

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Tên đề tài:

**TÍNH TOÁN THIẾT KẾ LY HỢP Ô TÔ CON
DỰA TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ TOYOTA LAND CRUISER**

SVTH: Nguyễn Thanh Phúc _ 20C4CLC4
GVHD: TS. Lưu Đức Lịch

Đà Nẵng, 2025

TÓM TẮT

Tên đề tài : Tính toán thiết kế ly hợp ô tô con dựa trên cơ sở ô tô Toyota Land Cruiser

Sinh viên thực hiện : Nguyễn Thanh Phúc

Số thẻ sinh viên :103200206

Lớp :20C4CLC4

Thiết kế hệ thống ly hợp cho ô tô nhằm đảm bảo khả năng truyền mô-men xoắn hiệu quả từ động cơ đến hệ thống truyền lực, đồng thời đảm bảo khả năng đóng ngắt hợp lý và chuẩn xác trong mọi thời điểm mà xe vận hành. Thiết kế cần phải đáp ứng các yêu cầu về kích thước, độ bền, hiệu suất làm việc, độ êm dịu và độ tin cậy và trong đó có quá trình mô phỏng ly hợp giúp ta hiểu hơn về ảnh hưởng và cách ly hợp hoạt động qua đó đưa ra những chỉnh sửa và cải tiến mới cho các dòng xe hiện nay.

LỜI NÓI ĐẦU

Đất nước ta đang ngày càng phát triển và có sự thay đổi từng ngày, cùng với sự phát triển về kinh tế thì khoa học kỹ thuật cũng có bước phát triển vượt bậc và thu được những thành tựu quan trọng. Khoa học kỹ thuật đã được áp dụng phổ biến trong đời sống và góp phần thúc đẩy sự phát triển của nền kinh tế quốc dân.

Công nghiệp ô tô là một ngành quan trọng trong sự phát triển kinh tế của một đất nước, đặc biệt là một quốc gia đang phát triển như Việt Nam. Ô tô phục vụ cho các mục đích thiết yếu của con người như việc vận chuyển hàng hoá, đi lại của con người. Ngoài ra nó còn phục vụ trong rất nhiều lĩnh vực khác như: Y tế, cứu hoả, cứu hộ, an ninh, quốc phòng.... Do vậy phát triển ngành công nghiệp ô tô Việt Nam là một trong những mục tiêu chiến lược trong sự phát triển của đất nước. Thực tế nhà nước ta cũng đã chú trọng phát triển ngành công nghiệp ô tô với những đề án chiến lược dài hạn đến năm 2025, 2030. Cùng với việc chuyển giao công nghệ giữa Việt Nam và các nước phát triển trên thế giới, chúng ta ngày càng được tiếp cận nhiều hơn với các công nghệ tiên tiến trên thế giới trong đó có công nghệ về ô tô. Công nghệ ô tô mặc dù là một công nghệ xuất hiện đã lâu nhưng trong những năm gần đây đã có nhiều bước phát triển mạnh mẽ, liên tục các công nghệ mới đã được phát minh nhằm hoàn thiện hơn nữa ô tô truyền thống. Ngoài ra người ta còn phát minh ra những công nghệ mới nhằm thay đổi ô tô truyền thống như nghiên cứu ô tô dùng động cơ Hybrid, động cơ dùng nhiên liệu Hydro, ô tô có hệ thống lái tự động.... Tuy nhiên trong điều kiện của nước ta, chúng ta chỉ cần tiếp thu và hoàn thiện những công nghệ về ô tô truyền thống.

Trên ô tô, người ta chia ra thành các phần và các cụm khác nhau. Trong đó ly hợp là một trong những cụm chính và có vai trò quan trọng trong hệ thống truyền lực của ô tô. Hệ thống ly hợp có ảnh hưởng lớn đến tính êm dịu của ô tô, tính năng điều khiển của ô tô, đảm bảo an toàn cho động cơ và hệ thống truyền lực trên ô tô. Nên để chế tạo được một chiếc ô tô đạt yêu cầu chất lượng thì việc thiết kế chế tạo một bộ ly hợp tốt là rất quan trọng. Do đó em đã được giao đề tài “ *Tính toán thiết kế ly hợp ô tô con dựa trên cơ sở ô tô Toyota Land Cruise* ” để nghiên cứu tìm hiểu cụ thể về hệ thống ly hợp trên ô tô và quy trình thiết kế chế tạo hệ thống ly hợp cho ô tô. Với các thông số ban đầu lấy từ xe tham khảo là xe Toyota Land Cruiser .Trong nội dung đề án, em đã cố gắng trình bày một cách cụ thể nhất về hệ thống ly hợp trên ô tô, bao gồm từ phần tổng quan về hệ thống ly hợp đến quy trình thiết kế chế tạo một bộ ly hợp hoàn chỉnh có thể hoạt động được cũng như mô phỏng lại quá trình đóng mở ly hợp bằng ứng dụng matlab simulink

Trong thời gian được giao đề tài, với sự hướng dẫn, giúp đỡ tận tình, cụ thể của Thầy giáo: **TS. Lưu Đức Lịch** cùng các thầy giáo trong bộ môn cơ khí động lực, em đã hoàn thành đồ án của mình. Mặc dù bản thân đã có cố gắng và được sự quan tâm giúp đỡ của các thầy giáo nhưng do kiến thức, kinh nghiệm và thời gian hạn chế nên đồ án của em không thể tránh khỏi thiếu sót. Em rất mong nhận được sự chỉ bảo, phê bình của các thầy trong bộ môn.

Em xin chân thành cảm ơn thầy giáo hướng dẫn: **TS. Lưu Đức Lịch** và các thầy giáo trong bộ môn cơ khí động lực, kỹ thuật ô tô, Khoa Cơ Khí Giao Thông, Trường ĐHBK Đà Nẵng đã giúp đỡ, tạo điều kiện cho em hoàn thành tốt bản đồ án này.

Đà Nẵng, ngày 30 tháng 5 năm 2025

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Thanh Phúc

MỤC LỤC

TÓM TẮT	i
LỜI NÓI ĐẦU	iii
DANH SÁCH BẢNG, HÌNH VẼ	vii
DANH SÁCH KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT	ix
MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ LY HỢP	2
1.1 Công dụng, yêu cầu, phân loại	2
1.1.1 Công dụng.....	2
1.1.2. Yêu cầu.....	2
1.1.3. Phân loại:.....	3
1.1.4. Phân tích kết cấu cơ bản ly hợp(ly hợp ma sát khô)	3
a. Đĩa ép và đĩa trung gian.....	3
b. Đĩa bị động.....	4
c. Bộ giảm chấn	5
d. Đòn mở ly hợp	6
CHƯƠNG II: LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ	7
2.1. Lựa chọn cụm ly hợp	7
2.1.1 Phương án 1: Ly hợp thủy lực.....	7
2.1.2.Ly hợp điện từ.....	9
2.1.3.Ly hợp ma sát khô (Mô-men được truyền nhờ ma sát)	10
2.1.4. Phương án lựa chọn	14
2.2. Lựa chọn phương án dẫn động điều khiển loại ly hợp đĩa ma sát	14
2.2.1.Dẫn động ly hợp bằng cơ khí.....	15
2.2.2.Dẫn động ly hợp bằng thủy lực	17
2.2.3. Dẫn động thủy lực có trợ lực chân không	19
2.2.4. Phương án lựa chọn dẫn động	21
2.3.Lựa chọn loại lò xo ép	21

2.3.1. Lò xo trụ	22
2.3.2. Lò xo côn	23
2.3.3. Lò xo đĩa.....	23
2.3.4. Phương án lựa chọn lò xo	24
2.4. Kết luận hệ thống ly hợp chọn thiết kế.....	24
CHƯƠNG III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ LY HỢP	26
3.1. Xác định kích thước cơ bản của ly hợp.....	26
3.1.1.Xác định mô-men ma sát mà ly hợp cần truyền	26
3.1.2.Xác định các thông số và kích thước cơ bản	26
3.1.3.Tính lò xo ép.....	29
3.1.4.Tính lò xo giảm chấn	31
3.2. Tính kiểm tra điều kiện làm việc ly hợp.....	35
3.2.1. Tính công trượt và công trượt riêng	35
3.2.2. Kiểm tra nhiệt độ các chi tiết	36
3.3 Tính bền một số chi tiết ly hợp.....	37
3.3.1 Tính bền đĩa bị động	37
3.3.2 Tính toán trục ly hợp	40
3.4. Tính toán thiết kế dẫn động ly hợp.....	46
3.4.1.Xác định lực và hành trình bàn đạp	46
3.4.2.Thiết kế hệ dẫn động thủy lực.....	48
3.4.3.Tính toán thiết kế bộ trợ lực chân không	51
CHƯƠNG IV: MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH ĐÓNG MỞ LY HỢP	54
4.1. Xây dựng cơ sở lý thuyết và mô hình mô phỏng.....	54
4.2. Mô phỏng và phân tích kết quả.....	63
KẾT LUẬN.....	69
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	70

DANH SÁCH BẢNG, HÌNH VẼ

DANH SÁCH BẢNG

Bảng 4.1: Giải thích các khối có trong mô hình mô phỏng.....	58
Bảng 4.1: Tín hiệu đầu vào và trạng thái hoạt động của động cơ	64
Bảng 4.3: Bảng trạng thái ly hợp khi khoá.....	65
Bảng 4.4: Phân tích trạng thái động cơ khi ly hợp mở.....	66

DANH SÁCH HÌNH VẼ

Hình 1.1: Đĩa ép và đĩa trung gian.....	4
Hình 1.2: Sơ đồ đĩa bị động.....	5
Hình 1.3: Các bộ phận giảm chấn.....	6
Hình 2.1 : Sơ đồ ly hợp thủy lực	7
Hình 2.2 : Sơ đồ ly hợp điện từ	9
Hình 2.3: Ly hợp ma sát	10
Hình 2.4: Sơ đồ cấu tạo ly hợp ma sát khô một đĩa.....	11
Hình 2.5: Sơ đồ cấu tạo ly hợp ma sát khô hai đĩa.....	13
Hình 2.6: Sơ đồ hệ thống dẫn động bằng cơ khí sử dụng thanh và cần	15
Hình 2.7: Các bộ phận của cơ cấu dẫn động sử dụng cáp.....	16
Hình 2.8: Sơ đồ hệ thống dẫn động ly hợp bằng thủy lực.....	17
Hình 2.9: Sơ đồ cấu tạo xilanh chính của dẫn động ly hợp bằng thủy lực.....	18
Hình 2.10: Sơ đồ dẫn động thủy lực có trợ lực chân không.....	19
Hình 2.11 : Sơ đồ bộ trợ lực chân không.....	20
Hình 2.12: Đặc tính các loại lò xo ép ly hợp.....	21
Hình 2.13 : Ly hợp lò xo trụ.....	22
Hình 2.14 : Lò xo đĩa.....	24
Hình 2.15 : Sơ đồ hệ thống ly hợp lựa chọn thiết kế.....	25
Hình 3.1 Cấu tạo đĩa ma sát ly hợp	27
Hình 3.2 : Sơ đồ lò xo đĩa.....	29
Hình 3.3 : lò xo giảm chấn.....	32
Hình 3.4: Sơ đồ cửa sổ xoắn- σ	33

Hình 3.5 Sơ đồ bố trí đỉnh tán trên tấm ma sát.....	38
Hình 3.6 : Mayer đĩa bị động.....	39
Hình 3.7a : Sơ đồ các lực tác dụng lên trục ly hợp và hộp số.	41
Hình 3.7b : Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh răng trên trục I.....	41
Hình 3.7.c : Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh răng trên trục III.....	42
Hình 3.7d : Sơ đồ các lực trên trục I.....	44
Hình 3.8 : Sơ đồ tính toán hệ thống dẫn động ly hợp.....	46
Hình 3.9 : Sơ đồ dẫn động thủy lực có trợ lực chân không.....	48
Hình 3.10 : Biểu đồ ứng suất của xy lanh.....	49
Hình 3.11 : Sơ đồ bộ trợ lực chân không.....	51
Hình 3.12 : Sơ đồ hệ thống ly hợp.....	53
Hình 4.1: Hệ thống ly hợp, được phân tích sử dụng mô hình tham số gộp.....	54
Hình 4.2: Sơ đồ trạng thái mô tả quá trình chuyển đổi chế độ ma sát.....	56
Hình 4.3 Mô hình mô phỏng đóng mở ly hợp.....	57
Hình 4.4: Sơ đồ cấp cao nhất cho mô hình ly hợp.....	58
Hình 4.5: Hệ thống trạng thái ly hợp 'Đã mở khóa'.....	61
Hình 4.6: Hệ thống trạng thái ly hợp 'bị khóa'.....	62
Hình 4.7: Hệ thống điều khiển 'Logic chế độ ma sát'.....	63
Hình 4.8: Đầu vào hệ thống: lực bình thường và mô-men xoắn động cơ.....	64
Hình 4.9 Trạng thái hoạt động của động cơ trong quá trình ly hợp bị khoá.....	65
Hình 4.10 Biểu đồ trạng thái khi ly hợp ở trạng thái mở.....	66
Hình 4.11: Vận tốc góc của động cơ, xe và trục cho đầu vào mặc định.....	68

DANH SÁCH KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

Kí hiệu	Thứ nguyên	Diễn giải
DOHC		Double OverHead Camshaft
P_{\max}	[W]	Công suất cực đại của động cơ
a, b, c		Hằng số Lay-đéc-man
M_{\max}	[N.m]	Mô men xoắn cực đại động cơ
i_0		Tỷ số truyền của truyền lực chính
i_1		Tỷ số truyền tay số 1
ω_{bx}	[rad/s]	Tốc độ góc của bánh xe chủ động
ω_e	[rad/s]	Tốc độ góc của động cơ
V_{\max}	[m/s]	Vận tốc tối đa của xe
R_b	[m]	Bán kính làm việc bánh xe
R_{tb}	[m]	Bán kính ma sát trung bình
W_{μ}	[J]	Công trượt ly hợp
F_{Σ}	[N]	Lực ép tổng lên các đĩa
F_N	[N]	Lực ép cần thiết để ngắt ly hợp
η_{tl}		Hiệu suất của hệ thống truyền động
Q_{bd}	[N]	Lực tác dụng lên bàn đạp phanh
Q_c	[N]	Lực cường hoá của bộ trợ lực chân không
R_{tb}	[m]	Bán kính ma sát trung bình
Δt	[$^{\circ}$ K]	Mức nhiệt gia tăng của ly hợp
$(T_f)_{\max}$	[N.m]	Momen ma sát cực đại

MỞ ĐẦU

Trong ngành công nghiệp ô tô hiện đại, hệ thống truyền lực đóng vai trò vô cùng quan trọng trong việc đảm bảo khả năng vận hành ổn định, linh hoạt và hiệu quả của xe. Một trong những bộ phận then chốt trong hệ thống truyền lực chính là ly hợp – cơ cấu trung gian giữa động cơ và hộp số, cho phép ngắt và nối truyền động một cách êm dịu và chủ động.

Ly hợp không chỉ giúp xe khởi động mượt mà và sang số nhẹ nhàng, mà còn góp phần bảo vệ động cơ và hệ thống truyền lực khỏi các xung lực có hại trong quá trình hoạt động. Việc thiết kế ly hợp phù hợp với từng loại ô tô (tùy theo công suất động cơ, tải trọng, điều kiện làm việc...) là yêu cầu thiết yếu để đảm bảo hiệu suất làm việc cao, độ bền và độ tin cậy trong vận hành.

Đề án này tập trung vào việc thiết kế hệ thống ly hợp cho ô tô con với việc sử dụng xe Toyota Land Cruiser làm xe tham khảo. Mục tiêu chính của đề án là:

- Phân tích yêu cầu kỹ thuật và điều kiện làm việc của ly hợp qua đó lựa chọn ký hợp phù hợp để thiết kế
- Tính toán, thiết kế các chi tiết cũng như kiểm nghiệm độ bền, khả năng chịu nhiệt và tuổi thọ làm việc của ác chi tiết
- Mô phỏng quá trình đóng mở của ly hợp qua đó nhận biết được khả năng làm việc của ly hợp

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ LY HỢP

1.1 Công dụng, yêu cầu, phân loại

1.1.1 Công dụng

Ly hợp là một cụm quan trọng của hệ thống truyền lực, thực hiện nhiệm vụ:

- Ly hợp dùng để truyền mô men xoắn từ trục khuỷu động cơ đến các cụm tiếp theo của hệ thống truyền lực. Khi nối êm dịu động cơ đang làm việc với hệ thống truyền lực (lúc này ly hợp có sự trượt) làm cho mômen ở các bánh xe chủ động tăng lên từ từ. Do đó, xe khởi hành và tăng tốc êm.

- Ly hợp dùng để tách nối động cơ với hệ thống truyền lực khi khởi hành, dừng xe, chuyển số và cả khi phanh xe. Ở hệ thống truyền lực cơ khí với hộp số có cấp việc dùng ly hợp để tách tức thời động cơ khỏi hệ thống truyền lực sẽ làm giảm va đập đầu răng của các bánh răng khi vào số hoặc của các khớp gài và làm cho quá trình đổi số được dễ dàng.

- Ly hợp còn là cơ cấu an toàn bảo đảm cho động cơ và hệ thống truyền lực khỏi bị quá tải dưới tác dụng động và mô men quán tính. Ví dụ như trong trường hợp phanh đột ngột và không nhả ly hợp.

1.1.2. Yêu cầu

Ly hợp phải thoả mãn các yêu cầu sau:

- Đảm bảo truyền hết được mômen của động cơ xuống hệ thống truyền lực mà không bị trượt ở mọi điều kiện sử dụng.
- Khi xe khởi hành hoặc chuyển số, quá trình đóng ly hợp phải êm dịu để giảm tải trọng động tác động lên hệ thống truyền lực.
- Khi ly hợp mở cần phải ngắt dòng truyền nhanh chóng dứt khoát.
- Khối lượng các chi tiết, mômen quán tính của phần bị động của ly hợp phải nhỏ để giảm tải trọng động tác động lên các bánh răng và bộ đồng tốc khi sang số.
- Mô men ma sát không đổi khi ly hợp ở trạng thái đóng.
- Có khả năng trượt khi bị quá tải.
- Có khả năng thoát nhiệt tốt để tránh làm nóng các chi tiết khi ly hợp bị trượt trong quá trình làm việc.
- Điều khiển ly hợp nhẹ nhàng tránh gây mệt mỏi cho người lái xe, có khả năng tự động hoá dẫn động điều khiển.
- Giá thành của bộ ly hợp rẻ, tuổi thọ cao, kết cấu đơn giản kích thước nhỏ gọn, dễ tháo lắp và sửa chữa bảo dưỡng.

1.1.3. Phân loại:

Có nhiều cách phân loại ly hợp:

+ Theo phương thức truyền mô-men từ trục khuỷu động cơ tới hệ thống truyền lực các ly hợp ô- tô được phân thành:

- Ly hợp ma sát: Mô-men truyền qua ly hợp nhờ ma sát giữa các bề mặt ma sát. Ly hợp ma sát có kết cấu đơn giản, hiện nay được sử dụng phổ biến trên ô-tô với các dạng sử dụng ma sát khô và ma sát trong dầu (ma sát ướt).

- Ly hợp thủy lực: Mô-men được truyền nhờ môi trường chất lỏng. Do khả năng truyền mô-men và tải trọng động, các bộ truyền thủy lực được dung trên các hệ thống truyền lực thủy cơ với kết cấu ly hợp thủy lực và biến mô thủy lực.

- Ly hợp điện từ: Mô-men được truyền nhờ từ trường.

- Loại liên hợp: Mô-men được truyền nhờ kết hợp các phương pháp trên.

+ Theo cấu tạo của bộ phận ma sát ta có: loại đĩa, loại đĩa côn, loại trống.

+ Theo phương pháp điều khiển dẫn động ly hợp:

- Ly hợp cơ khí: Là dẫn động điều khiển từ bàn đạp tới cụm ly hợp thông qua các khâu khớp đòn nối. Loại này thường được dung trên ô-tô con với yêu cầu lực ép nhỏ.

- Ly hợp dẫn động thủy lực: Là dẫn động thông qua các khâu khớp đòn nối và đường ống cùng với các cụm truyền chất lỏng.

- Ly hợp dẫn động có trợ lực: Là tổ hợp các phương án dẫn động cơ khí hoặc thủy lực với các bộ phận trợ lực bàn đạp: cơ khí, thủy lực áp suất lớn, chân không, khí nén... Trên ô-tô ngày nay thường sử dụng trợ lực điều khiển ly hợp.

+ Theo đặc điểm làm việc: Ly hợp thường đóng và thường mở.

- Loại ly hợp thường đóng: Khi không có lực điều khiển, ly hợp luôn ở trạng thái đóng, khi đạp ly hợp các bề mặt làm việc tách ra. Đại đa số các ly hợp trên ô-tô dùng loại này.

- Loại ly hợp thường mở: Khi không có lực điều khiển, ly hợp luôn ở trạng thái mở.

+ Theo dạng lò xo ép có thể phân loại ly hợp như sau: Lò xo trụ bố trí theo vòng tròn, lò xo côn xoắn và lò xo côn đĩa.

1.1.4. Phân tích kết cấu cơ bản ly hợp(ly hợp ma sát khô)

a. Đĩa ép và đĩa trung gian

Đĩa ép và đĩa trung gian đảm nhận nhiệm vụ tạo mặt phẳng ép với đĩa bị động. Truyền mômen xoắn của động cơ tới đĩa bị động. Kết cấu truyền mômen này được thực hiện bằng các vấu, chốt, thanh nối đàn hồi.

Trong điều kiện luôn chịu nhiệt sinh ra ở bề mặt ma sát. Đĩa ép và đĩa trung gian còn đảm bảo việc hấp thụ và truyền nhiệt ra môi trường. Các đĩa được chế tạo từ gang đặc còn có các gân hoặc rãnh hướng tâm thoát nhiệt ra ngoài. Tăng độ cứng đĩa ép các vấu (a,c) của đĩa ép nằm trong rãnh của vỏ ly hợp đảm bảo liên kết chắc chắn. Do xuất hiện ma sát ở liên kết, làm tăng điều khiển mở ly hợp. Phương pháp này được sử dụng rộng rãi ở ly hợp xe con và xe tải.

Ở ly hợp hai đĩa liên kết có thể thực hiện nhờ chốt cố định trên bánh đà (d,e) đĩa trung gian có thể liên kết với bánh đà nhờ vấu hoặc chốt hướng tâm, chốt dọc trục (c,d,e)



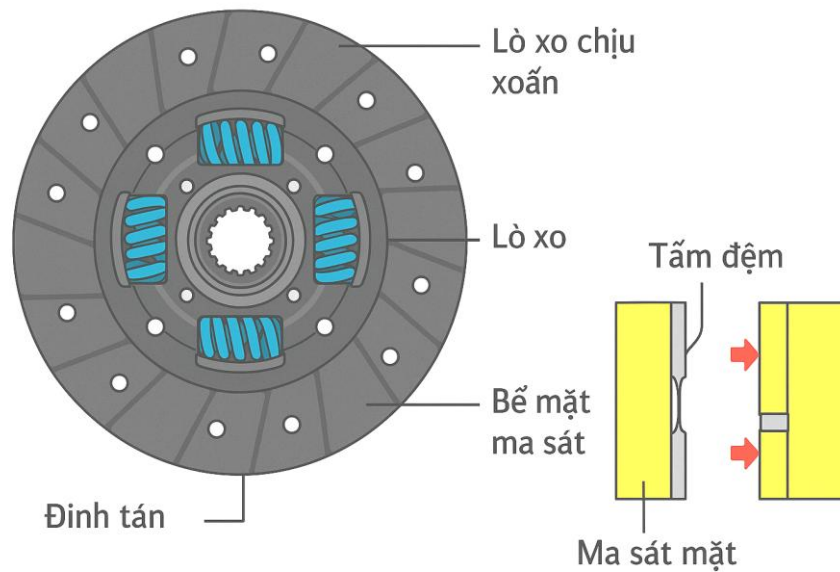
Hình 1.1: Đĩa ép và đĩa trung gian

b. Đĩa bị động

Đĩa bị động được lắp trên then hoa trục bị động gồm: Xương đĩa (5) bằng thép mỏng, tấm ma sát (1) và bộ phận dập tắt dao động (6,10)

Xương đĩa được tán chặt với các cánh hình chữ ‘T’ làm bằng thép lò xo. Các cánh được bẻ vênh về các hướng khác nhau và tán với các tấm ma sát (1). Cấu trúc như vậy đảm bảo cho các bề mặt ma sát được tiếp xúc tốt, đóng êm dịu, ngăn ngừa sự cong vênh khi bị nung nóng dẫn đến làm giảm độ cứng dọc trục của đĩa bị động.

Các tấm ma sát (1) được cố định vào các cánh chữ ‘T’ theo phương pháp tán độc lập. Bề mặt của tấm ma sát có rãnh thông gió và để thoát sản phẩm mài mòn. Vật liệu tấm ma sát được làm từ nguồn gốc amiang. Tấm ma sát có hệ số ma sát cố định, chịu mài mòn cao với khả năng làm việc nhiệt độ lâu dài đến 2000c và tức thời đến 3500c. Tấm ma sát có thể sử dụng phụ da thiếc (ổn định hệ số ma sát), đồng (nâng cao khả năng truyền nhiệt), chì (giảm tốc độ mài mòn, chống xước). Tuổi thọ làm việc của tấm ma sát quyết định tuổi thọ của ly hợp do vậy vật liệu của nó ngày được hoàn thiện.



Hình 1.2: Sơ đồ đĩa bị động

c. Bộ giảm chấn

Dập tắt dao động xoắn ở đĩa bị động bao gồm hai nhóm chi tiết cơ bản

Nhóm chi tiết đàn hồi:

Dùng để giảm dao động có tần số cao xuất hiện trong hệ thống truyền lực do có sự kích động cưỡng bức theo chu kì từ động cơ hoặc mặt đường.

