tâm của động cơ.

9.6.2. HỆ DAO ĐỘNG VỚI TRỌNG TÂM O NẸM TRÊN MỘT TRONG CÁC TRỤC QUẢN TÍNH

Trong thực tế, thường đối với các loại động cơ công suất trung bình và công suất tương đối lớn, trường hợp gặp nhiều hơn cả là trọng tâm O nằm trên trục cứng O'Z' (hình 9.12b) và cách mặt phẳng đi qua các điểm nối các bộ giảm xóc một đoạn là Z_0 . Trong trường hợp này ta có :

$$\left. \begin{aligned} C_{xy} &= C_{yx} = 0 \\ C_{yz} &= C_{zy} = 0 ; \\ C_{xz} &= C_{zx} = 0 ; \\ V_x &= W_x = 0 ; \\ U_y &= W_y = 0 ; \end{aligned} \right\} \quad (9.21)$$

và hệ phương trình (9.15) bây giờ có dạng :

- dao động liên hợp kép

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{u} + C_x^* u + U_x \beta &= 0 \\ J_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta + U_z u &= 0 \end{aligned} \right\}$$

- dao động liên hợp kép

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{v} + C_y^* v - V_z \alpha &= 0 \\ J_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha - V_z v &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9.22)$$

- dao động liên hợp đơn

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{\omega} + C_z^* \omega &= 0 \\ J_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Như vậy ở trường hợp này chúng ta có hai dao động liên hợp đơn (dọc trục OZ và quanh trục này) và hai cặp dao động liên hợp kép, mà trong đó một cặp u liên kết với β và ở một cặp khác v liên hệ với α .

Trường hợp này ứng với thực tế khi tất cả các bộ giảm xóc đặt trong cùng một mặt phẳng cân xứng với các mặt phẳng quán tính.

Đối với các trường hợp khác, khi tâm cứng của hệ giảm xóc nằm trên một trong các trục quán tính khác của động cơ (trục OX hay OY) thì hệ phương trình dao động của động cơ tìm được cũng tương tự như đã tiến hành ở trên khi tâm cứng nằm trên trục OZ.

9.6.3. HỆ DAO ĐỘNG VỚI TÂM CỨNG O' NẪM TRÊN MỘT TRONG CÁC MẶT PHẪNG QUÁN TÍNH

Trường hợp này cũng thường gặp đối với những động cơ cỡ lớn, kết cấu thân máy không đối xứng qua mặt phẳng kính (đi qua đường tâm trục khuỷu và đường tâm của các xylanh) để lắp các thiết bị phụ như tuốcơ tăng áp, trục phân phối.

Theo sơ đồ phân bố như hình 9.12c ta có :

$$V_x = 0 \text{ vì } V_x = \sum C_y^i x_i, \text{ mà } \sum x_i = 0 ;$$

tương tự : $W_x = 0 ; C_{xy} = C_{yz} = C_{zx} = 0.$

và hệ phương trình dao động trường hợp này có dạng :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{u} + C_x^* u - U_y \gamma + U_z \beta &= 0 \\ J_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta - U_z u &= 0 \\ J_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma - U_y u &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \text{và nhóm thứ hai :} \quad (9.23)$$

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{v} + C_y^* v - V_z \alpha &= 0 \\ m\ddot{\omega} + C_z^* \omega + W_y \alpha &= 0 \\ J_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha - V_z v + W_y \omega &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Như vậy, trong trường hợp này chúng ta có hai nhóm dao động liên hợp tam ; nhóm thứ nhất dao động tuyến tính dọc theo trục OX quan hệ với dao động quay quanh trục OY và OZ ; còn nhóm thứ hai - dao động quay quanh trục OX có quan hệ với hai dao động tuyến tính dọc theo trục OY và OZ.

Cũng tiến hành như vậy nếu tâm cứng O' nằm trong hai mặt phẳng quán tính khác.

Song, thực tế, do kích thước của động cơ rất lớn so với khoảng cách lệch hai tâm O và O' nên trong khảo sát thường qui nạp về một trong hai trường hợp trên cho đơn giản. Và vì vậy, dưới đây, đối với trường hợp thứ ba này chúng ta không đề cập đến nữa.

9.7. TÍNH TẦN SỐ CÁC DAO ĐỘNG TỰ DO

9.7.1. TRƯỜNG HỢP TÂM CỨNG O' TRÙNG VỚI TRỌNG TÂM O

Đối với trường hợp giảm xóc được phân bố như hình 9.12a, các biểu thức cho sáu tần số của dao động tự do có thể xác định dễ dàng từ phép giải độc lập các phương trình vi phân (9.20). Cách giải các phương trình này cũng tương tự như khi giải phương trình dao động của một vật hay dao động góc của con lắc toán học ; vì vậy ở đây không trình bày lại. Các biểu thức cuối cùng cho sáu tần số dao động tự do có dạng :

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_x^*}{m}} \quad (1/s) ; & k_4 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_{xx}}{J_x}} \quad (1/s) ; \\ k_2 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_y^*}{m}} \quad (1/s) ; & k_5 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_{yy}^*}{J_y}} \quad (1/s) ; \\ k_3 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_z^*}{m}} \quad (1/s) ; & k_6 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_{zz}}{J_z}} \quad (1/s) ; \end{aligned} \right\} \quad (9.24)$$

9.7.2. TRƯỜNG HỢP TÂM CỨNG O' NẪM TRÊN TRỤC QUÁN TÍNH

Đối với trường hợp bố trí hệ giảm xóc như trên hình 9.12b, các biểu thức cho sáu tần số của dao động tự do có thể tìm bằng cách giải hệ phương trình vi phân (9.22) (theo từng cặp đối với dao động liên hợp kép và theo từng phương trình đối với dao động liên hợp đơn - tương tự như giải các phương trình (9.20)).

Các biểu thức có dạng :

$$\begin{aligned} k_3 &= 0,16 \sqrt{\frac{C_z^*}{m}} ; \quad k_6 = 0,16 \sqrt{\frac{C_{zz}}{J_z}} ; \\ k_{1,5} &= 0,16 \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_x^*}{m} + \frac{C_{yy}}{J_y} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_x^*}{m} - \frac{C_{yy}^2}{J_y} \right) + \frac{C_x^{*2} Z_o^2}{m J_y}}} \\ k_{2,4} &= 0,16 \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_y^*}{m} + \frac{C_{xx}}{J_x} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_y^*}{m} - \frac{C_{xx}^2}{J_x} \right) + \frac{C_y^{*2} Z_o^2}{m J_x}}} \end{aligned}$$

Nếu các bộ giảm xóc có cùng độ cứng thì :

$$C_x^* = n C_x ; \quad C_y^* = n C_y ; \quad C_z^* = n C_z$$

Các độ cứng góc C_{xx} , C_{yy} , C_{zz} trong trường hợp động cơ được đặt trên bốn bộ giảm

xóc như nhau (hình 9.13) định hướng theo một chiều và cân xứng với trọng tâm của động cơ, thì có thể xác định như sau :

$$\left. \begin{aligned} C_{xx} &= 4 (h^2 C_z + Z_o^2 C_y) ; \\ C_{yy} &= 4 (l^2 C_z + Z_o^2 C_x) ; \\ C_{zz} &= 4 (h^2 C_x + Z_o^2 C_y) ; \end{aligned} \right\} \quad (9.26)$$

ở đây h, l, Z_o - các kích thước hình học (xem hình 9.13) ;

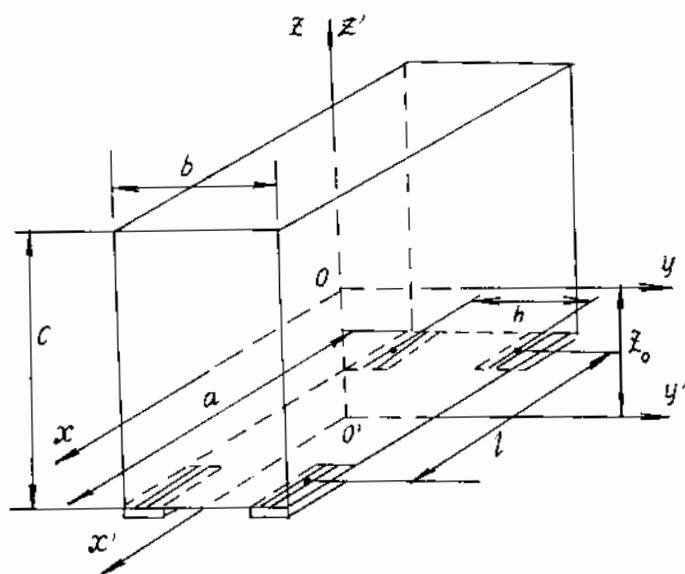
Z_o - khoảng cách giữa trọng tâm của động cơ và tâm cứng của hệ giảm xóc.

Để xác định đơn giản các mômen quán tính J_x, J_y, J_z ta có thể qui dẫn động cơ về dạng hình đơn giản (hình 9.13) với sự phân bố đều khối lượng, bằng khối lượng của động cơ. Khi đó

$$\begin{aligned} J_x &= m \frac{b^2 + c^2}{12} ; \\ J_y &= m \frac{n^2 + c^2}{12} ; \quad (9.27) \\ J_z &= m \frac{a^2 + b^2}{12} ; \end{aligned}$$

Kết quả tính toán theo phương pháp được trình bày ở trên so với các kết quả thực nghiệm cho thấy rằng,

sai số về giá trị của các tần số dao động tự do đều nằm trong giới hạn cho phép và thỏa mãn với các yêu cầu cần thiết trong thực tế.



Hình 9.13. Sơ đồ qui dẫn động cơ.

9.8. TÍNH BIÊN ĐỘ CÁC DAO ĐỘNG CƯỜNG BỨC

9.8.1. TRƯỜNG HỢP DAO ĐỘNG LIÊN HỢP ĐƠN

Như đã nói ở trên, trong trường hợp dao động liên hợp đơn tất cả sáu khả năng chuyển vị độc lập và không phụ thuộc vào nhau. Vì vậy, cũng như đối với dao động tự do, trong trường hợp dao động cưỡng bức trình tự giải cũng tiến hành theo từng phương trình riêng biệt.

Giả sử trong hệ dao động, ngoài trọng lực không đổi của động cơ còn lực kích thích

tuần hoàn theo phương thẳng đứng P_z . Dưới tác dụng của lực P_z động cơ phát sinh dao động cưỡng bức trên hệ đàn hồi. Như ta đã biết, biên độ của dao động này có dạng :

$$A_z = \frac{q}{k^2} \left(\frac{1}{1 - \omega^2/k^2} \right) = \frac{P_z}{C_z^*} \Psi \quad (9.28)$$

trong đó :

$$q = \frac{P_z}{m} ; k^2 = \frac{C_z^*}{m} \text{ nên } \frac{q}{k^2} = \frac{P_z}{mk^2} = \frac{P_z m}{m C_z^*} = \frac{P_z}{C_z^*} \text{ chính là độ di chuyển tĩnh của hệ}$$

dao động dưới tác dụng của lực kích thích P_z .

Giá trị $\left(\frac{1}{1 - \omega^2/k^2} \right) = \Psi$ được gọi là hệ số phát triển dao động hay hệ số truyền rung, còn giá trị ω/k - hệ số mất điều hưởng. Như đã nêu ở phần đầu, hiệu lực giảm rung của động cơ trên hệ đàn hồi sẽ càng cao nếu tỉ số ω/k càng lớn.

Nếu $\omega/k < 1$ (hay $\omega < k$), thì hệ số Ψ sẽ tiến gần về giá trị 1 ; biên độ của dao động cưỡng bức sẽ tiếp cận gần với độ di chuyển tĩnh P_z/C_z^* ; còn biên độ của lực truyền lên bộ móng, sẽ bằng biên độ của lực kích thích. Trong trường hợp này biên độ của dao động cưỡng bức và lực kích thích sẽ có pha như nhau.

Nếu $\omega/k = 1$ (hay $\omega = k$), thì hệ số $\Psi = \infty$ (ta có hiện tượng cộng hưởng), biên độ của dao động cưỡng bức sẽ chậm về pha so với lực kích thích một góc $\pi/2$.

Nếu $\omega/k > 1$ (hay $\omega > k$), hệ số Ψ trở nên âm ; biên độ của dao động cưỡng bức sẽ chậm về pha so với lực kích thích một góc là π .

Khi $\omega/k = \sqrt{2}$ hệ số $\Psi = 1$; lực truyền lên bộ móng sẽ bằng lực kích thích. Bởi vậy, để hệ giảm xóc làm việc hợp lý thì tần số dao động tự do của động cơ phải nhỏ hơn tần số của lực kích thích ít nhất là $\sqrt{2}$ lần.

Tương tự, biên độ của dao động góc cưỡng bức tương đối với trục OZ tìm được dựa trên phương trình cơ bản $J_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma = 0$ có dạng :

$$A_\gamma = \frac{M_z}{J_z (k_6^2 - \omega^2)} \quad (9.29)$$

trong đó : M_z - mômen kích thích đối với trục OZ ;

k_6 - tần số dao động góc tự do của động cơ đối với trục ấy.

Như vậy, các biên độ dao động cưỡng bức trong trường hợp dao động liên hợp đơn sẽ là :

$$A_x = \frac{P_x}{m (k_1^2 - \omega^2)} ; \quad A_\alpha = \frac{M_x}{J_x (k_4^2 - \omega^2)} \quad (6.30)$$

$$\left. \begin{aligned} A_y &= \frac{P_y}{m(k_2^2 - \omega^2)} ; & A_\beta &= \frac{M_y}{J_y(k_5^2 - \omega^2)} \\ A_z &= \frac{P_z}{m(k_3^2 - \omega^2)} ; & A_\gamma &= \frac{M_z}{J_z(k_6^2 - \omega^2)} \end{aligned} \right\} \quad (9.30)$$

trong đó : P_x, P_y, P_z - các lực kích thích theo các trục OX, OY, OZ ;

M_x, M_y, M_z - các mômen kích thích tương đối với các trục ấy.

$k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$ - các tần số được xác định từ biểu thức (9.24).

9.8.2. TRƯỜNG HỢP DAO ĐỘNG LIÊN HỢP KÉP

Trong trường hợp dao động liên hợp kép, phụ thuộc vào vị trí của tâm cứng O' nằm trên trục quán tính nào mà ta có các biên độ dao động cưỡng bức liên hợp kép khác nhau (tương ứng với các tần số dao động liên hợp kép tự do).

Ví dụ tâm cứng O' nằm trên trục OZ . Như trên ta đã thấy, ngoài hai dao động liên hợp đơn (dọc và xung quanh trục OZ) ta còn có hai cặp dao động liên hợp kép. Cặp thứ nhất u với β và cặp thứ hai v với α .

Như vậy, nếu trên hệ dao động có tác dụng đồng thời P_x (dọc theo trục OX) và mômen kích thích M_y (quanh trục OY) với các tần số ω như nhau, thì các biên độ của dao động liên hợp kép cưỡng bức trong mặt phẳng XOZ được xác định theo công thức sau.

Biên độ của dao động tuyến tính dọc theo trục OX :

$$A_x = \frac{(C_{yy} - \omega^2 J_y) P_x + U_z M_y}{m J_y (k_1^2 - \omega^2) (k_5^2 - \omega^2)} \quad (9.31)$$

Biên độ của dao động góc đối với trục OY

$$A_\beta = \frac{(C_x^* - \omega^2 m) M_y + U_z P_x}{m J_y (k_1^2 - \omega^2) (k_5^2 - \omega^2)} \quad (9.32)$$

Đối với trường hợp, khi $P_x = 0$, thì :

$$A_x = \frac{U_z M_y}{E} ; \quad A_\beta = \frac{(C_x^* - \omega^2 m) M_y}{E} \quad (9.33)$$

Nếu $M_y = 0$, thì :

$$A_x = \frac{(C_{yy} - \omega^2 J_y) P_x}{E} \text{ và } A_\beta = \frac{U_z P_x}{E} \quad (9.34)$$

trong đó : $E = mJ_y (k_1^2 - \omega^2) (k_5^2 - \omega^2)$.

Và đối với cặp thứ hai (v quan hệ với α), nếu trên hệ dao động có tác dụng cùng lúc lực P_y và mômen M_x với cùng tần số góc ω , thì các biên độ dao động liên hợp kép cưỡng bức tuyến tính và góc trong mặt phẳng YOZ được xác định theo các công thức :

$$\left. \begin{aligned} i_{\gamma} &= \frac{(C_{xx} - \omega^2 J_x) P_y + V_z M_x}{F} \\ A_{\alpha} &= \frac{(C_y^* - \omega^2 m) M_x + V_z P_y}{F} \end{aligned} \right\} \quad (9.35)$$

trong đó : $F = mJ_x (k_2^2 - \omega^2) (k_4^2 - \omega^2)$.

Trong các biểu thức trên : k_1, k_5, k_2 , và k_4 là các tần số dao động liên hợp kép tự do được xác định từ (9.25).

Tương tự như trên, nếu tâm cứng O' nằm trên trục OX ta có quanh hệ cặp thứ nhất : v với γ hay dao động liên hợp kép trong mặt phẳng XOY dưới tác dụng của P_y và M_z

$$\left. \begin{aligned} A_{\gamma} &= \frac{(C_{zz} - \omega^2 J_z) P_y + V_x M_z}{mJ_z (k_2^2 - \omega^2) (k_6^2 - \omega^2)} \\ A_{\gamma} &= \frac{(C_y^* - \omega^2 m) M_z + V_x P_y}{mJ_z (k_2^2 - \omega^2) (k_6^2 - \omega^2)} \end{aligned} \right\} \quad (9.36)$$

Và quan hệ cặp thứ hai : ω với β hay dao động liên hợp kép trong mặt phẳng XOZ dưới tác dụng của P_z và M_y

$$\left. \begin{aligned} A_z &= \frac{(C_{yy} - \omega^2 J_y) P_z + W_x M_y}{mJ_y (k_3^2 - \omega^2) (k_5^2 - \omega^2)} \\ A_{\beta} &= \frac{(C_z^* - \omega^2 m) M_y + W_x P_z}{mJ_y (k_3^2 - \omega^2) (k_5^2 - \omega^2)} \end{aligned} \right\} \quad (9.37)$$

Và cuối cùng, nếu tâm cứng O' nằm trên trục OY ta có cặp thứ nhất : u với γ hay dao động liên hợp kép trong mặt phẳng XOY dưới tác dụng của P_x và M_z :

$$\left. \begin{aligned} A_x &= \frac{(C_{zz} - \omega^2 J_z) P_x + U_y M_z}{mJ_z (k_1^2 - \omega^2) (k_6^2 - \omega^2)} \\ A_{\gamma} &= \frac{(C_x^* - \omega^2 m) M_z + U_y P_x}{mJ_z (k_1^2 - \omega^2) (k_6^2 - \omega^2)} \end{aligned} \right\} \quad (9.38)$$

Và cặp thứ hai : ω với α hay dao động liên hợp kép trong mặt phẳng YOZ dưới tác dụng của P_z và M_x

$$\left. \begin{aligned} A_z &= \frac{(C_{xx} - \omega^2 J_x) P_z + W_y M_x}{m J_x (k_3^2 - \omega^2) (k_4^2 - \omega^2)} \\ A_x &= \frac{(C_z^* - \omega^2 m) M_x + W_y P_z}{m J_y (k_3^2 - \omega^2) (k_4^2 - \omega^2)} \end{aligned} \right\} \quad (9.39)$$

Các biên độ tìm được theo các công thức trên không được vượt quá 0,15 - 0,20 mm.

9.9. ĐẶC ĐIỂM DAO ĐỘNG CƯỜNG BỨC CỦA ĐỘNG CƠ TÀU THỦY

Ở phần trên chúng ta xem xét khả năng dao động của động cơ dưới tác dụng của các lực và các mômen lực không cân bằng. Đối với động cơ tàu thủy, ngoài những lực và mômen lực kể trên, dao động cường bức còn phát sinh do tàu chòng chành và rung khi vận hành. Đối với trường hợp, nếu sự chòng chành của tàu không đổi thì tần số góc của dao động cường bức sẽ bằng tần số trường của sóng và có thể xác định theo công thức kinh nghiệm sau :

$$K_\omega = \frac{7,85}{\sqrt{L}} + \frac{2\pi v_p}{L}, \quad (\text{Hz}) \quad (9.40)$$

trong đó : K_ω - tần số góc của dao động cường bức, Hz ;

L - chiều dài của sóng, m ;

v_p - tốc độ của tàu, m/s ;

Hiện tượng rung khi vận hành thường phát sinh do các nguyên nhân sau :

1. Không cân bằng hệ trục và chân vịt. Hiện tượng rung do nguyên nhân này có thể khá mạnh và có tần số cấp I :

$$K_\omega^I = \frac{n}{60}, \quad (\text{Hz}) \quad (9.41)$$

trong đó : n - số vòng quay của trục trong một phút.