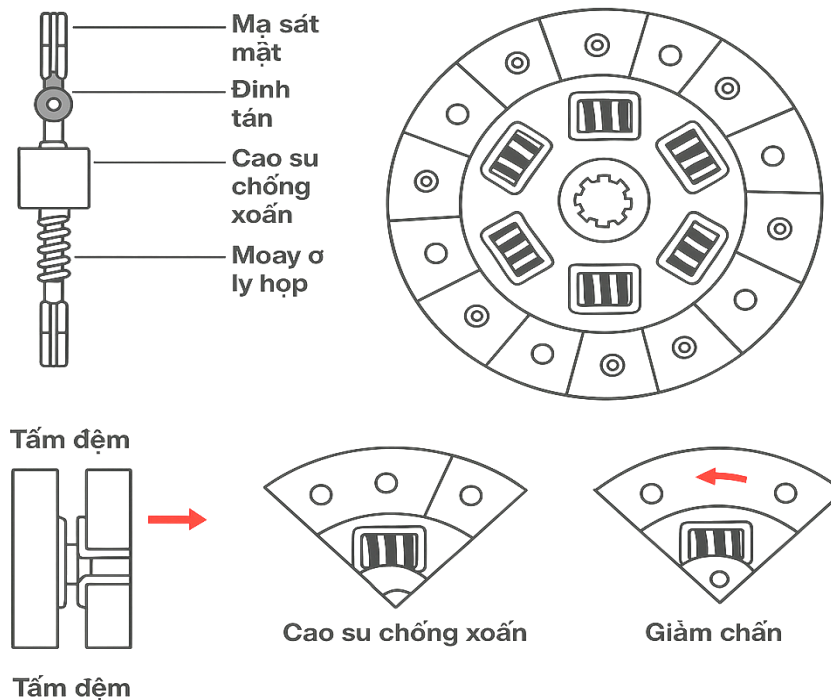
Cấu tạo bộ giảm chấn:

Đa dạng, nhưng đều được bố trí nối giữa xương đĩa bị động với mayer và hoạt động theo nguyên tắc hấp thụ và phân tán năng lượng

Xương đĩa bị động được nối với đĩa trong bằng bằng đinh tán. Trên đĩa trong có các cửa sổ chứa lò xo một đầu lò xo tựa trên đĩa trong của xương đĩa, đầu kia tựa vào đĩa.

Trạng thái (b): Khi xuất hiện tải hay bị dao động cộng hưởng, xương đĩa và moay ơ dịch chuyển với nhau 1 góc α chiều dài lò xo bị thu ngắn.

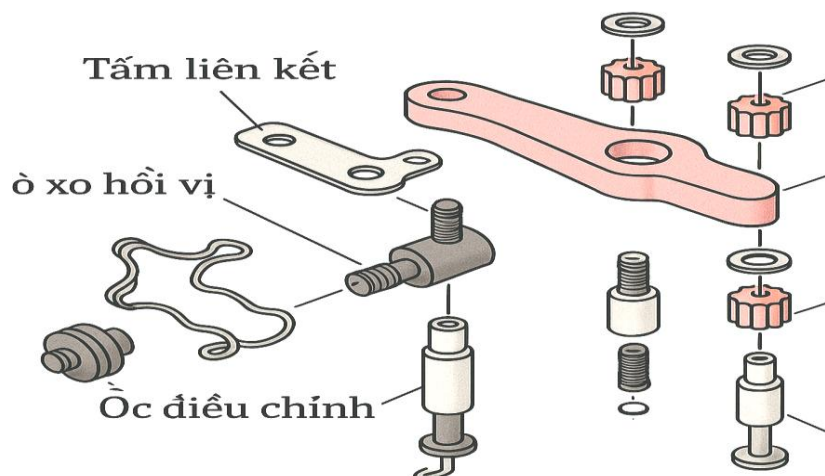
Nhờ bố trí lò xo nằm trên chu vi truyền lực \rightarrow độ cứng của hệ thống truyền lực giảm. Giúp nâng cao khả năng truyền êm mômen xoắn và hạn chế tải trọng động do dao động cộng hưởng gây ra.



Hình 1.3: Các bộ phận giảm chấn

d. Đòn mở ly hợp

Đòn mở ly hợp là khâu nối giữa phần dẫn động điều khiển và phần chủ động đĩa ép ly hợp. Đòn mở đảm nhận truyền lực điều khiển để mở đĩa ép trong cụm ly hợp. Khi mở ly hợp lực điều khiển cần ép lò xo ép lại. Kéo đĩa ép tách các bề mặt ma sát. Lực điều khiển tác dụng lên đòn mở lớn, nên đòn mở thường có từ 3 chiếc trở lên, bố trí đều theo chu vi. Đòn mở được liên kết với đĩa chủ động và cùng quay với vỏ ly hợp. Đòn mở được chế tạo từ thép hợp kim có trọng lượng và kích thước nhỏ. Tiết diện của đòn mở phụ thuộc vào không gian và phương pháp chế tạo, đúc hoặc dập. Phần lớn các ly hợp lò xo đĩa sử dụng lò xo ép xẻ rãnh để tạo thành đòn mở. Cấu trúc liên kết lựa được trình bày theo hình 1.4



Hình 1.4: Sơ đồ cấu tạo đòn mở ly hợp

CHƯƠNG II: LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ

Bảng 2.1: Các thông số tham khảo của xe cơ sở Toyota Land Cruiser

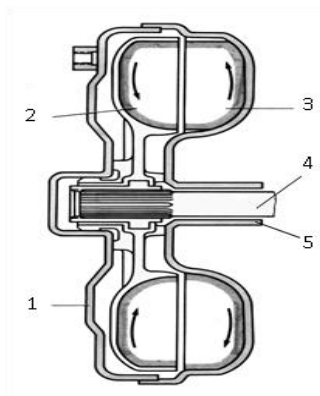
(Nguồn: Toyota.com.vn)

Thông số	Toyota Land Cruiser
Trọng lượng khi xe không tải (Kg)	2145
Phân bố trọng lượng lên cầu trước (Kg)	1100
Trọng lượng phân bố lên cầu sau (Kg)	1045
Tải trọng của xe (Kg)	755
Trọng lượng toàn tải (Kg)	2900
Phân bố lên cầu trước (Kg)	1370
Phân bố lên cầu sau (Kg)	1530
Động cơ:	Xăng
Loại động cơ	4.6 l V8 petrol
Số xy lanh	V8-32 valve-DOHC
Thể tích công tác	4608cc
Công suất cực đại (Kw / rpm)	200/5400
Mômen xoắn cực đại (N.m/ rpm)	418/3400
Vòng quay tối thiểu	800 v/p
Vòng quay tối đa	5800 v/p
Hộp số:	
Tỷ số truyền ở truyền lực chính	4,4
Tỷ số truyền ở tay số 1	3,3
Lốp:	285/65 R17

2.1. Lựa chọn cụm ly hợp

2.1.1 Phương án 1: Ly hợp thủy lực

1. Bánh đà
2. Bánh tuabin
3. Bánh bơm
4. Trục sơ cấp
5. Vỏ ly hợp



Hình 2.1 : Sơ đồ ly hợp thủy lực

Ly hợp thủy lực truyền mô men thông qua chất lỏng.

Cấu tạo của ly hợp gồm 2 phần:

Phần chủ động : là phần bánh bơm, bánh đà.

Phần bị động : là phần bánh tuabin nối với trục sơ cấp của hộp giảm tốc.

Nguyên lý hoạt động

Ly hợp thủy lực gồm có 2 bánh công tác. Bánh bơm ly tâm và bánh tuabin hướng tâm, tất cả được đặt trong hộp kín điền đầy chất lỏng công tác. Trục của bánh bơm được nối với động cơ và trục của bánh tuabin được nối với hộp số.

Khi động cơ làm việc, bánh bơm quay, dưới tác dụng của lực ly tâm chất lỏng công tác bị dôn từ trong ra ngoài dọc theo các khoang giữa các cánh bơm. Khi ra khỏi cánh bơm, chất lỏng có vận tốc lớn và đập vào các bánh tuabin quay theo. Nhờ đó năng lượng được truyền từ bánh bơm sang bánh tuabin nhờ dòng chảy chất lỏng.

Ly hợp thủy lực không có khả năng biến đổi mômen, nó chỉ làm việc như một khớp nối thuần túy nên nó còn gọi là khớp nối thủy lực.

Ưu điểm:

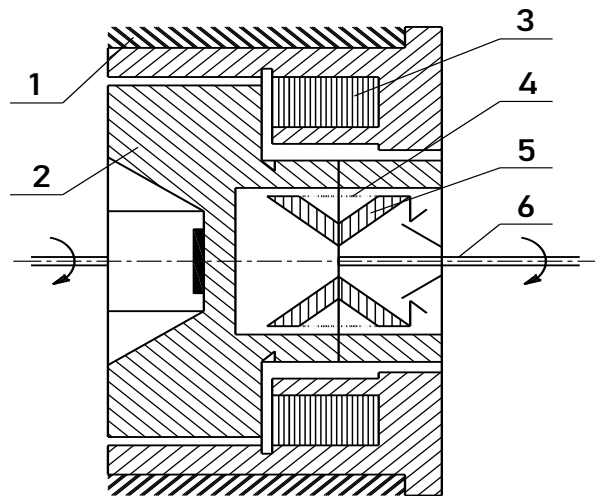
Đây là loại ly hợp mà mô-men ma sát được truyền nhờ ma sát của môi trường chất lỏng nên làm việc rất êm dịu do đó giảm được tải trọng động cho hệ thống truyền lực cũng như động cơ.

Nhược điểm:

Tuy nhiên ly hợp thủy lực lại mở không dứt khoát vì luôn có mô-men dư (dù số vòng quay của động cơ rất thấp) làm ảnh hưởng đến việc gài số. Ngoài ra ly hợp thủy lực luôn xảy ra sự trượt (ít nhất 2-3%) do vậy luôn có tổn hao công suất động cơ và tiêu hao thêm nhiên liệu. Mặt khác ly hợp thủy lực đòi hỏi cao về độ chính xác, độ kín khít của các mối ghép nên rất khó chế tạo, yêu cầu các loại dầu đặc biệt (dầu có độ nhớt và nhiệt độ đông đặc thấp, không sulfu...) dẫn đến giá thành sẽ cao hơn ly hợp cơ khí thông thường rất nhiều.

Do đó loại ly hợp này chỉ sử dụng rất ít trên các loại xe có công suất riêng lớn.

2.1.2. Ly hợp điện từ



Hình 2.2 : Sơ đồ ly hợp điện từ

1. Bánh đà

2. Khung từ

3. Cuộn dây

4. Mặt sắt

5. Lõi thép bị động nối với hộp số

6. Trục ly hợp

Ly hợp điện từ hình thành với 2 dạng kết cấu:

- Ly hợp ma sát sử dụng lực ép điện từ
- Ly hợp điện từ làm việc theo nguyên lý nam châm điện bột.

Cả hai loại này đều sử dụng nguyên tắc đóng mở ly hợp thông qua công tác đóng mở mạch điện bố trí tại cần gài số. Như vậy không cần bố trí bàn đạp ly hợp và thực hiện điều khiển theo hệ thống ‘điều khiển hai pedal’.

Sau đây ta xét sơ đồ ly hợp điện nam châm bột. Có ba dạng kết cấu :

- Cuộn dây bố trí tĩnh tại trên phần cố định của vỏ.
- Cuộn dây quay cùng bánh đà.
- Cuộn dây quay cùng đĩa bị động.

Xét ly hợp bố trí cuộn dây quay cùng bánh đà

Cấu tạo của chúng gồm ba phần :

Phần chủ động: bao gồm bánh đà (1), vỏ ly hợp, cuộn dây(3), khung từ (2).

Phần bị động: bao gồm lõi thép bị động (5), nối với trục chủ động của hộp số(6).

Nguyên lý hoạt động

Khi có dòng điện qua cuộn dây (3). Xung quanh nó sẽ xuất hiện từ thông có dạng vòng tròn khép kín đi qua không gian khe hở từ (4) có chứa bột kim loại đặc biệt. Từ thông đi qua bột kim loại này sẽ tập trung dọc theo chiều lực nam châm, tạo thành

những sợi cứng. Nối phần chủ động và phần bị động với nhau truyền mômen từ động cơ tới hệ thống truyền lực.

Khi ngắt điện của cuộn dây, bột thép lại trở lên di động và ly hợp được ngắt. Sử dụng ly hợp nam châm điện loại này cần có nguồn điện đủ mạnh và ổn định vì vậy có xu hướng được bố trí trên hệ thống truyền lực của ô tô hybrid hiện nay.

Ưu điểm:

Đây là loại ly hợp mà mô-men được truyền nhờ từ trường. Ly hợp điện từ hoạt động êm dịu. Khả năng chống quá tải tốt.

Nhược điểm:

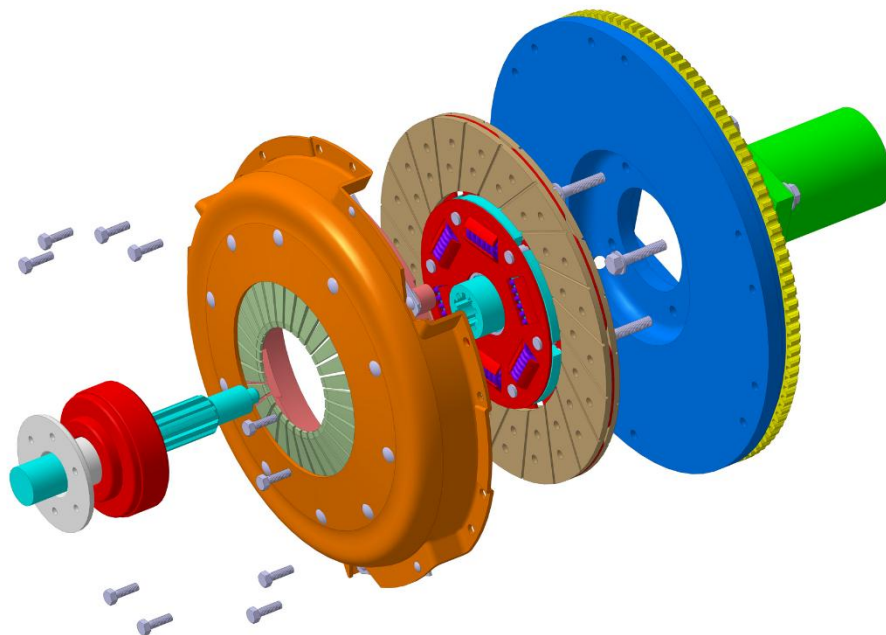
Kết cấu công kênh và trọng lượng trên đơn vị công suất truyền là lớn nên ít dùng trên ô-tô mà thường được sử dụng trên tàu hoặc các xe máy công trình cỡ lớn.

2.1.3. Ly hợp ma sát khô (Mô-men được truyền nhờ ma sát)

Ngày nay ly hợp ma sát khô được sử dụng phổ biến trên ô-tô và đối với các loại xe du lịch cỡ nhỏ như xe 5 chỗ thường sử dụng ly hợp ma sát khô một đĩa sử dụng lò xo đĩa. Cấu tạo chung được chia làm các phần cơ bản: chủ động, bị động và dẫn động điều khiển.

Phần chủ động gồm các chi tiết lắp ghép trực tiếp hay gián tiếp với bánh đà và có cùng tốc độ quay với bánh đà gồm: bánh đà, đĩa ép, vỏ ly hợp, lò xo ép.

Phần bị động gồm các chi tiết lắp ghép trực tiếp hay gián tiếp với trục bị động của ly hợp (hay trục sơ cấp hộp số) và có cùng tốc độ góc với trục bị động của ly hợp gồm: trục bị động, đĩa bị động.



Hình 2.3: Ly hợp ma sát

2.1.3.1. Ly hợp ma sát khô một đĩa

Phần chủ động :

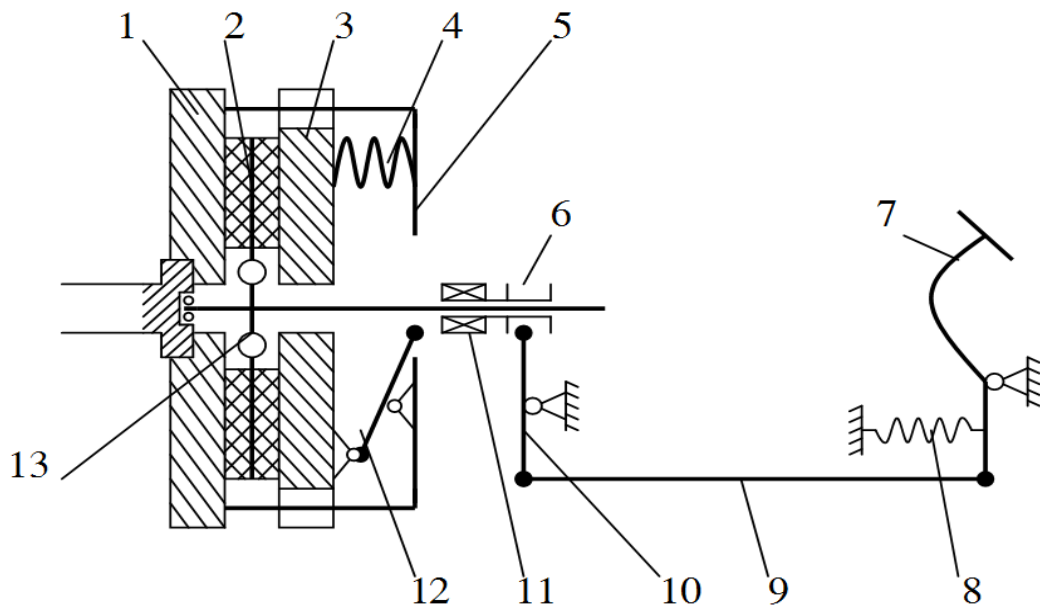
Bao gồm vỏ ly hợp (5) được bắt cố định với bánh đà (1) bằng các bu lông, đĩa ép (3) cùng các chi tiết trên vỏ ly hợp (lò xo ép, đòn mở) đĩa ép (3) nối với vỏ ly hợp bằng thanh mỏng đàn hồi. đảm bảo truyền được mô-men từ vỏ lên đĩa ép và dịch chuyển dọc trục khi đóng, ngắt ly hợp. Lực ép lò xo ép truyền tới đĩa ép có tác dụng kẹp chặt đĩa bị động với bánh đà.

Phần bị động :

Đĩa bị động (2) gồm cả chi tiết xương đĩa bị động, các tấm ma sát, moay ơ, bộ phận giảm chấn (13) và trục ly hợp.

Phần dẫn động :

Gồm các chi tiết liên kết từ bàn đạp (7), đòn kéo (9) tới càng mở (12), ổ bi tỳ (11), đòn mở (12). Đòn mở (12) có điểm tựa trên vỏ ly hợp (5)



Hình 2.4: Sơ đồ cấu tạo ly hợp ma sát khô một đĩa

- | | | |
|---------------------|-------------------------|------------|
| 1. Bánh đà | 2. Đĩa ma sát | 3. Đĩa ép |
| 4. Lò xo ép | 5. Vỏ ly hợp | 6. Bạc mở |
| 7. Bàn đạp | 8. Lò xo hồi vị bàn đạp | 9. Đòn kéo |
| 10. Càng mở | 11. Bi "T" | 12. Đòn mở |
| 13. Lò xo giảm chấn | | |

Phần chủ động :

Bao gồm vỏ ly hợp (5) được bắt cố định với bánh đà (1) bằng các bu lông, đĩa ép (3) cùng các chi tiết trên vỏ ly hợp (lò xo ép, đòn mở) đĩa ép (3) nối với vỏ ly hợp bằng thanh mỏng đàn hồi. đảm bảo truyền được mô-men từ vỏ lên đĩa ép và dịch chuyển dọc trục khi đóng, ngắt ly hợp.

chuyên dọc trục khi đóng, ngắt ly hợp. Lực ép lò xo ép truyền tới đĩa ép có tác dụng kẹp chặt đĩa bị động với bánh đà.

Nguyên lý hoạt động

Sự làm việc của ly hợp được chia thành hai trạng thái cơ bản là : Đóng và Mở .

Trạng thái đóng :

Bàn đạp ly hợp ở trạng thái ban đầu. Dưới tác dụng của các lò xo (4) bố trí trên ly hợp, đĩa bị động (2) được ép giữa bánh đà (1) và đĩa ép (3) bằng lực của lò xo (4). Mômen ma sát được tạo lên giữa chúng. Mômen xoắn chuyển từ phần chủ động tới phần bị động qua bề mặt tiếp xúc giữa đĩa bị động (2) với bánh đà và đĩa ép tới trục bị động của ly hợp sang hộp số.

Khi làm việc, do một số nguyên nhân nào đó, mômen hệ thống truyền lực lớn hơn giá trị mômen ma sát ly hợp, ly hợp sẽ trượt và đóng vai trò là cơ cấu an toàn tránh quá tải cho hệ thống truyền lực.

Trạng thái mở ly hợp :

Khi tác dụng lực điều khiển lên bàn đạp, bàn đạp dịch chuyển→đòn kéo dịch chuyển→ càng mở (10) tác động lên bi ‘T’ (11) dịch sang trái khắc phục khe hở ‘δ’ →tác động đòn mở (12) ép lò xo (4) kéo đĩa ép (3) dịch chuyển sang phải tách các bề mặt ma sát của đĩa bị động ra khỏi bánh đà và đĩa ép. Mômen ma sát giảm dần và triệt tiêu. Ly hợp được mở thực hiện ngắt mômen truyền từ động cơ tới hệ thống truyền lực.

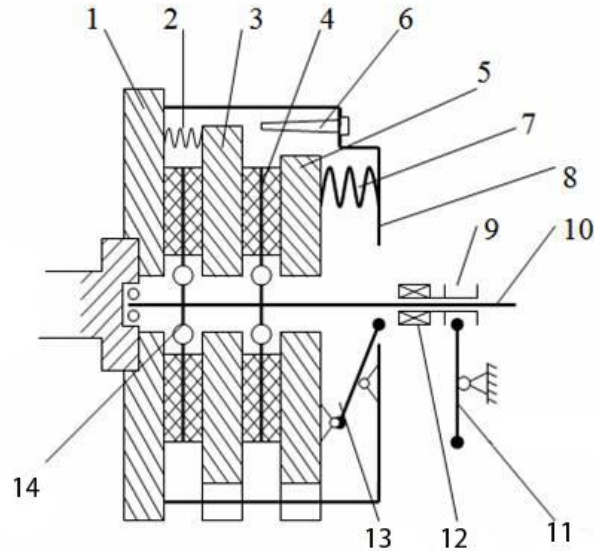
2.1.3.2. Ly hợp ma sát khô hai đĩa

Phần chủ động:

Bao gồm bánh đà (1), đĩa ép trung gian (3), đĩa ép ngoài (5) và vỏ ly hợp (8). Bánh đà có dạng cốc trụ bên trong chứa các đĩa ép và đĩa bị động của cụm ly hợp. Mômen từ động cơ được truyền từ trục khuỷa tới bánh đà sang đĩa ép trung gian và đĩa ép ngoài nhờ các rãnh trên bánh đà và các vấu của đĩa (3) và (5). Như vậy các đĩa (3) và (5) có thể di chuyển dọc trục so với bánh đà và các vấu có thể trượt dọc theo các rãnh để hạn chế dịch chuyển của đĩa trung gian (3), kết cấu sử dụng bu lông hạn chế (6). Các chi tiết đòn mở (13), các lò xo ép (7) (một dây, hai dây , hoặc lò xo đĩa) bố trí liên kết với đĩa ép ngoài nằm trong vỏ ly hợp (8)

Phần bị động:

Gồm có hai đĩa ma sát bị động (4) cùng với bộ giảm chấn (14) dập tắt dao động xoắn. Đĩa bị động bên trong nằm giữa bánh đà và đĩa ép trung gian. Đĩa bị động bên ngoài nằm giữa đĩa ép trung gian và đĩa ngoài. Các đĩa bị động (4) liên kết với các trục bị động của ly hợp bằng mối ghép then hoa di trượt trên mayer.



Hình 2.5: Sơ đồ cấu tạo ly hợp ma sát khô hai đĩa

- | | | |
|------------------|-----------------------------|-----------------------|
| 1 - Bánh đà | 2 - Lò xo đĩa ép trung gian | 3 - Đĩa ép trung gian |
| 4 - Đĩa ma sát | 5 - Đĩa ép ngoài | 6 - Bulông hạn chế |
| 7 - Lò xo ép | 8 - Vỏ ly hợp | 9 - bạc mở |
| 10 - Trục ly hợp | 11 - Càng mở | 12 - Bi "T" |
| 13 - Đòn mở | 14 - Lò xo giảm chấn | |

Nguyên lý hoạt động

Trạng thái đóng ly hợp:

Lực ép của các lò xo (7) ép chặt các đĩa ép ngoài, đĩa bị động ngoài, đĩa ép trung gian, đĩa bị động trong, trên bánh đà thành một khối. mômen xoắn được truyền từ động cơ qua phần chủ động, các đĩa bị động, bộ phận giảm chấn, mayer tới trục bị động ly hợp.

Trạng thái ly hợp mở:

Khi tác động lực điều khiển lên bàn đạp thông qua các thanh kéo, bạc mở (9) dịch sang trái khắc phục khe hở ở giữa ô bi 'T' (12) và đầu đòn mở (13). ô bi 'T' tiếp tục ép lên đầu đòn mở, đẩy đầu trong sang trái, đầu ngoài đòn mở dịch chuyển sang phải. Kéo đĩa ép ngoài (5) tách khỏi đĩa bị động ngoài, lò xo định vị (2) đẩy đĩa ép trong sát đến đầu bu lông hạn chế (6), tách đĩa bị động trong ra khỏi bánh đà. Lực ép của lò xo ép không truyền tới đĩa bị động phần bị động và phần chủ động được tách ra. Mômen từ động cơ được truyền sang hệ thống truyền lực bị ngắt.

Ưu điểm của ly hợp ma sát khô:

- Làm việc bền vững tin cậy
- Hiệu suất cao
- Mô-men quán tính các chi tiết thụ động nhỏ
- Kích thước nhỏ gọn, giá thành rẻ

- Sử dụng, bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng

Theo hình dạng của bộ phận ma sát, ly hợp ma sát có 3 loại: Ly hợp ma sát đĩa (đĩa phẳng), ly hợp ma sát đĩa côn (đĩa bị động có hình dạng côn), ly hợp ma sát hình trống (kiểu tang trống và guốc ma sát ép vào tang trống). Ly hợp ma sát có hình dạng côn và trống có mô-men phân bị động quá lớn, ảnh hưởng không tốt đến việc gài số nên ngày nay người ta không dùng nữa mà dùng phổ biến ly hợp ma sát đĩa phẳng.

Tùy theo cấu tạo có loại một đĩa hoặc 2 đĩa. Ly hợp một đĩa dùng cho các loại xe có $M_{\text{emax}} < 465\text{Nm}$, có kết cấu đơn giản, gọn nhẹ, việc mở ly hợp dễ dứt khoát và mô-men quán tính của phân bị động nhỏ ít ảnh hưởng tới việc gài số. Ly hợp 2 đĩa ma sát được dùng trên xe tải lớn vì cần mô-men truyền lớn, việc đóng ly hợp êm dịu hơn loại một đĩa (nhờ sự tiếp xúc các bề mặt ma sát được tiến hành từ từ hơn) nhưng nó có kết cấu công kênh phức tạp hơn, việc mở ly hợp khó dứt khoát (khó cách ly đĩa bị động khỏi phần chủ động).

So sánh ly hợp ma sát 1 đĩa và ly hợp ma sát 2 đĩa

- Nếu cùng một kích thước bao ngoài và lực ép như nhau. Ly hợp 2 đĩa (với 2 đôi bề mặt ma sát) truyền được mômen lớn hơn, do vậy được dùng trên xe ô tô có tải trọng lớn hoặc ô tô kéo rơ-mo-cơ hay bán rơ-mo-cơ nặng .

- Nếu cùng truyền mô men như nhau dẫn tới kích thước của ly hợp 2 đĩa nhỏ hơn.

- Ly hợp ma sát khô 2 đĩa đóng êm dịu hơn ly hợp ma sát khô 1 đĩa.

- Nhược điểm của ly hợp ma sát 2 đĩa so với 1 đĩa đó là ly hợp 2 đĩa có kết cấu phức tạp, quá trình mở kém dứt khoát .

2.1.4. Phương án lựa chọn

Như vậy đối với xe con 7 chỗ không đòi hỏi công suất và mô men lớn ta chọn ly hợp là ly hợp ma sát khô 1 đĩa với những ưu điểm nổi bật:

- Đơn giản trong chế tạo
- Có khả năng mở dứt khoát, thoát nhiệt tốt
- Khối lượng nhỏ
- Thuận lợi trong bảo dưỡng và sửa chữa
- Giá thành thấp.

2.2. Lựa chọn phương án dẫn động điều khiển loại ly hợp đĩa ma sát

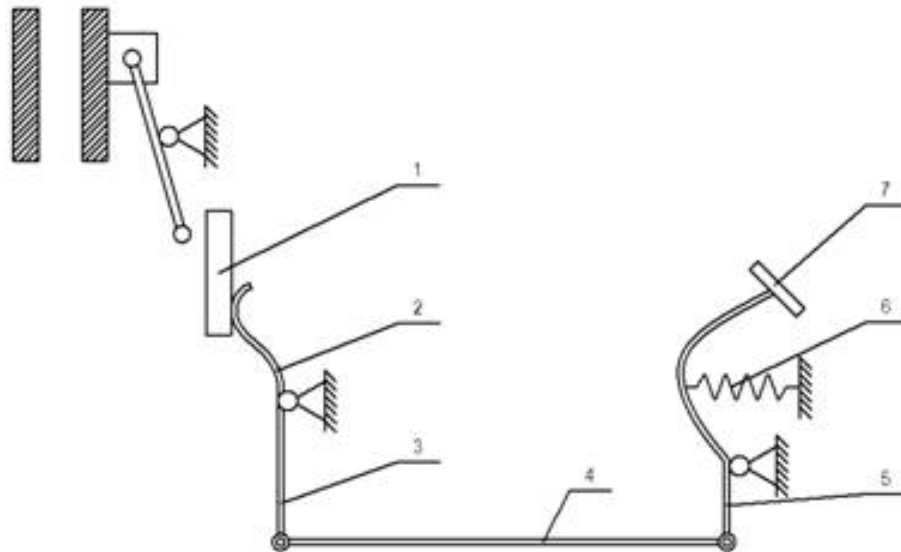
Dẫn động điều khiển ly hợp có nhiệm vụ truyền lực của người lái từ bàn đạp ly hợp tới đòn mở để thực hiện ngắt ly hợp. Dẫn động điều khiển cần phải đảm bảo kết cấu đơn giản, dễ sử dụng, điều khiển nhẹ nhàng bằng lực bàn đạp của người lái. Thực hiện yêu cầu này đòi hỏi dẫn động điều khiển ly hợp có: hiệu suất truyền lực cao, kết cấu hợp lý.

Dẫn động ly hợp thường có các loại sau: Dẫn động cơ khí, dẫn động thủy lực, dẫn động có trợ lực.

Trợ lực có thể là : Cơ khí, chân không, khí nén.

2.2.1. Dẫn động ly hợp bằng cơ khí

2.2.1.1. Dẫn động cơ khí sử dụng thanh và cần



- Hình 2.6: Sơ đồ hệ thống dẫn động bằng cơ khí sử dụng thanh và cần
- | | | |
|-------------------------|---|--------------------------------|
| 1. Bạc mở | ; | 2. Càng mở ly hợp |
| 3. Cần ngắt ly hợp | ; | 4. Cần của trục bàn đạp ly hợp |
| 5. Thanh kéo của ly hợp | ; | 6. Lò xo hồi vị |
| 7. Bàn đạp ly hợp | | |

Đây là hệ thống dẫn động điều khiển ly hợp bằng các đòn, khớp nối và được lắp theo nguyên lý đòn bẩy. Loại dẫn động điều khiển ly hợp đơn thuần này có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và có độ tin cậy làm việc cao. Hệ thống dẫn động này được sử dụng phổ biến ở các ô tô quân sự như xe ZIN-130, ZIN-131...

Nhược điểm cơ bản của hệ thống dẫn động này là : yêu cầu lực tác động của người lái nên bàn đạp ly hợp phải lớn, nhất là đối với loại xe ô tô hạng nặng.

Nguyên lý làm việc :

Khi người lái tác dụng một lực Q lên bàn đạp ly hợp (8) sẽ làm cho cần của trục bàn đạp ly hợp (4) quay quanh tâm O_1 kéo thanh kéo của ly hợp (5) dịch chuyển sang phải (theo chiều mũi tên). Làm cho cần ngắt ly hợp (3) và càng mở ly hợp (2) quay quanh O_2 . Càng mở gạt bạc mở (1) sang trái (theo chiều mũi tên) tác động vào đầu đòn mở của ly hợp, kéo đĩa ép tách ra khỏi đĩa ma sát.

Khi người lái nhả bàn đạp 8 thì dưới tác dụng của lò xo hồi vị (6), bàn đạp trở về vị trí ban đầu duy trì khe hở δ giữa bạc mở với đầu đòn mở. Nhờ có các lò xo ép để ép đĩa ép tiếp xúc với đĩa ma sát, ly hợp được đóng lại.

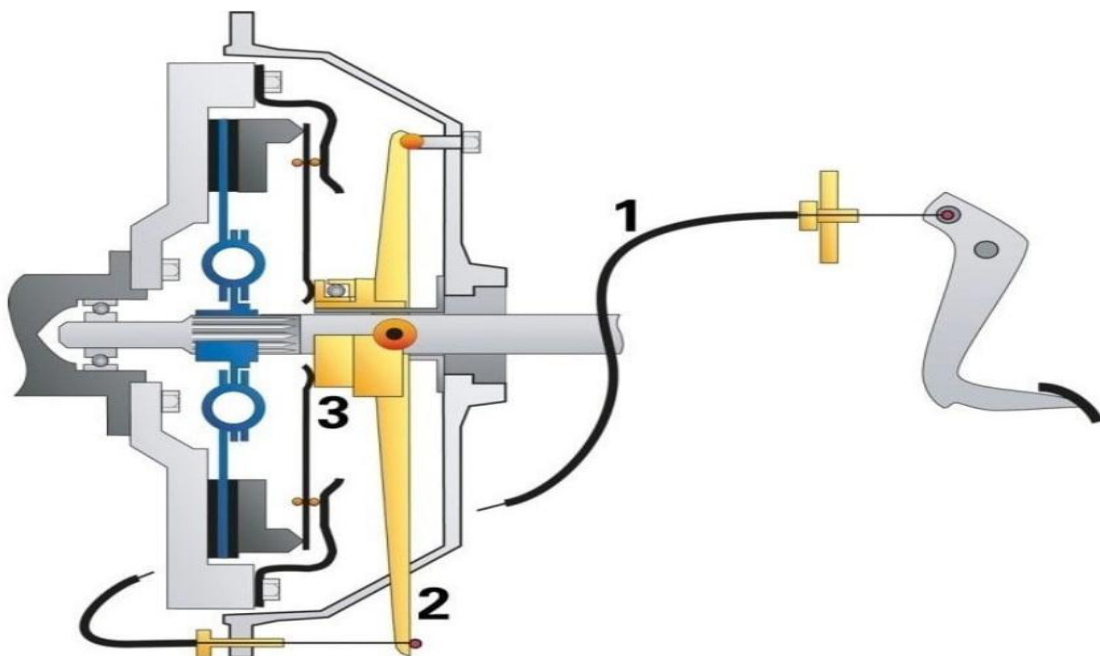
Hành trình toàn bộ của bàn đạp ly hợp thường từ 130 ÷ 150 mm. Trong quá trình làm việc, do hiện tượng trượt tương đối giữa các bề mặt ma sát, nên đĩa ma sát thường bị mòn, do đó hành trình tự do của bàn đạp ly hợp bị giảm xuống. Khi các bề mặt ma sát mòn tới mức nào đó thì hành trình tự do của ly hợp giảm tới mức tối đa, sẽ không tạo được cảm giác cho người lái nữa, đồng thời gây hiện tượng tự ngắt ly hợp. Trong trường hợp khác, khi hành trình tự do của bàn đạp ly hợp quá lớn, làm cho người lái đạp bàn đạp hết hành trình toàn bộ mà ly hợp vẫn chưa mở hoàn toàn, cũng tạo hiện tượng trượt tương đối giữa các bề mặt ma sát, sẽ gây mòn các bề mặt ma sát một cách nhanh chóng.

Trong cả hai trường hợp nêu trên đều không có lợi, vì vậy phải điều chỉnh hành trình tự do của bàn đạp ly hợp trong một miền cho phép.

2.2.1.2. Dẫn động cơ khí sử dụng cáp

Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng cáp cấu tạo gồm một sợi cáp dây bằng thép và bên ngoài được bọc bởi một vỏ bao dùm để truyền chuyển động của pedal đến càng tách ly hợp.

Khi người tài xế đạp lên pedal, ly hợp nhả ra, tách rời đĩa ma sát với bánh đà. Khi pedal được buông ra thì lò xo hoàn lực được gắn ở pedal trở về vị trí ban đầu và sợi cáp cũng bị kéo trở lại, lúc này càng ly hợp sẽ nhả ra dẫn đến ly hợp đóng lại.



Hình 2.7: Các bộ phận của cơ cấu dẫn động sử dụng cáp.

Loại cơ cấu điều khiển bằng cáp thiết kế có thể tự động điều chỉnh lực căng sợi cáp. Trên pedal có một bánh cóc hình quạt răng và một con cóc. Một lò xo được gắn

bên trong quạt răng và con cóc. Khi tác dụng lực lên pedal làm căng cáp và tách ly hợp. Lúc này bánh cóc ăn khớp với quạt răng. Khi buông pedal ly hợp đóng. Lò xo kéo căng sợi cáp và được ăn khớp. Nếu cáp còn trùng thì cóc sẽ dịch chuyển về hướng kéo của lò xo, cóc sẽ dịch chuyển sang bánh răng khác.

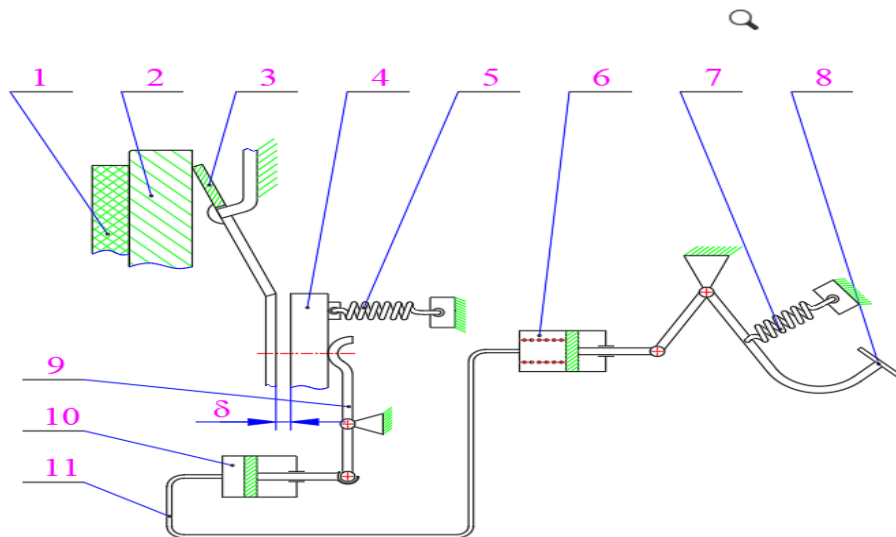
Ưu điểm:

- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo
- Có độ tin cậy làm việc cao
- Dễ tháo lắp và sửa chữa.

Nhược điểm:

- Kết cấu phụ thuộc vào vị trí đặt ly hợp
- Yêu cầu lực của người lái tác dụng lên bàn đạp lớn.
- Hiệu suất truyền lực không cao.

2.2.2. Dẫn động ly hợp bằng thủy lực



Hình 2.8: Sơ đồ hệ thống dẫn động ly hợp bằng thủy lực

- | | | |
|----------------------|---|------------------------|
| 1. Đĩa bị động | ; | 2. Đĩa ép |
| 3. Xilanh chính | ; | 4. Piston xilanh chính |
| 5. Đường ống dẫn dầu | ; | 6. Xilanh công tác |
| 9. Càng mở ly hợp | ; | 7. Lò xo hồi vị |
| 8. Bàn đạp ly hợp | | |

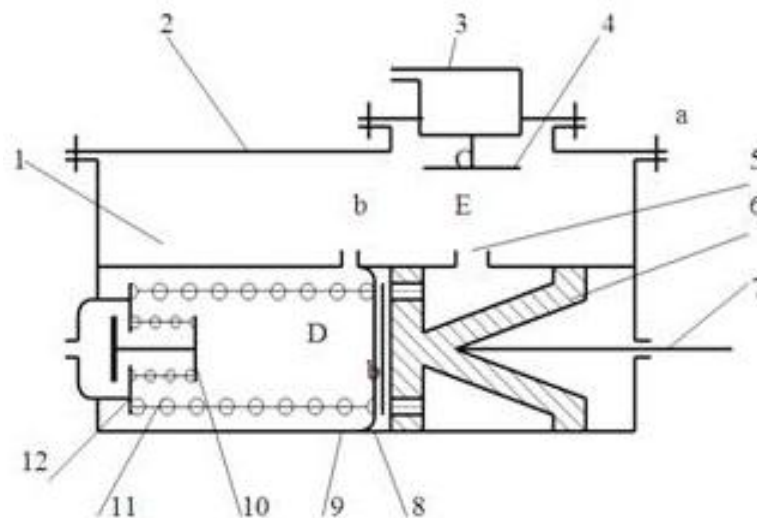
Nguyên lý làm việc :

Khi người lái tác dụng một lực Q lên bàn đạp ly hợp (1), nhờ thanh đẩy, đẩy piston (4) của xilanh chính (3) sang trái, bịt lỗ bù dầu b , làm dầu trong khoang D bị nén lại. Khi áp lực dầu trong khoang D thắng lực ép của lò xo van một chiều (11) ở

van một chiều 10 thì van một chiều mở ra. Lúc này dầu từ khoang D theo đường ống dẫn dầu (5) vào xilanh công tác (6) đẩy piston sang phải, làm cho càng mở ly hợp (7) quay quanh O, đồng thời đẩy bạc mở (8) sang trái (theo chiều mũi tên). Bạc mở tác động nên đầu dưới của đòn mở ly hợp tách đĩa ép ra khỏi bề mặt ma sát. Ly hợp được mở.

Khi người thả bàn đạp ly hợp (1) thì dưới tác dụng của lò xo hồi vị (2) và lò xo ép làm các piston của xilanh chính và xilanh công tác từ từ trở về vị trí ban đầu. Lúc này dầu từ xilanh công tác (6) theo đường ống dẫn dầu (5) qua van hồi dầu (12) vào khoang D.

Khi người lái nhả nhanh bàn đạp ly hợp (1), thì do sức cản của đường ống và sức cản của van hồi dầu (12) làm cho dầu từ xilanh công tác (6) không kịp về điền đầy vào khoang D. Vì thế tạo ra độ chân không ở khoang D, nên dầu từ khoang C qua lỗ cung cấp dầu a vào khoang E, rồi sau đó dầu qua lỗ nhỏ ở mặt đầu piston ép phốt cao su (8) để lọt sang bổ sung dầu cho khoang D (tránh hiện tượng lọt khí vào khoang D, khi khoang D có độ chân không). Khi dầu đó khắc phục được sức cản của đường ống và van hồi dầu (12) để trở về khoang D, thì lượng dầu dư từ khoang D theo lỗ bù dầu b trở về khoang C, đảm bảo cho ly hợp đúng hoàn toàn.



Hình 2.9: Sơ đồ cấu tạo xilanh chính của dẫn động ly hợp bằng thủy lực

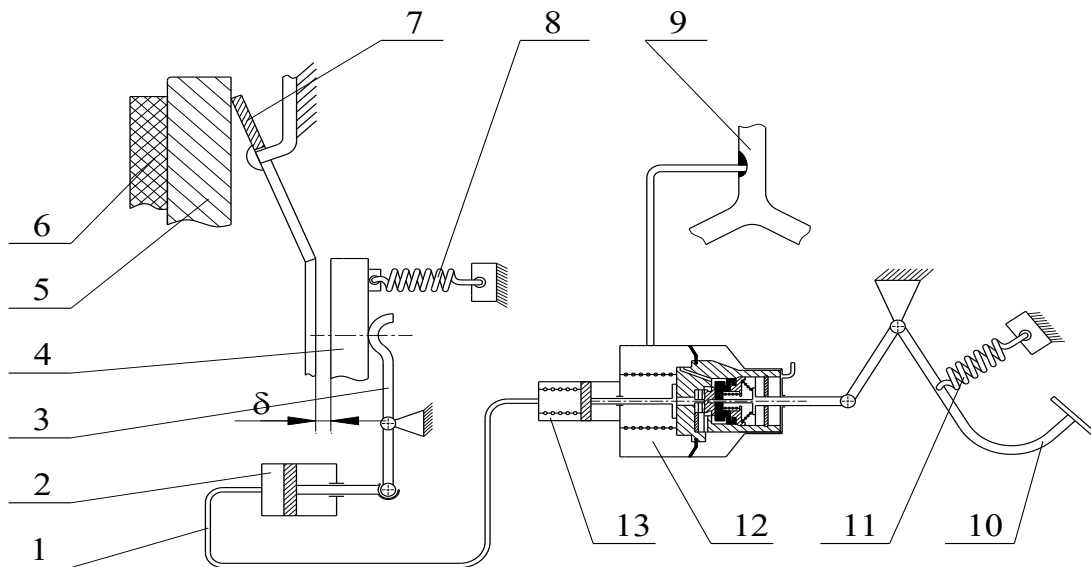
- | | | | |
|---------------------------|-------------------------|-------------------|------------------------|
| 1. Xilanh | ; | 2. Bình chứa dầu; | 3. Nút đậy dầu vào |
| 4. Tấm chắn dầu | ; | 5. Piston; | 6. Cần piston |
| 7. Lá thép mỏng hình sao; | 8. Phốt làm kín | ; | 9. Lò xo hồi vị piston |
| 10. Van một chiều; | 11. Lò xo van một chiều | 12. Van hồi dầu | |
| a. Lỗ cung cấp dầu | b. Lỗ điều hòa | | |

Lỗ bù dầu b còn có tác dụng điều hòa dầu khi nhiệt độ cao. Lúc nhiệt độ cao dầu trong khoang D nở ra, làm áp suất dầu tăng lên, dầu qua lỗ bù dầu b về khoang C. Vì thế khắc phục được hiện tượng tự mở ly hợp.

Ưu điểm: Kết cấu gọn, việc bố trí hệ thống dẫn động thủy lực đơn giản và thuận tiện. Có thể đảm bảo việc đóng ly hợp êm dịu hơn so với hệ thống dẫn động ly hợp bằng cơ khí. Ống dẫn dầu không có biến dạng lớn, nên hệ thống dẫn động thủy lực có độ cứng cao. Đồng thời hệ thống dẫn động bằng thủy lực có thể dùng đóng mở hai ly hợp.

Nhược điểm: Loại hệ thống dẫn động bằng thủy lực không phù hợp với những xe có máy nén khí. Yêu cầu hệ thống dẫn động ly hợp bằng thủy lực cần có độ chính xác cao.

2.2.3. Dẫn động thủy lực có trợ lực chân không



Hình 2.10: Sơ đồ dẫn động thủy lực có trợ lực chân không.

- | | | |
|--------------------|---------------------------|-----------------|
| 1. Ống dẫn dầu. | 2. Xy lanh công tác. | 3. Càng mở. |
| 4. Bi T. | 5. Đĩa ép. | 6. Đĩa bị động. |
| 7. Lò xo ép. | 8. Lò xo hồi vị bi T. | 9. Họng hút. |
| 10. Bàn đạp. | 11. Lò xo hồi vị bàn đạp. | 12. Bộ trợ lực. |
| 13. Xy lanh chính. | | |

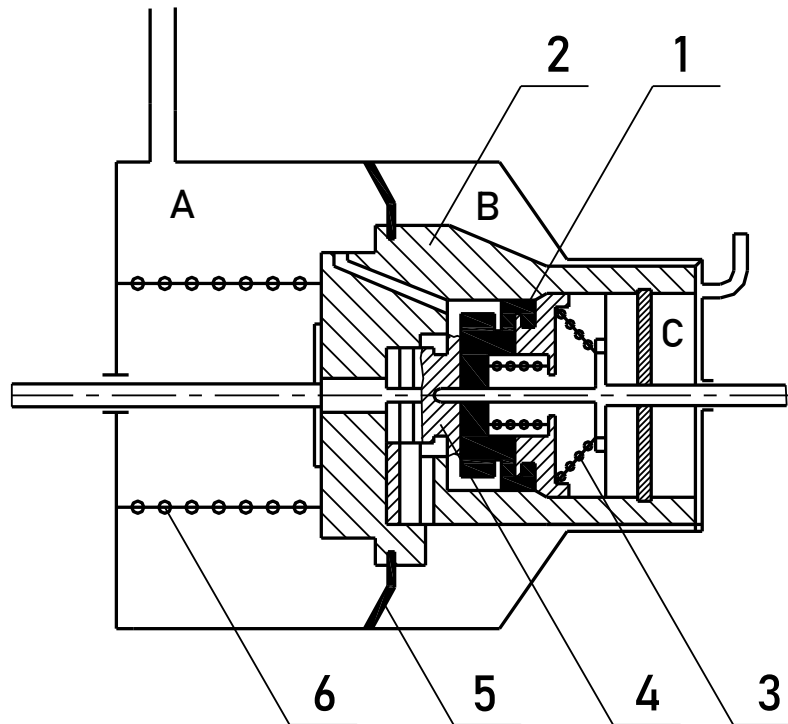
Nguyên lý hoạt động :

Khi mở ly hợp: Khi người lái đạp bàn đạp làm đẩy van khí (4) mở ra đồng thời van điều khiển (1) (bằng cao su) đóng van chân không (2) lại. Lúc này khoang B được nối với khoang khí trời C và khoang B không thông với khoang chân không A, tạo ra sự chênh lệch áp suất giữa hai khoang A và B, làm van chân không chuyển động sang trái đẩy pittông của xy lanh chính (13) sang trái làm dầu trong xy lanh chính theo ống

(1) sang xy lanh công tác (2) đẩy pittông của xy lanh công tác sang phải qua càng mở (3) đẩy bi T (4) ép vào đòn mở (5) làm mở ly hợp.

Khi đóng ly hợp: Khi người lái thôi tác dụng vào bàn đạp, nhờ các lò xo hồi vị làm van khí (4) trở về vị trí ban đầu, lúc này van khí (4) ép chặt làm mở van chân không (2) ra. Kết quả là khoang A thông với khoang B và khoang B không thông với khoang C nữa. Hai khoang A và B không có sự chênh lệch áp suất nên không sinh ra trợ lực nữa và các chi tiết cũng trở về vị trí ban đầu.

Khi người lái dừng chân ở một vị trí nào đó thì van khí (4) dừng lại. Nhưng màng cao su (5) vẫn dịch chuyển một chút và kéo van chân không (2) đi theo nên đẩy van điều khiển (1) ép chặt vào van khí (4) làm đóng van khí. Lúc này cả van khí và van chân không đều được đóng lại và không khí trong khoang B không đổi, sự chênh lệch áp suất giữa hai khoang A và B là ổn định. Như vậy đĩa ép vẫn được giữ ở một vị trí nhất định, tức là ly hợp vẫn được mở ở một vị trí nhất định.



Hình 2.11 : Sơ đồ bộ trợ lực chân không.

- | | | |
|--------------------|-------------------|--------------------|
| 1. Van điều khiển. | 2. Van chân không | 3, 6. Lò xo hồi vị |
| 4. Van khí | 5. Màng cao su | |

Ưu điểm:

- Lực bàn đạp nhỏ nên điều khiển dễ dàng.
- Không tốn công suất cũng như nhiên liệu cho bộ trợ lực.
- Khi hệ thống trợ lực hỏng thì ly hợp vẫn làm việc được.

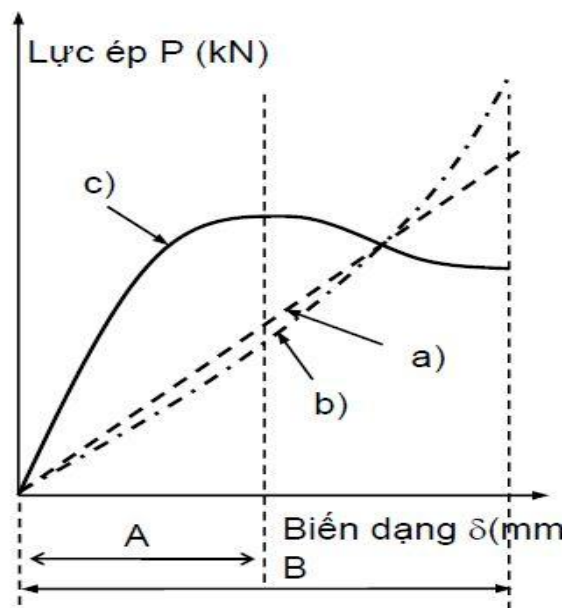
Nhược điểm:

- Kết cấu phức tạp nên khó chế tạo, bảo dưỡng và sửa chữa.
- Cần độ kín khí cao để tránh rò rỉ dầu và khí.
- Do độ chân không không lớn nên muốn có lực trợ lực lớn thì phải tăng kích thước màng sinh lực dẫn đến kết cấu cồng kềnh.