2. Chân vịt quay trong môi trường thủy lực không đều. Tần số của độ rung này bằng tích của số cánh chân vịt nhân với tần số góc cấp I của trục :

$$K_z = Z \frac{n}{60}, \quad (\text{Hz}) \quad (9.42)$$

trong đó : Z - số cánh của chân vịt (Z thường bằng 3 ÷ 5).

3. Các lực và mômen lực quán tính không cân bằng cấp I và cấp II của động cơ :

$$K_\omega^{II} = 2 K_\omega^I = 2 \frac{n}{60}, \quad (\text{Hz}) \quad (9.43)$$

4. Sóng hài chính của mômen lật. Bậc của sóng hài này bằng bội số của xylanh đối với động cơ hai kỳ và bằng nửa số xylanh đối với động cơ bốn kỳ.

$$K_{\chi} = \chi \frac{n}{60}, \quad (\text{Hz}) \quad (9.44)$$

ở đây : χ - bậc chính của sóng hài của mômen lật.

Dải tần số của cấp này hay cấp khác được xác định bằng miền (dải) số vòng quay công tác từ $n_{\min}$ đến $n_{\max}$ (hay $\omega_{\min}$ đến $\omega_{\max}$). Vì vậy, để tránh các hiện tượng cộng hưởng và dao động lớn ta phải thiết kế hệ giảm xóc thế nào để bảo đảm không một tần số của dao động tự do nào rơi vào miền tần số của dao động cưỡng bức. Hay nói một cách khác là các tần số dao động tự do k của động cơ phải nằm ở "khe" giữa các miền của tần số K_w như trên hình 9.14.



Hình 9.14. Phổ tần số của các nguồn kích thích dao động.

- trong đó :
- a - miền tần số do tàu chòng chành ;
 - b - miền tần số của lực kích thích cấp I ;
 - c - miền tần số của lực kích thích cấp II ;
 - d - miền tần số do thủy động lực ;
 - đ - miền tần số do mômen lật.

Trong trường hợp, nếu không thể thực hiện được điều kiện trên, thì phải thay đổi các thông số (hình học và đàn hồi) của hệ giảm xóc sao cho các tần số của dao động tự do rơi ở vùng tốc độ góc nhỏ, để hiện tượng rung do vận hành yếu (vì lực kích rung thân tàu tỷ lệ với bình phương số vòng quay). Điều quan trọng là tần số dao động tự do không được trùng với số vòng quay của động cơ ở các chế độ làm việc chính. Tuy nhiên, do động cơ dao động trong nhiều mặt phẳng khác nhau nên ta có thể lợi dụng đặc điểm đó mà phân bố các tần số dao động cộng hưởng của phương này xuất hiện trong phương khác để tránh hiện tượng cộng hưởng của chúng gây ra, thí dụ, dao động cưỡng bức của động cơ do lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến không cân bằng và các mômen của chúng cả bậc I cũng như bậc II (vùng b và c trên hình 9.14) phát sinh trong mặt phẳng dọc thẳng đứng ; vì vậy, ở phương này có thể phân bố các tần số dao động cộng hưởng xảy ra trên các mặt phẳng khác.

Ngoài ra, vì thân tàu thường có dạng dao động tự do hai nút là cơ bản nhất, vì vậy, để tránh cộng hưởng nguy hiểm, động cơ với mômen quán tính không cân bằng thường được đặt ở giữa thân tàu (theo chiều dài), còn động cơ với lực quán tính không cân bằng - đặt ở đuôi tàu.

9.10. NGUYÊN LÝ CƠ BẢN THIẾT KẾ BỘ GIẢM XÓC

Khi thiết kế các bộ giảm xóc trước tiên ta phải chú ý tới công dụng của chúng, các điều kiện sử dụng cụ thể và khả năng tiêu chuẩn hóa.

Bộ giảm xóc được thiết kế phải bảo đảm các yêu cầu cơ bản như : hiệu quả giảm rung lớn, độ tin cậy cao dưới tác dụng của những tải trọng tức thời có thể lớn hơn tải trọng định mức, có đặc tính đàn hồi ổn định lâu dài, trọng lượng và kích thước nhỏ, chế tạo và bảo dưỡng đơn giản, bền trong điều kiện nhiệt độ và độ ẩm thay đổi đột ngột, dễ tháo lắp và thay thế, giá thành hạ và có thể chế tạo hàng loạt từ những vật liệu thông thường.

Bộ phận chủ yếu của bộ giảm xóc là thành phần đàn hồi mà các đặc tính phụ thuộc vào vật liệu chế tạo, hình dạng và kích thước của nó. Khi thiết kế bộ giảm xóc, thông số cần phải xác định trước hết là độ cứng, vì hiệu lực giảm xóc chủ yếu phụ thuộc vào đặc tính này. Độ cứng của bộ giảm xóc càng nhỏ thì ở tần số thấp khả năng giảm rung càng lớn và hiệu suất làm việc của nó càng cao.

9.10.1. BỘ GIẢM XÓC BẰNG LÒ XO KIM LOẠI

Bộ giảm xóc bằng lò xo kim loại có kết cấu khá đa dạng : lò xo hình trụ, tổ hợp các tấm dạng nhíp, ống lót nhiều lớp, v.v... Nhưng loại thường dùng hơn cả là bộ giảm xóc hình trụ. Vì vậy, dưới đây chỉ nêu những vấn đề cơ bản khi thiết kế bộ giảm xóc loại này.

Độ biến dạng tĩnh theo phương thẳng đứng của bộ giảm xóc dưới tác dụng của động cơ xác định theo công thức sau :

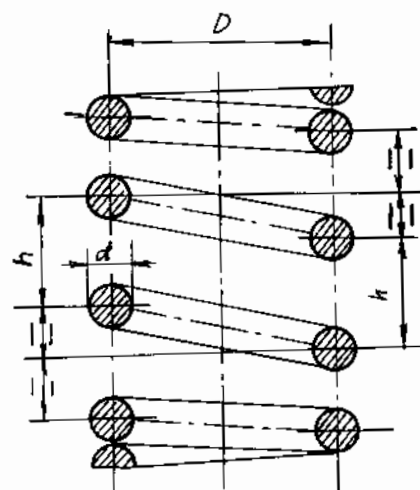
$$\delta = \frac{G_d}{n C_z}, \text{ (m)} \quad (9.45)$$

Đối với bộ giảm xóc lò xo hình trụ (hình 9.15)

$$\delta = \frac{8 G_d D^3 i}{G n d^4} \quad (9.46)$$

trong đó :

- D - đường kính của lò xo, m ;
- d - đường kính của dây lò xo, m ;
- G_d - trọng lượng của động cơ, N ;
- i - số vòng công tác $i = i_t - 2$;
- i_t - số vòng đếm được của lò xo ;
- n - số bộ giảm xóc trong hệ ;
- G - môđun đàn hồi, N/m^2 ;
- h - bước xoắn của lò xo, m.



Hình 9.15. Lò xo hình trụ

Ta thường chọn trước giá trị của δ để tính tần số dao động tự do cần thiết hoặc có thể xác định tần số dao động theo hệ công thức (9.24) (tần số dao động theo phương OZ phải thỏa mãn điều kiện : không có hiện tượng cộng hưởng).

$$k_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z^*}{m}}, \text{ (Hz) ;}$$

trong đó : m - khối lượng của động cơ, $N.s^2/m$, vì $m = G_d/g$, nên

$$k_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z^* \cdot 9,81}{m}} = \frac{0,5}{\sqrt{\delta}}$$

$$\text{hay} \quad \delta = \frac{0,25}{k_3^2} \quad (9.47)$$

Chọn số vòng làm việc i , ta có thể xác định đường kính của dây lò xo theo công thức (9.46) hoặc theo công thức gần đúng :

$$d = 1,45 \sqrt[3]{\frac{G_d D}{n \cdot \tau}}, \text{ (m)} \quad (9.48)$$

trong đó $[\tau] = 350 - 600 \text{ MN/m}^2$;

Chọn số lượng bộ giảm xóc và xác định tải trọng định mức trên mỗi bộ :

$$P_H = \frac{G_d}{n} \leq [P_{II}] \quad (9.49)$$

Sau khi đã tìm được đường kính của dây lò xo, xác định đường kính của lò xo :

$$D = 8,3 \frac{d^3 n}{G_d} \cdot 10^7 \text{ (m)} \quad (9.50)$$

Đường kính của lò xo phải bảo đảm $D/d \geq 3$.

Để bảo đảm độ ổn định của lò xo chiều dài tự do của l_0 của lò so với đường kính phải bảo đảm $l_0/D \leq 6$.

Độ cứng phương thẳng đứng của một bộ giảm xóc lò xo xác định theo công thức sau :

$$C_z = \frac{G_d}{n \cdot \delta}, \text{ (N/m)} \quad (9.51)$$

Độ cứng phương nằm ngang :

$$C_y = 350 C_z \frac{1 - \delta/0,7 l_0}{(1,3 + l^2/D^2)}, \text{ (N/m)} \quad (9.52)$$

trong đó : l - chiều dài của lò xo trong bộ giảm xóc đã lắp.

9.10.2. BỘ GIẢM XÓC CÓ ĐỆM ĐÀN HỒI BẰNG CAO SU

Dưới tác dụng của tải trọng cao su bị biến dạng. Thể tích của cao su khi biến dạng không thay đổi. Vì lẽ đó, điều kiện cơ bản để thiết kế bộ giảm xóc có đệm đàn hồi bằng cao su là bảo đảm sự biến dạng tự do của cao su. Hạn chế sự biến dạng của cao su sẽ làm tăng độ cứng của nó ; vì vậy, giảm tác dụng của bộ giảm xóc.

Cao su chịu ứng suất kéo rất kém ; vì vậy, không nên thiết kế bộ giảm xóc mà thành phần đàn hồi bằng cao su chịu ứng suất kéo. Cao su chịu nén tốt ; vì vậy, nên để cao su trong bộ giảm xóc chịu lực nén.

Khi thiết kế các bộ giảm xóc, nên tránh ứng suất tập trung trong thành phần đàn hồi ; vì vậy, ở những chỗ chuyển tiếp từ cao su tới kim loại, từ bề mặt của lớp cao su này sang bề mặt kia, không nên thay đổi đột ngột diện tích thiết diện của thành phần cao su mà phải chuyển tiếp có góc lượn lớn.

Độ cứng của bộ giảm xóc loại hai tấm (hình 9.8b) (đệm đàn hồi có dạng hình chữ nhật) khi chịu nén có thể xác định theo công thức chung sau đây :

$$C = \frac{F E}{h}, \text{ (N/m)} \quad (9.53)$$

trong đó : F - diện tích một bề mặt chịu tải của thành phần đàn hồi bằng cao su, m^2 ;

E - môđun đàn hồi của cao su, N/m^2 ;

h - độ dày của lớp cao su trong bộ giảm xóc, m .

Các thành phần cứng của loại đệm này

$$\left. \begin{aligned} C_z &= \frac{E ab}{h} ; \\ C_x &= \frac{E a^3 b}{3a^2 h + h^3} ; \\ C_y &= \frac{E b^3 a}{3b^2 h + h^3} ; \end{aligned} \right\} \quad (9.54)$$

trong đó : a , b , h - chiều dài, chiều rộng và chiều cao của tấm cao su, m ;

Đối với đệm đàn hồi có tỉ số $a/h \geq 2,5$ và $b/h \geq 2,5$ thì :

$$C_x = C_y = \frac{E ab}{3h}, \text{ (N/m)}$$

Môđun đàn hồi của cao su được tính theo công thức sau :

$$E = \frac{P_n h}{F \delta}, \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (9.55)$$

ở đây : P_n - tải trọng nén, N.

Nếu ta đặt hai tấm cao su như nhau trong một bộ giảm xóc liên tiếp tấm nọ chống tấm kia, thì bề mặt chịu tải là bề mặt cao su được bắt chặt với tấm kim loại, nên tải trọng tính cho phép đối với bộ giảm xóc này cũng như đối với bộ giảm xóc có một tấm cao su. Tổng độ biến dạng $\sum \delta$ của bộ giảm xóc có hai tấm cao su sẽ lớn gấp hai lần so với bộ giảm xóc có một tấm ; vì vậy, độ cứng ở trường hợp hai tấm sẽ nhỏ hơn hai lần. Nếu ta có n tấm cao su chống liên tiếp trong một bộ giảm xóc thì độ cứng của bộ giảm xóc sẽ bằng C_1/n , ở đây C_1 - độ cứng của một tấm cao su.

Trong trường hợp đặt song song hai thành phần đàn hồi như nhau trong một bộ giảm xóc (đặt kế nhau) tải trọng sẽ phân trên hai bề mặt cao su bắt chặt với kim loại, và tổng tải trọng cho phép trên bộ giảm xóc sẽ lớn gấp hai lần. Trong trường hợp này độ biến dạng tính vẫn giữ nguyên không thay đổi, còn độ cứng sẽ lớn gấp hai lần so với trường hợp một tấm. Nếu ta có n tấm như nhau đặt song song trong bộ giảm xóc (đặt kế nhau) thì tải trọng cho phép sẽ bằng $P_H = P_1 \cdot n$, còn độ cứng tổng $C = C_1 \cdot n$, ở đây P_1 và C_1 - tải trọng cho phép và độ cứng của một đệm cao su.

9.10.3. BỘ GIẢM XÓC CÓ THÀNH PHẦN ĐÀN HỒI BẰNG ỐNG CAO SU

Loại giảm xóc có thành phần đàn hồi bằng cao su hình ống lót (hình 9.16) cũng thường dùng để giảm rung cho các động cơ nhỏ hay máy nén khí kiểu piston.

Loại này gồm hai ống bằng kim loại được liên kết chắc (bằng phương pháp lưu hóa) với cao su. Để tăng khả năng chống mài, cao su được ép sơ bộ trong bộ giảm xóc.

Độ cứng dọc trục của bộ giảm xóc này tính theo công thức sau :

$$C_x = \frac{P_x}{\delta_x} = \frac{2 \pi L G}{l_n (D_1/D_2)}, \quad (\text{N/m}) \quad (9.56)$$

trong đó :

P_x - lực dọc trục, N ;

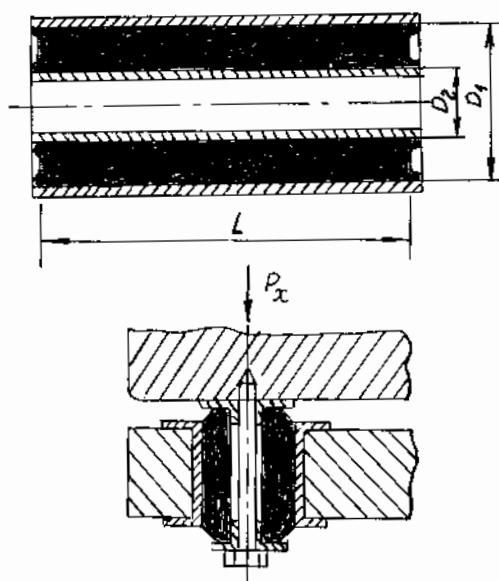
δ_x - độ võng trục, m ;

L - chiều dài ống cao su, m ;

D_1 và D_2 - đường kính ngoài và trong của ống, m ;

G - môđun đàn hồi của ống, N/m^2 .

Từ công thức (9.56) ta thấy rằng, độ cứng dọc trục tỉ lệ thuận với chiều dài của ống cao su và tỉ lệ nghịch với chiều dày của nó.



Hình 9.16. Bộ giảm xóc với thành phần đàn hồi bằng cao su hình ống lót.

Tải trọng tĩnh cho phép :

$$P_x = \pi D_2 L q_x, \text{ N} ; \quad (9.57)$$

trong đó : q_x - ứng suất trượt cho phép có thể lấy bằng $0,35 \text{ MN/m}^2$.

Độ biến dạng tĩnh cho phép khi có lực dọc trục :

$$\delta_x = \frac{P_x}{C_x}$$

Độ cứng theo hướng tâm của bộ giảm xóc hình trụ lớn hơn rất nhiều so với độ cứng theo hướng trục, vì sự biến dạng của cao su trong trường hợp này chỉ xảy ra chủ yếu là do phình ở hai đầu. Ống cao su hình trụ càng dài và ống càng dày thì tỉ số giữa độ cứng theo hướng tâm và độ cứng theo hướng trục càng lớn. Đối với bộ giảm xóc hình trụ loại ống lót $D_1/D_2 \leq 2$ thì tỉ số ấy là $4 \div 5$. Đối với các bộ giảm xóc hình trụ kết cấu khác thì tỉ số có thể đạt tới $14 \div 16$.

Độ cứng theo hướng tâm của bộ giảm xóc hình trụ loại ống với tỉ số $D_1/D_2 \leq 2$ có thể tính theo công thức :

$$C_y = C_z = 1,2E \frac{4L^2 + 6(D_1 - D_2)^2}{4L^2 + 3(D_1 + D_2)^2} \left(\frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \right)^3, \text{ (N/m)} \quad (9.58)$$

Độ cứng theo hướng trục của bộ giảm xóc loại này là :

$$C_x = EL \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2}, \text{ (N/m)} \quad (9.59)$$

Tải trọng định mức theo hướng tâm có thể xác định được nếu ta biết tải trọng riêng trên thành phần cao su q_r

$$P_z = \pi q_r D_2 L, \text{ (N)} \quad (9.60)$$

Nếu chọn $q_r = 0,2 \text{ MN/m}^2$

thì $P_z = 0,2 \pi D_2 L, \text{ (MN)}$

Ở hướng trục tải trọng định mức thường nhỏ hơn ở hướng tâm $4 \div 5$ lần.

Chương X

CƠ CẤU TRUYỀN ĐỘNG

Giữa động cơ và thiết bị tiêu thụ năng lượng (hệ trục chân vịt tàu thủy, cánh quạt máy bay, máy phát điện v.v.) thường có bố trí một bộ phận trung gian để truyền mômen xoắn của động cơ và giảm tần số quay đến giá trị cần thiết ; bộ phận này được gọi là cơ cấu truyền động.

Cơ cấu truyền động có thể là cơ khí, thủy lực, điện hay hỗn hợp. Việc lựa chọn chủng loại phụ thuộc vào dạng trang bị động lực cụ thể, vào chức năng và đặc điểm của cơ cấu truyền động.

Thông số chung của tất cả các cơ cấu truyền động là tỉ số truyền :

$$i = \frac{n_d}{n_b}$$

ở đây : n_d - số vòng quay của trục động cơ, vg/ph ;

n_b - số vòng quay của trục bị động, vg/ph.

Trong cơ cấu truyền động trực tiếp (truyền thẳng) $i = 1$.

Dưới đây ta xem xét sơ đồ và nguyên lý từng loại cơ cấu truyền động được dùng trong trang bị động lực.