2.2.4. Phương án lựa chọn dẫn động

Qua việc tham khảo sơ bộ các phương án, ta thấy phương án dẫn động thuỷ lực dùng trợ lực chân không là phương án có nhiều ưu điểm nổi bật, đảm bảo tính hài hoà, phù hợp với phương án dẫn động và trợ lực của loại xe thiết kế. Do đó ta chọn phương án dẫn động là dẫn động thuỷ lực có trợ lực chân không.

2.3. Lựa chọn loại lò xo ép



Hình 2.12: Đặc tính các loại lò xo ép ly hợp

a, Lò xo côn xoắn

b, Lò xo trụ

c, Lò xo đĩa

Lò xo ép trong ly hợp ma sát là chi tiết quan trọng nhất có tác dụng tạo lên lực ép của ly hợp. Lò xo ép làm việc trong trạng thái luôn luôn bị nén để tạo lực ép truyền lên đĩa ép. Khi mở ly hợp các lò xo ép có thể làm việc ở trạng thái tăng tải (lò xo trụ, lò xo côn) hoặc được giảm tải (lò xo đĩa).

Lò xo ép được chế tạo từ các loại thép có độ cứng cao và được nhiệt luyện, nhằm ổn định lâu dài độ cứng trong môi trường nhiệt độ cao.

Kết cấu, kích thước và đặc tính của cụm ly hợp được xác định theo loại lò xo ép. Trong ly hợp ô tô thường được sử dụng lò xo trụ, lò xo côn và lò xo đĩa, kết cấu ở

trạng thái tự do đặc tính biến dạng (quan hệ lực F và biến dạng Δl) của các loại lò xo được thể hiện như trên đồ thị.

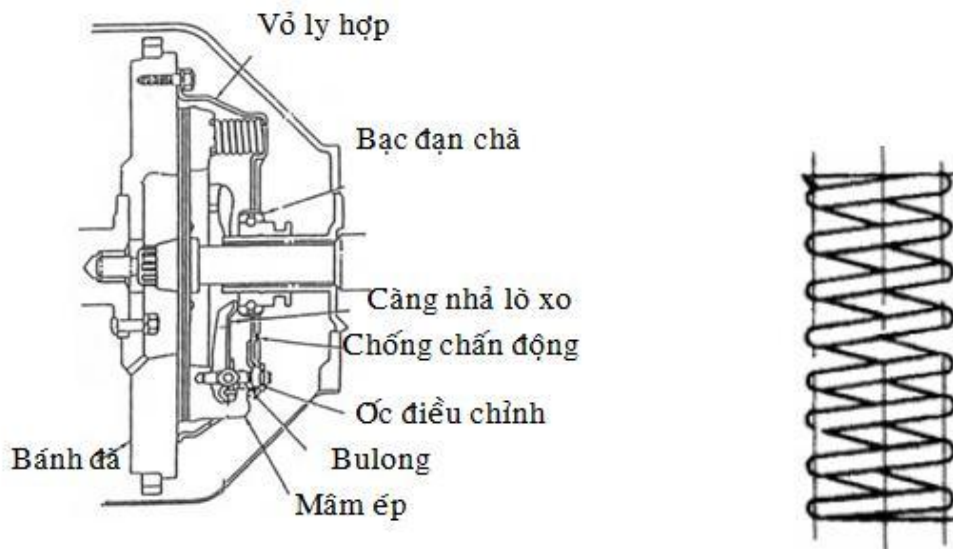
2.3.1. Lò xo trụ

Lò xo trụ có đường đặc tính làm việc là đường b trên hình 2.12.

Lò xo trụ thường được bố trí theo vòng tròn trên đĩa ép.

Để định vị các lò xo và giảm độ biến dạng của chúng dưới tác dụng của của lực ly tâm, thường sử dụng các vấu, các cóc, vấu lồi trên

hoặc trên vỏ ly hợp.



Hình 2.13 : Ly hợp lò xo trụ

Ưu điểm:

- Kết cấu nhỏ gọn, khoảng không gian chiếm chỗ ít vì lực ép tác dụng lên đĩa ép lớn.
- Đảm bảo được lực ép đều lên các bề mặt ma sát bằng cách bố trí các lò xo đối xứng với nhau và với các đòn mở.
- Luôn giữ được đặc tính tuyến tính trong toàn bộ vùng làm việc.
- Giá thành rẻ, chế tạo đơn giản.

Nhược điểm:

- Các lò xo thường không đảm bảo được các thông số giống nhau

nhau hoàn toàn, đặc biệt là sau một thời gian làm việc lực ép của các lò xo sẽ không đều nhau. Do đó phải chế tạo lò xo thật chính xác nếu không thì lực ép không đều sẽ làm cho đĩa ma sát mòn không đều và dễ bị cong vênh.

2.3.2. Lò xo côn

Lò xo côn có đường đặc tính làm việc là đường a trên hình 2.2.

Ưu điểm:

- Lực ép lên lò xo lớn, nên thường được dùng trên ô tô có mômen của động cơ trên 500 Nm.
- Có thể giảm được không gian của kết cấu do lò xo có thể ép đến khi lò xo nằm trên một mặt phẳng.

Nhược điểm:

- Khoảng không gian ở gần trục ly hợp sẽ chật và khó bố trí bạc mở ly hợp.
- Dùng lò xo côn thì áp suất lò xo tác dụng lên đĩa ép phải qua các đòn ép do đó việc điều chỉnh ly hợp sẽ phức tạp.
- Lò xo côn có dạng tuyến tính ở vùng làm việc nhỏ, sau đó khi các vòng lò xo bắt đầu trùng nhau thì độ cứng của lò xo tăng lên rất nhanh, do đó nó đòi hỏi phải tạo được lực lớn để ngắt ly hợp và khi đĩa ma sát mòn thì lực ép của lò xo sẽ giảm rất nhanh.

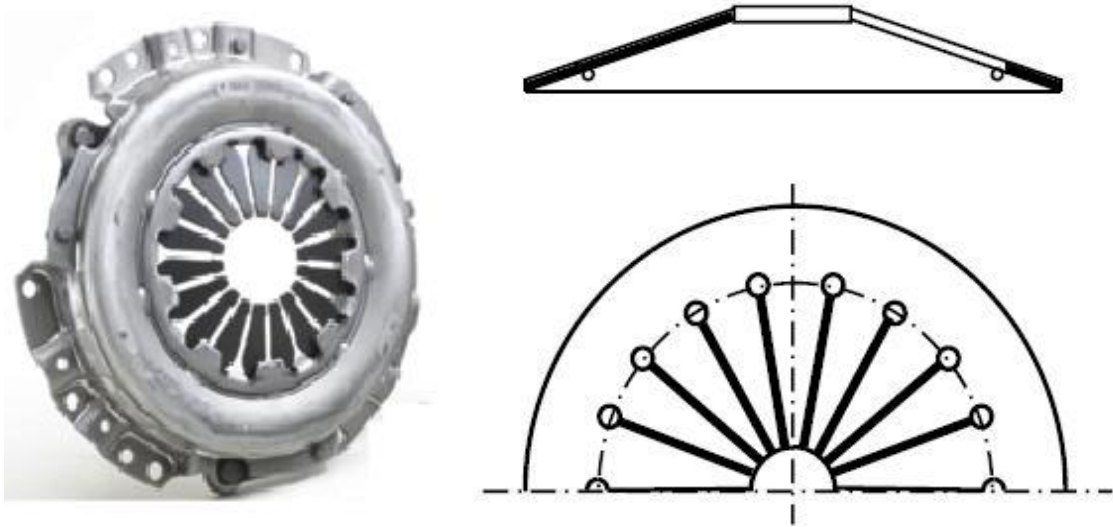
2.3.3. Lò xo đĩa

Ưu điểm:

- Lò xo đĩa làm luôn nhiệm vụ của đòn mở nên kết cấu đơn giản và nhỏ gọn.
- Lò xo đĩa có đặc tính làm việc hợp lý vì trong vùng làm việc lực ép thay đổi không đáng kể theo biến dạng. Do vậy lực ngắt ly hợp đòi hỏi không lớn và khi đĩa ma sát bị mòn thì lực ép thay đổi không đáng kể.

Nhược điểm:

- Việc chế tạo khó khăn.
- Chỉ tạo được lực ép nhỏ nên không phù hợp với các loại xe tải trọng lớn, chủ yếu dùng trên xe con.



Hình 2.14 : Lò xo đĩa

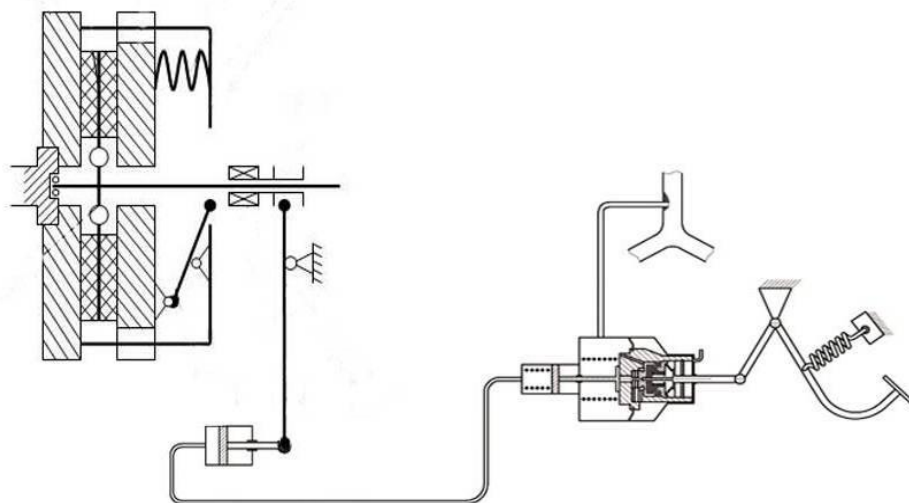
2.3.4. Phương án lựa chọn lò xo

Qua việc tham khảo các loại lò xo ép trên ly hợp xe con, với các ưu điểm nổi trội ta chọn loại lò xo ép là lò xo dạng đĩa dạng thường đóng.

2.4. Kết luận hệ thống ly hợp chọn thiết kế

Qua phân tích tìm hiểu kết cấu và nguyên lý hoạt động, xem xét ưu điểm nhược điểm của từng phương án lựa chọn của ly hợp, ta thấy ly hợp ma sát khô một đĩa ma sát sử dụng lò xo đĩa và cơ cấu dẫn động thủy lực có trợ lực chân không phù hợp cho việc thiết kế hệ thống ly hợp cho xe du lịch 7 chỗ trên cơ sở tham khảo xe Toyota LandCruiser.

Phương án này vừa đảm bảo độ tin cậy chính xác, giảm sự nặng nhọc cho người lái và đảm bảo được tính kinh tế, dễ chế tạo, sử dụng bảo dưỡng và sửa chữa.



Hình 2.15 : Sơ đồ hệ thống ly hợp lựa chọn thiết kế

CHƯƠNG III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ LY HỢP

3.1. Xác định kích thước cơ bản của ly hợp

3.1.1. Xác định mô-men ma sát mà ly hợp cần truyền

Ly hợp cần được thiết kế sao cho nó phải truyền được hết mômen của động cơ và đồng thời bảo vệ được cho hệ thống truyền lực khỏi bị quá tải. Với hai yêu cầu như vậy mômen ma sát của ly hợp được tính theo công thức :

$$M_c = \beta \cdot M_{e_{\max}}$$

Trong đó : $M_{e_{\max}}$ - mômen xoắn cực đại của động cơ.

β - hệ số dự trữ của ly hợp.

Hệ số β phải lớn hơn 1 để đảm bảo truyền hết mômen của động cơ trong mọi trường hợp (Khi bề ma sát bị dầu mỡ rơi vào, khi các lò xo ép bị giảm tính đàn hồi làm giảm mô-men ma sát của ly hợp, khi các tấm ma sát bị mòn). Tuy nhiên hệ số β cũng không được chọn lớn quá để tránh tăng kích thước đĩa bị động và tránh cho hệ thống truyền lực bị quá tải đảm bảo được chức năng của cơ cấu an toàn. Hệ số β được chọn theo thực nghiệm.

Tra bảng 1 Sách hướng dẫn "Thiết kế tính toán ô tô - Nguyễn Trọng Hoan", ta xác định hệ số dự trữ của ly hợp:

Với ô tô tải không kéo mooc: $\beta = 1,6 \div 2,25$

Với ô tô tải làm việc có kéo mooc: $\beta = 2,0 \div 3,0$

Với ô tô con: $\beta = 1,3 \div 1,75$

→ Ta chọn $\beta = 1,5$

Từ đó ta có momen ly hợp cần truyền

$$M_c = \beta \cdot M_{e_{\max}} = 1,5 \cdot 418 = 627 \text{ Nm} \quad (3.1)$$

3.1.2. Xác định các thông số và kích thước cơ bản

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

Tính sơ bộ đường kính ngoài của đĩa ma sát theo công thức kinh nghiệm :

$$D = 2R = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e\max}}{C}} \quad (3.2)$$

Trong đó: $M_{e\max}$ - mômen cực đại của động cơ, tính theo Nm.

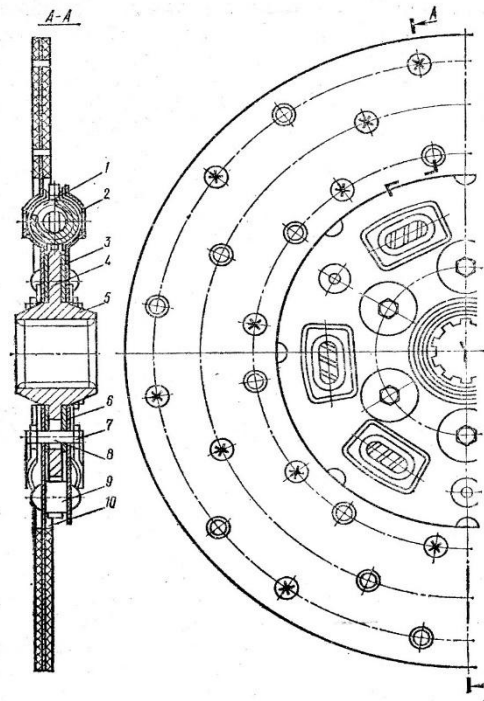
D - đường kính ngoài của đĩa ma sát, tính theo cm.

C - hệ số kinh nghiệm. Với ô-tô con $C = 4,7$

$$\rightarrow D_2 = 2R_2 = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e\max}}{C}} = 3,16 \sqrt{\frac{418}{4,7}} \approx 29,8 \text{ cm} = 298 \text{ mm}$$

Ta thấy D quá nhỏ nên d cũng sẽ nhỏ gây khó khăn trong việc bố trí các chi tiết cũng như điều kiện làm việc của ly hợp. So sánh với xe tham khảo:

\rightarrow Ta chọn D = 300 mm



Hình 3.1 Cấu tạo đĩa ma sát ly hợp

Bán kính trong của đĩa ma sát được tính theo bán kính ngoài :

$$R_1 = (0,53 \div 0,75)R_2 = (0,53 \div 0,75) 150 = (79,5 \div 112,5) \text{ mm}$$

Khi đĩa ma sát quay với vận tốc góc ω nào đó thì vận tốc tiếp tuyến ở một điểm bất kỳ $V_x = \omega.R_x$. Có nghĩa là vận tốc trượt ở mép ngoài của đĩa sẽ lớn hơn mép trong của đĩa, do đó mép ngoài của đĩa sẽ mòn nhanh hơn. Sự chênh lệch về tốc độ mài mòn càng lớn nếu các bán kính R_1 và R_2 chênh nhau càng nhiều.

\rightarrow Vì động cơ lắp trên xe Toyota Land Parado là loại xe SUV 7 chỗ với động cơ xăng nên ta chọn trị số $R_1 = 100 \text{ mm}$

\Rightarrow Với xe con bán kính ma sát trung bình được tính theo công thức :

$$R_{\mu} = R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{150 \cdot 10^{-3} + 100 \cdot 10^{-3}}{2} = 125 \cdot 10^{-3} [m] \quad (3.4)$$

Mô-men ma sát của ly hợp được xác định theo công thức :

$$M_c = \beta \cdot M_{e\max} = \mu \cdot F_{\Sigma} \cdot R_{tb} \cdot z_{\mu}$$

Trong đó : μ - hệ số ma sát của vật liệu có giá trị $0,25 \div 0,3$

Đối với vật liệu hay sử dụng hiện nay ta chọn $\mu = 0,3$

F_{Σ} - tổng lực ép lên các đĩa ma sát (N).

z_{μ} - số đôi bề mặt ma sát.

R_{tb} - bán kính ma sát trung bình (m).

Khi đó lực ép tổng cộng được tính như sau:

$$F_{\Sigma} = \frac{M_c}{\mu \times R_{\mu} \times z_{\mu}} \quad (3.5)$$

Suy ra : Lực ép tổng lên các đĩa là :

$$F_{\Sigma} = \frac{M_c}{\mu \cdot R_{tb} \cdot z_{\mu}} = \frac{627}{0,3 \cdot 125 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 8360 (N)$$

Áp suất tác dụng lên bề mặt ma sát q là một trong những thông số quan trọng đánh giá chế độ là việc cũng như tuổi thọ của ly hợp. Áp suất được tính như sau:

$$q = \frac{F_{\Sigma}}{A} = \frac{4F_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (3.6)$$

Trong đó: A là diện tích là việc của một bề mặt ma sát.

Áp suất tác dụng lên bề mặt ma sát q được tính :

$$q = \frac{F_{\Sigma}}{A} = \frac{4F_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 8360}{\pi(300^2 - 200^2) \cdot 10^{-6}} = 210000 [N / m^2]$$

Áp suất này càng lớn thì tốc độ mài mòn càng cao do vậy người ta giới hạn áp suất này trong một giới hạn cho phép $[q]$ nhất định.

Mà đối với ô tô $[q] = 180000 \div 230000 [N/m^2] \Rightarrow q$ thỏa mãn

Từ công thức (3.5) và (3.6) ta có thể tính được số đôi bề mặt ma sát:

$$z_{\mu} = \frac{16\beta M_{e\max}}{\pi \times \mu \times q \times (D - d)(D + d)^2} \quad (3.7)$$

Thay $q = [q] = 230000 N/m^2$ ta được $z_{\mu} = 1,9$

Số đôi bề mặt ma sát la số chẵn nên chọn: $z_{\mu} = 2$

→ Số đĩa bị động của ly hợp: $n = 1$

Ta kiểm tra lại áp suất trên bề mặt ma sát theo công thức:

$$q = \frac{F_{\Sigma}}{A} = \frac{4F_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = 212900 \text{ N/m}^2$$

Vậy: $q = 212900 \text{ N/m}^2 < [q] = 230000 \text{ N/m}^2$

Bề mặt ma sát bảo đảm đủ độ bền cho phép.

3.1.3 Tính lò xo ép

Cơ cấu ép được dùng để tạo lực ép cho đĩa ép của ly hợp thường đóng xe con là lò xo đĩa kiểu nón cụt nhờ đó nó có nhiều ưu điểm nổi bật hơn hẳn kiểu lò xo trụ.

Ta dùng lò xo ép là loại lò xo nón cụt xẻ rãnh

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

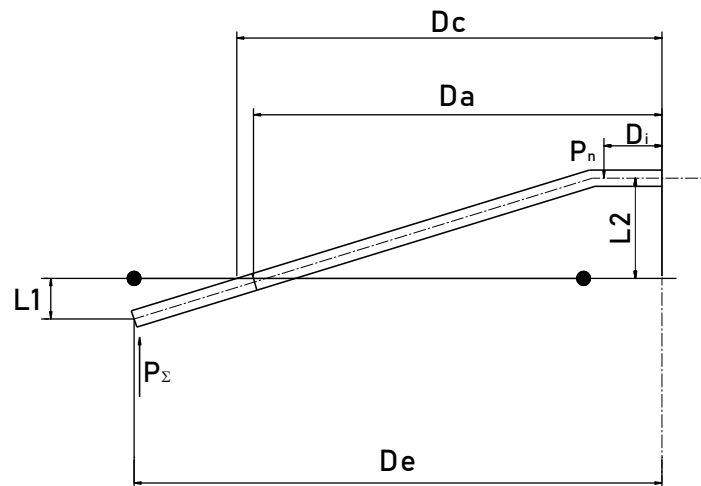
$$F_{lx} = k_0 \cdot F_{\Sigma} \quad (3.8)$$

k_0 : hệ số tính đến sự giãn, sự nói lỏng lò xo. Chọn $k_0 = 1,05$ ($1,05 \div 1,08$)

F_{Σ} lực ép cần thiết của ly hợp $F_{\Sigma} = 8360$ (N)

$$\Rightarrow F_{lx} = F_{\Sigma} \cdot k_0 = 8360 \cdot 1,05 = 8778 \text{ (N)}$$

Sơ đồ để tính lò xo đĩa nón cụt có xẻ rãnh hướng tâm thể hiện như hình 3.1.



Hình 3.2 : Sơ đồ lò xo đĩa

F_N : lực ép của lò xo tác dụng lên đĩa ép (tương đương với F_{Σ})

F_n : lực cần tác dụng lên đĩa để ngắt ly hợp

Có :

$$F_N = F_n \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} \quad (3.9)$$

$$F_N = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi \cdot E}{1 - \mu_p^2} \cdot \frac{\delta \cdot l_1}{D_e^2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1 - k_2)^2} \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{(1 - k_1)}{(1 - k_2)} \right) \left(h - \frac{l_1 (1 - k_1)}{2(1 - k_2)} \right) \right]$$

Trong đó : $k_1 = \frac{D_a}{D_e}$ $k_2 = \frac{D_c}{D_e}$

$E = 2.10^5$ MPa : Môđun đàn hồi kéo nén

$\mu_p = 0,26$: Hệ số Poisson

D_e : Đường kính lớn nhất của lò xo đĩa ứng với vị trí tỳ lên đĩa ép

$D_e = (0,94 \div 0,97)D_2$ (với D_2 là đường kính ngoài tấm ma sát)

Chọn $D_e = 0,95D_2 \Rightarrow D_e = 0,95 \cdot 300 = 285$ (mm)

Ta chọn sơ bộ như sau :

D_a : đường kính mép xẻ rãnh

$$\frac{D_e}{D_a} = 1,2 \div 1,5 \Rightarrow \text{chọn } \frac{D_e}{D_a} = 1,4 \Rightarrow D_a = \frac{D_e}{1,4} = \frac{285}{1,4} \approx 190 \text{ (mm)}$$

D_i : Đường kính đỉnh của lò xo đĩa

$$\frac{D_e}{D_i} \geq 2,5 \Rightarrow D_i \leq \frac{D_e}{2,5} = \frac{285}{2,5} = 114 \Rightarrow \text{chọn } D_i = 90 \text{ (mm)}$$

δ : Độ dày của lò xo đĩa

$$\frac{D_e}{\delta} = (75 \div 100) \Rightarrow \text{chọn sơ bộ } \frac{D_e}{\delta} = 95 \Rightarrow \delta = \frac{D_e}{95} = \frac{285}{95} = 3 \text{ mm}$$

h : Độ cao phần không xẻ rãnh của nón cụt ở trạng thái tự do

$$\frac{h}{\delta} = 1,5 \div 2,0 \Rightarrow \text{chọn } \frac{h}{\delta} = 2 \Rightarrow h = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 3 = 6 \text{ (mm)}$$

l_1 : Dịch chuyển của đĩa tại điểm đặt lực ép. $l_1 = \frac{h}{2} = 3 \text{ mm}$

k_1, k_2 : các tỷ số kích thước của đĩa nón cụt :

$$\begin{cases} k_1 = \frac{D_a}{D_e} = \frac{190}{285} = 0,67 \\ k_2 = \frac{D_e + D_a}{2 \cdot D_e} = \frac{285 + 190}{2 \cdot 285} = 0,83 \end{cases}$$

$$\rightarrow D_c = k_2 \cdot D_e = 0,83 \cdot 285 = 236,55 \text{ mm}$$

$$\text{Và: } l_2 \approx l_2' = l_1 \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} = 3 \frac{236,55 - 90}{285 - 236,55} = 9 \text{ mm}$$

Thay các thông số vào công thức tính F_N suy ra lực ép lò xo được xác định sao cho khi lò xo được ép phẳng vào ly hợp là:

$$F_N = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi \cdot 2 \cdot 10^5}{1 - 0,26^2} \cdot \frac{3 \cdot 3}{285^2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{0,67}\right)}{(1 - 0,83)^2} \left[3^2 + \left(6 - 3 \frac{(1 - 0,67)}{(1 - 0,83)} \right) \left(6 - \frac{3(1 - 0,67)}{2(1 - 0,83)} \right) \right]$$

$$F_N = 8872 \text{ (N)}$$

Thấy $F_N > F_{lx} \Rightarrow$ Vậy thỏa mãn lực ép yêu cầu.

$$\Rightarrow F_N = F_n \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} \Rightarrow F_n = \frac{8872}{\frac{236,55 - 90}{285 - 236,55}} \Rightarrow F_n = 2910 \text{ N} \quad (3.10)$$

3.1.4. Tính lò xo giảm chấn

Lò xo giảm chấn được đặt ở đĩa bị động để tránh sự cộng hưởng ở tần số cao của dao động xoắn do sự thay đổi mômen của động cơ và của hệ thống truyền lực đảm bảo truyền mômen một cách êm dịu từ đĩa bị động đến moay-ơ trục ly hợp.

Mômen cực đại có khả năng ép lò xo giảm chấn được xác định theo công thức:

$$M_{\max} = \frac{G_b \cdot \varphi \cdot r_b}{i_0 \cdot i_1 \cdot i_{f1}} \quad (3.11)$$

Trong đó:

G_b : Trọng lượng bám của ô tô trên cầu chủ động: $G_b = 15300 \text{ (N)}$.