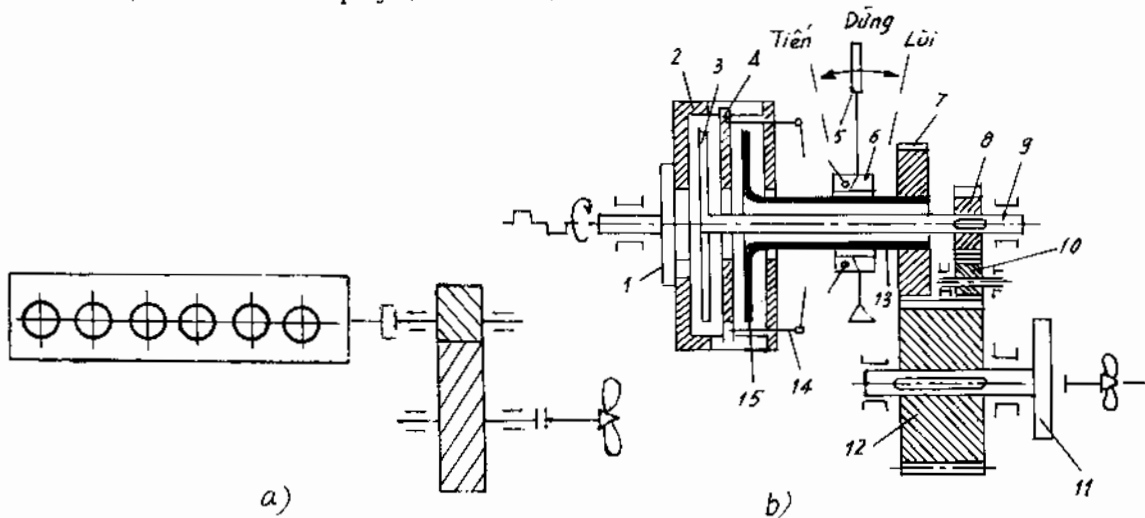
10.1. CƠ CẤU TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

Trong các trang bị động lực cỡ nhỏ, động cơ được dùng thường là loại cao tốc, đến 2000 vg/ph và lớn hơn. Để truyền mômen xoắn và thay đổi số vòng quay đến máy công tác, ở đầu ra của trục khuỷu động cơ thường lắp hộp giảm tốc kiểu cơ khí. Cơ cấu này làm việc với hiệu suất cao, độ tin cậy lớn và đơn giản trong sử dụng nên được sử dụng rộng rãi hơn cả.

Cơ cấu truyền động cơ khí có thể là một cặp, hai cặp hay nhiều cặp bánh răng ; có thể không đảo chiều hay đảo chiều quay. Cơ cấu giảm tốc đảo chiều chỉ dùng cho các trang bị động lực tàu sông và tàu chạy ven biển. Nhờ cơ cấu đảo chiều có thể thay đổi

chiều và số vòng quay của trục bị động mà vẫn giữ nguyên chiều và số vòng của trục khuỷu động cơ.

Tên hình 10.1 giới thiệu sơ đồ truyền động cơ khí một cấp không đảo chiều (hình 10.1a) và đảo chiều quay (hình 10.1b).



Hình 10.1. Sơ đồ truyền động cơ khí :

- a - một cấp không đảo chiều ;
- b - một cấp đảo chiều quay.

Cơ cấu đảo chiều thường được chế tạo ghép bộ cùng với động cơ. Trong cơ cấu này còn có bộ tách - nối.

Tên hình 10.1 là sơ đồ giảm tốc đảo chiều loại tách - nối hai đĩa. Trục bị động 11 của hộp giảm tốc được nối với trục trung gian hay trục lắp ổ chặn lực dọc trục. Trên trục này có lắp bánh răng 12, thông qua bánh răng trung gian 10, ăn khớp với bánh răng chủ động 8 được lắp trên trục 9 hoặc với bánh răng 7 lắp trên trục rỗng 13. Bánh răng 10 có nhiệm vụ giữ chiều quay của bánh răng 8. Trục 9 lồng bên trong trục 13 và cả hai trục này có thể quay độc lập với nhau. Đuôi của hai trục 13 và 9 được gắn với đĩa 3 và 15. Giữa hai đĩa này là đĩa dịch chuyển 4, đồng thời quay cùng vỏ 2 và bích đuôi của trục động cơ 1.

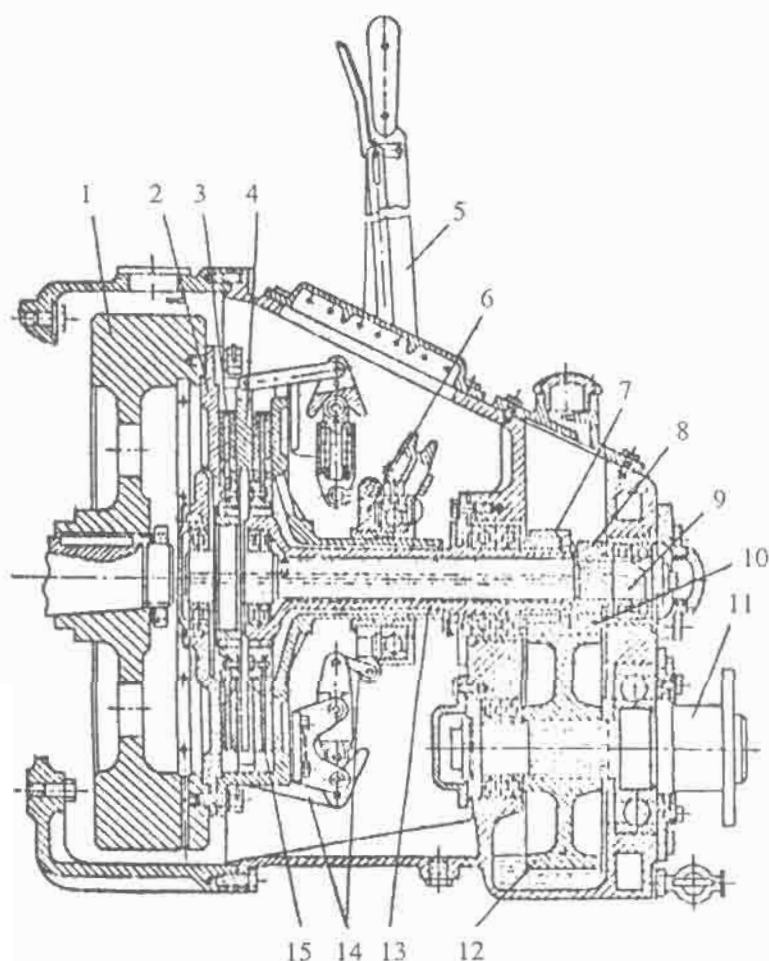
Khi dịch chuyển sang bên phải, đĩa 4 tiếp xúc ma sát với đĩa 15 và làm đĩa này quay, đồng thời với đĩa này là trục 13, bánh răng 12 và trục 11 - hướng chuyển động tiến. Còn khi dịch chuyển sang bên trái, đĩa 4 ăn khớp với đĩa 3 làm quay trục 9. Trục này truyền chuyển động cho trục bị động 11 thông qua cặp bánh răng 8 và 10. Chiều quay vẫn thế như trục 9 nhưng bánh răng 12 quay ngược lại (chuyển động lùi). Vị trí "Dừng" tương ứng với vị trí giữa của đĩa 4. Ở vị trí "Dừng" trục khuỷu của động cơ vẫn

quay, còn trục bị động thì dừng lại. Sự dịch chuyển của đĩa ép 4 được thực hiện bằng tay gạt 5 được nối với khớp chuyển đổi 6 và cơ cấu đòn 14.

Ưu điểm của sơ đồ nguyên lý này là có thể làm việc lâu dài ở hành trình lùi. Song, hạn chế của cơ cấu này là chỉ cho phép truyền tải với mômen nhỏ ; yêu cầu lắp các đĩa vào vỏ với độ chính xác cao. Dù với độ xiên rất nhỏ cũng có thể bị cháy hoặc kẹt đĩa.

Trên hình 10.2 giới thiệu kết cấu mặt cắt dọc hộp giảm tốc đảo chiều đặc trưng với động cơ thủy cơ nhỏ loại 24CΠ 10,5/13 làm việc theo nguyên lý trên : tỷ số truyền cấp tiến là 1 : 2,5 và cấp lùi là 1 : 3,25. Kí hiệu số trên hình 10.2 cũng giống như hình 10.1b.

Để truyền tải với mômen xoắn lớn người ta phải dùng cơ cấu giảm tốc đảo chiều điều khiển bằng khí nén hay thủy lực.



Hình 10.2. Hộp giảm tốc đảo chiều hai đĩa.

10.2. KHỚP THỦY LỰC

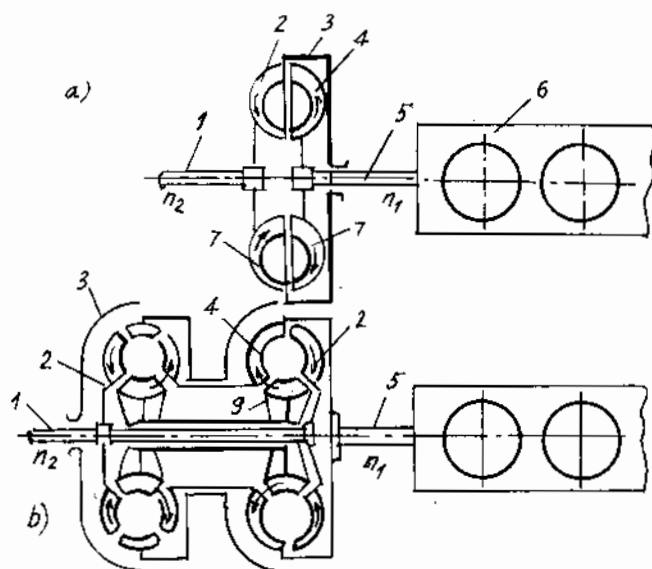
Khớp thủy lực hay truyền động thủy lực được dùng nhiều trong các trang bị động lực tàu thủy công suất nhỏ và trung bình (tàu kéo, tàu đánh cá), đầu máy diesel tàu hỏa và đặc biệt là trên các ô tô tải nhằm tăng độ êm dịu khi tăng tốc, tăng tính cơ động trong điều khiển và giảm tải trọng va đập.

Trong cơ cấu truyền động thủy lực, sự thay đổi tốc độ của môi chất công tác trong khớp có vai trò chủ yếu.

Nếu khớp truyền từ động cơ sang máy công tác không thay đổi mômen xoắn mà chỉ thay đổi vận tốc quay tương đối giữa hai trục thì cơ cấu này được gọi là khớp thủy lực. Còn nếu truyền chuyển động có thay đổi mômen xoắn, cả tốc độ quay trên trục bị động thì cơ cấu này được gọi là biến mô thủy lực.

Ngoài ra, để giảm ảnh hưởng va đập của cơ cấu truyền động bánh răng và độ lệch trục bị động với trục động cơ, ngày nay người ta dùng nhiều cơ cấu truyền động liên hợp gồm khớp thủy lực hay bộ biến mô thủy lực với hộp giảm tốc bánh răng, cơ cấu này được gọi là truyền động cơ khí thủy lực.

1. Khớp thủy lực



Hình 10.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc của khớp thủy lực (a) và bộ biến mô thủy lực (b).

Môi chất công tác chủ yếu trong khớp thủy lực là dầu khoáng (dầu công nghiệp). Để tăng khả năng chống ăn mòn và tăng khả năng bôi trơn của dầu người ta pha thêm một số chất phụ gia (như trong dầu bôi trơn động cơ).

Trên hình 10.3a giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc của khớp thủy lực. Dầu trực ra

5 của động cơ 6 được nối với đĩa của bơm ly tâm 4. Trong thân 3 của khớp có lắp đĩa 2 của tuốcbin thủy lực, đĩa này được nối liền với trục bị động 1. Trục 1 có thể nối trực tiếp hay qua hộp truyền động bánh răng với trục của máy công tác.

Khi khớp được nạp đầy đủ môi chất công tác, dầu trong kênh giữa các cánh bơm dưới tác dụng của lực ly tâm văng ra dọc theo cánh từ tâm của đĩa về phía ngoại biên và tạo nên dòng năng của dòng dầu. Xung lượng của dòng năng sinh ra tác dụng lên cánh của tuốcbin thủy lực làm đĩa của tuốcbin này quay và quay trục bị động 1. Nếu tháo môi chất công tác khỏi khớp thì trục bị động 1 dừng lại.

Như vậy, khớp thủy lực tạo quan hệ "mềm" giữa trục chủ động và trục của máy công tác. Ngoài ra nó còn có tác dụng tách - nối nhanh giữa các trục này trong khi động cơ vẫn đang làm việc. Nhược điểm cơ bản của khớp thủy lực là giữ nguyên mômen truyền và chiều quay của động cơ. Vì vậy, trong trang bị động lực tàu thủy, khớp này thường được nối với động cơ tự đảo chiều hay với chân vịt biến bước.

Do có sự không đồng "pha" giữa đĩa của tuốcbin với đĩa của bơm nên tốc độ của trục bị động nhỏ hơn tốc độ của trục động cơ. Độ chênh lệch này gọi là hệ số trượt của khớp và được xác định :

$$\xi = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100\%$$

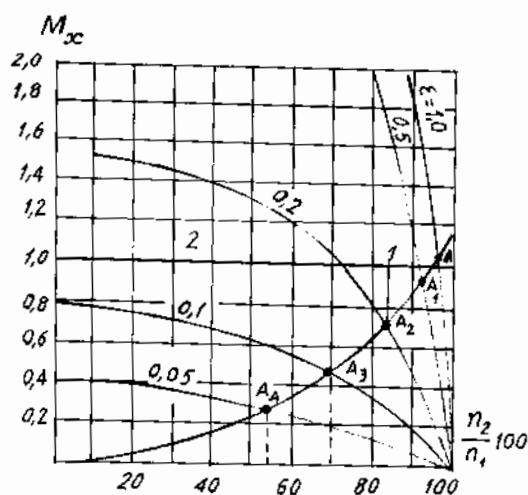
ở đây : n_1 và n_2 - số vòng quay của trục chủ động và bị động.

Ở chế độ tải định mức của động cơ và khi dầu được nạp đầy trong khớp thì mức độ trượt là 2 ÷ 3%. Hiệu suất của khớp và hệ số trượt được quan hệ với nhau bằng biểu thức :

$$\eta = 1 - \frac{\xi}{100}$$

Hiệu suất của khớp ở chế độ tải định mức thường bằng 0,97 - 0,98 phụ thuộc vào độ trượt. Khi lượng dầu nạp trong khớp giảm thì độ trượt tăng và thay đổi mômen xoắn trên trục bị động.

Trên hình 10.4 giới thiệu đặc tính tải và tốc độ của hệ động lực với khớp thủy lực ở các mức nạp ε khác nhau khi số vòng quay của động cơ không thay đổi. Điểm A tương ứng với chế độ làm việc định mức của hệ khi khớp được nạp đầy ($\varepsilon = 1$). Trong chế độ này đặc tính chân vịt 1 cắt đặc tính tải 2 ở giá trị định mức của mômen ($M_x = 1$).



Hình 10.4. Đặc tính tải - tốc độ với khớp thủy lực.

Ở các chế độ nạp bộ phận của khớp ($\varepsilon < 1$) độ trượt sẽ tăng, còn mômen xoắn giảm dần. Các điểm cắt A_1 , A_2 , A_3 và A_4 trên đường đặc tính chân vịt tương ứng với các mức nạp : 0,5 ; 0,2 ; 0,1 ; 0,05. Mức độ nạp ε càng nhỏ thì hệ số có ích càng giảm. Với hệ số trượt biến thiên trong khoảng $\varepsilon = 1 \div 0,5$ thì hiệu suất giảm rất ít (khoảng $4 \div 5\%$), khi hệ số trượt tiếp tục giảm thì hệ số có ích η càng giảm đột ngột hơn.

Qua các đường đặc tính được giới thiệu trên hình 10.4 cho thấy rằng : khi $\varepsilon = 0,2$ số vòng quay của trục bị động ở vào khoảng 85% giá trị định mức, ... mômen xoắn chỉ chiếm gần 70%. Khi $\varepsilon = 0,05$ thì n_2 bằng khoảng 50% n_1 , còn mômen - gần 30% định mức. Song thực tế sử dụng cho thấy rằng trang thiết bị với khớp thủy lực chỉ làm việc ổn định khi mức độ nạp $\varepsilon \geq 0,03$. Khi đó, số vòng quay của trục bị động đạt trên 35% giá trị định mức. Nếu mức giảm nhiều hơn nữa thì khả năng làm việc của thiết bị trở nên mất ổn định và thiếu tin cậy.

2. Bộ biến mô thủy lực

Cơ cấu truyền động với bộ biến mô thủy lực, ngoài tác dụng để cải thiện đặc tính kéo của động cơ, còn như một phương tiện để đảo chiều quay của trục bị động. Sơ đồ nguyên lý của hệ với bộ biến mô thủy lực được giới thiệu trên hình 10.3b. Sự khác nhau cơ bản của bộ biến mô thủy lực và khớp thủy lực là giữa đĩa của bơm 4 (đĩa chủ động), và đĩa của tuốcbin 2 (đĩa bị động) có bố trí bộ hướng dòng 9. Bộ hướng dòng được gắn cố định với vỏ của khớp. Việc thiết kế bộ hướng dòng với một hình dạng tương ứng nhất định ta có thể thay đổi cơ bản mômen động lượng của môi chất công tác trước khi vào đĩa của tuốcbin và như vậy, thay đổi giá trị phát triển của mômen xoắn. Hình dạng cánh của bộ hướng dòng không chỉ làm thay đổi mômen truyền mà còn thay đổi cả chiều của trục bị động.

Để đảo được chiều quay, ngoài bộ biến mô chuyển động tiến, trong khớp phải lắp cả bộ biến mô chuyển động lùi. Cơ cấu của bộ biến mô chuyển động lùi (hình 10.3b) về nguyên lý cũng như bộ biến mô chuyển động tiến, chỉ khác là ở bộ biến mô chuyển động lùi thì có hai bộ hướng dòng : một bố trí trước bơm và một trước tuốcbin. Khi cần đảo chiều từ chuyển động tiến sang chuyển động lùi phải xả hết dầu ở bộ biến mô chuyển động tiến và nạp bộ biến mô chuyển động lùi. Còn khi cần đảo chiều từ chuyển động lùi sang tiến thì phải thao tác ngược lại. Theo các số liệu thực tế, thời gian xả mất gần 3 giây và nạp - gần 7 giây ; khoảng thời gian đảo chiều chung chiếm từ 15 đến 20 giây. Các bộ biến mô tiến và lùi có thể được bố trí cùng một vỏ. Tỉ số truyền bảo đảm hệ số có ích tương đối cao ($\eta = 0,84 \div 0,91$) thường $i = 4 \div 5$.

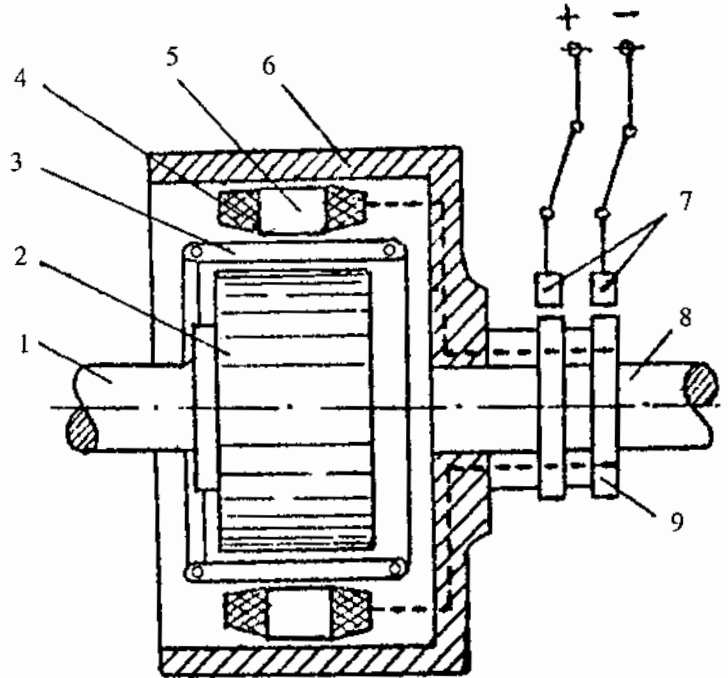
10.3. KHỚP ĐIỆN

Trên hình 10.5 giới thiệu sơ đồ kết cấu của khớp điện động. Thành phần của khớp gồm có : trục chủ động 8 được nối với trục động cơ, làm quay vỏ khớp 6. Bên phía trong vỏ có gắn lõi từ 5 với các cuộn kích thích 4 (các cực của cảm ứng). Dòng điện đến

các cực thông qua các vòng tiếp xúc 7. Phần ứng 2 có cuộn dây lồng sóc 3 và được nối với trục bị động 1.

Nguyên lý làm việc của khớp điện động như sau (hình 10.5).

Dòng điện không đổi đi qua các vòng tiếp xúc 7 gây kích thích lên hệ từ gồm bộ cảm ứng 5 được nối với trục truyền động 8 của động cơ. Khi thân của cảm ứng 6 quay, từ trường mà được tạo bởi các cực 4 của cảm ứng sẽ cắt cuộn dây lồng sóc 3 của phần ứng, gây cảm ứng điện ở đó, do sự tác động qua lại với từ trường đã tạo nên mômen quay trong phần ứng 2 được nối với trục bị động 1.



Hình 10.5. Khớp điện động.

Khớp điện động được dùng trong một số trang bị động lực tĩnh tại và tàu thủy công suất nhỏ nhằm tách nối các trục động cơ và máy công tác, đồng thời tạo quan hệ "mềm" giữa chúng. So với cơ cấu truyền động bằng điện, khớp điện động có chức năng hạn chế hơn.

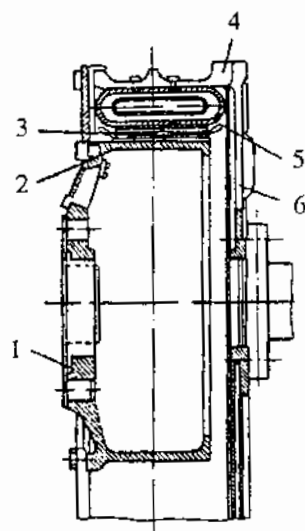
Lượng tiêu hao điện năng để kích thích khớp là $1,0 \div 1,5\%$ công suất truyền. Độ trượt của phần ứng so với phần vỏ của khớp ở chế độ làm việc định mức bằng $1,5 \div 2,0\%$. Hiệu suất của khớp điện động nằm trong giới hạn $\eta = 0,96 \div 0,97$. Ưu điểm chính của khớp này là hoạt động tức thời, tiện điều khiển từ xa và bảo dưỡng dễ dàng.

Nhược điểm của khớp điện động so với khớp thủy lực là ở khớp thủy lực có thể điều chỉnh sự thay đổi của mômen và tốc độ trên trục bị động nhờ thay đổi lượng nạp môi chất công tác vào khớp; còn ở khớp điện động, không thể nhờ sự thay đổi dòng điện kích thích được vì độ trượt ở đây rất nhỏ, hầu như không đáng kể.

10.4. KHỚP KHÍ NÉN

Khớp khí nén, theo nguyên lý làm việc, thuộc loại khớp ma sát đàn hồi. Nó khác với khớp thủy lực và khớp điện là làm việc không có độ trượt. Loại khớp này thường được dùng để nối trục động cơ đặt trên các bộ giảm xóc đàn hồi.

Trên hình 10.6 giới thiệu sơ đồ kết cấu của khớp khí nén. Tang trong của khớp 2 nhờ mặt bích 1 nối với trục truyền động (trục động cơ); còn thân của khớp 4 nhờ mặt bích 6 nối với trục bị động (trục của máy công tác). Giữa thân 4 và tang 2 có bố trí vòng lớp bằng cao su. Mặt ngoài của vòng lớp được lưu hóa chặt với thân khớp, còn phía trong hướng về tang 2 có gắn các tấm ma sát 3. Khi nạp đầy khí nén vào khoang trong của lớp 5 thì lớp này ép các tấm 3 vào vành đai 2, kết quả là trên vành đai xuất hiện lực ma sát đủ để truyền mômen xoắn cho thân của khớp.



Hình 10.6. Khớp khí nén.

Khí nén cấp cho khớp thường lấy từ các bình chuyên dùng của hệ thống khí nén khởi động hay hệ thống khí nén chung trong trang bị động lực. Áp suất của khí nén trong khớp thường nằm trong khoảng $8 \div 12 \text{ kg/cm}^2$. Khi cần tách hai trục chủ động và bị động chỉ cần tháo khí nén khỏi khớp.

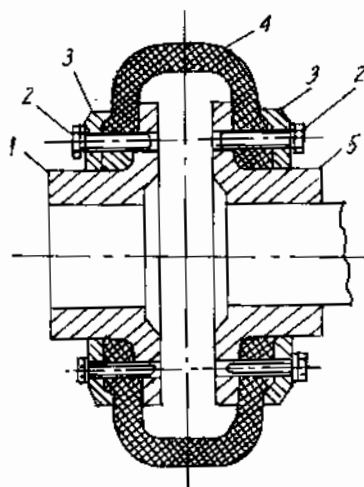
Như đã nêu ở trên, khớp khí nén làm việc không có độ trượt. Nó cho phép tách - nối các trục với nhau khi động cơ làm việc. Quá trình được thực hiện hầu như tức thời, phụ thuộc vào áp suất công tác của khí nén. Ưu điểm của loại khớp này là trọng lượng và kích thước nhỏ, gọn, kết cấu đơn giản. Vì vậy, khớp này chỉ được dùng cho các trang bị động lực cỡ nhỏ.

10.5. KHỚP MỀM

Khớp mềm dùng để nối liền hai trục chủ động và bị động với nhau nhằm loại trừ những sai số do lắp ráp và đập tắt dao động xoắn của hệ trục.

Trên hình 10.7 là sơ đồ kết cấu một loại khớp mềm thông dụng cho các loại động cơ cỡ nhỏ và động cơ - máy nén khí kiểu pistông.

Đai đàn hồi 4 được bắt chặt với hai bích truyền động 5 và bị động 1 nhờ đệm 3 và đai ốc 2. Đai 4 có thể được làm bằng cao su đặc biệt với lót (cốt) bằng vải xen giữa hay từ hợp chất dẻo như capron (một loại sợi tổng hợp). Nhờ liên kết "dẻo" nên khớp



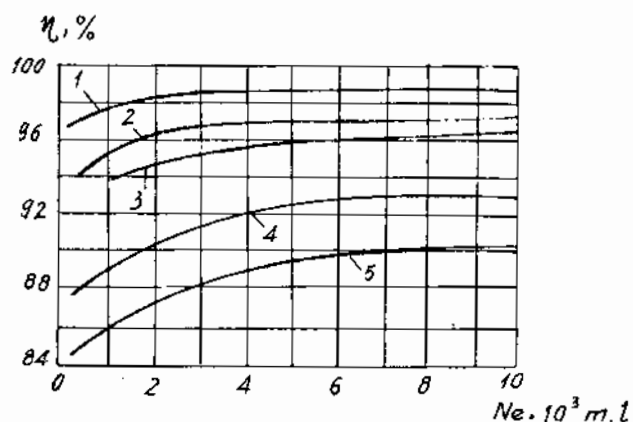
Hình 10.7. Khớp mềm.

làm "mềm" hóa quan hệ giữa hai trục với độ lệch lắp ráp cho phép và dập tắt dao động xoắn của hệ trục.

Trên đây giới thiệu các cơ cấu truyền động và các khớp thông dụng có tính chất chung, còn các loại khác như khớp ly hợp ma sát, khớp caedăng... có tính chất đặc chủng nên được trình bày trong các tài liệu chuyên dùng.

Phần tiếp của chương này muốn giới thiệu có tính chất so sánh hiệu suất có ích (hình 10.8) của một số cơ cấu truyền động khác nhau, phụ thuộc vào công suất truyền. Đường cong 1 đặc trưng cho hệ số hiệu suất có ích của cơ cấu truyền động bánh răng một cấp ; đường 2 - hệ số của cơ cấu truyền động bánh răng hai cấp ; còn đường 3 - hệ số của cơ cấu truyền hai cấp với khớp thủy lực. Khi công suất truyền N_c lớn hơn 5000 mã lực hiệu suất làm việc của cơ cấu truyền động khá ổn định. Khi giá trị công suất truyền nhỏ hơn thì hiệu suất có ích của các khớp làm việc kém hơn.

Đường cong 4 là cơ cấu truyền động điện xoay chiều, còn đường 5 - truyền động với dòng điện một chiều.



Hình 10.8. Hệ số hiệu suất có ích của các loại cơ cấu truyền.

HỆ TRỤC CHÂN VỊT

11.1. CHỨC NĂNG VÀ CÁC THÀNH PHẦN CỦA HỆ TRỤC

Hệ trục bao gồm một hệ thống các đoạn trục được nối với nhau và với các ổ đỡ và ổ chặn lực dọc trục, được bố trí theo một đường thẳng. Phía cuối trục người ta lắp chân vịt, còn phía đầu trục được nối trục tiếp với động cơ hay nối với động cơ qua cơ cấu truyền động. Hệ thống như vậy được gọi là đường trục.

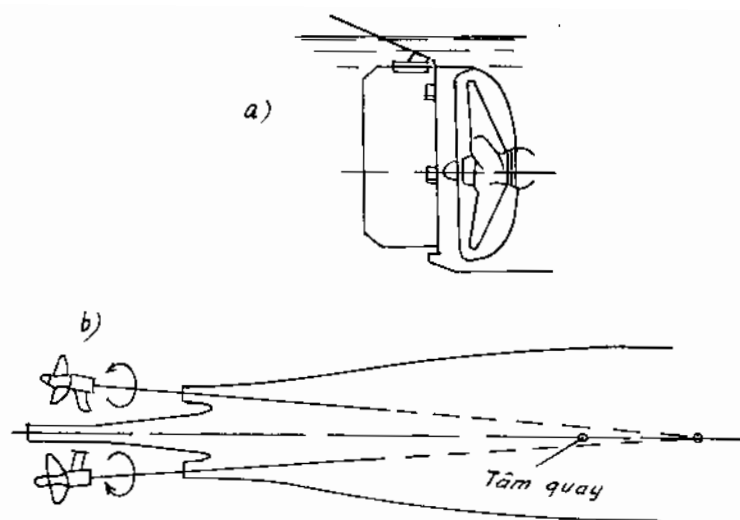
Chức năng của hệ trục là truyền cho chân vịt mômen xoắn của động cơ ; tiếp nhận lực dọc trục do chân vịt quay trong môi trường nước tạo nên ; đồng thời truyền lực này qua ổ chặn lực dọc trục cho vỏ tàu để tàu chuyển động. Cũng có khi, thí dụ như trong trường hợp dùng chân vịt (bộ dẫn tiến) kiểu cánh, chức năng của hệ trục chỉ hạn chế là truyền mômen xoắn.

Truyền mômen quay từ động cơ đến chân vịt có thể trực tiếp qua hệ trục hay qua cả cơ cấu truyền động và hệ trục. Việc chọn phương pháp truyền có quan hệ động cơ với chân vịt, phụ thuộc vào loại tàu, chức năng của tàu và loại TBĐL.

Ở hệ một trục, hệ trục nằm trong mặt phẳng kính của tàu. Còn ở hệ nhiều trục, hệ trục nằm trong mặt phẳng kính gọi là đường trục giữa, còn các hệ trục nằm hai bên sườn-đường trục phải và đường trục trái.

Chiều dài hệ trục phụ thuộc vào vị trí khoang máy. Để giảm trọng lượng của hệ trục và giảm tổn thất cơ giới trong các ổ trục, khi thiết kế tàu cố gắng có được hệ trục ngắn nhất. Điều này có thể đạt được nếu khoang máy được bố trí ở khoang đuôi tàu. Song để bảo đảm độ thăng bằng (vì các thiết bị động lực thường có trọng lượng và kích thước rất lớn), bảo đảm kết cấu và hình dáng đuôi phù hợp và có thể trang bị cấu trúc thượng tầng hợp lý thường người ta phải bố trí khoang máy ở giữa hay ở khoang trung gian của tàu. Trên các tàu chở hàng khô hiện nay vị trí khoang máy nằm ở khoang trung gian là phổ biến nhất.

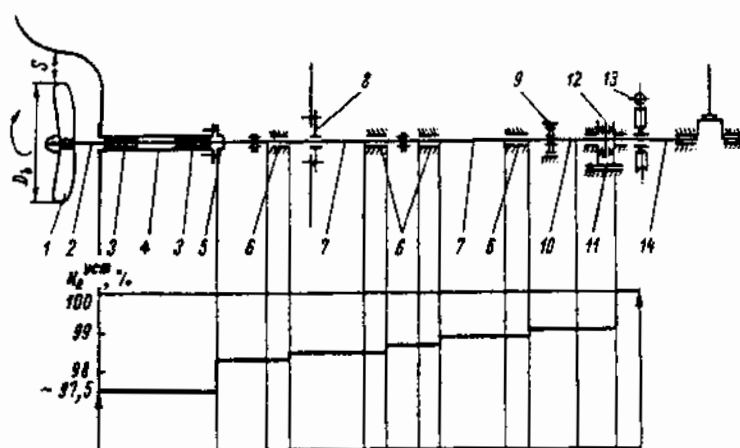
Việc bố trí hệ trục phụ thuộc vào sự bố trí chân vịt tương quan với vỏ tàu và bố trí động cơ trên tàu. Ở hệ nhiều trục có bố trí lệch một góc β (xem hình 1.4b) cần phải thiết kế sao cho điểm giao nhau của các đường trục phải nằm càng xa về mũi so với tâm quay của tàu (hình 11.1b). Ngược lại, tính cơ động của tàu sẽ kém.



Hình 11.1. Vị trí của chân vịt tương quan với đường trục cơ bản (a) và điểm giao nhau của các đường trục so với tâm quay của tàu (b).

Xác định được vị trí tối ưu của hệ trục là một trong những nhiệm vụ thiết kế tàu thủy. Giải quyết vấn đề này có liên quan chặt chẽ với quá trình thiết kế vỏ tàu, hệ động lực và chân vịt.

Trên hình 11.2 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ trục một chân vịt. Trên trục chân vịt 2 có gắn chân vịt 1. Trục chân vịt được quay trong các ổ 3 có làm mát và bôi trơn bằng nước, được bố trí trong ống bao 4. Để nước không qua ống bao thấm vào khoang tàu ở ống bao có lắp cơ cấu bít 5. Từ hệ thống làm mát nước vòng hở vào ống bao nhờ một áp suất dư nhất định, nhờ đó gây cản các tạp chất có thể vào ổ trục.



Hình 11.2. Sơ đồ nguyên lý hệ trục và đồ thị biến thiên công suất truyền theo chiều dài hệ trục.

Trục chân vịt, thông qua các trục trung gian 7 đặt trên các ổ đỡ 6, được nối với trục chặn 10. Số trục trung gian phụ thuộc vào chiều dài của hệ trục, còn chiều dài của một trục thường không quá 8 m, vì khi dài hơn lắp ráp sẽ phức tạp. Trên các tàu thủy ngày nay một trong các trục trung gian được dùng để bố trí thiết bị ghi dao động xoắn. Gờ chặn 12 của trục 10, thông qua ổ bi chặn 11 truyền cho thân tàu lực đẩy của chân vịt. Đầu mút của trục chặn được nối với trục 14 của động cơ hay với trục của cơ cấu giảm tốc.

Ngoài các thành phần chính nêu trên, hệ trục còn có phanh kiểu dải băng 9 và cơ cấu quay trục 13. Nhiệm vụ của phanh là hãm trục khi tàu đỗ trên bến trong thời gian sửa chữa (sửa hay thay chân vịt).

Cơ cấu quay trục dùng để xoay trục động cơ chính và hệ trục trước khi khởi động để kiểm tra những phát sinh và trong khi thực hiện quá trình sửa chữa tàu. Cơ cấu quay trục được dẫn động từ động cơ điện độc lập, trong trường hợp không có nguồn điện, cơ cấu có thể được quay bằng tay. Thông thường cơ cấu quay trục có trang bị đồng bộ hệ truyền hai cấp kiểu trục vít, cho phép quay tròn vòng trong thời gian (1-3) phút.

Ở TBĐL một hệ trục chân vịt thường quay phải khi tàu chuyển động tiến (theo chiều kim đồng hồ nếu nhìn từ đuôi về đầu). Còn ở TBĐL nhiều hệ trục, các chân vịt bên quay ra từ vị trí đầu cánh trên. Với chiều quay như vậy chân vịt làm việc tốt hơn, tránh các vật văng vào vùng giữa chân vịt và thân tàu, ngoài ra tính cơ động của tàu được cải thiện khi hoạt động.

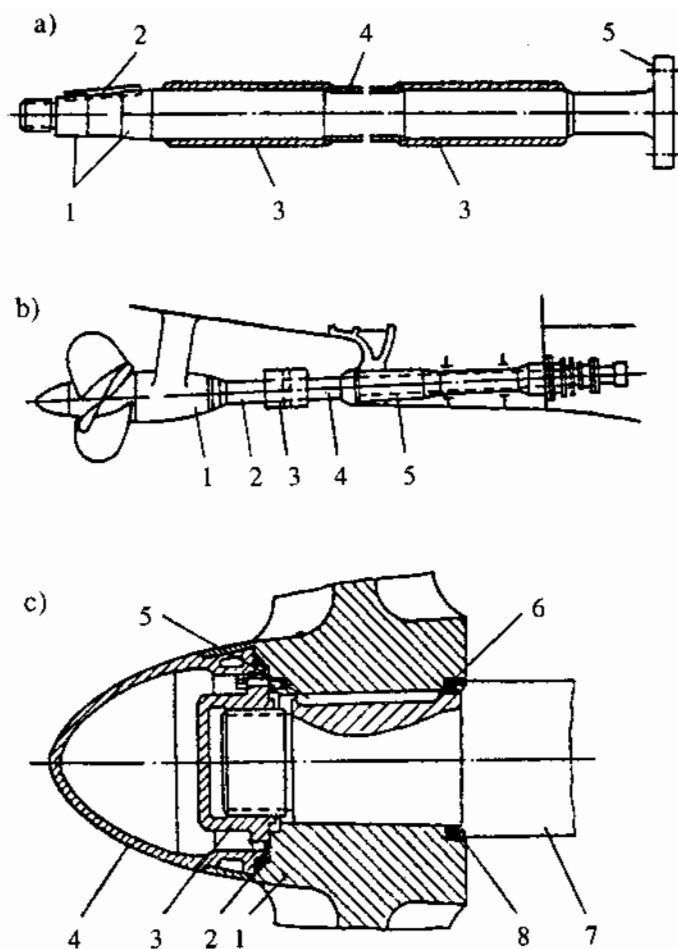
Sơ đồ thay đổi công suất truyền tương trưng theo chiều dài hệ trục khi truyền thẳng được giới thiệu trên hình 11.2. Tổn thất lớn nhất do ma sát xảy ra ở các ổ đỡ trong ống bao và đạt gần 1% công suất truyền. Tổn thất ở ổ chặn đạt không quá 0,5%, còn tổn thất ở mỗi ổ đỡ kiểu bi trượt - không quá 0,2%. Tổn thất do ma sát ở các ổ đỡ và ổ chặn kiểu con lăn còn nhỏ hơn so với ổ trượt. Phụ thuộc vào kết cấu (số lượng các ổ đỡ) và chiều dài của hệ trục, hệ số hữu ích chung của hệ trục nằm trong khoảng $\eta = 0,99 \div 0,97$.

11.2. ĐẶC ĐIỂM KẾT CẤU CỦA CÁC THÀNH PHẦN HỆ TRỤC

11.2.1. TRỤC CHÂN VỊT

Các trục chân vịt (thậm chí cả các trục trung gian) thường được chế tạo từ các thép cacbon chất lượng cao. Trên hình 11.3a giới thiệu kết cấu của trục chân vịt trên các ổ bôi trơn bằng nước.

Chân vịt được lắp căng trên mặt côn 1 nhờ then 2. Để giữ cho trục khỏi ăn mòn của nước biển và giảm tổn thất ma sát trục được phủ một lớp đồng 3 ở phần trục quay trong ổ của ống bao. Vật liệu tốt nhất để ốp phủ là hợp kim đồng thiếc OI 10-2 (thiếc : 10% ; chì : 2%, còn lại là đồng). Chiều dày lớp ốp phụ thuộc vào đường kính



Hình 11.3. a - trục chân vịt ;
b - trục chân vịt trong ống bao ; c - gia cố chân vịt.

của trục. Phần trục giữa hai áo ốp phủ còn lại cũng được phủ lớp nhựa hắc ín 4 hay hợp chất sợi thủy tinh.

Các trục chân vịt của các tàu lớn thường được ốp phủ toàn bộ lớp đồng để bảo vệ an toàn khỏi ăn mòn hóa học.