φ : Hệ số bám của đường. Lấy $\varphi = 0,8$.

r_b : Bán kính làm việc của bánh xe: $r_b = 0,385 \text{ m}$.

i_0 : Tỷ số truyền của truyền lực chính, $i_0 = 4,4$

i_1 : Tỷ số truyền của hộp số ở tay số 1, $i_1 = 3,3$

i_{f1} : Tỷ số truyền của hộp số phụ, $i_{f1} = 1$

Thay vào công thức trên ta có:

$$M_{max} = \frac{15300.0,8.0,385}{4,4.3,3.1} = 325(Nm)$$

Mômen quay truyền qua giảm chấn được tính bằng tổng mômen quay của các lò xo giảm chấn và mômen ma sát:

$$M_g = M_{max} = M_{lx} + M_{ms} = P_{lxg}.R_{lx}.Z_{lx} + P_{ms}.R_{ms}.Z_{ms}$$

Trong đó : M_{lx} : Mômen sinh ra do lực của các lò xo.

M_{ms} : Mômen ma sát.

P_{lxg} : Lực ép của một lò xo giảm chấn.

R_{lx} : Bán kính đặt lò xo giảm chấn.

Chọn $R_{lx} = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$.

Z_{lx} : Số lượng lò xo giảm chấn.

Chọn $Z_{lx} = 6$

P_{ms} : Lực tác dụng trên vòng ma sát.

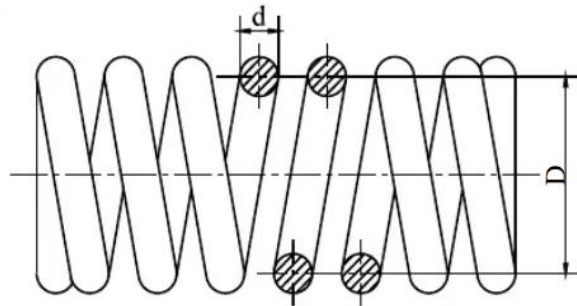
R_{ms} : Bán kính trung bình đặt các vòng ma sát.

Chọn $R_{ms} = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$.

Z_{ms} : Số lượng vòng ma sát. Chọn $Z_{ms} = 2$.

Z_{ms} : Số lượng vòng ma sát. Chọn $Z_{ms} = 2$.

Khi chưa truyền mômen quay, thanh tựa nối các đĩa sẽ có khe hở λ_1, λ_2 tới các thành bên của moay-ơ. Theo sơ đồ hình 3.3. ta có :



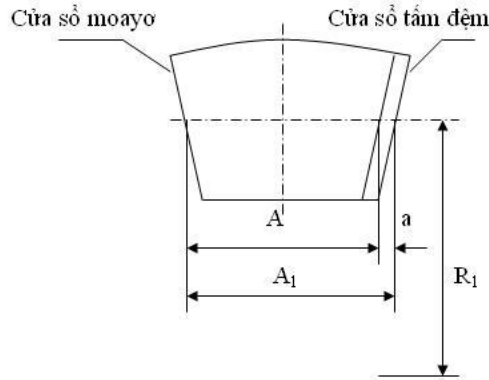
Hình 3.3 : lò xo giảm chấn

Độ cứng tối thiểu của lò xo giảm chấn (hay gọi là mômen quay tác dụng lên đĩa bị động để xoay đĩa đi 1° so với moayơ):

$$S = 17,4 \cdot R_{lx}^2 \cdot K \cdot Z_{lx} \quad (3.12)$$

Trong đó : K : Độ cứng của một lò xo ta chọn $K = 1300 \text{ N/m}$.

$$\Rightarrow S = 17,4 \cdot R_{lx}^2 \cdot K \cdot Z_{lx} = 17,4.0,05^2.1300.6 = 339,3 \text{ Nm}$$



Hình 3.4: Sơ đồ cửa sổ moay-ơ

Các cửa sổ đặt lò xo của moayơ có kích thước chiều dài là A phải nhỏ hơn chiều dài tự do của lò xo một ít, lò xo luôn ở trạng thái căng ban đầu.

Với: $A = (25 \div 27)$ mm . Ta chọn $A = 25$ mm

Khi chuyển mômen quay từ động cơ và từ bánh xe qua bộ phận giảm chấn giống nhau thì cửa sổ ở mayer và ở đĩa bị động có chiều dài như nhau. Ở các giảm chấn có độ cứng khác nhau, chiều dài cửa sổ mayer phải bé hơn so với cửa sổ ở đĩa một đoạn: $a = A_1 - A$. Thường $a = (1,4 \div 1,6)$ mm. Chọn $a = 1,5$ mm.

Cạnh bên cửa sổ làm nghiêng 1 góc $(1 \div 1,5^\circ)$. Ta chọn $1,5^\circ$

Đường kính thanh tựa chọn $d = (10 \div 12)$ mm đặt trong kích thước lỗ B.

Ta chọn $d = 12$ mm

Kích thước lỗ B được xác định theo khe hở λ_1, λ_2 . Các trị số λ_1, λ_2 chọn trong khoảng từ $(2,5 \div 4)$ mm. Ta chọn: $\lambda_1 = \lambda_2 = 3,5$ mm

Vậy kích thước đặt lỗ thanh tựa là :

$$B = d + \lambda_1 + \lambda_2 = 12 + 3,5 + 3,5 = 19 \text{ mm}$$

Theo thực nghiệm thường lấy: $M_{ms} = 0,25.M_{max} = 0,25.325 = 81,25$ (Nm).

Suy ra: $M_{lx} = M_{max} - M_{ms} = 325 - 81,25 = 243,75$ (Nm).

(3.13)

Ta có lực ép tác dụng lên mỗi lò xo giảm chấn là:

$$P_{lx} = \frac{M_{lx}}{Z_{lxg} \cdot R_{lx}} = \frac{243,75}{6,0,05} = 812,5(N) \quad (3.14)$$

Số vòng làm việc của lò xo giảm chấn: $n_0 = \frac{\lambda.G.d^4}{1,6.P_{lx}.D^3} \quad (3.15)$

Trong đó:

G : Môđun đàn hồi dịch chuyển $G = 8.10^{10}$ (N/m²).

λ : Là độ biến dạng của lò xo giảm chấn từ vị trí chưa làm việc đến vị

trí làm việc, $\lambda = 2 \div 4$ mm. Chọn $\lambda = 3$ mm = 0,003 m.

d: Đường kính dây lò xo, chọn $d = 3$ mm = 0,003 m.

D : Là đường kính trung bình của vòng lò xo,

chọn $D = 16$ mm = 0,016 m

Thay số vào ta có:

$$n_0 = \frac{0,003 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,003^4}{1,6 \cdot 812,5 \cdot 0,016^3} = 3,65$$

Lấy $n_0 = 4$ (vòng).

Chiều dài làm việc của lò xo được tính theo công thức:

$$l_1 = (n_0 + 1) \cdot d = (4 + 1) \cdot 3 = 15 \text{ (mm)}. \quad (3.16)$$

Chiều dài của lò xo ở trạng thái tự do:

$$l_2 = l_1 + n_0 \cdot \lambda = 15 + 4 \cdot 3 = 27 \text{ (mm)}. \quad (3.17)$$

Lò xo được kiểm tra theo ứng suất xoắn :

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{lx} \cdot D}{\pi \cdot d^3} k \leq [\tau]. \quad (3.18)$$

Vật liệu làm lò xo giảm chấn là thép 65Г có $[\tau] = 14 \cdot 10^8$ (N/m²).

Trong đó :

P_{lx} : Lực ép tác dụng lên mỗi lò xo giảm chấn, $P_{lx} = 812,5$ N.

D : Đường kính trung bình của vòng lò xo, $D = 0,016$ m.

d : Đường kính dây lò xo, $d = 3$ mm.

$$k : \text{Hệ số tập trung ứng suất: } k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

$$\text{Với } C = \frac{D}{d} = \frac{0,016}{0,003} = 5,33$$

Thay số vào ta có:

$$k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 5,33 - 1}{4 \cdot 5,33 - 4} + \frac{0,615}{5,33} = 1,28$$

Thay các thông số vào công thức tính τ ta có:

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{lx} \cdot D}{\pi \cdot d^3} k = \frac{8 \cdot 812,5 \cdot 0,016}{3,14 \cdot 0,003^3} 1,28 = 8,3 \cdot 10^8 \text{ (N/m}^2\text{)} \leq [\tau]$$

Vậy lò xo đủ bền.

3.2. Tính kiểm tra điều kiện làm việc ly hợp

Các thông số thể hiện chế độ tải của ly hợp là công trượt riêng ω_μ được xác định khi ô tô khởi động tại chỗ và mức gia tăng nhiệt độ Δ_t của đĩa chủ động sau một lần đóng ly hợp.

3.2.1. Tính công trượt và công trượt riêng

a. Công trượt :

$$W_\mu = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_a \cdot \omega_0^2 \cdot M_{\text{emax}}}{(M_{\text{emax}} - M_\psi)} \quad (3.19)$$

Công thức này được xây dựng trên giả thiết vận tốc góc của động cơ ω_d và các mô men M_d, M_c, M_ψ không đổi trong quá trình trượt ly hợp, trong đó $M_d = M_{\text{emax}}$.

I_a : Mô men quán tính tương đương với khối lượng chuyển động tịnh của ô tô cùng với các chi tiết trong hệ thống truyền lực và bánh xe quy về trục sơ cấp của hộp số

$$I_a = \frac{G_a}{g} \cdot \left(\frac{r_b}{i_0 \cdot i_h \cdot i_f} \right)^2 \quad (3.20)$$

G : Trọng lượng toàn bộ của xe, $G = 2900 \text{ Kg} = 29000 \text{ (N)}$.

g : Gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)}$.

r_b : Bán kính làm việc trung bình của bánh xe

$$r_b = \lambda \cdot \left(B + \frac{d}{2} \cdot 25,4 \right) \text{ (mm)} \quad (3.21)$$

$$r_b = 0,96 \cdot \left(\frac{285,65}{100} + \frac{17}{2} \cdot 25,4 \right) = 385,104 \text{ (mm)} = 0,385 \text{ (m)}$$

Trong đó λ là hệ số kể đến sự biến dạng của lốp

i_0 : Tỷ số truyền của truyền lực chính $i_0 = 4,4$

i_h : Tỷ số truyền của hộp số $i_h = 3,3$

i_f : Tỷ số truyền của hộp số phụ $i_f = 1$.

$$\Rightarrow I_a = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{r_b}{i_0 \cdot i_{h1} \cdot i_f} \right)^2 = \frac{29000}{9,81} \cdot \left(\frac{0,385}{4,4 \cdot 3,3 \cdot 1} \right)^2 = 2,087 \text{ (N.m.s}^2\text{)}$$

M_{emax} : Mô men cực đại của động cơ, $M_{\text{emax}} = 418 \text{ N.m}$

ω_0 : Vận tốc góc ban đầu, với động xăng chọn :

$$\omega_0 = \frac{\omega_M}{3 + 50\pi} \quad (3.21)$$

ω_M : vận tốc góc của động cơ tại thời điểm đạt mô men cực đại

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot n_M}{30} = \frac{\pi \cdot 3400}{30} = 356(\text{rad / s})$$

$$\Rightarrow \omega_0 = \frac{\omega_M}{3 + 50\pi} = \frac{356}{3 + 50\pi} = 2,22(\text{rad / s})$$

M_ψ : Mô men cản chuyển động ô tô quy về trục ly hợp

$$M_\psi = (G \cdot \psi + K \cdot F \cdot v^2) \frac{r_b}{i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}} \quad (\text{Nm}) \quad (3.22)$$

ψ : Hệ số cản tổng cộng của mặt đường, chọn $\psi = 0,02$

$K \cdot F \cdot v^2 = 0$. Do khi khởi động tại chỗ $v = 0$

η_{tl} : hiệu suất truyền lực của hệ thống \Rightarrow chọn $\eta_{tl} = 0,9$

Suy ra :

$$M_\psi = (G \cdot \psi + K \cdot F \cdot v^2) \frac{r_b}{i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}} = 29000 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,385}{3,3 \cdot 4,0 \cdot 0,9} = 17,08(\text{Nm})$$

Vậy công trượt :

$$W_\mu = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_a \cdot \omega_0^2 \cdot M_{e\max}}{(M_{e\max} - M_\psi)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2,087 \cdot 2,22^2 \cdot 418}{(418 - 17,08)} = 5,316(\text{J}) \quad (3.23)$$

b. Tính công trượt riêng

$$\omega_\mu = \frac{W_\mu}{A \cdot i} = \frac{4 \cdot W_\mu}{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot Z_\mu} = \frac{4 \cdot 5,316}{\pi \cdot (30^2 - 20^2) \cdot 2} = 6,768 \cdot 10^{-3} (\text{J / cm}^2) \quad (3.24)$$

Trong đó :

W_μ : Công trượt ly hợp

A : Diện tích bề mặt ma sát

i, Z_μ : Số đôi bề mặt ma sát

D, d : Đường kính trong và ngoài đĩa ma sát

3.2.2. Kiểm tra nhiệt độ các chi tiết

Công trượt sinh nhiệt làm nung nóng các chi tiết như đĩa ép, đĩa ép trung gian ở ly hợp 2 đĩa, lò xo, ...

Do đó phải kiểm tra nhiệt độ của các chi tiết, bằng cách xác định độ tăng nhiệt độ theo công thức :

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W_{\mu}}{c \cdot m_d} \leq [\Delta t] \quad (3.25)$$

W_{μ} : Công trượt ly hợp

c : Tỷ nhiệt của chi tiết bị nung nóng
 $c=481,5\text{J/kg}^{\circ}\text{C}$ (đối với vật liệu gang và thép)

m_d : Khối lượng chi tiết bị nung nóng (đĩa ép).

$$m_d = \pi(R_2^2 - R_1^2) \cdot \delta \cdot \rho$$

Với : $\delta = 4 \text{ (mm)} = 0,4 \text{ (cm)}$: độ dày tấm ma sát

$\rho = 7800 \text{ (Kg/m}^3\text{)} = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ (Kg/cm}^3\text{)}$: khối lượng riêng của thép

$$\Rightarrow m_d = \pi(15^2 - 10^2) \cdot 0,4 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} = 1,22 \text{ (Kg)}$$

γ : Hệ số xác định phân nhiệt truyền để nung nóng bánh đà hoặc đĩa ép

Với ly hợp 1 đĩa bị động: $\gamma = 0,5$

$[\Delta t]$: độ tăng nhiệt độ cho phép của chi tiết ($^{\circ}\text{K}$),

Với ô tô con $[\Delta t] = 10^{\circ}\text{C}$

Vậy có :

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 5,316}{481,5 \cdot 1,22} = 4,52 \cdot 10^{-3}$$

Suy ra : mức gia tăng nhiệt đảm bảo điều kiện

3.3 Tính bền một số chi tiết ly hợp

3.3.1 Tính bền đĩa bị động

Đĩa bị động gồm các tấm ma sát và xương đĩa. Xương đĩa thường được chế tạo từ thép 65 nhiệt luyện tôi thể tích hoặc thép 20 tôi thấm. Chiều dày xương đĩa thường chọn từ (1,5 ÷ 2,0) mm.

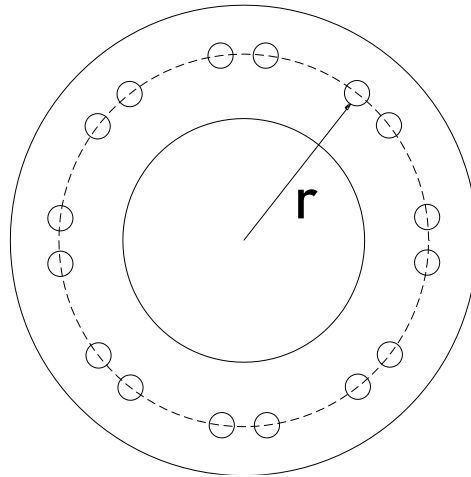
Ta chọn $\delta_x = 2 \text{ mm}$.

Chiều dày tấm ma sát $\delta = 4 \text{ mm}$.

Đĩa bị động được kiểm bền cho 2 chi tiết: Đinh tán và moay-ơ.

a. Đinh tán:

Đinh tán dùng để tán các tấm ma sát với xương đĩa được chế tạo từ đồng hoặc nhôm với đường kính từ 4÷6mm. Ta chọn $d = 5 \text{ mm}$.



Hình 3.5 Sơ đồ bố trí đỉnh tán trên tấm ma sát
Đỉnh tán được kiểm bền theo ứng suất chèn dập và ứng suất cắt.

Đỉnh tán được bố trí trên đĩa theo hai dãy tương ứng với:

$$r_1 = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$$

$$r_2 = 140 \text{ mm} = 0,14 \text{ m}$$

Nếu coi lực tác dụng lên đỉnh tán tỷ lệ thuận với bán kính của vòng tròn bố trí đỉnh tán. Ta có:

$$F_1 = \frac{M_{e \max} \cdot r_2}{2 \cdot (r_1^2 + r_2^2)} = \frac{418 \cdot 0,11}{2 \cdot (0,14^2 + 0,11^2)} = 725,2 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{M_{e \max} \cdot r_1}{2 \cdot (r_1^2 + r_2^2)} = \frac{418 \cdot 0,14}{2 \cdot (0,14^2 + 0,11^2)} = 923 \text{ N}$$

Ở đây: F_1 là lực tác dụng lên vòng đỉnh tán có bán kính r_1

F_2 là lực tác dụng lên vòng đỉnh tán có bán kính r_2

Ứng suất cắt và ứng suất chèn dập:

$$\sigma_c = \frac{4F}{n \cdot \pi \cdot d^2} < [\sigma_c]$$

$$\sigma_{cd} = \frac{4F}{n \cdot l \cdot d} < [\sigma_{cd}]$$

Trong đó: σ_c : ứng suất cắt của đỉnh tán ở từng dãy.

σ_{cd} : ứng suất chèn dập của đỉnh tán ở từng dãy.

F : lực tác dụng lên đỉnh tán ở từng dãy.

d là đường kính đỉnh tán. $d = 5 \text{ mm}$

n là số lượng đỉnh tán ở từng dãy

Chọn $n_1 = 18$

Chọn $n_2 = 18$

1 - chiều dài bị chèn dập của đỉnh tán.

$l = \frac{1}{2}$ chiều dày tấm ma sát. Ta có : $l = \frac{1}{2} \cdot 4 = 2 \text{ mm}$

$[\sigma_c]$: ứng suất cắt cho phép của đỉnh tán: $[\sigma_c] = 40 \text{ MPa}$

$[\sigma_{cd}]$: ứng suất chèn dập cho phép của đỉnh tán : $[\sigma_{cd}] = 25 \text{ MPa}$

Ứng suất cắt và ứng suất chèn dập đối với đỉnh tán ở vòng trong:

$$\rightarrow \sigma_c = \frac{4F_1}{n_1 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4.725,2}{18 \cdot 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2} = 2,05 \text{ MPa} < [\sigma_c] \quad (3.26)$$

$$\sigma_{cd} = \frac{4F_1}{n_1 \cdot l \cdot d} = \frac{4.725,2}{18 \cdot (2 \cdot 10^{-3}) \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 16,1 \text{ MPa} < [\sigma_{cd}] \quad (3.27)$$

Vậy các đỉnh tán đảm bảo độ bền cho phép.

Ứng suất cắt và ứng suất chèn dập đối với đỉnh tán ở vòng ngoài:

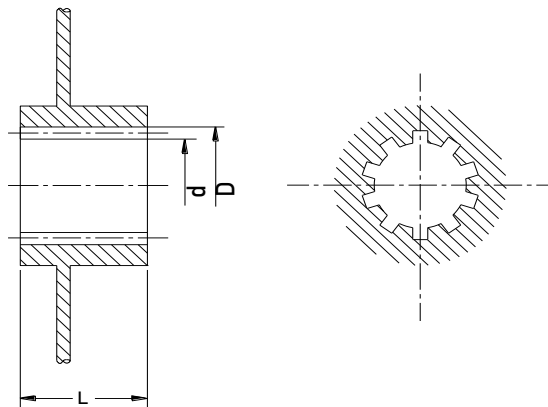
$$\sigma_c = \frac{4F_2}{n_2 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4.923}{18 \cdot 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2} = 2,61 \text{ MPa} < [\sigma_c]$$

$$\sigma_{cd} = \frac{4F_2}{n_2 \cdot l \cdot d} = \frac{4.923}{18 \cdot (2 \cdot 10^{-3}) \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 20,48 \text{ MPa} < [\sigma_{cd}]$$

Vậy các đỉnh tán đảm bảo độ bền cho phép.

b. Mayer đĩa bị động :

Moay-ơ thường được thiết kế với độ dài đủ lớn để đĩa bị động đỡ bị đảo, với ly hợp làm việc trong điều kiện bình thường chiều dài của moay ơ thường được chọn bằng đường kính then hoa trên trục ly hợp $L = D$



Hình 3.6 : Mayer đĩa bị động

Then hoa của mayer được tính theo chèn dập và cắt:

$$\sigma_c = \frac{4.M_{e\max}}{z_1.z_2.L.b.(D+d)} \leq [\sigma_c] \quad (3.30)$$

$$\sigma_{cd} = \frac{8.M_{e\max}}{z_1.z_2.L.(D^2-d^2)} \leq [\sigma_{cd}]$$

Trong đó:	$M_{e\max}$: Mômen lớn nhất của động cơ,	$M_{e\max} = 418 \text{ Nm}$.
	z_1 : Số moay- σ , với ly hợp ma sát một đĩa	$z_1 = 1$.
	z_2 : Số then hoa của mayer	$z_2 = 10$
	L : Chiều dài của mayer	$L = 35\text{mm}$
	D : Đường kính ngoài của then hoa	$D = 35\text{mm}$
	d : Đường kính trong của then hoa	$d = 28\text{mm}$
	b : Bề rộng một then hoa	$b = 4\text{mm}$

Thay số vào ta được:

$$\sigma_c = \frac{4.418}{1.10.0,035.0,004.(0,035+0,028)} = 1,9.10^7 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{cd} = \frac{8.418}{1.10.0,035.(0,035^2-0,028^2)} = 2,2.10^7 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

Chọn vật liệu chế tạo mayer là thép 40X có các ứng suất giới hạn là:

$$[\sigma_c] = 8.10^7 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

$$[\sigma_{cd}] = 15.10^7 \text{ (N/m}^2\text{)}.$$

Như vậy ta thấy : $\sigma_c < [\sigma_c]$ và $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$.

3.3.2 Tính toán trục ly hợp

Trục ly hợp cũng đồng thời là trục sơ cấp của hộp số, ở cuối trục có bánh răng nghiêng liền trục. Đầu trước của trục lắp ổ bi trong khoang của bánh đà, đầu sau lắp lên thành vỏ hộp số.

Bánh răng trên trục số I là bánh răng nghiêng, ta chọn các thông số tham khảo như sau: Đường kính vòng lăn $d_1 = 0,06$ m.

Góc nghiêng của răng $\beta = 25^0$.

Góc ăn khớp $\alpha = 20^0$.

Khi đó ta có:

$$\text{Lực vòng : } P_{v1} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2.418}{0,06} = 13933(N) \quad (3.31)$$

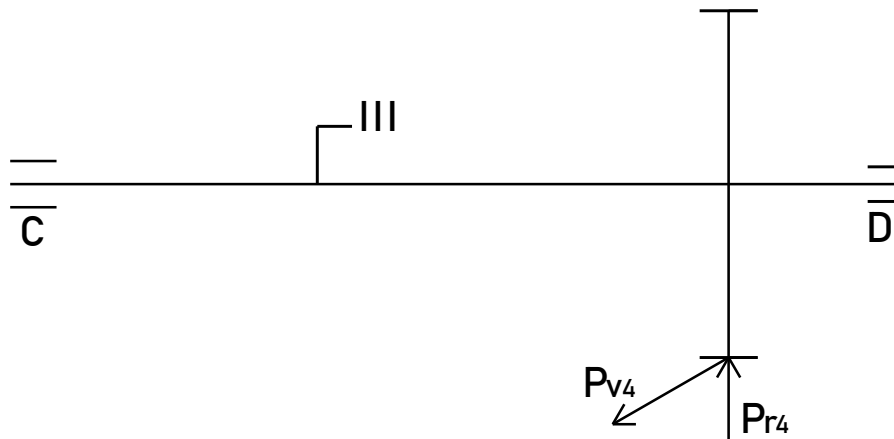
$$\text{Lực hướng kính : } P_{r1} = \frac{P_{v1} \cdot \text{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{13933 \cdot \text{tg}20^0}{\cos 25^0} = 5595(N) \quad (3.32)$$

$$\text{Lực dọc trục : } P_{a1} = P_{v1} \cdot \text{tg}\beta = 13933 \cdot \text{tg}25^0 = 6497(N) \quad (3.33)$$

Trục số III :

Bánh răng trên trục III là bánh răng thẳng. Có các thông số chọn theo tham khảo như sau : Đường kính vòng lăn $d_4 = 0,13$ m

Góc ăn khớp $\alpha = 20^0$



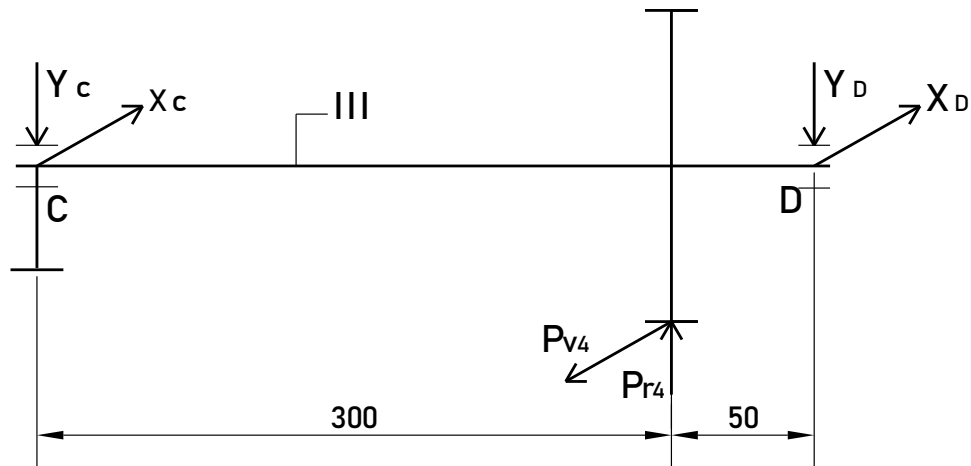
Hình 3.7.c : Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh răng trên trục III

$$\text{Khi đó ta có Lực vòng : } P_{v4} = \frac{2M_3}{d_4} = \frac{2.2490}{0,13} = 38307(N) \quad (3.34)$$

$$\text{Lực hướng kính : } P_{r4} = P_{v4} \cdot \text{tg}\alpha = 38307 \cdot \text{tg}20^0 = 13943(N)$$

Xác định phản lực lên các trục I và trục III tại các gối đỡ:

Trục số III :



Hình 3.7c : Sơ đồ các lực trên trục III.