Thông qua bích 5 trục chân vịt được nối với trục trung gian. Do vướng bích 5 nên việc tháo trục chỉ có thể thực hiện được trong khoang tàu. Nếu muốn rút trục chân vịt từ phía ngoài (thường đối với các trục bên), thì ghép trục chân vịt và trục trung gian phải được thực hiện nhờ khớp côn. Trong trường hợp này đầu trong của trục chân vịt cũng phải côn như đầu ngoài (để lắp chân vịt).

Ở những tàu có hình dáng kết cấu đuôi nhọn (hình 11.3b) các chân vịt thường nằm xa so với ống bao. Trong những trường hợp này trục chân vịt 2 phải luôn qua mũi giá 1 treo với đuôi tàu thông qua một ổ bi đỡ như ổ đỡ trong ống bao 5. Trường hợp, nếu

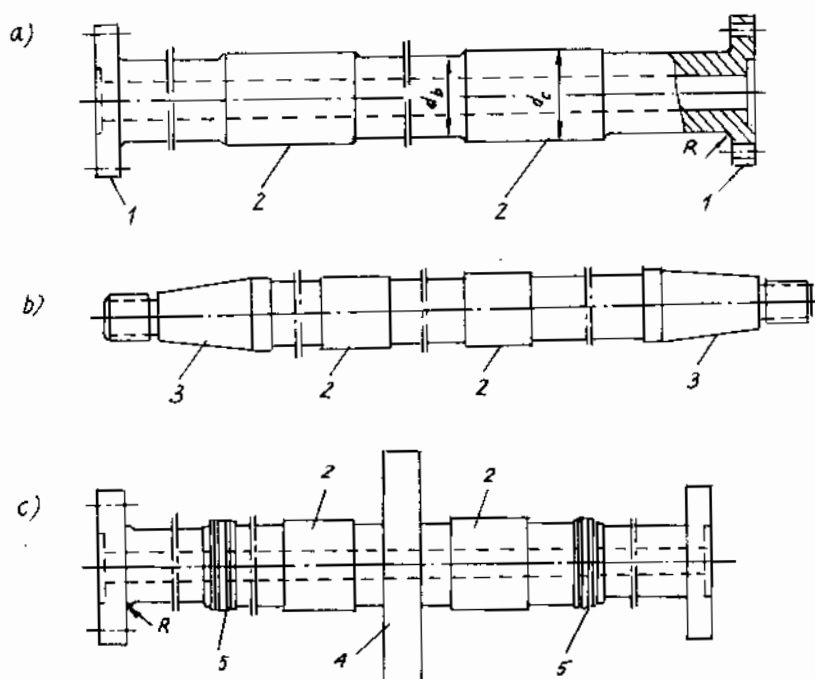
trục chân vịt quá dài thì nó được chia làm hai phần và nối với nhau nhờ khớp 3 ngoài vỏ tàu. Phần trục nằm trong giá treo 1 được gọi là trục chân vịt, còn phần nằm trong ống bao – gọi là trục bao 4.

Trên hình 11.3c giới thiệu cách lắp chân vịt 1 với trục 7. Chân vịt được hãm trên mặt côn nhờ êcu 3 và then 5. Để loại bỏ khả năng ăn mòn trục dưới chân vịt do nước biển ngấm vào, người ta phải đặt vòng đệm bít bằng cao su 6. Vòng này được ép nút giữa gờ trục 7 và vòng kim loại 8 được lắp vào rãnh mayơ chân vịt.

Đầu ngoài chân vịt có gắn chụp hình lưu tuyến (để rẽ dòng) 4. Chụp này tạo dòng chảy phía đuôi tàu thích hợp, đồng thời ngăn không cho nước biển xâm nhập vào mối ghép chân vịt với trục. Để bao kín giữa chụp và mayơ, có lắp vòng chắn bằng cao su 2. êcu 3 được bắt chặt và làm khít nên bảo vệ răng ren của trục khỏi ăn mòn của nước.

11.2.2. TRỤC TRUNG GIAN VÀ TRỤC CHẶN LỰC DỌC TRỤC

Kết cấu của các trục trung gian và trục chặn được giới thiệu trên hình 11.4. Trục trung gian có thể có bích 1 ở hai đầu để nối với trục khác hay côn 3 để lắp khớp. Các cổ 2 kích thước có lớn hơn chút ít so với phần còn lại để lắp trong ổ đỡ, mà số lượng



Hình 11.4.. a - trục trung gian với bích nối :

b - trục trung gian với các mặt côn để lắp khớp ;

c - trục chặn lực dọc trục.

phụ thuộc vào chiều dài của trục trung gian ; đối với trục ngắn chỉ cần một ổ đỡ trục. Để dễ lắp, một trong các trục trung gian được làm với các bích nối dầy hơn và các bích này sẽ gọt đầu khi lắp chỉnh cả hệ trục.

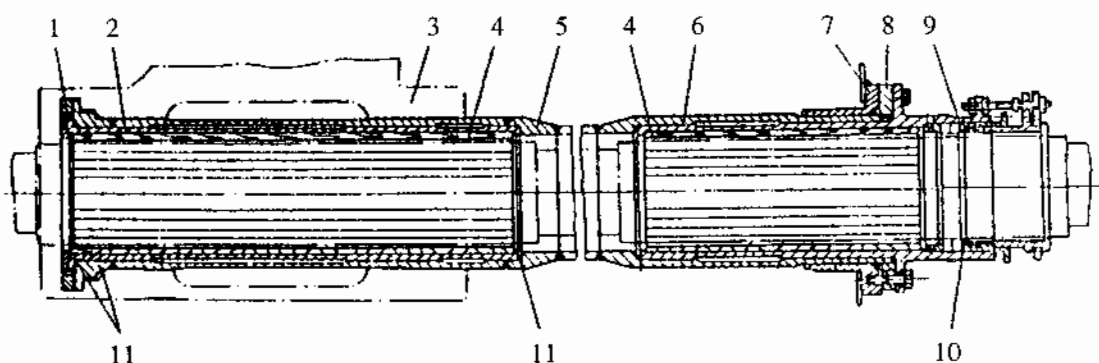
Vì các trục trung gian không tiếp xúc với nước biển nên chúng không phải ốp lớp bảo vệ. So với trục chân vịt, các trục trung gian có đường kính nhỏ hơn, vì chịu tải thấp hơn. Để giảm trọng lượng của hệ trục và để đơn giản quá trình nhiệt luyện các trục đôi khi được làm rỗng. Đường kính lỗ rỗng d_0 có thể lấy đến 0,4 đường kính của trục (hình 11.4a) mà không cần tăng đường kính ngoài.

Trục chặn có vành 4, truyền lực đẩy do chân vịt tạo nên nhờ các đệm chặn được bố trí trong ổ chặn. Ổ chặn, ngoài các gối (đệm) chặn, còn có các lót đỡ để đỡ trục chặn nhờ các cổ 2 (hình 11.4c). Sự dò dầu từ ổ bị được ngăn chặn nhờ các vành mào (vành lược ren) 5 trong phốt chặn. Để giảm ứng suất tập trung, bán kính góc lượn ở các vùng chuyển tiếp đường kính và vùng bích nối phải làm bằng hoặc lớn hơn $1/8$ đường kính của trục.

11.2.3. Ổ LỖ ỐNG BAO

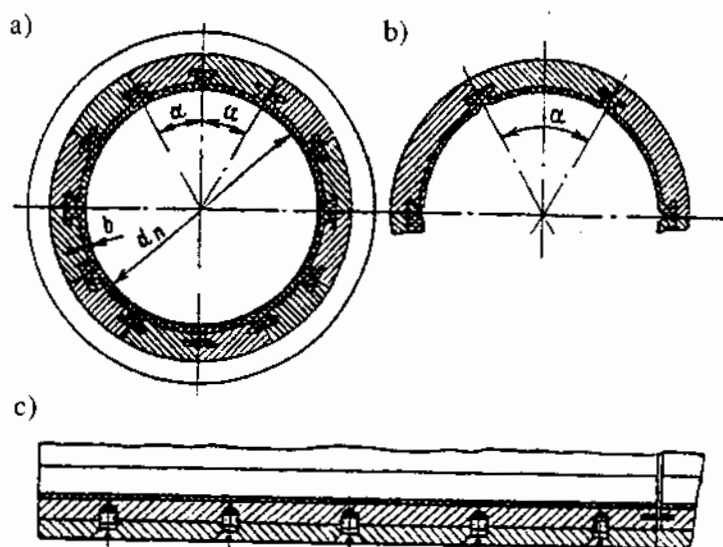
Cơ cấu ổ lỗ ống bao bôi trơn bằng nước và với các máng lót từ gỗ gaiac (loại gỗ thối cứng) được giới thiệu trên hình 11.5. Nước biển là môi chất bôi trơn các ổ này, đồng thời mang nhiệt đi do ma sát. Khi bôi trơn bằng nước gỗ gaiac và đồng là cặp ma sát lý tưởng với hệ số ma sát rất thấp (nhỏ hơn 0,05) và có khả năng chống mòn cao. Máng gỗ gaiac được cấu trúc từ các tấm (thanh) riêng biệt 4, lồng ốp vào tang trống, gắn ép vào các lót 2 và 6, sau đó lắp vào ống lồng 5. Nửa máng dưới chịu tải lớn hơn nên được ghép từ các tấm gỗ gaiac mà đầu các thớ hướng về trục, còn nửa máng trên chịu tải ít hơn - được ghép từ các tấm gỗ gaiac nhưng thớ đặt dọc theo trục. Phần đuôi của ống bao được gắn vào đầu nối kiểu sống đuôi 3. Để nước không luôn vào dưới lót của ổ bị, giữa ống bao và vỏ tàu có gắn vòng cao su 11. Nhờ êcu 8 phần mũi của ống bao được gắn kết với bích nối 7 ở trần ngăn.

Với mục đích bảo vệ ống bao và các thành phần khác của hệ trục khỏi ăn mòn hóa học khi tiếp xúc với nước biển có xem xét bố trí vòng bảo vệ bằng kẽm 1. Để bao kín ống bao khỏi rò nước vào hành lang hệ trục có trang bị cơ cấu bít 9 với ben gai mềm 10.



Hình 11.5. Ống bao với các ổ bằng máng gỗ gaiac.

Do gỗ gaiac bị teo, hột sau một thời gian làm việc nên có thể thay bằng các loại vật liệu khác như gỗ dán nén, nhựa tectolit và cao su, vật liệu compozit tổng hợp (như hình 11.6). Ổ lỗ ống bao loại này là các máng tập hợp từ các bộ phận hình dẻ quạt có phủ vật liệu compozit tổng hợp (capron – một loại sợi tổng hợp hay poliamit-68 với 5% vể trọng lượng là than chì).



Hình 11.6. Ổ lỗ ống bao với các máng compozit ;
 a - hình cắt ngang của máng nhẵn ;
 b - hình cắt ngang của máng với các rãnh dọc ;
 c - hình cắt dọc.

Chiều dày của lớp ốp b chọn phụ thuộc vào đường kính của ổ d_0 và điều kiện làm việc của nó – thông thường biến động từ 2 đến 6 mm, giá trị lớn thường áp dụng với đường kính lớn hơn 300 mm. Số lượng dẻ quạt cũng phụ thuộc vào d_0 và nằm trong khoảng từ 6 đến 12 tương đương với góc trung tâm α từ 30 đến 60°. Để thuận tiện cho việc cấp nước đến các bề mặt bồi trơn ở lớp ốp được làm các rãnh dọc (hình 11.6b). Gia cố các dẻ quạt với ống bao được thực hiện nhờ các vít mũ trím (hình 11.6c).

Hợp chất dẻo poliamit-68 với 5% than chì có hệ số ma sát nhỏ trong nước và trong cặp với thép hay đồng và mòn ít. Cũng đôi khi trong ổ lỗ ống bao người ta dùng lót bằng cao su – kim loại và các máng từ các tấm kim loại có ốp cao su độ bền cao và ít trương nở trong nước biển.

Trên các tàu lớn kết cấu mới ở lỗ ống bao có các máng bằng kim loại với bồi trơn bằng dầu, trục chân vịt trên đoạn ống bao làm việc trong máng dầu, nên loại trừ được

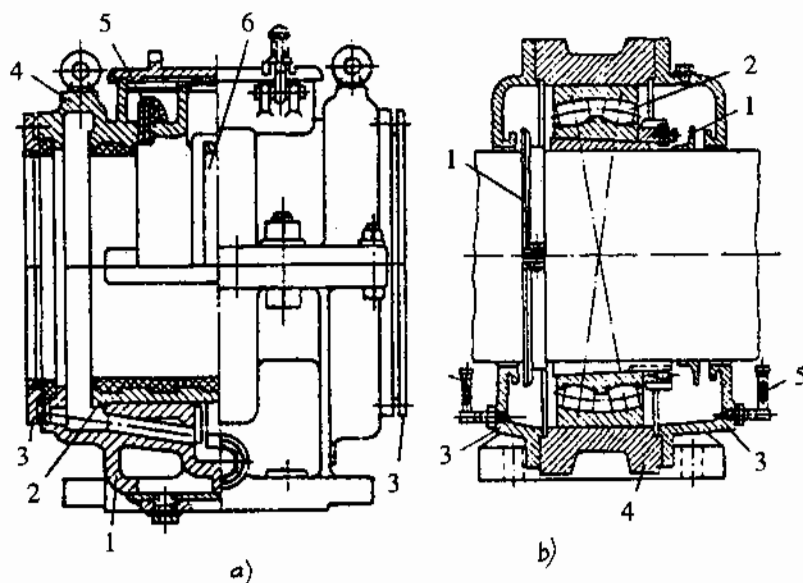
hiện tượng ăn mòn điện hóa học do phải tiếp xúc với nước biển. Trong trường hợp này bao phải có cơ cấu bít kín làm việc tin cậy cả ở hai đầu. Để nước không vào khoang trong của ống bao, áp suất của dầu bôi trơn phải lớn hơn áp suất nước bên ngoài.

Ổ bi của giá treo trục chân vịt và các ổ trong lỗ ống bao so với các ổ khác trên hệ trục làm việc trong điều kiện phức tạp và nặng hơn cả : chúng gánh tải lớn từ phía chân vịt ; nước bắn khi tàu vào cảng ; khó quan sát để kiểm tra, bảo dưỡng và sửa chữa. Vì vậy, việc chọn kết cấu ổ và vật liệu làm máng hợp lý sẽ tăng độ tin cậy của cả hệ trục nối riêng và cả TBĐL diesel tàu thủy nối chung.

11.2.4. Ổ ĐỖ TRỤC TRUNG GIAN

Các ổ bi đỡ các trục trung gian được bố trí trong hành lang (đường hầm) của trục chân vịt. Các ổ bi này thường dùng là các ổ trượt có máng được ốp phủ lớp kim loại trắng chịu mòn.

Trên hình 11.7a giới thiệu kết cấu của ổ bi đỡ kiểu trượt. Trong vỏ 1 có hai máng 2 được tráng lớp hợp kim babbit chịu mòn. Bôi trơn ổ dọc lập bằng cách tra dầu vào vỏ ổ. Sự phân bố dầu bôi trơn các ổ trục được thực hiện nhờ vòng 6 được đeo tự do trên trục. Việc bôi trơn vách ổ được tiến hành nhờ bậc dầu 5 nhúng trong dầu ở cốc 4. Nhiệt tỏa ra do ma sát trong ổ được truyền cho nước làm mát cấp vào khoang phía dưới của ổ bi. Việc bao kín trục được thực hiện nhờ các vòng bằng phốt và được giữ chắc nhờ các nắp kim loại 3.



Hình 11.7. Kết cấu các ổ đỡ trục trung gian :

a - kết cấu ổ bi trượt ;

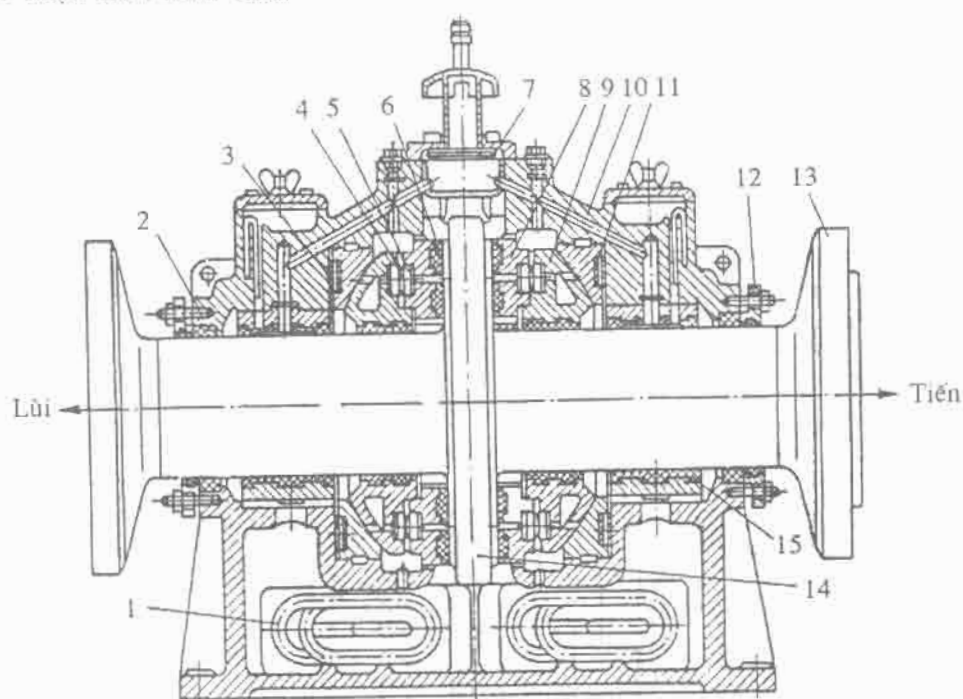
b - kết cấu ổ bi lăn.

Trên hình 11.7b. Giới thiệu kết cấu ổ bi kiểu con lăn có bôi trơn độc lập. Trong thân 4 có bố trí các vòng cách với các con lăn cầu 2. Ổ nắp hông 3 có bố trí thiết bị bảo mức dầu 5. Để giữ dầu khỏi văng qua các khe trục có trang bị các vòng chắn 1. Ổ bi kiểu con lăn có đặc điểm là tổn thất ma sát nhỏ nên thích ứng trang bị cho các hệ trục dài.

11.2.5. Ổ CHẶN LỰC DỌC TRỤC

Ổ chặn lực dọc trục nằm cuối đường trục về phía mũi (phía động cơ). Có trường hợp ổ chặn được bố trí trong thân hộp giảm tốc hay thân của động cơ.

Kết cấu thông dụng nhất là ổ chặn có một vành gờ dạng ổ trượt. Kết cấu như vậy được giới thiệu trên hình 11.8.



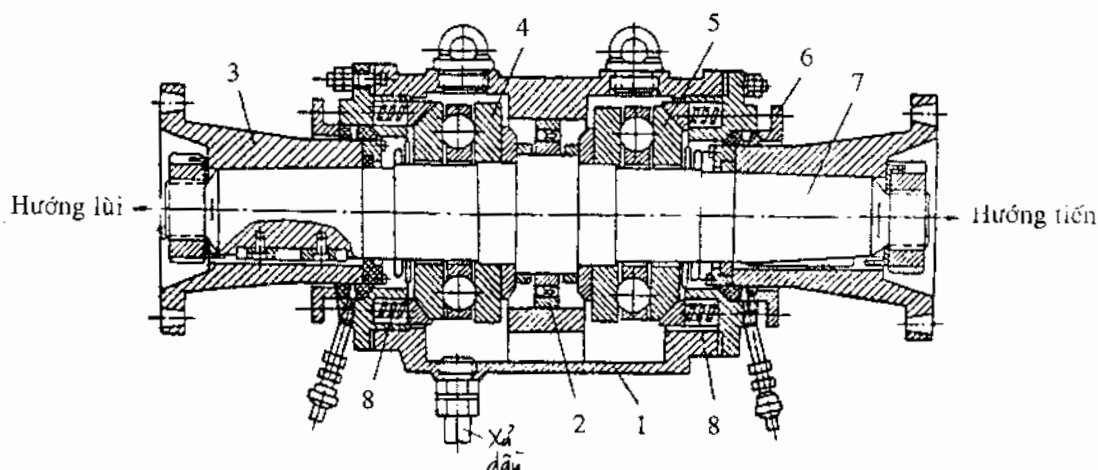
Hình 11.8. Ổ chặn lực dọc trục kiểu trượt một vành.