Ta chọn theo tham khảo khoảng cách từ bánh răng đến các ổ đỡ như hình vẽ.

Trong đó:

X_C và Y_C là các phản lực tại ổ đỡ C .

X_D và Y_D là các phản lực tại ổ đỡ D.

P_{r4} và P_{v4} là lực hướng kính và lực vòng tác dụng lên bánh răng trên trục.

Theo phương X ta có các phương trình cân bằng:

$$\Sigma F_X = X_C + X_D - P_{v4} = 0$$

$$\Sigma M_C(F_X) = - P_{v4} \cdot 300 + X_D \cdot (300 + 50) = 0$$

Suy ra :

$$X_D = \frac{P_{v4} \cdot 300}{350} = \frac{38307 \cdot 300}{350} = 32835(N)$$

$$X_C = P_{v4} - X_D = 38307 - 32835 = 5472 (N)$$

Theo phương Y ta có các phương trình cân bằng:

$$\Sigma F_Y = Y_C + Y_D - P_{r4} = 0$$

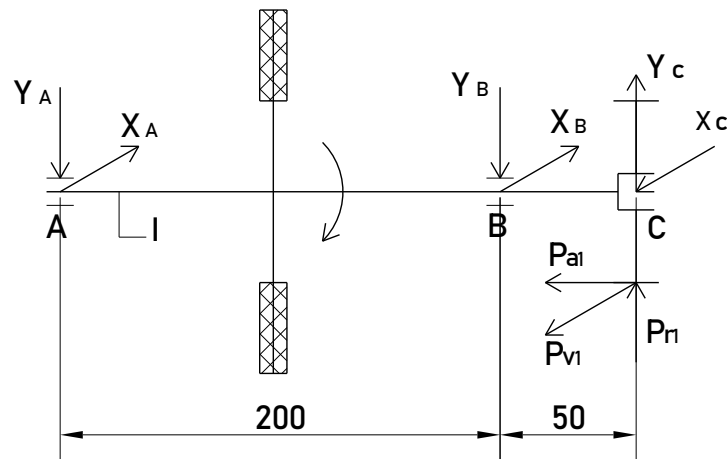
$$\Sigma M_C(F_Y) = P_{r4} \cdot 300 - Y_D \cdot (300 + 50) = 0$$

Suy ra :

$$Y_D = \frac{P_{r4} \cdot 300}{350} = \frac{13943 \cdot 300}{350} = 11951(N)$$

$$Y_C = P_{r4} - Y_D = 13943 - 11951 = 1992 (N)$$

Trục số I :



Hình 3.7d : Sơ đồ các lực trên trục I

Ta chọn theo tham khảo khoảng cách từ bánh răng đến các ổ đỡ như hình vẽ.

Giả sử chiều các lực như hình vẽ.

Trong đó: X_C và Y_C là các phản lực tại C có cùng giá trị nhưng có chiều ngược với chiều các phản lực tại C trên trục III.

X_A và Y_A là các phản lực tại ổ đỡ A.

X_B và Y_B là các phản lực tại ổ đỡ B.

Theo phương X ta có các phương trình cân bằng:

$$\Sigma F_X = X_A + X_B - X_C - P_{v1} = 0. \quad (3.35)$$

$$\Sigma M_A(F_X) = X_B \cdot 200 - (X_C + P_{v1}) \cdot 250 = 0. \quad (3.36)$$

Suy ra :

$$X_B = \frac{(X_C + P_{v1}) \cdot 250}{200} = \frac{(5472 + 13933) \cdot 250}{200} = 24257(N)$$

$$X_A = X_C + P_{v1} - X_B = 5472 + 13933 - 24257 = -4851(N)$$

X_A có giá trị âm chứng tỏ chiều X_A ngược với chiều đã giả thiết.

Theo phương Y ta có các phương trình cân bằng:

$$\Sigma F_Y = Y_A + Y_B - Y_C - P_{r1} = 0$$

$$\Sigma M_A(F_Y) = (Y_C + P_{r1}) \cdot 250 - Y_B \cdot 200 - P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

Trong đó d_1 là đường kính vòng lăn bánh răng trên trục I, $d_1 = 60$ mm

Suy ra :

$$Y_B = \frac{(Y_C + P_{r1}) \cdot 250 - P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{200} = \frac{(1992 + 5595) \cdot 250 - 6497 \cdot \frac{60}{2}}{200} = 8510(N)$$

$$Y_A = Y_C + P_{r1} - Y_B = 1992 + 5595 - 8510 = -923(N)$$

Y_A có giá trị âm chứng tỏ Y_A có chiều ngược với chiều đã giả thiết.

Như vậy ta có các lực tác dụng lên trục I như sau:

$$\begin{aligned} P_{v1} &= 13933 \text{ N} & P_{r1} &= 5595 \text{ N} & P_{a1} &= 6497 \text{ N} \\ X_A &= 4851 \text{ N} & Y_A &= 923 \text{ N} & & \\ X_B &= 24257 \text{ N} & Y_B &= 8510 \text{ N} & & \\ X_C &= 5472 \text{ N} & Y_C &= 1992 \text{ N} & & \end{aligned}$$

Kiểm tra bền trục I:

Tính mômen tại vị trí (B):

$$M_{xB} = X_A \cdot 200 = 4851 \cdot 200 = 970200 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{yB} = Y_A \cdot 200 = 923 \cdot 200 = 184600 \text{ (N.mm)}$$

Tính mômen tại vị trí (C)

$$M_{xC} = X_A \cdot 250 - X_B \cdot 50 = 4851 \cdot 250 - 24257 \cdot 50 = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{yC} = -Y_A \cdot 250 + Y_B \cdot 50 - P_{a1} \cdot 30 = -923 \cdot 250 + 8510 \cdot 50 - 6497 \cdot 30 = -160 \text{ (Nmm)}$$

Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất ta có: $\sigma = \frac{\sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + M_Z^2}}{0,1 \cdot d^3}$

(3.37)

Trong đó: M_X là mô men uốn theo phương x tại B, $M_X = 950200 \text{ Nmm}$
 M_Y là mô men uốn theo phương Y tại B, $M_Y = 175600 \text{ Nmm}$
 M_Z là mô men xoắn tại B, $M_Z = 410000 \text{ Nmm}$
d là đường kính trục ly hợp, chọn $d = 35 \text{ mm}$

Thay số vào ta có:

$$\sigma = \frac{\sqrt{970200^2 + 184600^2 + 418000^2}}{0,1 \cdot 35^3} = 250 \text{ N / mm}^2$$

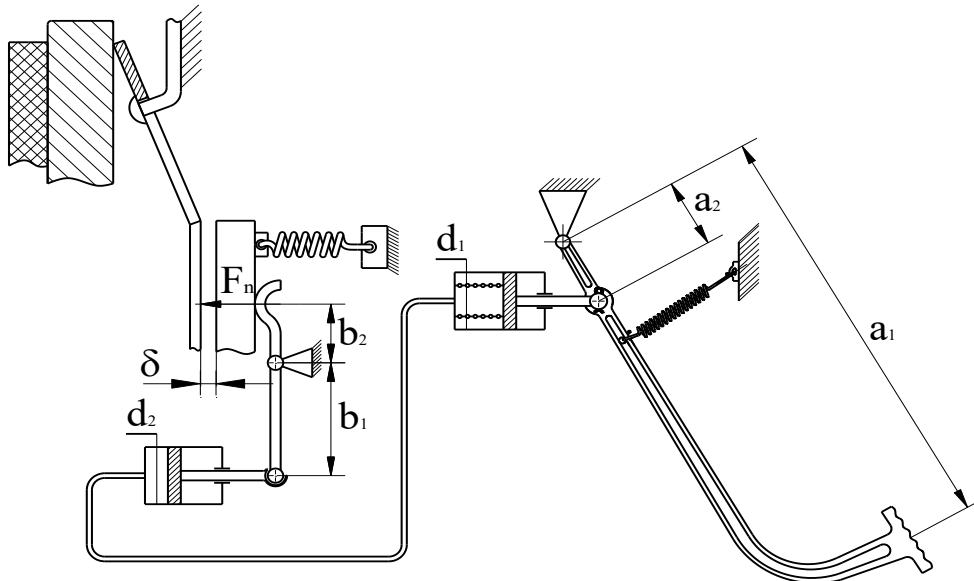
Với vật liệu chế tạo là thép 40X có $[\sigma] = 800 \text{ N / mm}^2$

Vậy $\sigma < [\sigma]$. Trục ly hợp đủ bền và đảm bảo khả năng làm việc.

3.4. Tính toán thiết kế dẫn động ly hợp

Hệ thống dẫn động ly hợp được chọn là hệ thống dẫn động ly hợp bằng cơ khí

3.4.1. Xác định lực và hành trình bàn đạp



Hình 3.8 : Sơ đồ tính toán hệ thống dẫn động ly hợp.

Với sơ đồ dẫn động như hình 3.6.1, ta có tỉ số truyền của dẫn động tính từ bàn đạp ly hợp tới đầu đĩa ép:

$$i_{dd} = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{b_1}{b_2} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (3.38)$$

Ta chọn các thông số dựa trên tham khảo như sau:

$$\begin{aligned} a_1 &= 340 \text{ mm} & a_2 &= 50 \text{ mm} \\ b_1 &= 130 \text{ mm} & b_2 &= 40 \text{ mm} \\ d_1 &= 26 \text{ mm} & d_2 &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

Thay số vào ta có:

$$i_{dd} = \frac{340}{50} \cdot \frac{130}{40} \cdot \frac{20^2}{26^2} = 9,18$$

Lực bàn đạp Q_{bd} cần thực hiện để ngắt ly hợp:
$$Q_{bd} = \frac{F_n}{i_{dd} \cdot \eta_{dk}} \quad (3.39)$$

Với F_n : Là lực cần thiết tác động vào đầu lò xo đĩa để ngắt ly hợp. $F_n = 2910 \text{ N}$

η_{dk} : Là hiệu suất dẫn động, ta chọn $\eta_{dk} = 0,9$

Thay số vào ta có:

$$Q_{bd} = \frac{F_n}{i_{dd} \cdot \eta_{dk}} = \frac{2910}{9,18 \times 0,9} = 352,2(N)$$

Với lực bàn đạp này không nằm trong giới hạn cho phép của lực bàn đạp ly hợp xe con $Q_{bd} \leq 150 \text{ N}$. Do đó ta cần thiết kế tính toán thêm bộ trợ lực chân không.

Hành trình bàn đạp S_{bd} được xác định theo công thức:

$$S_{bd} = (\delta + l_2) \cdot i_{dd} \quad (3.40)$$

Trong đó:

δ : Là khe hở giữa đầu đòn mở và bi T, δ nằm trong khoảng $2 \div 4 \text{ mm}$.

Chọn $\delta = 3 \text{ mm}$.

l_2 : Là hành trình làm việc của đầu nhỏ đĩa ép.

Theo phần tính toán lò xo đĩa: $l_2 = 9 \text{ mm}$.

Vậy hành trình của bàn đạp là:

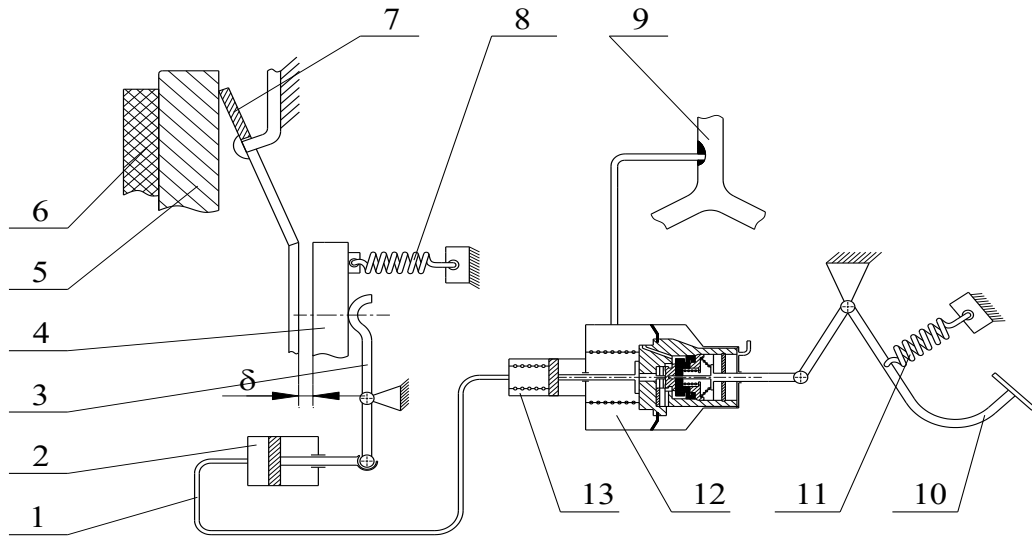
$$S_{bd} = (3 + 9) \cdot 9,18 = 110,6 \text{ (mm)}.$$

Với hành trình bàn đạp cho phép $[S_{bd \max}] \leq 150 \text{ mm}$

=> Hành trình bàn đạp nằm trong giới hạn cho phép

3.4.2. Thiết kế dẫn động thủy lực

a. Tính toán thiết kế xi-lanh công tác



Hình 3.9 : Sơ đồ dẫn động thủy lực có trợ lực chân không.

1. Ống dẫn dầu. 2. Xylanh công tác. 3. Càng mở.
 4. Bi T. 5. Đĩa ép. 6. Đĩa bị động.
 7. Lò xo ép. 8. Lò xo hồi vị bi T. 9. Họng hút.
 10. Bàn đạp. 11. Lò xo hồi vị bàn đạp. 12. Bộ trợ lực.
 13. Xylanh chính.

Hành trình làm việc của piston xylanh công tác :

$$S_2 = \frac{b_1}{b_2} 9 \cdot \frac{130}{40} = 26(mm) \quad (3.41)$$

Thể tích dầu vào trong xylanh công tác:

$$V = \frac{S_2 \cdot \pi \cdot d_2^2}{4} \quad (3.42)$$

Thay số vào ta có:

$$V = \frac{27 \cdot \pi \cdot 20^2}{4} = 8168(mm^3) \quad (3.43)$$

Chọn chiều dày thành xylanh $t = 5 \text{ mm}$.

Đường kính ngoài:

$$D_2 = d_2 + 2 \cdot t = 20 + 2 \cdot 5 = 30 \text{ mm}. \quad (3.44)$$

Kiểm bền cho xylanh công tác

Bán kính trung bình của xylanh công tác:

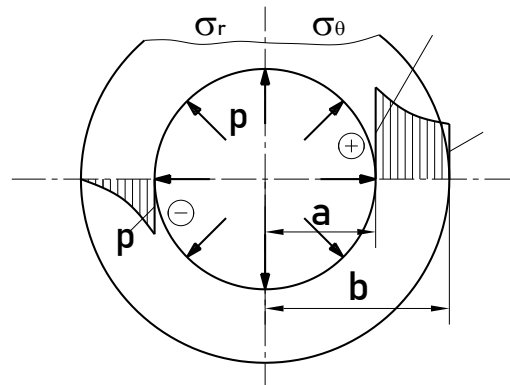
$$R_{tb2} = \frac{D_2 + d_2}{4} = \frac{30 + 20}{4} = 12(mm) \quad (3.45)$$

Ứng suất trên xy lanh:

$$\sigma_r = \frac{p \cdot a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) ; \quad (3.46)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) ;$$

$$p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} ; p \frac{2a^2}{b^2 - a^2}$$



Hình 3.10 : Biểu đồ ứng suất của xy lanh

Trong đó:

p : áp suất trong ống,

$$p = \frac{Q_{bd} \cdot \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}}{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{314,8 \cdot \frac{350}{60} \cdot \frac{20^2}{26^2}}{0,02^2 \cdot \pi} = 3,45 \cdot 10^6 (N / m^2)$$

(3.47)

r : Khoảng cách từ một điểm trên xy lanh đến tâm xy lanh.

a_2 : Bán kính trong, $a_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ mm}$.

b_2 : Bán kính ngoài, $b_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm}$.

Từ biểu đồ mô men ta thấy rằng điểm nguy hiểm nhất là điểm nằm ở mép trong của xy lanh.

Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất:

$$\sigma_{td2} = \sigma_{\theta 2} - \sigma_{r2} = p \frac{b_2^2 + a_2^2}{b_2^2 - a_2^2} - (-p) = p \cdot \frac{2b_2^2}{b_2^2 - a_2^2} \quad (3.48)$$

Thay số vào ta có:

$$\sigma_{td2} = 3,45 \cdot 10^6 \frac{2,0,015^2}{0,015^2 - 0,01^2} = 1,24 \cdot 10^7 (N / m^2) \quad (3.49)$$

Vật liệu chế tạo xy lanh là gang CY 24 - 42 có $[\sigma] = 2,4 \cdot 10^7 (N/m^2)$.

Ta thấy $\sigma_{td2} < [\sigma]$, vậy xy lanh công tác đủ bền.

b. Tính toán thiết kế xy lanh chính

Hành trình làm việc của piston xy lanh chính:

$$S_1 = S_2 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} = 27 \cdot \frac{20^2}{26^2} = 16(mm) \quad (3.50)$$

Chọn chiều dày thành xy lanh là $t = 5 \text{ mm}$.

Đường kính ngoài:

$$D_1 = d_1 + 2 \cdot t = 26 + 2 \cdot 5 = 36 \text{ mm}. \quad (3.51)$$

Kiểm tra bền xy lanh chính:

Tính kiểm nghiệm bền cho xy lanh chính cũng tương tự như xy lanh công tác. Các thông số tính toán cho xy lanh chính là:

$$\text{Bán kính trong: } a_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{26}{2} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Bán kính ngoài: } b_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{36}{2} = 18 \text{ mm}$$

Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất:

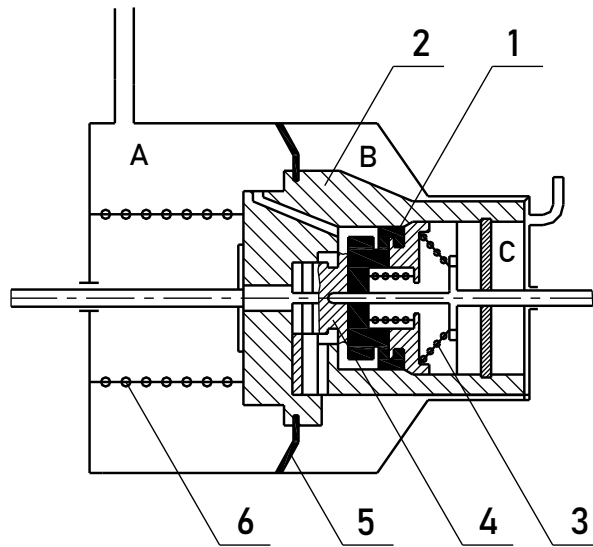
$$\sigma_{td1} = \sigma_{\theta 1} - \sigma_{r1} = p \cdot \frac{2b_1^2}{b_1^2 - a_1^2} \quad (3.52)$$

$$\text{Thay số vào ta có: } \sigma_{td1} = 3,45 \cdot 10^6 \frac{2,0,017^2}{0,017^2 - 0,013^2} = 1,6 \cdot 10^7 (N / m^2)$$

Vật liệu chế tạo xy lanh là gang CY 24 - 42 có $[\sigma] = 2,4 \cdot 10^7 (N/m^2)$.

Ta thấy $\sigma_{td1} < [\sigma]$, vậy xy lanh công tác đủ bền.

3.4.3. Tính toán thiết kế bộ trợ lực chân không



Hình 3.11 : Sơ đồ bộ trợ lực chân không.

1. Van điều khiển. 2. Van chân không 3, 6. Lò xo hồi vị.
4. Van khí 5. Màng cao su

a. Xác định lực mà bộ cường hóa phải thực hiện

Ta đã có khi không có cường hóa lực tác động lên bàn đạp:

$$Q_{bdk} = 352,2 \text{ N.}$$

Để giảm bớt sức lao động của người lái ta lắp thêm bộ trợ lực chân không.

Chọn lực của người lái tác động lên bàn đạp ta là : $Q_{bdc} = 90(\text{N})$.

Ta bố trí cường hóa ngay trước xy lanh chính về phía bàn đạp khi đó ta xác định được lực mà bộ cường hóa phải sinh ra:

$$Q_c = (Q_{bdk} - Q_{bdc}) \cdot \frac{a_1}{a_2} = (352,2 - 90) \frac{340}{60} = 1530(\text{N}) \quad (3.53)$$

Vậy bộ cường hóa chân không phải sinh ra 1 lực là 1530 (N) và ta chọn lực để mở van cường hóa là $Q_m = 40\text{N}$.

b. Xác định thiết diện màng sinh lực và hành trình màng sinh lực

Diện tích màng sinh lực được tính theo công thức:
$$S = \frac{Q_c + P_{\max}}{p} \quad (3.54)$$

Trong đó:

P_{\max} : Lực lớn nhất tác dụng lên lò xo, chọn $P_{\max} = 20\%Q_c$.

p : Độ chênh áp suất trước và sau màng sinh lực.

Chọn $p = 5 \cdot 10^4(\text{N}/\text{m}^2)$ ứng với chế độ làm việc không tải của động cơ.

Vậy ta có :

$$S = \frac{1530 + 0,15.1530}{5.10^4} = 0,035(m^2)$$

Suy ra đường kính màng sinh lực:

$$d_m = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.0,035}{3,14}} = 0,211(m) = 211(mm) \quad (3.55)$$

Hành trình làm việc S_m của màng sinh lực chính bằng hành trình làm việc của xilanh chính: $S_m = S_1 = 16 (mm)$.

c. Tính lò xo hồi vị màng sinh lực

Khi bộ cường hóa sinh hết lực của mình thì lúc đó lò xo hồi vị chịu tải lớn nhất. Để xác định được kích thước lò xo hồi vị ta chọn tải trọng lớn nhất tác dụng lên nó là:

$$P_{\max} = 20\% Q_c = 0,20.1530 = 306 (N). \quad (3.57)$$

Lực lò xo ghép ban đầu:

$$P_{bd} = 7\% Q_c = 0,07.1530 = 107 (N). \quad (3.58)$$

Số vòng làm việc của lò xo hồi vị màng sinh lực được tính theo công thức:

$$n_0 = \frac{\lambda.G.d^4}{1,6.(P_{\max} - P_{bd})D^3} \quad (3.59)$$

Trong đó: λ : Độ biến dạng của lò xo từ vị trí chưa làm việc đến vị trí làm việc

$$\lambda = S_m = 16 (mm).$$

$$G : \text{Modun đàn hồi dịch chuyển}; \quad G = 12.10^{10}N/m^2).$$

$$d : \text{Đường kính dây làm lò xo.Chọn} \quad d = 2(mm).$$

$$D : \text{Đường kính trung bình của lò xo.Chọn} \quad D = 30(mm).$$

$$\text{Vậy: } n_0 = \frac{0,016.12.10^{10}.0.002^4}{1,6.(306 - 107).0.03^3} = 6 (\text{vòng})$$

Số vòng toàn bộ của lò xo : $n = n_0 + 1 = 6 + 1 = 7$ vòng.

Giả thiết khe hở cực tiểu giữa các vòng lò xo này khi mở hết ly hợp là:

$$\delta = 2 \text{ mm}.$$

Nên chiều dài tự nhiên của lò xo là:

$$l = nd + n_0\delta + S_m = 7.2 + 6.2 + 16 = 42 (mm). \quad (3.60)$$

Lò xo được kiểm bền theo ứng suất xoắn:

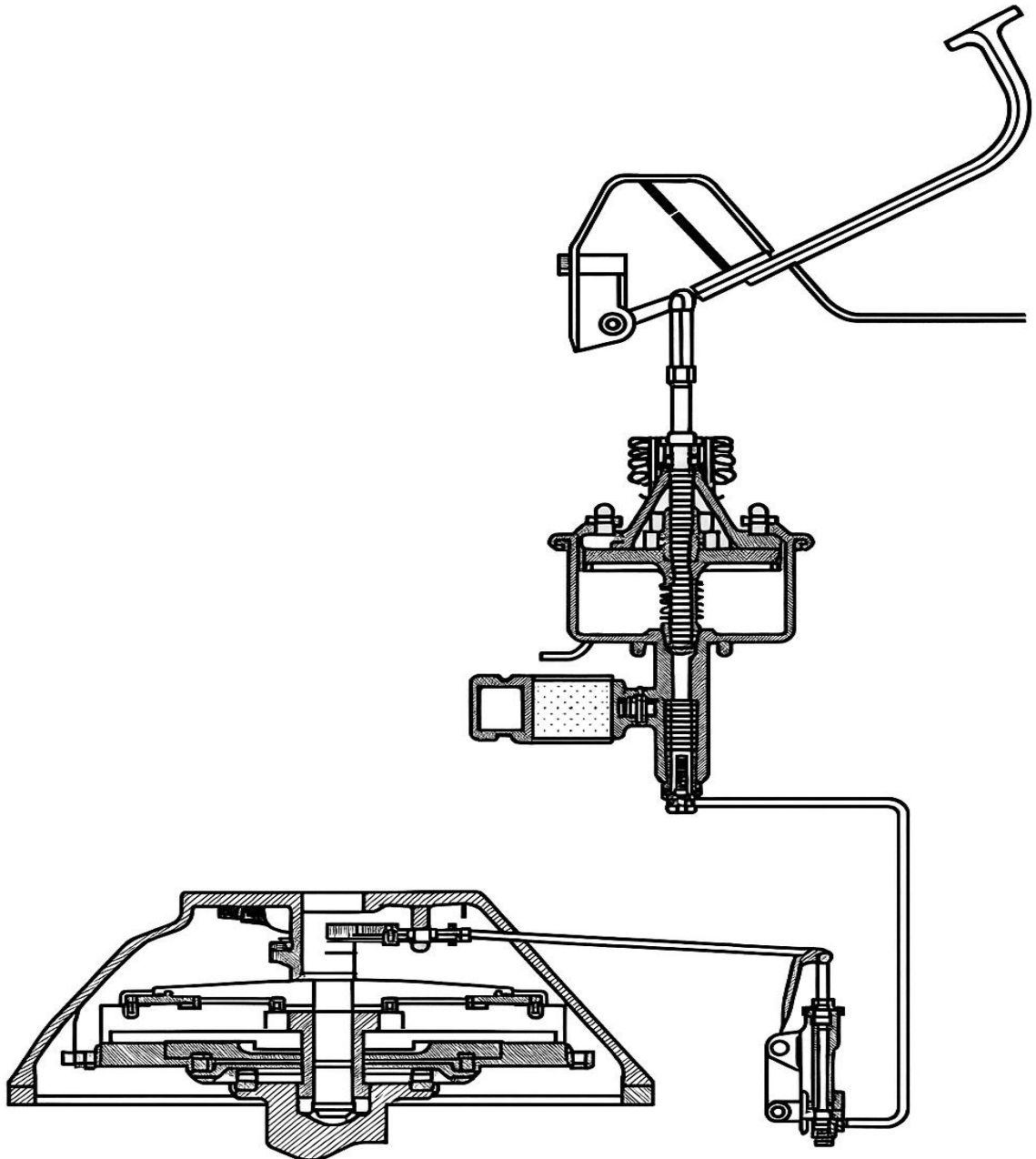
$$\tau = \frac{8.P_{\max}.D.k}{\pi d^3} \quad (3.61)$$

Trong đó: k là hệ số ảnh hưởng, $k = 1,13$.