Vành 14 của trục chặn 13 phải có độ cứng lớn để không bị biến dạng khi truyền lực chặn của chân vịt. Áp lực cho phép phân bố trên lót chặn 8 nằm trong khoảng $20-25 \text{ kG/cm}^2$. Bề mặt làm việc của lót chặn được phủ tráng lớp kim loại chịu mòn 6. Để các lót chặn có khả năng tự lựa và tạo màng dầu cần thiết, chúng có thể tự xoay trên các ổ chặn 4 và 5. Việc điều chỉnh khe hở giữa lót 8 và gờ chặn được tiến hành nhờ các đệm 3, làm thay đổi vị trí các bán vòng cầu 9 mà trong đó có các ổ 4. Bán vòng 9 tì lên vòng cầu 11, truyền lực đẩy lên vỏ ổ bi.

Ổ thân 10 của ổ chặn có bố trí các máng đỡ 15 để đỡ trục chặn và các bộ phận liên quan của hệ trục. Việc bôi trơn ổ bi chặn được tiến hành nhờ dầu đổ vào thân của

Ố khi quay, gờ chặn sẽ cuốn dầu và giữa gờ chặn và lót chặn tạo nên một màng dầu, nhờ đó mà bảo đảm chế độ bôi trơn thủy lực cho ổ. Nhiệt tỏa ra do ma sát được nước vòng hở bơm qua vòng xoắn 1 mang đi. Vòng bao kín trục chặn gồm đệm mềm 2 (thường là phớt) được ép giữ bằng các nắp 12. Sự thông gió ổ chặn được thực hiện nhờ của mái 7.

Ở các TBĐL công suất nhỏ và trung bình người ta thường dùng ổ chặn lực dọc trục kiểu lăn có hệ số hiệu suất tương đối cao. Trên hình 11.9 giới thiệu kết cấu ổ chặn kiểu bi. Trong thân rời 1 có bố trí các ổ bi 4 và 5. Ổ bi 5 thu nhận lực đẩy của chân vịt khi tàu tiến, còn ổ bi 4 nhận lực đẩy khi tàu lui; truyền qua các vòng cách của ổ và lò xo 8 lực đẩy được truyền lên vỏ tàu. Ổ bi đỡ loại hai dây 2 làm nhiệm vụ đỡ trục đẩy 7 và khớp 3. Nguyên lý bôi trơn các ổ loại này là tuần hoàn cưỡng bức. Việc bao kín cũng được thực hiện nhờ đệm mềm, được ép giữ nhờ các lót 6.



Hình 11.9. Ổ chặn lực dọc trục kiểu lăn.

Vận tốc biên của hệ trục nối chung không lớn và thường không vượt quá 4 m/s. Vì vậy, tải trên các ổ bi đỡ chủ yếu là trọng lượng hệ trục và chân vịt. Tổn thất ma sát chung cho hệ trục từ 1 ÷ 3 %.

11.2.6. PHANH ĐAI

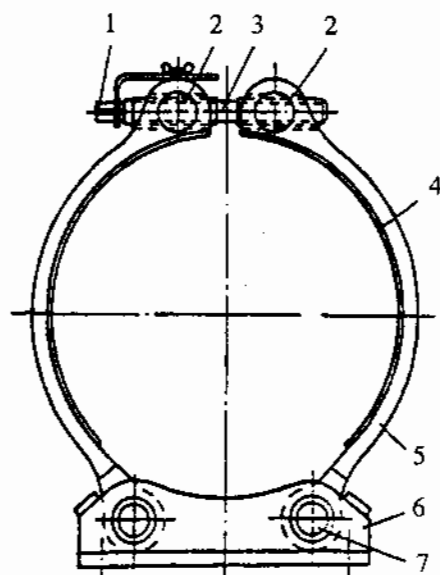
Phanh đai (hình 11.10) được lắp trên bích nối của trục. Nhờ tấm đế 6 phanh được gia cố trên bệ tàu, sao cho vành đai 5 ôm bích nối trục chặn với trục trung gian hay bích nối hai trục trung gian với nhau. Bề mặt bên trong của vành đai có ốp tấm ma sát 4. Trong trường hợp cần phanh hệ trục bằng tay chỉ cần vận vít 3, có ren phải và ren trái, vào êcu 2. Khi xiết vào, đai sẽ xoay quanh ốc trục 7, đồng thời phụ thuộc vào vị trí của vít 3 êcu 2 xoay. Trên đầu 1 của vít 3, khi đóng phanh hay nhả phanh có đeo cần dây nhỏ.

Phanh đai trên không được dùng để phanh hệ trục khi động cơ làm việc. Nó chỉ được dùng để hãm hệ trục khởi xoay khi trục động cơ đã tách khỏi hệ trục chân vịt và phục vụ công tác kiểm tra, bảo dưỡng và sửa chữa các thiết bị của hệ trục.

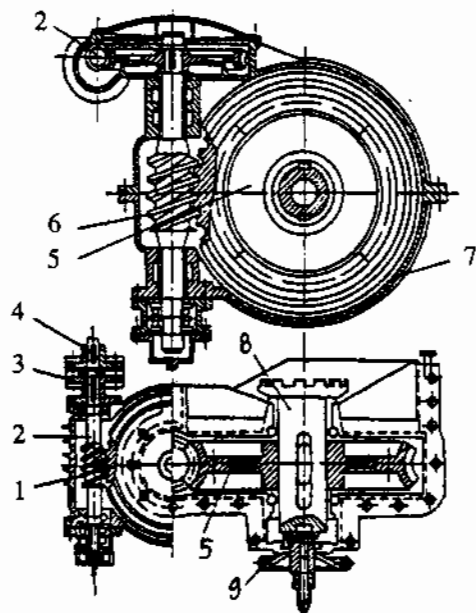
11.2.7. CƠ CẤU QUAY TRỤC

Cơ cấu quay trục kiểu truyền bằng trục vít hai cấp được giới thiệu trên hình 11.11. Trục 4 của động cơ điện qua khớp mêm 3 nối với trục của bánh vít 2, trục này quay bánh vít 1 của cấp thứ nhất. Bánh răng này được gia cố trên một trục với bánh vít 6 mà ăn khớp với bánh răng 5 của cấp hai. Ổ mayơ của bánh răng 5 có thể dịch chuyển trục 8 bằng cách quay vô lăng 9.

Ổ dầu trục 8 có bố trí nửa khớp dạng cam, cam này bằng vấu của mình ăn khớp vào rãnh của nửa khớp trên trục của bánh răng hộp số truyền chính khi đóng. Như vậy, nhờ động cơ điện nối với bánh vít 2, có thể quay hộp giảm tốc, đồng thời quay với chúng là động cơ và hệ trục. Tất cả cơ cấu quay trục được bố trí trong vỏ kín 7. Trước khi khởi động TBDL cơ cấu quay trục phải tách khỏi hệ thống và nhất thiết phải hãm để tránh trường hợp tự đóng có thể dẫn đến sự cố nguy hiểm. Cơ cấu quay trục tương tự cũng có thể sử dụng cho hệ với truyền động trực tiếp.



Hình 11.10. Phanh đai.



Hình 11.11. Cơ cấu quay trục với TBDL truyền qua hộp giảm tốc.

11.3. TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN HỆ TRỤC VÀ TÍNH HỆ TRỤC

Hệ trục chân vịt thường chịu những tải trọng sau đây :

1. Mômen xoắn truyền từ động cơ cho chân vịt. Giá trị trung bình của mômen này :

$$M_x = 71.620 \frac{N_e}{n}, \text{ kG} \cdot \text{cm} \quad (11.1)$$

trong đó N_e - công suất của động cơ chính, m.l ;

n - số vòng quay của động cơ, vg/ph ;

Mômen xoắn phản lực ở chân vịt có giá trị nhỏ hơn vì tổn thất do ma sát trong các ổ trục.

Mômen xoắn M_x gây ra ứng suất xoắn trục :

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_o}, \text{ kG/cm}^2 \quad (11.2)$$

ở đây - W_o - mômen kháng độc cực của trục, cm^3 .

Ngoài giá trị trung bình M_x trong TBĐL với động cơ diesel, trên hệ trục các tác động mômen xoắn thay đổi theo chu kỳ M_v là hàm của góc quay trục khuỷu động cơ. Mômen M_v có thể gây dao động xoắn trục và tạo nên ứng suất xoắn phụ τ_v .

2. Lực đẩy do chân vịt tạo nên khi quay trong môi trường thủy lực, bằng :

$$P = k_1 \rho \omega^2 D^4, \text{ kG} \quad (11.3)$$

ở đây k_1 - hệ số của lực đẩy ;

ρ - tỉ khối của nước, $\text{kG} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$;

ω - tốc độ góc của chân vịt 1/s ;

D - đường kính của chân vịt, m.

Dưới tác dụng của lực đẩy trong trục xuất hiện ứng suất nén :

$$\sigma_n = \frac{P}{F}, \text{ kG/cm}^2 \quad (11.4)$$

ở đây F - diện tích tiết diện ngang của trục, cm^2 .

3. Trọng lượng bản thân của hệ trục và các bộ phận gá trên nó, trong đó có cả trọng lượng của chân vịt. Khi ấy, trọng lượng của hệ trục với một đường kính được xem như tải phân bố đều :

$$q_G = \frac{G_d}{l_d}, \text{ kG/m.dài} \quad (11.5)$$

ở đây G_d - trọng lượng đoạn trục có cùng đường kính, kg ;

l_d - chiều dài đoạn trục, m.

Trọng lượng của chân vịt chìm trong nước, trọng lượng của các bích nối và các bộ phận gắn trên trục được coi như tải tập trung đặt ở trọng tâm của các bộ phận ấy. Phản lực của trọng lượng hệ trục và các bộ phận trên trục được đặt trong các mặt phẳng đi qua vị trí giữa của các ổ đỡ tương ứng, trừ ổ ống bao bố trí gần chân vịt, mà được tính là phản lực đặt trong mặt phẳng cách ổ này một đoạn bằng đường kính trục.

Dưới tác dụng của trọng lực ; trục chịu ứng suất uốn :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad \text{kG/cm}^2 \quad (11.6)$$

ở đây W - mômen kháng xoắn (mômen chống uốn) của tiết diện trục, cm^3 .

4. Tải trọng phát sinh do chân vịt làm việc trong môi trường tốc độ không đồng nhất (mômen uốn ngang, thành phần lực đẩy thay đổi và mômen phản lực của chân vịt). Các tải trọng này mang tính chất thay đổi không đối xứng với tần số được xác định bằng số vòng quay và số cánh của chân vịt.

5. Lực quán tính, xuất hiện khi tàu chòng chành trên sóng, kết quả làm tăng mòn các ổ hệ trục.

6. Tải trọng phát sinh do chân vịt không được cân bằng (không cân bằng tĩnh, động và thủy lực)

7. Tải trọng phát sinh do lắp ráp hệ trục bị sai lệch (gãy và lệch) dẫn đến thân tàu bị biến dạng.

8. Tải trọng phát sinh do cánh chân vịt va đập vào băng hay các vật rắn khác.

Các tải trọng từ mục 1 ÷ 4 là tải trọng chính, mục 5 - tải trọng phụ, mục 6 ÷ 8 - tải trọng ngẫu nhiên.

Hệ trục là một trong những bộ phận quan trọng của hệ động lực độ bền và độ an toàn làm việc của nó có ảnh hưởng lớn đến tính cơ động và độ tin cậy hoạt động của tàu trên đại dương. Vì vậy, thiết kế, chế tạo và lắp ráp hệ trục phải tuân thủ chặt chẽ các qui định đăng kiểm trong nước và lĩnh vực hàng hải quốc tế.

11.4. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC HỆ TRỤC

Theo qui định của đăng kiểm và các Hiệp hội đóng tàu thủy các nước đường kính hệ trục cần tính là đường kính của trục trung gian. Thông qua kết quả này người ta tính kiểm các đường kính của các trục khác.

1. Đường kính của trục trung gian có thể xác định theo biểu thức :

$$d_{TG} = 9,2 \sqrt[3]{\frac{N}{n} (1 + \beta)}, \quad \text{cm} \quad (11.7)$$

ở đây N - công suất truyền m.l ;

n - số vòng quay của trục, vg/ph ;

β - hệ số tính đến độ không đồng đều của mômen xoắn.

Đối với TBDL tuốcbin, do trục quay đều nên $\beta = 0$. Còn đối với TBDL diesel :

$$\beta = (a - 1) q \quad (11.8)$$

Hệ số a là tỉ số giữa mômen tổng chỉ thị cực đại của động cơ với mômen xoắn chỉ thị trung bình. Giá trị a có thể xác định từ đồ thị tổng của lực tiếp tuyến được xây dựng cho cả động cơ.

Hệ số q được tính theo biểu thức :

$$q = \frac{1,4 \theta_2}{\theta_1 + 1,4 \theta_2} \quad (11.9)$$

ở đây $\theta_1 = \theta_{dc} + \theta_{bd}$

θ_{dc} - mômen quán tính khối lượng chuyển động quay và chuyển động tịnh tiến của động cơ, $\text{kG} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$;

θ_{bd} - mômen quán tính của bánh đà, $\text{kG} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$;

θ_2 - mômen quán tính của chân vịt, $\text{kG} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$.

Đường kính của trục trung gian d_{TG} chế tạo từ thép với giới hạn bền lớn hơn 44 kG/mm^2 , có thể được xác định :

$$d'_{TG} = d_{TG} \sqrt[3]{\frac{\sigma_B}{2\sigma_B - 44}} \text{ , cm} \quad (11.10)$$

ở đây σ_B - giới hạn bền kéo (đối với vật liệu với $\sigma_B > 70 \text{ kG/mm}^2$ có thể lấy $\sigma_B = 70 \text{ kG/mm}^2$).

2. Đường kính của trục chặn phải lấy lớn hơn 10% so với đường kính của trục trung gian. Trong TBDL diesel tàu thủy, đường kính trục chặn không được nhỏ hơn đường kính trục khuỷu của động cơ :

$$d_{TC} \geq 1,1 d_{TG} \text{ , cm,}$$

3. Đường kính của trục chân vịt

$$d_{cv} \geq 1,12 d_{TG} + k D_{cv} \text{ , cm,} \quad (11.11)$$

ở đây $k = 0,007$ - đối với trục chân vịt có ốp liền ;

$k = 0,01$ - đối với trục chân vịt không ốp phủ.

D_{cv} - đường kính của chân vịt, cm.

11.5. KIỂM NGHIỆM BỀN HỆ TRỤC

Ngoài việc xác định kích thước các thành phần hệ trục như trên, theo yêu cầu của đăng kiểm nội địa và quốc tế, phải tiến hành kiểm nghiệm bền hệ trục theo các ứng suất dao động :

- tính dao động xoắn ;
- tính dao động uốn ngang ;
- tính dao động dọc.

11.5.1. TÍNH BỀN HỆ TRỤC

Tính kiểm nghiệm bền được tiến hành đối với các đoạn trục chịu tải trọng lớn. Một trong những đoạn trục như thế là trục chân vịt giữa hai ổ trong lỗ ống bao và dầm chia (công-xôn) mà trên đó lắp chân vịt hoặc trục trung gian có hai ổ đỡ nằm xa nhau. Ứng suất kiểm chung do tất cả các tải trọng tác dụng theo định luật bền thứ tư :

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_x^2} \quad (11.12)$$

ở đây : σ - ứng suất pháp tuyến tổng lớn nhất ;

τ_x - ứng suất xoắn.

Ứng suất tổng lớn nhất được tìm như tổng các ứng suất pháp tuyến : do nén σ_n dưới tác dụng của lực đẩy của chân vịt ; do uốn σ_u dưới tác dụng của trọng lượng G_T và các bộ phận trên trục ; do sai số lắp ghép σ_l :

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_u + \sigma_l \quad (11.13)$$

Ứng suất pháp tuyến có thể lấy bằng 300 kG/cm^2 .

Hệ số an toàn bền :

$$n_B = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\Sigma}} \quad (11.14)$$

Đối với trục trung gian $n_B = 2,5 \div 5,5$

Đối với trục chân vịt $n_B = 2,8 \div 5,8$

Vĩ độ bền của trục chịu ảnh hưởng chủ yếu là mômen xoắn, nên ở giai đoạn thiết kế tàu, trục trung gian có thể được xác định :

$$d_{TG} = 1,72 \sqrt[4]{\frac{M_x}{\tau_x (1 - m^4)}}, \text{ cm} \quad (11.15)$$

ở đây m - phụ thuộc vào độ rỗng trục.

Giá trị trung bình của ứng suất xoắn τ_x trong biểu thức (11.15) chọn phụ thuộc vào giới hạn lưu động (giới hạn chảy) τ_T của vật liệu làm trục.

$\sigma_T(\text{kG/cm}^2)$	2500	2700	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000
----------------------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

$\tau_x(\text{kG/cm}^2)$	650	700	760	880	1000	1200	1400	1500	1600
--------------------------	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

Số lượng ổ đỡ hệ trục có thể chọn tối thiểu để giảm tổn thất ma sát, song phải bảo đảm hệ trục có độ cứng ngang lớn chống dao động ngang và dao động cộng hưởng trong miền số vòng quay sử dụng. Khoảng cách giữa hai ổ kế nhau nằm trong khoảng :

$$12d_{TG} \leq 1 \leq 22 d_{TG} \quad (11.16)$$

Theo kinh nghiệm, các ổ đỡ trục nên bố trí gần các vách ngăn ngang của tàu, ở đây ảnh hưởng của biến dạng cục bộ thân tàu đến điều kiện làm việc của các ổ trục là nhỏ nhất, vì gần vách ngăn thân tàu hầu như ít bị biến dạng. Các số liệu kinh nghiệm cũng khẳng định rằng độ uốn chung của tàu ảnh hưởng rất ít đến điều kiện làm việc của hệ trục vì độ cứng chung của tàu thường lớn hơn nhiều so với độ cứng của hệ trục.

11.5.2. KIỂM TRA DAO ĐỘNG XOẮN HỆ TRỤC

Dao động xoắn hệ trục sinh ra bởi dao động điều hòa của các vật trong mặt phẳng quay, mà đoạn trục nằm giữa hai khối lượng bị xoắn trong giới hạn đàn hồi của vật liệu. Dao động xoắn hệ trục cũng phát sinh do phản lực của mômen chân vịt quay trong môi trường thủy lực không đều.

Dao động xoắn có thể gây nên ứng suất tiếp tuyến phụ τ rất lớn, chúng đặc biệt nguy hiểm khi ở một chế độ làm việc nào đó của hệ động lực, tần số góc của thành phần điều hòa của mômen kích thích ω_M trùng với tần số góc λ của dao động xoắn tự do hai khối lượng : động cơ - chân vịt hay hai tần số góc ấy gần nhau, có nghĩa là khi xảy ra hiện tượng cộng hưởng :

$$0,8 < \frac{\omega_M}{\lambda} < 1,2 \quad (11.17)$$

Kết quả tính toán nhằm xác định vùng số vòng quay nguy hiểm trong vùng cộng hưởng và xác định ứng suất phụ τ_p trong trục.

11.5.3. DAO ĐỘNG NGANG VÀ DAO ĐỘNG DỌC TRỤC

Ngoài dao động xoắn, hệ trục có thể chịu cả dao động ngang và dao động dọc trục. Khả năng ảnh hưởng lớn hơn cả đến tần số dao động ngang tự do là đoạn hệ trục có chiều dài lớn nhất và dầm chia để lắp chân vịt. Trình tự thực hiện quá trình tính toán dao động ngang và dao động dọc trục về quan điểm chung cũng giống như các tính toán về dao động xoắn. Trong các tính toán này cũng xác định số vòng quay cộng hưởng và ứng suất phụ của trục.

Các tính toán về dao động xoắn, dao động ngang và dao động dọc trục đều nhằm xác định vùng số vòng quay cấm, qua đó, động cơ chỉ được làm việc trong khoảng thời gian ngắn. Vùng cấm ấy thường nằm trong khoảng 85 - 105% số vòng quay định mức.

Nếu kết quả tính toán cho thấy có hiện tượng cộng hưởng nguy hiểm trong vùng số vòng quay công tác, thì phải xem xét và thay đổi quan hệ cấu trúc hệ thống : động cơ - hệ trục - chân vịt. Thí dụ như tăng đường kính các trục ; bố trí khớp trượt hoặc giảm chấn dao động xoắn ; thay đổi cách phân bố các ổ trục ; thay đổi số cánh chân vịt...

Để tính dao động xoắn, dao động ngang và dao động dọc trục phải dùng các phương pháp được trình bày trong các tài liệu chuyên dùng.

Chương XII

GHÉP CỤM VÀ PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC

12.1. CHỌN VỊ TRÍ KHOANG MÁY TRÊN TÀU

Số khoang để trang bị máy và các thiết bị động lực chọn sao cho có thể ít nhất và ngắn nhất theo chiều dài của thân tàu. Điều ấy cũng đồng nghĩa với việc giảm thiểu các thiết bị động lực ; giảm không gian chiếm chỗ, tăng độ tin cậy trong sử dụng và đơn giản qui trình bảo dưỡng và sửa chữa các thiết bị. Kích thước cần thiết tối thiểu của khoang máy (KM) theo chiều dài để bố trí các thiết bị động lực chủ yếu dựa vào sự bố trí các cụm máy chính : động cơ chính, cơ cấu truyền động, máy phát điện...

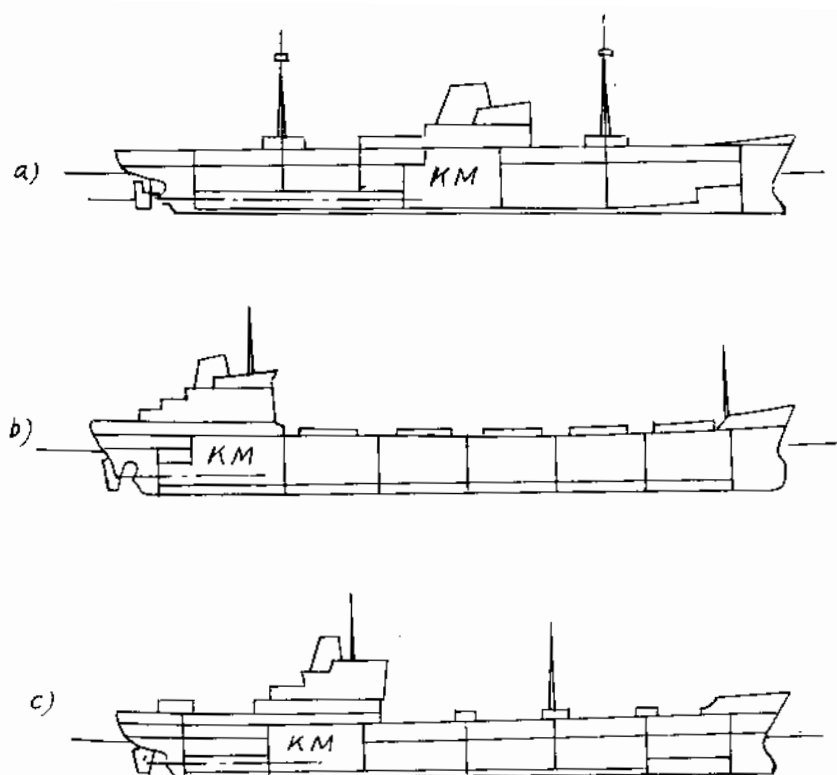
Trên các tàu vận tải, tàu đánh bắt và chế biến hải sản TBĐL diesel được bố trí vào một khoang (hình 12.1). Việc bố trí vào nhiều khoang chỉ dùng khi không thể bảo đảm tính không chìm ở một khoang do số lượng thiết bị lớn, nặng.

Không gian tương đối của khoang máy cho TBĐL với động cơ đến 1.000 kW khoảng 220 – 400 m³. Chiều dài của khoang so với chiều dài của tàu khoảng từ 12 đến 18% đối với tàu hàng và từ 50 đến 65% đối với tàu phá băng và tàu kéo.

Việc bố trí KM theo chiều dài của tàu phụ thuộc nhiều vào khả năng bố trí cấu trúc thượng tầng của tàu. KM trên tàu có thể bố trí ở khoang đuôi (phía lái), ở giữa hay ở vị trí trung gian (hình 12.1). Theo yêu cầu bảo đảm tính thăng bằng, đối với các tàu có tải trọng nhỏ và trung bình, KM thường được bố trí ở vị trí khoang giữa tàu (hình 12.a). Nhược điểm cơ bản của phương án bố trí này là hệ trục và kèm theo nó là hành lang trục dài, chạy suốt qua cả các khoang đuôi tàu. Vị trí giữa của KM ngày nay được dùng trên các tàu phá băng, tàu kéo và tàu cứu hộ.

Vị trí KM ở đuôi tàu (hình 12.1b) cho thấy hệ trục chân vịt ngắn, song nó cũng tồn tại khá nhiều nhược điểm :

- Khó bảo đảm tính thăng bằng của tàu, đặc biệt trong trường hợp không đầy tải ;
- Diện tích và không gian chiếm chỗ cho KM tăng vì cấu trúc phần đuôi thường nhọn, khó bố trí các thiết bị động lực hợp lý.



Hình 12.1. Bố trí khoang máy theo chiều dài tàu :
a - giữa ; b - đuôi ; c - trung gian.

- Khó bảo đảm tính không chìm khi phần đuôi nặng, nước dễ tràn vào KM làm tê liệt các thiết bị động lực.

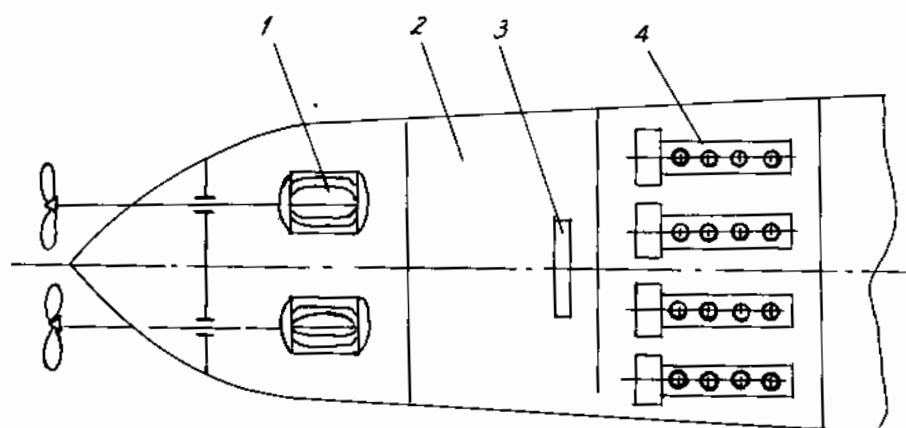
- Khó bố trí cấu trúc thượng tầng và các đài quan sát điều khiển lái ;

- Tăng biên độ và gia tốc của dao động thẳng đứng khi sóng lớn ;

- Dễ xảy ra hiện tượng cộng hưởng của dao động hai nút khi thành phần mômen lực kích thích không cân bằng (tần số góc của dao động tự do hai nút của thân tàu trùng với tần số góc của mômen kích thích). Hiện tượng này làm tăng rung và ồn cho KM. Mặc dù vậy, vị trí khoang đuôi tàu vẫn được dùng rộng rãi, đặc biệt trên các tàu tải trọng lớn như tàu chở dầu, chở gỗ, chở khoáng sản, chở côngtenơ.

Vị trí trung gian (hình 12.1c) loại bỏ được nhiều nhược điểm của hai phương án trên nên được dùng khá phổ biến cho các tàu có chức năng khác nhau, đặc biệt cho các tàu cao tốc.

Như đã nêu ở trên, KM không chỉ giới hạn bố trí trong một khoang mà có thể 2 + 3 khoang của thân tàu. Việc bố trí này thường áp dụng cho TBDL điêzen - phát điện, vì động cơ điện và điêzen - phát điện có thể bố trí trong các khoang riêng biệt để tăng khả năng chuyên môn hóa sử dụng, bảo dưỡng, đồng thời đáp ứng tốt hơn tính thăng bằng của tàu (hình 12.2).



Hình 12.2. Sơ đồ bố trí khoang máy diesel truyền động bằng điện :

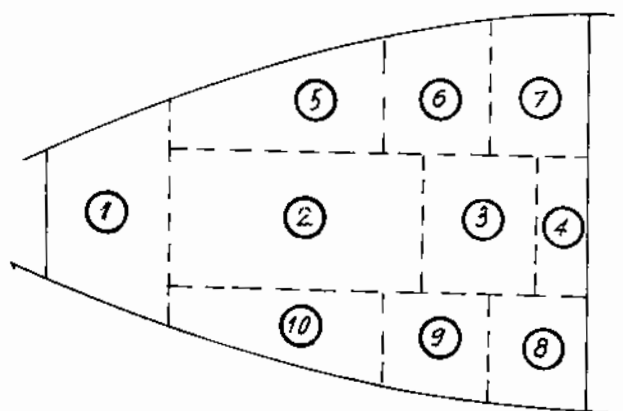
1. động cơ điện ; 2. khoang bố trí các thiết bị phụ ;
3. trung tâm điều khiển ; 4. diesel phát điện.

12.2. NGUYÊN LÝ CHUNG VỀ GHÉP CỤM VÀ PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ

Việc ghép cụm các thiết bị động lực phải được tiến hành trước khi khởi thảo sơ đồ phân bố các thiết bị trong khoang động lực.

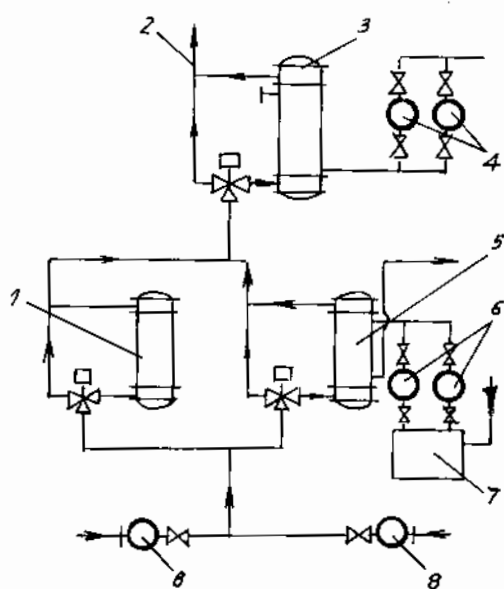
Ngoài ra, cần phải có toàn bộ số liệu về thành phần, số lượng, chủng loại động cơ chính cũng như các máy móc và các thiết bị phụ (các loại bơm, máy nén, các bộ lọc...), biết được kích thước và sơ đồ nguyên lý của từng hệ thống động lực ; mối quan hệ lẫn nhau giữa các thiết bị. Mỗi sơ đồ nguyên lý về một hệ thống và sự tập hợp các hệ thống động lực có tác dụng quyết định đến sơ đồ phân bố hợp lý. Đồng thời, việc hoàn thiện về cách phân bố các thiết bị có thể chỉ ra những bất hợp lý để điều chỉnh và xem xét lại từng sơ đồ nguyên lý riêng biệt. Với sự phân bố cân đối và hợp lý, tính chất bố cục chặt chẽ, không có những mâu thuẫn và phức tạp hóa thiếu căn cứ là cơ sở cho phép xác định phương án phân bố tối ưu.

Ngoài ra, để đơn giản hóa cho việc phân bố các thiết bị cần phải tiêu chuẩn hóa để ước định trước số lượng và chủng loại đồng thời ghép cụm các thiết bị, van, hệ thống ống dẫn có cùng chức năng (hệ thống bôi trơn, làm mát...) vào một khu vực (hình 12.3). Các thiết bị này có thể lắp ráp trên một giá hay bệ chung trong từng phân xưởng, giảm khối lượng lao động lắp ráp phức tạp, tăng chất lượng công việc lắp ráp và giảm chiều dài ống nối đến các thiết bị động lực.

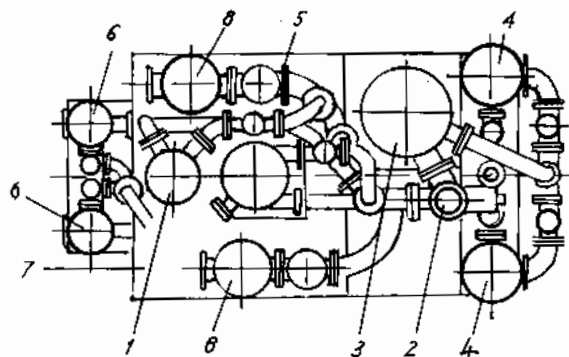
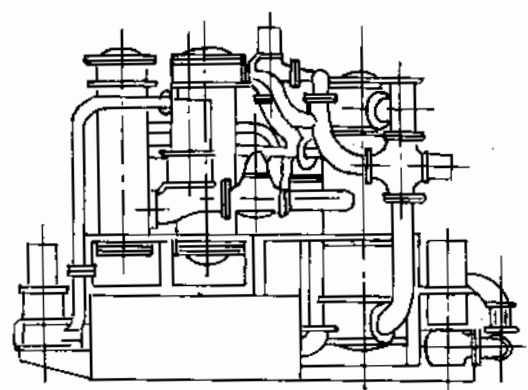


Hình 12.3. Thí dụ về sơ đồ phân bố cụm trong khoang máy tàu thủy :

1. khu lắp hệ trục và các thiết bị để điều khiển chân vịt ;
2. khu động cơ chính ;
3. khu máy phát điện ;
4. trạm phân phối điện và điều khiển động cơ ;
5. khu máy nén khí khởi động ;
6. khu hệ thống nhiên liệu ;
7. khu nồi hơi ;
8. khu sửa chữa cơ khí nhỏ ;
9. khu hệ thống làm mát ;
10. khu hệ thống bôi trơn động cơ.



a)



b)

Hình 12.4. Sơ đồ (a) và ghép cụm thiết bị (b) trong hệ thống làm mát động cơ :
 1. két làm mát dầu ; 2. ống dẫn nước vòng hồ ; 3. két làm mát nước đi làm mát xy lanh ; 4. bơm nước làm mát xy lanh ; 5. két làm mát nước pistông ; 6. bơm nước làm mát pistông ; 7. thùng nước làm mát pistông ; 8. bơm nước vòng hồ.

12.3. ĐẶC ĐIỂM PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ TRONG KHOANG MÁY

12.3.1. NHỮNG YÊU CẦU CƠ BẢN VỀ PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ

1. Các thiết bị động lực tàu thủy được bố trí vào một khoang chung gọi là khoang máy (KM). Khoang này không có tường chắn hay vách ngăn để dễ quan sát, tiếp cận với tất cả các thiết bị.

2. Trạm điều khiển phải đặt ở vị trí trung tâm bên trong hay ngay phía trên KM (sau tầng 2) và có thể quan sát rộng khắp các thiết bị phân bố trong khoang. Trạm phải được cách âm và đủ sáng. Đồng hồ đo và các đèn phát báo tín hiệu trên bàn điều khiển phải được ghi tên và chức năng chính.

3. Từ KM lên boong tàu phải có ít nhất 2 đường chính ở hai phía thành tàu. Bậc phải đủ rộng và có gân chống trượt. Thang không quá dốc, quá 60° so với mặt sàn và phải có hai tay vịn vững chắc làm bằng thép không gỉ.

4. Cấu trúc của boong tàu và cơ cấu thượng tầng phải bảo đảm cầu ra, vào KM các thiết bị động lực để lắp đặt và sửa chữa thay thế.

5. Sự phân bố các thiết bị trong KM phải gọn, thuận tiện cho việc đi lại để kiểm tra, sử dụng và sửa chữa.

6. Trong trang bị với một động cơ chính, động cơ phải được đặt trong mặt phẳng kính của tàu. Nếu hai động cơ, hai động cơ phải lắp gần nhau, song song và đối xứng qua mặt phẳng kính của tàu.

7. Các cụm phát điện diesel phải đặt gần ở hai bên hay ngay phía sau động cơ chính.

8. Các hệ thống và các thiết bị phục vụ trực tiếp hay gián tiếp cho động cơ chính và các máy phát điện diesel phải được phân bố gần xung quanh để giảm chiều dài của các ống dẫn.

9. Các thiết bị đặc chủng cần phải theo dõi và bảo dưỡng thường xuyên nên bố trí gần trạm điều khiển trung tâm.

10. Để bảo đảm an toàn trong sử dụng các bình chứa khí nén khởi động được đặt thành nhóm dựng đứng hay nghiêng 60° so với mặt sàn ở sát thành hay vách ngăn của KM. Bình khí nén kiểu ống góp có thể treo dưới boong hay sàn tàu.

11. Kết làm mát dầu và nước, các thiết bị hâm nóng, các máy phân ly dầu và nhiên liệu cũng thường đặt ở gần các vách ngăn và thành tàu.

12. KM phải được trang bị cầu nâng - hạ hay palăng di chuyển. Tải trọng tính toán cầu phải bảo đảm nâng - hạ vật nặng nhất trong KM.

13. Khoang máy phải có hệ thống thông gió tự nhiên hay nhân tạo, bảo đảm điều kiện làm việc bình thường của máy móc và nhân viên phục vụ.

14. KM phải đủ sáng để bảo đảm an toàn trong sử dụng.

15. Đường thông tối thiểu giữa các thiết bị với nhau và với vách ngăn không nhỏ quá 700 mm ; với trạm điều khiển - không nhỏ hơn 1.000 mm.

16. Máy móc và các thiết bị phải được gia cố chắc, làm việc tin cậy và an toàn trong mọi điều kiện khai thác của tàu.

17. Trong các hệ thống động lực như làm mát và bôi trơn, ngoài các thiết bị chính như bơm nước, bơm dầu cần bố trí song song bơm dự phòng để đề phòng sự cố cần làm việc thay thế.

18. Trong hệ thống làm mát và bôi trơn cần trang bị van điều chỉnh nhiệt độ, bảo đảm nhiệt độ dầu và nước ổn định ở các chế độ sử dụng.

19. Trong KM phải xem xét các phương tiện phòng chống cháy - nổ có hiệu lực nhằm ngăn ngừa các sự cố có thể xảy ra.

20. Phân bố các thiết bị động lực trên tàu phải bảo đảm tính thăng bằng và tính cơ động lái của tàu.

12.3.2. XÁC ĐỊNH TỌA ĐỘ TRỌNG TÂM CỦA KHOANG MÁY

Xác định phân bố tải trọng của trọng lượng các thiết bị và xác định tọa độ trọng tâm KM giúp chính xác hóa lượng tải của tàu và phân bố hợp lý các thiết bị trong KM. Các thiết bị và các môi chất dự trữ (các bể chứa dầu, nhiên liệu, nước) phải được bố trí sao cho không gây nên hiện tượng lệch ngang, lệch dọc và bảo đảm yêu cầu tính ổn định của tàu. Sau khi phân bố sơ bộ các thiết bị trong KM ta lập bảng tải trọng (bảng 12.1). Biết được trọng lượng của từng thiết bị động lực G , tìm các mômen tĩnh M_x , M_y , M_z của từng vật theo các tọa độ trọng tâm (x , y , z). Cánh tay đòn và các mômen lấy theo ba trục tọa độ (hình 12.5).