Suy ra:
$$\tau = \frac{8.306.0,03.1,13}{3,14.0.002^3} = 1,32.10^9 \text{ (N / m}^2\text{)}$$

Vật liệu chế tạo lò xo là thép C65T có ứng suất cho phép là $[\tau] = 1,4. 10^9 \text{ (N/m}^2\text{)}$ nên lò xo đủ bền.

Kết luận : Như vậy qua quá trình tính toán ta thấy hệ thống ly hợp đảm bảo yêu cầu về kích thước, độ bền và khả năng làm việc trong các điều kiện khác nhau.



Hình 3.12 : Sơ đồ hệ thống ly hợp

CHƯƠNG IV: MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH ĐÓNG MỞ LY HỢP

4.1. Xây dựng cơ sở lý thuyết và mô hình mô phỏng

Mô hình này cho thấy cách sử dụng Simulink® để mô hình hóa và mô phỏng hệ thống ly hợp quay. Mặc dù việc mô hình hóa một hệ thống ly hợp rất khó khăn do những thay đổi trong động lực học của hệ thống trong quá trình khóa, ví dụ này cho thấy cách hệ thống con được kích hoạt có thể dễ dàng xử lý các vấn đề như vậy. Chúng tôi minh họa cách sử dụng các khái niệm mô hình hóa Simulink quan trọng trong việc tạo ra mô phỏng ly hợp. Các nhà thiết kế có thể áp dụng các khái niệm này cho nhiều mô hình với sự gián đoạn mạnh mẽ và ràng buộc có thể thay đổi một cách linh hoạt

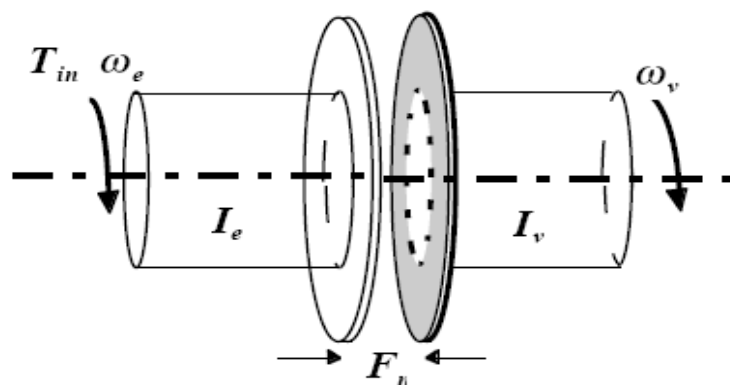
Trong mô hình, ta sử dụng các hệ thống con được kích hoạt để xây dựng mô hình ly hợp. Hai hệ thống con được kích hoạt mô hình hóa động lực học ly hợp ở vị trí khóa hoặc mở khóa. Sau khi chạy mô phỏng, một hộp điều khiển sẽ mở ra. Lựa chọn bất kỳ trạng thái nào ở sẽ tạo ra một biểu đồ biểu diễn quá trình mô phỏng so với thời gian

Phân tích và lý thuyết vật lý

Hệ thống ly hợp trong ví dụ này bao gồm hai tâm truyền mô-men xoắn giữa động cơ và hộp số (xem Hình 4.1). Có hai chế độ hoạt động riêng biệt đó là

- Trượt: Hai tâm có vận tốc góc khác nhau
- Khóa: Hai tâm quay cùng nhau.

Xử lý quá trình chuyển đổi giữa hai chế độ này là một vấn đề lớn về mô hình hóa. Khi hệ thống mất một mức độ tự do khi khóa, mô-men xoắn truyền đi sẽ trải qua một bước gián đoạn. Độ lớn của mô-men xoắn giảm từ giá trị lớn nhất được hỗ trợ bởi khả năng ma sát xuống giá trị cần thiết để giữ cho hai nửa của hệ thống quay với cùng một tốc độ. Quá trình chuyển đổi ngược, tách ra, cũng là một vấn đề, vì mô-men xoắn truyền qua các tâm ly hợp vượt quá khả năng ma sát.



Hình 4.1: Hệ thống ly hợp, được phân tích sử dụng mô hình tham số gộp

Các biến được sử dụng

Các biến sau được sử dụng trong khi ta phân tích và mô hình hóa sơ đồ:

T_{in} = mô-men xoắn đầu vào (từ động cơ);

F_n = lực ép giữa các đĩa ma sát;

I_e, I_v = mô-men quán tính của động cơ và của hộp số/xe;

B_c, b_v = hệ số giảm chấn tại phía động cơ và phía hộp số/xe của ly hợp;

μ_k, μ_s = hệ số ma sát động và ma sát tĩnh;

ω_e, ω_v = tốc độ góc của trục đầu vào động cơ và của trục đầu vào hộp số/xe;

r_1, r_2 = bán kính trong và ngoài của bề mặt ma sát đĩa ly hợp;

R = bán kính tương đương;

T_{cl} = mô-men xoắn truyền qua ly hợp;

T_1 = mô-men xoắn ma sát cần thiết để ly hợp duy trì trạng thái khóa (lockup)

Phương trình 1

Các phương trình trạng thái cho hệ ghép nối được suy ra như sau:

$$I_e \dot{\omega}_e = T_{in} - b\omega_e - T_{cl}$$

$$I_e \omega_e = T_{in} - b\omega_e$$

Phương trình 2

Công suất mô-men xoắn của ly hợp là một hàm của kích thước, đặc tính ma sát và lực bình thường tác dụng.

$$(T_f)_{\max} = \iint_A \frac{r \cdot F_f}{A} da = \frac{F_n \mu}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} r^2 dr d\theta = \frac{2}{3} R F_n \mu \backslash$$

$$R \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$$

Phương trình 3

Khi ly hợp bị trượt, mô hình sử dụng hệ số động học của ma sát và toàn bộ công suất có sẵn, theo hướng chống trượt.

$$T_{f \max k} = \frac{2}{3} RF_n \nu_k$$

$$T_{cl} = \text{sgn}(\omega_e - \omega_v) T_{f \max k}$$

trong đó sgn biểu thị hàm ký hiệu.

Phương trình 4

Khi ly hợp bị khóa, vận tốc góc của động cơ và trục đầu vào hộp số là như nhau, và mô-men xoắn của hệ thống tác động lên quán tính kết hợp như một đơn vị duy nhất. Vì vậy, chúng ta kết hợp các phương trình vi phân (Phương trình 1) thành một phương trình duy nhất cho trạng thái bị khóa.

$$\omega_e = \omega_v = \omega$$

$$(I_e + I_v)\omega = T_{in} - (b_e + b_v)\omega$$

Phương trình 5

Giải phương trình 1 và Phương trình 4, mô-men xoắn truyền bởi ly hợp khi bị khóa là:

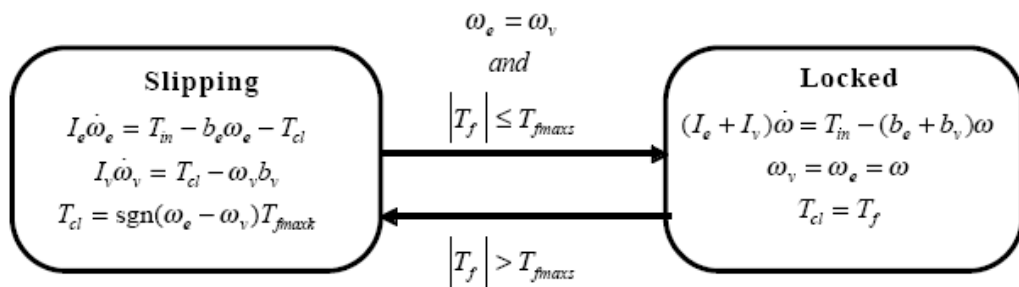
$$T_{cl} = T_f = \frac{I_v T_{in} - (I_v b_c - I_c b_v)\omega}{I_v + I_c}$$

Phương trình 6

Do đó, ly hợp vẫn bị khóa trừ khi độ lớn vượt quá khả năng ma sát tĩnh

$$T_{f \max s} = \frac{2}{3} RF_n \nu_s$$

Sơ đồ trạng thái trong Hình 4.2 mô tả quá trình tổng thể của ly hợp.



Hình 4.2: Sơ đồ trạng thái mô tả quá trình chuyển đổi chế độ ma sát

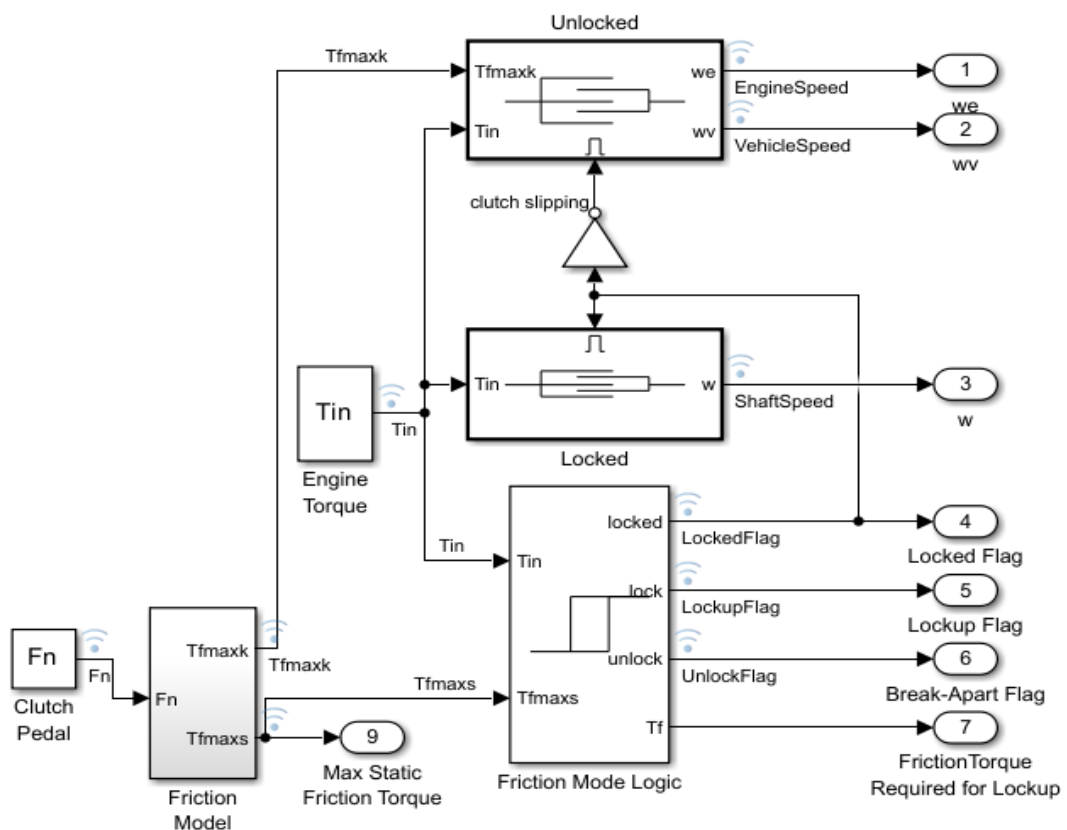
Mô hình

Ta có sử dụng hai mô hình động khác nhau và chuyển đổi giữa chúng vào những thời điểm thích hợp.

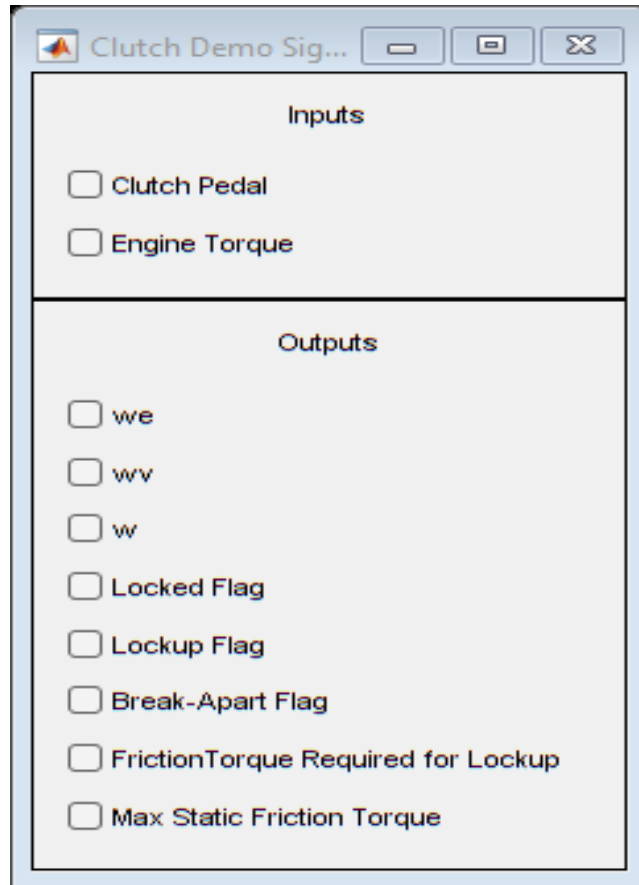
Do mô hình tổng thể có những khả năng đặc biệt, ở đây, chúng ta mô tả mô phỏng cho phương pháp sử dụng mô hình việc chuyển đổi giữa hai mô hình động phải được thực hiện cẩn thận để đảm bảo rằng các trạng thái khởi tạo của mô hình mới khớp với các giá trị trạng thái ngay trước khi chuyển đổi. Tuy nhiên, trong cả hai cách tiếp cận, Simulink tạo điều kiện cho mô phỏng chính xác do khả năng nhận ra các khoảnh khắc chính xác mà tại đó sự chuyển đổi giữa khóa và trượt.

Mô hình mô phỏng cho hệ thống ly hợp sử dụng các hệ thống con được kích hoạt, một tính năng đặc biệt hữu ích trong Simulink. Mô phỏng có thể sử dụng một hệ thống con trong khi ly hợp bị trượt và hệ thống còn lại khi nó bị khóa. Sơ đồ của mô hình Simulink xuất hiện trong Hình 4.3.

**Mô phỏng quá trình đóng mở ly hợp
sldemo_clutch**




Hình 4.3 Mô hình mô phỏng đóng mở ly hợp

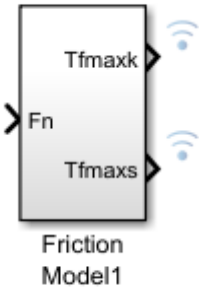

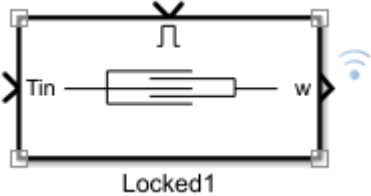




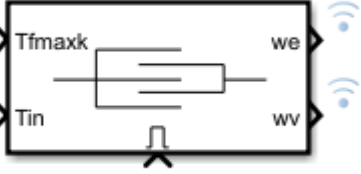
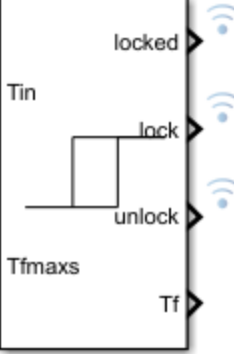
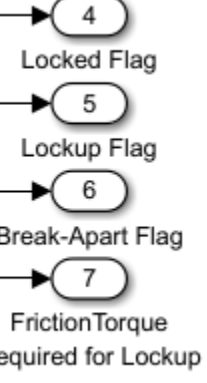
Hình 4.4: Sơ đồ cấp cao nhất cho mô hình ly hợp
Sơ đồ này giúp ta dễ dàng mô hình hoá các trường hợp hoạt động của ly hợp và trạng thái động cơ một cách cụ thể và linh hoạt trong quá trình mô phỏng

➤ **Giải thích các khối trong mô hình**

Bảng 4.1 Giải thích các khối có trong mô hình mô phỏng

Khối	Giải thích
 <p>Clutch Pedal1</p>	<p>Lực ép (normal force) tác dụng giữa các đĩa ma sát trong ly hợp.</p> <p>Giá trị này mô phỏng theo vị trí bàn đạp ly hợp mà người lái nhấn.</p> <ul style="list-style-type: none"> • $F_n = 0 \rightarrow$ Bàn đạp nhấn hết \rightarrow Ly hợp mở hoàn toàn. • F_n tăng \rightarrow Người lái nhả ly hợp \rightarrow Lực ép giữa các đĩa tăng \rightarrow Ly hợp có thể khóa

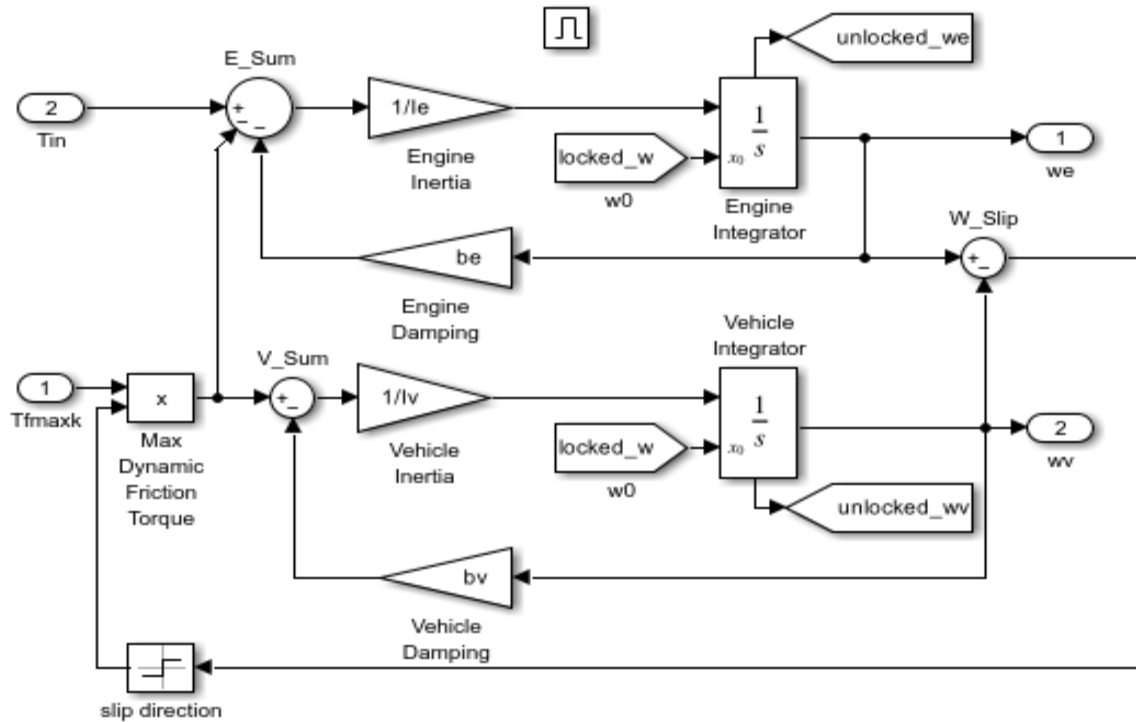
 <p>Friction Model1</p>	<p>Đầu vào:</p> <ul style="list-style-type: none"> F_n: Lực tác động từ bàn đạp ly hợp. T_{in}: Mô-men từ động cơ. <p>Đầu ra:</p> <ul style="list-style-type: none"> T_{fmaxk}: Mô-men ma sát tối đa khi trượt. T_{fmaxs}: Mô-men ma sát tĩnh tối đa. <p>Mô tả: Khối này mô phỏng đặc tính ma sát của ly hợp tùy thuộc vào lực nhấn bàn đạp và mô-men từ động cơ</p>
 <p>Engine Torque1</p>	<p>Tên tín hiệu: T_{in}</p> <ul style="list-style-type: none"> Mô tả: Đầu vào mô phỏng mô-men xoắn từ động cơ truyền vào hệ thống ly hợp. Dữ liệu này được sử dụng để xác định trạng thái hoạt động của ly hợp (locked/unlocked).
 <p>Locked1</p>	<p>Đầu vào: T_{in}</p> <p>Đầu ra: w: Tốc độ trục (shaft speed)</p> <p>Chức năng: Mô phỏng ly hợp khi khóa hoàn toàn (locked). Tốc độ động cơ và tốc độ xe bằng nhau, không có trượt.</p>
 <p>clutch slipping</p>	<p>Chức năng: Chuyển đổi giữa hai khối "Locked" và "Unlocked" dựa trên trạng thái ly hợp (cờ trạng thái từ "Friction Mode Logic").</p>
 <p>Max Static Friction Torque1</p>	<ul style="list-style-type: none"> Đầu vào: T_{fmaxs} Chức năng: Đưa ra giới hạn ma sát tĩnh lớn nhất, được sử dụng trong logic xác định trạng thái ly hợp.

 <p>Unlocked1</p>	<p>Đầu vào:</p> <ul style="list-style-type: none"> T_{in}, T_{fmaxk} <p>Đầu ra:</p> <ul style="list-style-type: none"> w_e: Tốc độ động cơ w_v: Tốc độ xe <p>Chức năng: Mô phỏng ly hợp khi ở trạng thái trượt (slipping). Mô-men truyền không hoàn toàn, tốc độ động cơ và tốc độ xe khác nhau.</p>
 <p>Friction Mode Logic1</p>	<p>Đầu vào:</p> <ul style="list-style-type: none"> T_{in}: Mô-men động cơ. T_{fmaxs}: Ma sát tĩnh tối đa. <p>Đầu ra:</p> <ul style="list-style-type: none"> T_f: Mô-men ma sát thực tế. LockedFlag, LookupFlag, UnlockFlag: Cờ trạng thái xác định chế độ hoạt động của ly hợp. <p>Mô tả: Logic điều khiển quyết định trạng thái hoạt động của ly hợp (locked, slipping, unlocked) dựa vào mô-men và giới hạn ma sát.</p>
	<ul style="list-style-type: none"> LockedFlag (4): Cờ báo ly hợp đang khóa. LookupFlag (5): Cờ báo ly hợp đang ở trạng thái trung gian (đang xét điều kiện khóa/mở). UnlockFlag (6): Cờ báo ly hợp đang mở hoặc trượt. Break-Apart Flag (7): Cờ thông báo ly hợp cần tách rời do vượt quá lực ma sát cho phép. Friction Torque Required for Lockup (8): Giá trị mô-men ma sát cần để xác định điều kiện khóa ly hợp.

➤ Hệ thống ở trạng thái 'Mở khóa'

Khi ta nhấn đúp vào hệ thống 'Đã mở khóa' trong cửa sổ mô hình để mở nó. Hệ thống con này mô hình hóa cả hai bên của ly hợp, cùng với mô-men xoắn ma sát. Nó được xây dựng xung quanh các khối tích hợp tính toán tốc độ động cơ và xe (xem Hình 4). Mô hình sử dụng các khối khuếch đại, nhân và tổng để tính toán đạo hàm tốc độ (gia

tốc) từ các trạng thái và đầu vào hệ thống con của mô-men xoắn động cơ và công suất ly hợp, $\cdot TinT_{fmaxk}$



Hình 4.5: Hệ thống trạng thái ly hợp 'Đã mở khóa'

Các hệ thống con được kích hoạt, chẳng hạn như 'Mở khóa', có một số đặc điểm đáng chú ý khác. Khối 'Enable' ở đầu sơ đồ trong Hình 4, xác định mô hình là một hệ thống con được kích hoạt. Để tạo một hệ thống con được kích hoạt, chúng ta nhóm các khối lại với nhau như bất kỳ hệ thống con nào khác. Sau đó, chúng ta chèn một khối 'Enable' từ thư viện Simulink Connections. Điều này có nghĩa là:

- Một đầu vào bật xuất hiện trên khối hệ thống con, được xác định bằng biểu tượng hình xung được sử dụng trên chính khối 'Bật'.
- Hệ thống con chỉ thực thi khi tín hiệu ở đầu vào kích hoạt >0

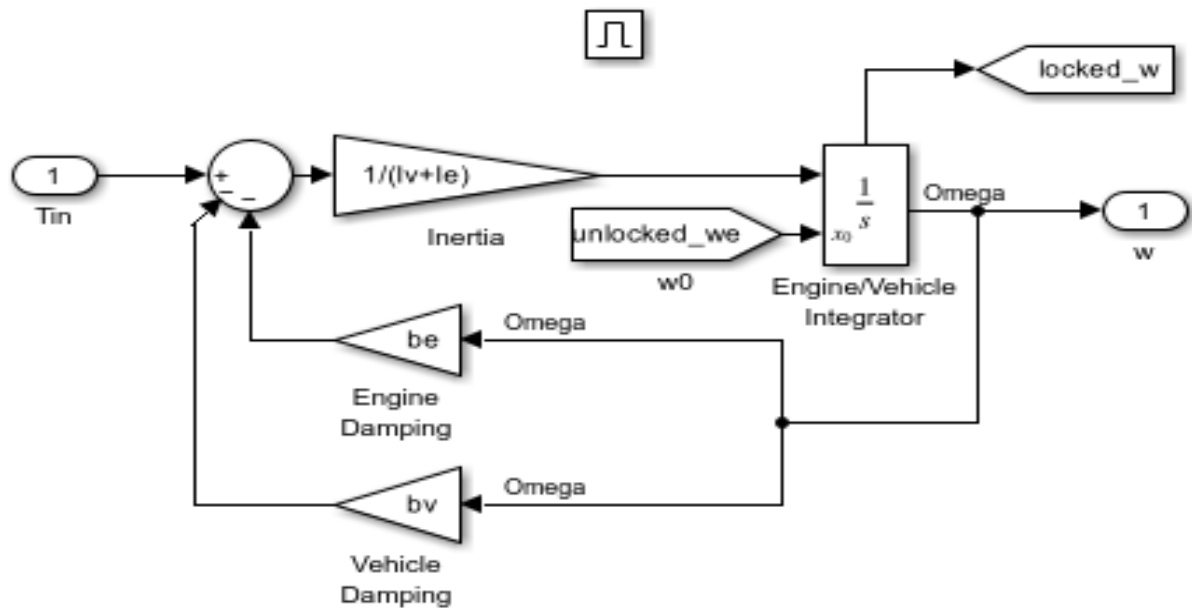
ở mô hình này, hệ thống con 'Đã mở khóa' chỉ thực thi khi logic hệ thống giám sát xác định rằng nó nên được bật.