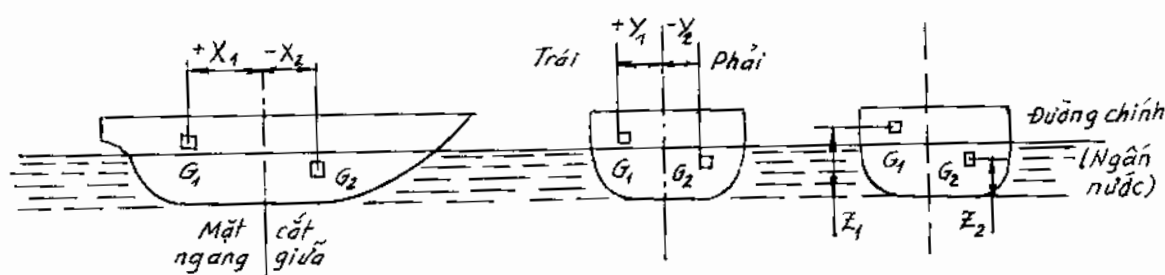
Bảng 12.1. Bảng tải trọng và xác định trọng tâm của hệ

Số thứ tự	Tên thiết bị	Trọng lượng	Tay đòn, m					Mômen, kG.m				
			theo chiều dài		theo chiều rộng		từ đường chính	theo chiều dài		theo chiều rộng		từ đường chính
			phía mũi	phía đuôi	thành phải	thành trái		phía mũi	phía đuôi	thành phải	thành trái	
		G	$+X$	$-X$	$+Y$	$-Y$	Z	$+M_x$	$-M_x$	$+M_y$	$-M_y$	M_z
1												
2												
3												
.												
Tất cả			ΣG					ΣM_x		ΣM_y		ΣM_z

- theo chiều dài tàu từ mặt cắt ngang giữa về mũi $+M_x = G(+X)$ và từ mặt cắt ngang giữa về đuôi $-M_x = G(-X)$;
- theo chiều rộng tàu từ mặt phẳng kính (dọc giữa) sang thành phải $+M_y = G(+Y)$ và sang thành trái $-M_y = G(-Y)$;
- theo chiều cao từ đáy chính $M_z = G \cdot Z$

Theo kết quả tìm được tổng các mômen và trọng lượng của KM, ta xác định tọa độ trọng tâm của hệ động lực :

$$X = \frac{\sum M_x}{\sum G} ; \quad Y = \frac{\sum M_y}{\sum G} ; \quad Z = \frac{\sum M_z}{\sum G}$$



Hình 12.5. Sơ đồ xác định trọng tâm.

Lệch trọng tâm so với mặt phẳng kính (dọc giữa) không cho phép vì sẽ làm cho tàu nghiêng dọc. Trường hợp lệch tâm so với mặt cắt ngang giữa, để thăng bằng tàu phải bố trí thêm các bể chứa nước dần. Vị trí trọng tâm theo chiều cao được đánh giá bằng độ ổn định của tàu.

12.3.3. XÁC ĐỊNH CHIỀU CAO CẦU TRỤC

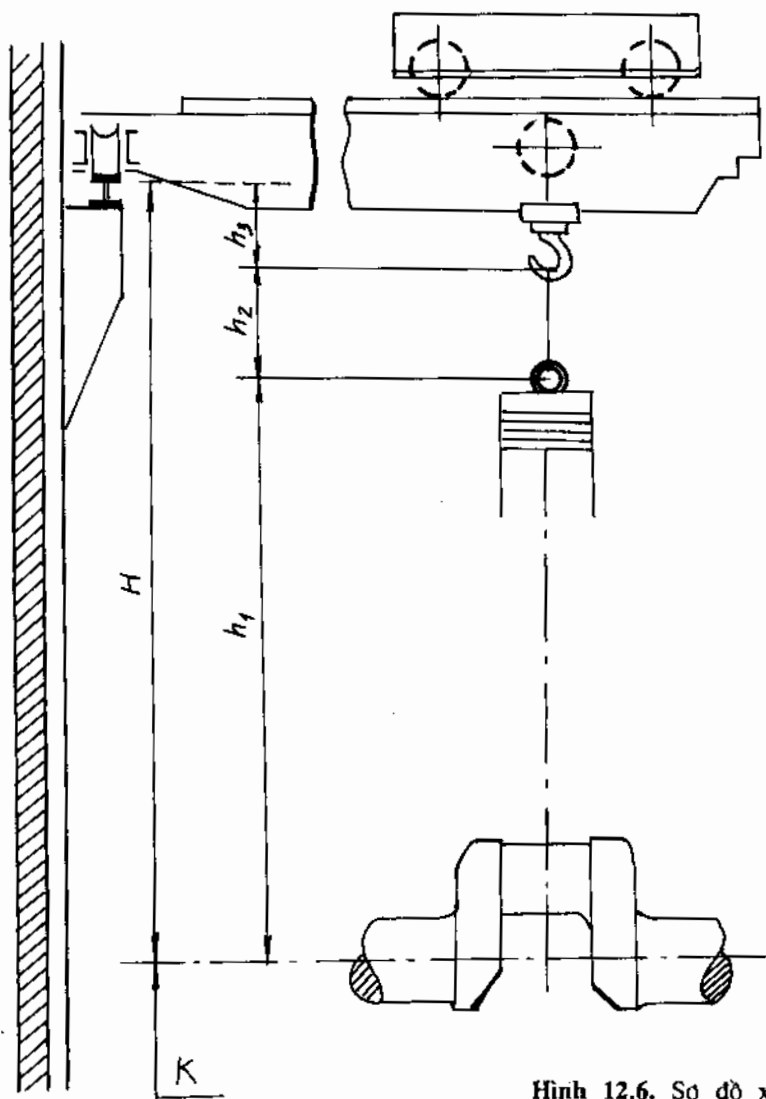
Trên hình 12.6 giới thiệu sơ đồ để xác định vị trí lắp đặt cầu trục trong KM (chiều cao H của đường cầu trục so với đường tâm trục khuỷu của động cơ). Giá trị H cho phép xác định vị trí đỉnh ray của đường cầu trục đến chuẩn K.K là khoảng cách từ đường tâm của trục khuỷu đến chuẩn số không, mà được qui định khi thiết kế KM. Như vậy :

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 .$$

Ở đây h_2 - chiều dài ngắn nhất của cáp kéo ; h_3 - độ nâng lớn nhất của móc cầu trục ; h_4 - khoảng dự trữ lấy trong khoảng bằng 0,25 - 0,50 m phụ thuộc vào giá trị tuyệt đối của h_1 , h_2 và h_3 .

Dọc theo gian đặt máy phải làm các đường ngầm để đặt các tuyến ống dẫn các

môi chất như nước làm mát, dầu bôi trơn, nhiên liệu, hơi nước v.v. Ống dẫn của các hệ thống này phải được đặt trực tiếp gần các cụm máy dưới đường hào song song với bề mặt đáy. Đường hào phải được đậy kín bằng các tấm thép có vân chéo dày không nhỏ quá 8 mm.



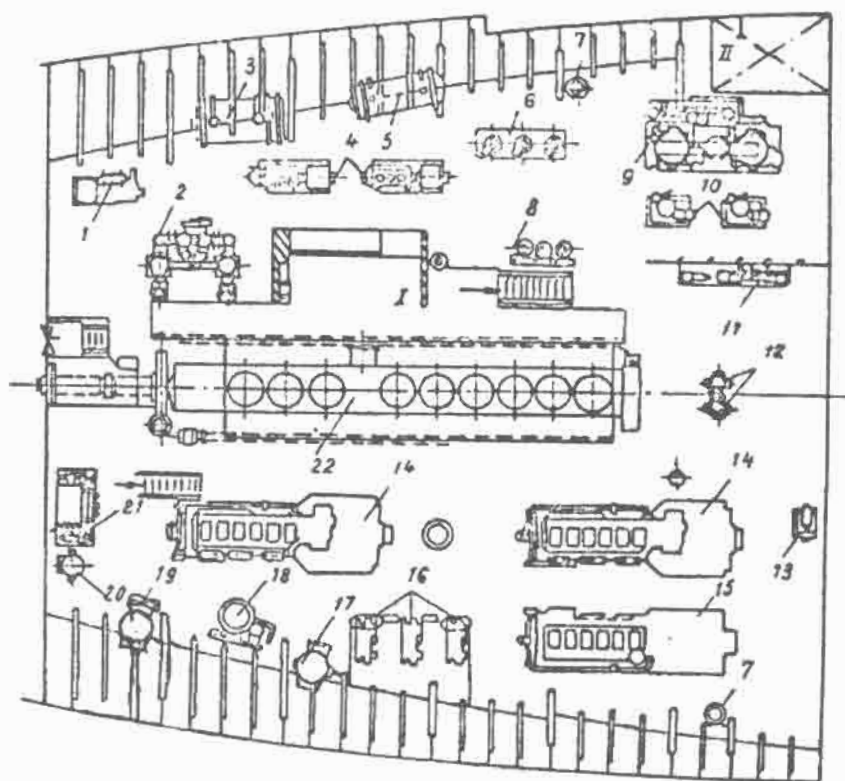
Hình 12.6. Sơ đồ xác định chiều cao của cầu trục.

12.4. THÍ DỤ VỀ SỰ PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ TRONG KHOANG MÁY

Trên hình 12.7 và 12.8 giới thiệu hai thí dụ có tính chất đặc trưng (để tham khảo) về sự phân bố các thiết bị động lực trên các tàu có chức năng khác nhau.

Trên hình 12.7 là sự phân bố các thiết bị trên tàu chở hàng.

1. Trọng tải : 8260 tấn
2. Động cơ móc : 9ДКРН 50/110
(động cơ 9 xylanh, hai kỳ kiểu con trượt, tự đảo chiều quay, tăng áp với đường kính xylanh là 50 cm, hành trình 110 cm).
3. Công suất động cơ : 3.800 kW
4. Số vòng quay : 170 vg/ph.



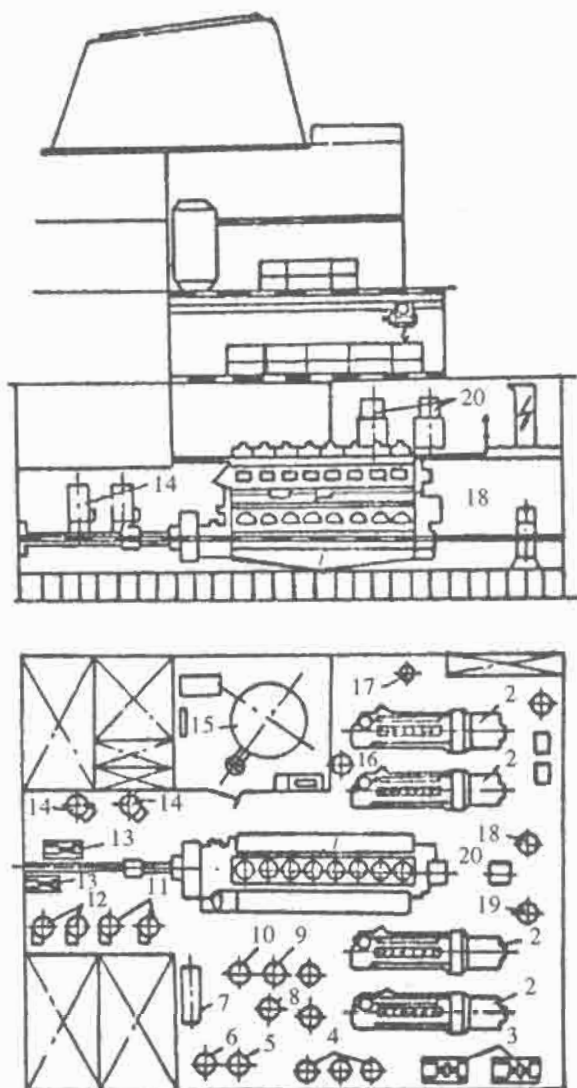
Hình 12.7. Sơ đồ phân bố các thiết bị trên tàu chò hàng :

1. máy nén khí ; 2. cụm thiết bị bôi trơn ; 3. két làm mát dầu ; 4. máy nén chính ; 5. két làm mát không khí ; 6. cụm các bơm nước ; 7. bơm cứu hỏa ; 8. cụm bơm làm mát động cơ phụ ; 9. cụm các thiết bị lọc nhiên liệu ; 10. máy phân ly dầu bôi trơn ; 11. bơm nước làm mát vòi phun ; 12. bơm hút khô ; 13. bơm chuyển nhiên liệu ; 14. diesel phát điện ; 15. diesel phát điện khi tàu đứng ; 16. cụm máy nén của thiết bị làm lạnh ; 17. van nước ngoài mạn tàu ; 18. thùng nước ngọt ; 19. thùng nước rửa ; 20. bộ sấy nước ; 21. bơm dầu bôi trơn ở tuốcbin tăng áp động cơ chính ; 22. động cơ chính.

I - trạm điều khiển trung tâm ; II - bể nước.

Trên hình 12.8. giới thiệu sơ đồ phân bố các thiết bị động lực trên tàu đánh cá ướp cỡ lớn gồm động cơ 8 xylanh, hai kỳ, công suất 2400 mã lực ở 225 vg/ph. Động cơ được làm mát bằng nước ngọt, còn đỉnh pistông làm mát bằng dầu. Nguồn điện

trên tàu được cấp nhờ 4 tổ máy phát điện, công suất mỗi cụm là 25 kW với số vòng quay 1.500 vg/ph.



Hình 12.8. Sơ đồ phân bố các thiết bị trên tàu đánh cá ướp :

1. động cơ chính ; 2. động cơ phát điện ; 3. máy nén khí ; 4. bơm nước của hệ thống làm lạnh ; 5. bơm nước vòng ngoài của máy phát ; 6. bơm nước ngọt làm mát máy phát ; 7. máy làm lạnh ; 8. bơm nước dự bị của động cơ chính ; 9. bơm nước ngoài mạn của động cơ chính ; 10. bơm nước ngọt động cơ chính ; 11. máy phân ly dầu bôi trơn ; 12. máy phân ly nhiên liệu ; 13. bơm bình khí nén ; 14. bình khí nén ; 15. nồi hơi ; 16. bơm tiêu nước ; 17. bơm cứu hỏa bơm balat (bơm nước dẫn) ; 19. bơm chuyển nhiên liệu ; 20. thiết bị chưng cất nước.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Hồ Tấn Chuẩn, Nguyễn Đức Phú, Trần Văn Tế, Nguyễn Tất Tiến và Phạm Văn Thế.
Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong, tập I, II, III.
NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội - 1984.
2. Phạm Văn Thế.
Giáo trình "trang bị động lực diesel"
NXB Trường ĐHBK Hà Nội, 1995.
3. Петровский Н. В.
Основы проектирования судовых дизельных установок, Ленинград - 1985.
4. Ливенцев Ф. Л.
Силовые установки с двигателями внутреннего сгорания, изд. "Машиностроение", Ленинград 1989.
5. Иконников С. А., Урланз Ф. Д.
Силовые установки речных судов, изд. "Транспорт", Москва - 1983.
6. Коздов В. И., Титов Н. И., Юдицкий Ф. Л.
Судовые энергетические установки, изд. "Судостроение", Ленинград 1979.
7. Ваншейдт В. А. и др.
Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания, изд. "Судостроение", Ленинград 1978.
8. Голубев Н. В. и др.
Основы проектирования судовых энергетических установок, изд. "Судостроение", Ленинград 1973.
9. Дизели, справочник, под общей редакцией Ваншейдт В. А.,
Иванченко Н. Н. и др, изд. "Машиностроение", Ленинград 1977.
10. Phạm Văn Thế.
Bài giảng "Trang bị động lực", 1982.

MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
LỜI NÓI ĐẦU	3

Chương I

CƠ SỞ THIẾT KẾ

TRANG BỊ ĐỘNG LỰC ĐIÊZEN TÀU THỦY

1.1. Thành phần của trang bị động lực (TBDL) điêzen tàu thủy	5
1.2. So sánh các loại TBDL	7
1.3. Phân loại các TBDL điêzen tàu thủy	12
1.4. Động cơ điêzen tàu thủy	19

Chương II

TRANG BỊ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU

2.1. Tính chất hóa lý của các loại nhiên liệu	24
2.2. Vấn đề lọc nhiên liệu	26
2.3. Các thiết bị chính trong hệ thống nhiên liệu	32
2.4. Xác định các thông số của các thiết bị	40

Chương III

TRANG BỊ HỆ THỐNG BÔI TRƠN

3.1. Điều kiện làm việc và phân loại dầu bôi trơn	43
3.2. Các nguyên lý bôi trơn trong TBDL	45
3.3. Sơ đồ nguyên lý trang bị HTBT điêzen tàu thủy	47
3.4. Vấn đề lọc và làm mát dầu bôi trơn	49
3.5. Tính chọn bơm và kết làm mát dầu	52

Chương IV

TRANG BỊ HỆ THỐNG LÀM MÁT

4.1. Đặc điểm các môi chất làm mát	54
4.2. Các nguyên lý làm mát động cơ	55
4.3. Sơ đồ và nguyên lý làm mát TBDL điêzen tàu thủy	56
4.4. Sơ đồ và nguyên lý trang bị HTLM điêzen tàu thủy	58
4.5. Các thiết bị chính trong HTLM	59

Chương V

TRANG BỊ HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG

5.1. Phân loại các phương pháp khởi động	64
5.2. Đặc điểm hệ thống khởi động bằng khí nén	66
5.3. Sơ đồ và nguyên lý hệ thống khởi động bằng khí nén	69
5.4. Các thiết bị của hệ thống khởi động bằng khí nén	71

Chương VI

TRANG BỊ HỆ THỐNG NẠP - THẢI

6.1. Vấn đề cấp không khí cho động cơ	75
6.2. Hệ thống đường thải	76
6.3. Các thiết bị của đường thải	78

Chương VII

VẤN ĐỀ TẬN DỤNG NHIỆT TRONG TBĐL

7.1. Sự phân chia nhiệt trong động cơ	83
7.2. Tận dụng nhiệt của nước làm mát	87
7.3. Tận dụng nhiệt của khí thải	88
7.4. Năng suất của nôi hơi tận dụng	90
7.5. Nôi hơi tận dụng	93

Chương VIII

TRANG BỊ HỆ THỐNG ỐNG DẪN

8.1. Cơ sở thiết kế hệ thống ống dẫn	99
8.2. Phụ tùng của hệ thống ống dẫn	101
8.3. Tính toán thủy lực ống dẫn	108

Chương IX

TRANG BỊ BỆ MÁY ĐỘNG LỰC

9.1. Cơ sở về thiết kế bộ máy	114
9.2. Khái niệm về rung và giảm rung cho động cơ	120
9.3. Các loại giảm xóc	123
9.4. Lựa chọn loại và phân bố các giảm xóc dưới động cơ	127
9.5. Cơ sở xây dựng hệ phương trình dao động	129
9.6. Các dạng dao động thường gặp	131
9.7. Tính tần số các dao động tự do	135
9.8. Tính biên độ các dao động cưỡng bức	136
9.9. Đặc điểm dao động cưỡng bức của động cơ tàu thủy	140
9.10. Nguyên lý cơ bản thiết kế bộ giảm xóc	142

Chương X

CƠ CẤU TRUYỀN ĐỘNG

10.1. Cơ cấu truyền động cơ khí	147
10.2. Khớp thủy lực	150
10.3. Khớp điện	152
10.4. Khớp khí nén	153
10.5. Khớp mềm	154

Chương XI

HỆ TRỤC CHÂN VỊT

11.1 Chức năng và các thành phần của hệ trục . . .	156
11.2. Đặc điểm kết cấu của các thành phần hệ trục	158
11.3. Tải trọng tác dụng lên hệ trục và tính hệ trục	167
11.4. Xác định kích thước hệ trục	168
11.5. Kiểm nghiệm bền hệ trục	169

Chương XII

GHÉP CỤM VÀ PHÂN BỐ CÁC THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC

12.1. Chọn vị trí khoang máy trên tàu	172
12.2. Nguyên lý chung về ghép cụm và phân bố các thiết bị	174
12.3. Đặc điểm phân bố các thiết bị trong khoang máy	176
12.4. Thí dụ về sự phân bố các thiết bị trong khoang máy	179
TÀI LIỆU THAM KHẢO	182

**TRANG BỊ ĐỘNG LỰC
ĐIÉZEN TÀU THỦY**
TÁC GIẢ : PGS.TS. PHẠM VĂN THẾ

Chịu trách nhiệm xuất bản :

PGS.TS. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập và sửa bài :

Ths. NGUYỄN HUY TIẾN

NGỌC LINH

Trình bày bìa :

HƯƠNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70, TRẦN HƯNG ĐẠO, HÀ NỘI

In 800 cuốn, khổ 19 x 26,5 cm tại Xưởng in Nhà xuất bản Thống kê.
Giấy phép xuất bản số: 150-335-18/7/2005.
In xong và nộp lưu chiểu tháng 4 năm 2006.

206101

trang bị động lực diesel tàu

1 006050 500858 32.000 VNĐ