Có một cân nhắc quan trọng khác khi sử dụng các hệ thống có thể được bật hoặc tắt. Khi hệ thống được bật, mô phỏng phải khởi tạo lại các bộ tích hợp để bắt đầu mô phỏng từ đúng điểm. Trong trường hợp này, cả hai bên của ly hợp đang di chuyển với cùng một vận tốc tại thời điểm nó mở khóa. Hệ thống con 'Mở khóa', đã không hoạt động, cần khởi tạo cả hai bộ tích hợp ở tốc độ đó để giữ cho tốc độ hệ thống liên tục.

Mô phỏng sử dụng các khối 'Tù' để truyền đạt trạng thái của tốc độ bị khóa đến đầu vào điều kiện ban đầu của hai bộ tích hợp. Mỗi khối 'Tù' đại diện cho một kết nối vô hình giữa nó và một khối 'Goto' ở một nơi khác trong hệ thống. Các khối 'Goto' kết nối với các công trạng thái của các bộ tích hợp để mô hình có thể sử dụng các trạng thái này ở những nơi khác trong hệ thống mà không cần vẽ rõ ràng các đường kết nối.

➤ **Hệ thống ở trạng thái 'bị khóa'**

Khi hệ thống ở trạng thái 'Bị khóa' bằng cách nhấp đúp vào nó trong cửa sổ mô hình. Đây là một hệ thống con được kích hoạt khác trong mô hình ly hợp (xem Hình 4.5). Ta thấy mô hình sử dụng một trạng thái duy nhất để biểu thị động cơ và tốc độ xe. Nó tính toán gia tốc như một hàm của tốc độ và mô-men xoắn đầu vào. Như trong trường hợp 'Mở khóa', khối 'Tù' cung cấp các điều kiện ban đầu của bộ tích hợp và khối 'Goto' phát trạng thái để sử dụng ở nơi khác trong mô hình. Trong khi mô phỏng, hệ thống con 'Đã khóa' hoặc 'Đã mở khóa' luôn hoạt động. Bất cứ khi nào kiểm soát thay đổi, các trạng thái được chuyển giao gọn gàng giữa hai trạng thái.



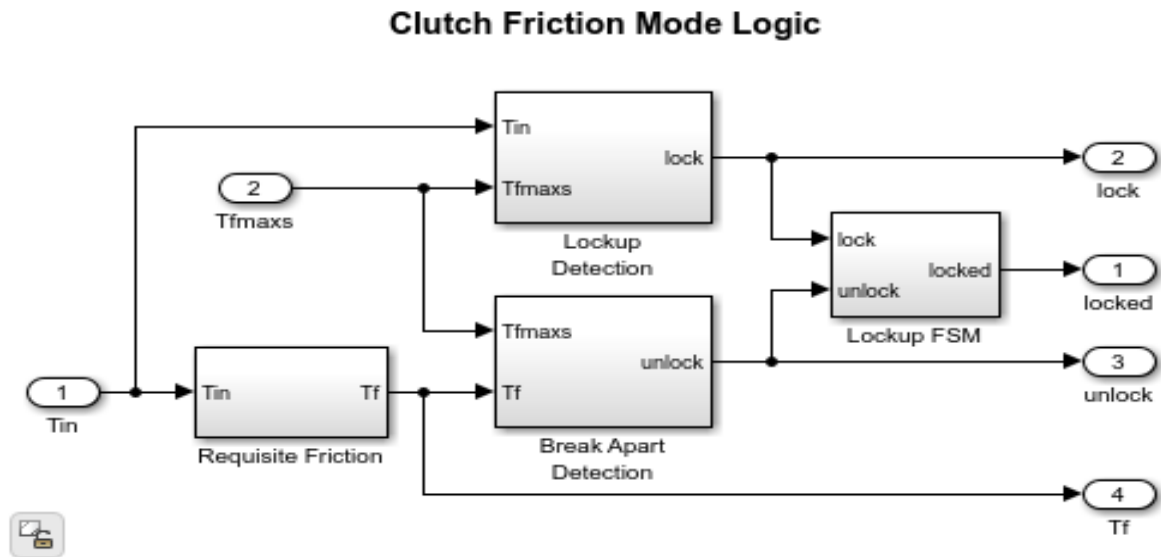
Hình 4.6: Hệ thống trạng thái ly hợp 'bị khóa'

➤ **Hệ thống con 'Logic chế độ ma sát'**

Hệ thống con 'Logic chế độ ma sát' (thể hiện trong Hình 6) tính toán ma sát tĩnh và động học (với hệ số ma sát thích hợp) theo công thức sau:

$$T_{f \max s} = \frac{2}{3} R F_n \nu_s$$

Mở hệ thống con 'Logic chế độ ma sát' bằng cách nhấp đúp vào nó trong cửa sổ mô hình. Ở khối này ta có thể điều khiển chính xác trạng thái của ly hợp thông qua các tín hiệu đầu vào như momen ma sát động cơ cũng như momen ma sát yêu cầu để giữ trạng thái khoá của ly hợp



Hình 4.7: Hệ thống điều khiển 'Logic chế độ ma sát'

- Các thành phần khác

Các khối còn lại tính toán mô-men xoắn cần thiết để khóa (Công thức 5) và thực hiện logic được mô tả trong Hình 4.2. Một yếu tố quan trọng nằm trong hệ thống con 'Phát hiện khóa' trong hệ thống con 'Logic chế độ ma sát'. Đây là khối 'Simulink Hit Crossing' xác định chính xác thời điểm trượt ly hợp về không. Điều này đặt quá trình chuyển đổi chế độ vào đúng thời điểm.

4.2. Mô phỏng và phân tích kết quả

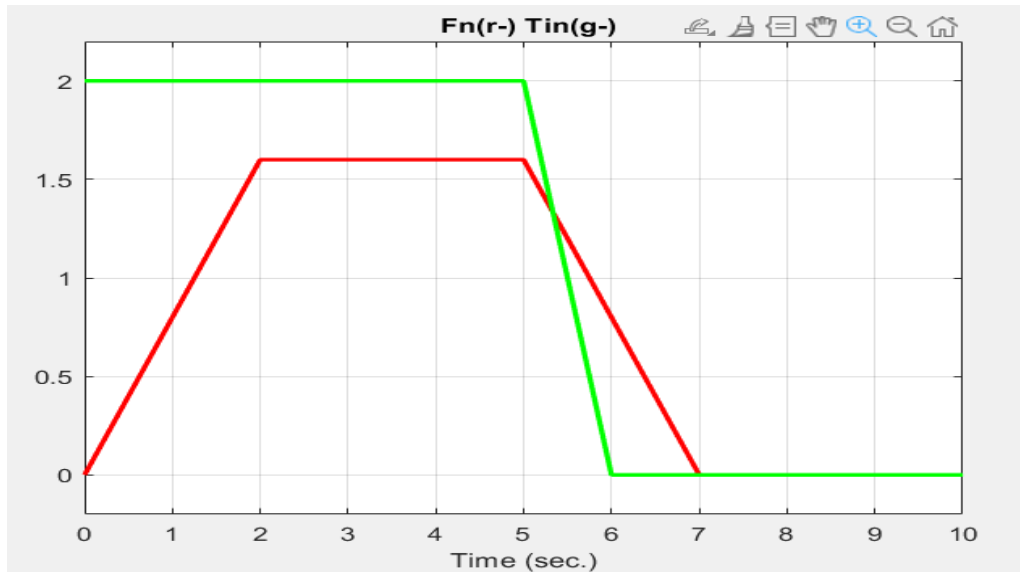
Ta tiến hành mô phỏng quá trình hoạt động cơ và tác động của người lái khi đạp bàn đạp phanh khi ly hợp ở các trạng thái đóng, trượt và mở

Quá trình mô phỏng diễn ra trong 10s từ lúc người lái nhả bàn đạp sau đó đạp lại rồi cuối cùng lại nhả bàn đạp phanh.

➤ Mô phỏng tín hiệu bàn đạp và mômen xoắn động cơ

Quá trình người lái đạp phanh quyết định đến thời điểm ly hợp đóng, trượt hoặc mở, cùng lúc đó động cơ cũng nhận tín hiệu từ bàn đạp và hộp số để cung cấp momen hợp lý để đảm bảo khả năng vận hành của xe trong quá trình hoạt động

Sử dụng bảng điều khiển mô phỏng ta có so



Hình 4.8: Đầu vào hệ thống: lực bình thường và mô-men xoắn động cơ

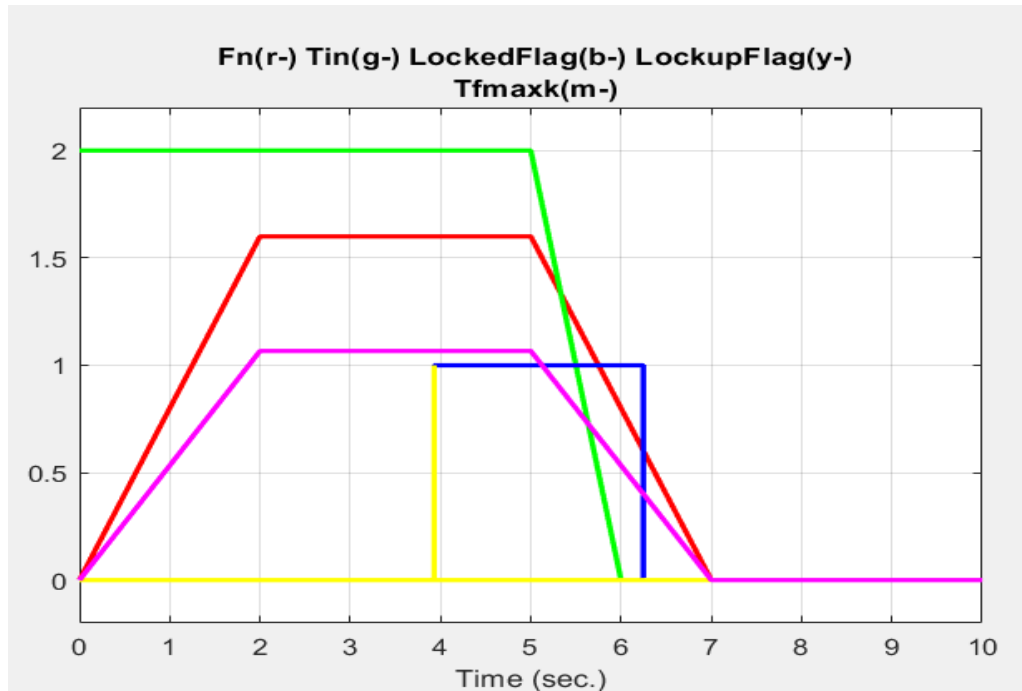
Chú thích:

- Đường màu đỏ (r-): F_n – Lực ép giữa các đĩa ma sát (liên quan đến bàn đạp ly hợp).
- Đường màu xanh lá (g-): T_{in} – Mô-men xoắn đầu vào từ động cơ

Bảng 4.1: Tín hiệu đầu vào và trạng thái hoạt động của động cơ

Thời gian	Trạng thái người lái	F_n	T_{in}	Trạng thái ly hợp
0s – 2s	Nhả dần ly hợp	Tăng dần	Cao	Đang trượt
2s – 5s	Giữ nguyên ly hợp mở hẳn	Ổn định cao	Cao	Khóa hoàn toàn
5s – 6.5s	Bắt đầu đạp ly hợp lại	Giảm dần	Giảm mạnh	Trượt, rồi mở
6.5s – 10s	Giữ ly hợp đạp hết	0	0	Mở hoàn toàn

- Mô phỏng hợp lý cho quy trình: Nhả ly hợp → chạy → đạp ly hợp lại.
- Hiệu ứng biểu diễn rõ ảnh hưởng F_n đến khả năng truyền mô-men T_{in} .
- Hệ thống phản ứng nhanh và hợp lý khi $F_n = 0 \rightarrow T_{in}$ không truyền được và lúc này ly hợp mở hoàn toàn



Hình 4.9 Trạng thái hoạt động của động cơ trong quá trình ly hợp bị khoá
 Chú thích:

- Tin (Mô-men đầu vào) – màu đỏ
- Fn (Lực ép ly hợp) – màu xanh lá
- EngineSpeed (Tốc độ động cơ) - màu xanh dương
- UnlockFlag (Cờ mở ly hợp) – màu cam
- T_{fmaxk} (Mô-men ma sát cực đại của ly hợp) – màu tím

Bảng 4.3: Bảng trạng thái ly hợp khi khoá

Thời gian	Trạng thái ly hợp	Ghi chú
0 – ~3.9 s	Trượt	LockupFlag = 0, lực đủ nhưng chưa đủ điều kiện tốc độ
~3.9 – 4.1 s	Sẵn sàng khóa	LockupFlag = 1
4.1 – 5.9 s	Khóa hoàn toàn	LockedFlag = 1
~6 – 6.5 s	Mất khóa, trượt trở lại	LockedFlag = 0

Thời gian	Trạng thái ly hợp	Ghi chú
7 – 10 s	Mở hoàn toàn	$F_n, T_{in}, T_{fmaxk} = 0$

Từ đó ta thấy ly hợp chỉ bị khoá hoàn toàn khi:s

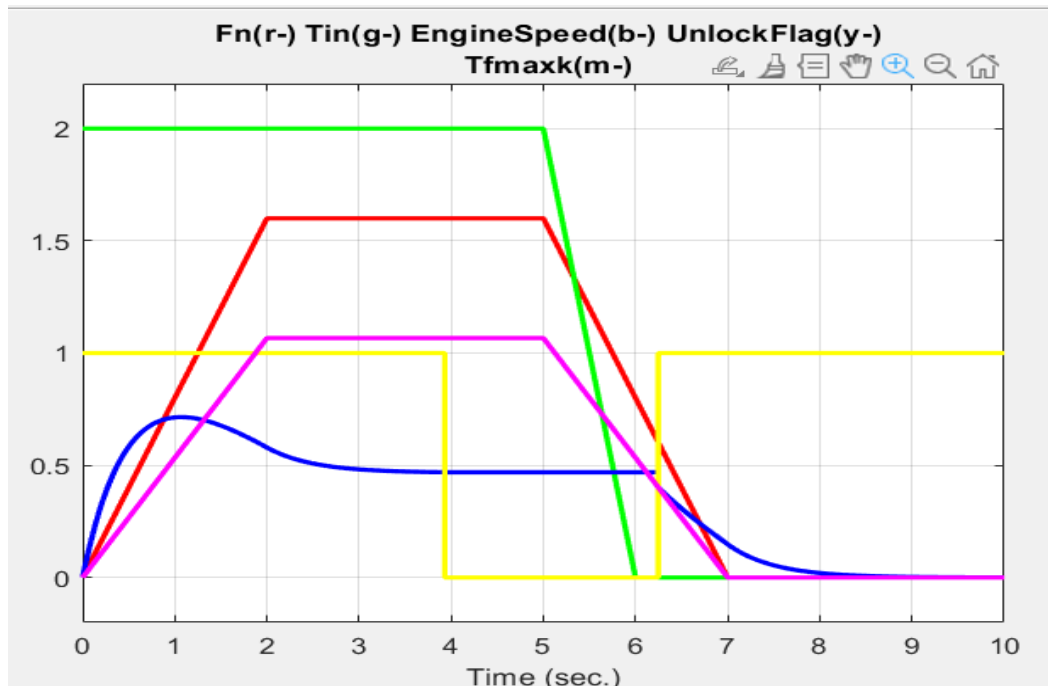
- $T_{in} \leq T_{fmaxk}$
- Không có độ lệch lớn giữa tốc độ trục động cơ và trục hộp số

Khi F_n giảm $\Rightarrow T_{fmaxk}$ giảm \Rightarrow nếu T_{in} không giảm kịp thời thì ly hợp sẽ trượt lại.

Các cờ LockupFlag và LockedFlag phản ánh chính xác trạng thái điều khiển ly hợp

➤ Mô phỏng ly hợp mở

Trong quá trình ly hợp mở các tín hiệu từ nguồn đầu vào, tốc độ động cơ đều có thay đổi theo thời gian



Hình 4.10 Biểu đồ trạng thái khi ly hợp ở trạng thái mở
 Từ biểu đồ trên ta phân tích các thành phần có ảnh hưởng đến quá trình ly hợp được mở như sau

Bảng 4.4: Phân tích trạng thái động cơ khi ly hợp mở

Thời gian (s)	Diễn giải chi tiết
0 – 2s	F_n tăng tuyến tính \rightarrow tăng lực ép ly hợp T_{fmaxk} tăng tương ứng T_{in} tăng đều đến mức cố định EngineSpeed tăng dần
2 – 5s	F_n , T_{in} và T_{fmaxk} giữ nguyên (ổn định) $UnlockFlag = 0 \rightarrow$ Ly hợp đang khóa EngineSpeed ổn định và thấp do không còn trượt
$\sim 5.5s$	F_n và T_{fmaxk} bắt đầu giảm EngineSpeed có dấu hiệu tăng nhẹ trở lại (có thể do trượt)
5.5 – 6s	T_{fmaxk} giảm xuống dưới $T_{in} \rightarrow$ không còn đủ ma sát \rightarrow ly hợp bắt đầu trượt $UnlockFlag = 1$ tại $\sim 6s$ để ngắt ly hợp
6 – 7s	$UnlockFlag$ vẫn duy trì = 1 EngineSpeed tăng lên \rightarrow biểu hiện rõ của trượt ly hợp
$\sim 7s$	$UnlockFlag = 0 \rightarrow$ thử khóa lại ly hợp Nhưng lúc này mô-men truyền giảm (F_n và T_{fmaxk} về 0), nên khả năng khóa lại là thất bại
$> 7s - 10s$	Mọi tín hiệu giảm dần về 0 \rightarrow hệ thống kết thúc mô phỏng

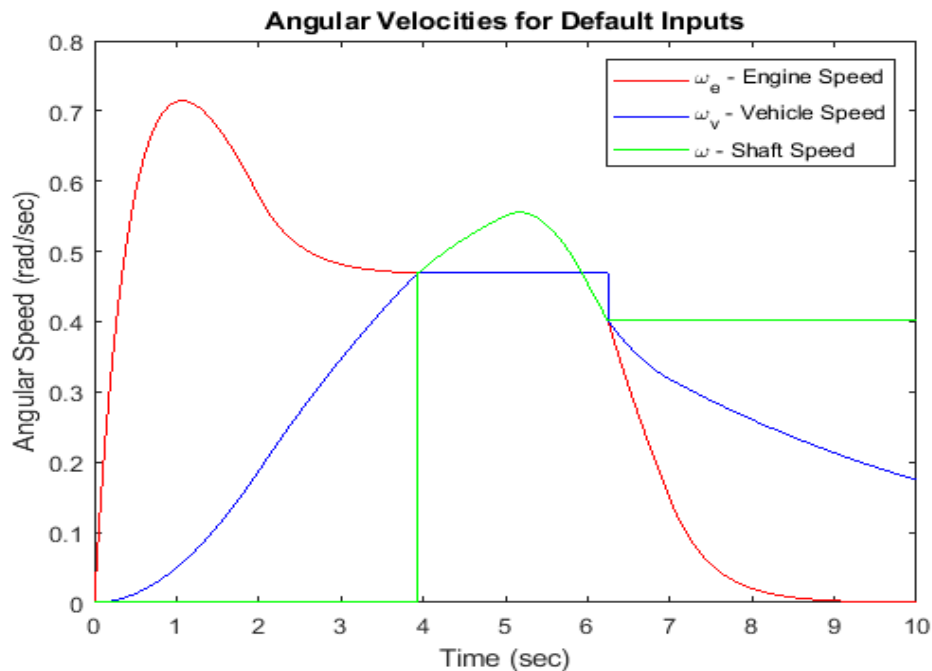
- Khoảng thời gian tối ưu để khóa ly hợp: Từ 2s đến trước 5.5s, khi $T_{fmaxk} \geq T_{in}$
- Hiện tượng trượt: Xảy ra sau 5.5s do $T_{fmaxk} < T_{in}$ nhưng ly hợp vẫn giữ trạng thái khóa trong giây lát \rightarrow dẫn đến trượt
- Trạng thái của hệ thống:

$UnlockFlag$ bật đúng lúc để tránh hỏng ly hợp

Việc khóa lại tại $\sim 7s$ không hiệu quả vì các điều kiện không còn phù hợp

Đối với các đầu vào được hiển thị ở trên, vận tốc hệ thống hoạt động như trong Hình 4.11 bên dưới. Mô phỏng bắt đầu ở chế độ Mở khóa, với tốc độ động cơ bản đầu bùng phát khi phía xe tăng tốc quán tính lớn hơn của nó. Ở khoảng , vận tốc kết hợp với nhau và vẫn bị khóa, cho thấy rằng công suất ly hợp đủ để truyền mô-men xoắn. Tại , mô-men xoắn động cơ bắt đầu giảm, cũng như lực bình thường lên các tấm ma sát. Do

đó, sự khởi đầu của trượt xảy ra khoảng như được chỉ ra bởi sự tách biệt giữa động cơ và tốc độ xe. $t = 4 \text{ sec} = 5 \text{ sec} = 6.25 \text{ sec}$



Hình 4.11: Vận tốc góc của động cơ, xe và trục cho đầu vào mặc định

Lưu ý rằng các trạng thái khác nhau vẫn không đổi trong khi chúng bị vô hiệu hóa. Tại thời điểm chuyển đổi diễn ra, việc chuyển giao trạng thái vừa liên tục vừa trơn tru. Đây là kết quả của việc cung cấp cho mỗi nhà tích hợp các điều kiện ban đầu thích hợp để sử dụng khi trạng thái được bật.

➤ Kết luận mô phỏng

Mô hình này cho thấy cách sử dụng Simulink và thư viện khối tiêu chuẩn của nó để mô hình hóa, mô phỏng và phân tích một hệ thống có sự gián đoạn tô. Đây là một mô hình biểu diễn rõ về khối 'Hit Crossing' và cách nó có thể được sử dụng để ghi lại các sự kiện cụ thể trong quá trình mô phỏng. Qua đó cho ta thấy sự tương tác giữa tốc độ động cơ, momen... trong các trạng thái ly hợp đóng, mở và trượt. Mô hình Simulink của hệ thống ly hợp này có thể đóng vai trò quan trọng giúp ta hình dung một cách rõ hơn về quá trình ly hợp đóng mở. Qua đó giúp ta trong việc hướng tới các mô hình phức tạp hơn để mô phỏng động cơ.

KẾT LUẬN

Sau thời gian được giao thiết kế đồ án tốt nghiệp, em đã cố gắng thực hiện và đến nay em đã hoàn thành nhiệm vụ được giao: “*Tính toán thiết kế ly hợp xe ô tô con dựa trên cơ sở ô tô Toyota Land Cruiser*”. Ngay từ lúc nhận được đề tài tốt nghiệp, em đã tiến hành khảo sát thực tế, tìm tòi các tài liệu tham khảo từ đó làm cơ sở để vận dụng những kiến thức đã học được trong nhà trường cũng như tham khảo các ý kiến chỉ dẫn của giáo viên hướng dẫn để hoàn thành đồ án.

Quá trình tính toán lựa chọn các thông số và các kích thước của ly hợp được em tiến hành một cách chính xác và đảm bảo độ tin cậy cao. Quá trình kiểm nghiệm ly hợp cũng được em tiến hành cẩn thận và đã cho những kết quả nằm trong giới hạn an toàn cho phép. Từ đó em có thể kết luận hệ thống ly hợp em đã thiết kế hoàn toàn đáp ứng được các yêu cầu cơ bản đối với một cụm ly hợp. Như vậy đồ án của em đã giải quyết được các yêu cầu đề ra, cả về mặt lý thuyết cũng như khả năng ứng dụng thực tế.

Mặc dù bản thân em đã cố gắng rất nhiều và nhận được sự hướng dẫn tận tình từ phía giáo viên hướng dẫn nhưng do có một số hạn chế về thời gian cũng như kiến thức nên bản đồ án của em không thể tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong nhận được những ý kiến góp ý của các thầy giáo trong bộ môn để đồ án của em được hoàn thiện hơn.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn thầy giáo: TS. Lưu Đức Lịch cũng như các thầy trong bộ môn đã giúp đỡ em trong thời gian thực hiện đồ án tốt nghiệp và trong suốt quá trình học tập tại nhà trường.

Em xin chân thành cảm ơn!

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Tập bài giảng thiết kế tính toán Ôtô

Tác giả: PGS.TS. Nguyễn Trọng Hoan

2. Giáo trình “ Kết cấu ô tô ”

Tác giả: PGS.TS. Nguyễn Khắc Trai, PGS.TS Nguyễn Trọng Hoan
TS. Hồ Hữu Hải , ThS. Phạm Huy Hoàng ,
ThS. Nguyễn Văn Chương , ThS. Trịnh Minh Hoàng.

3. Cấu tạo hệ thống ô tô con

Tác giả: PGS.TS. Nguyễn Khắc Trai

4. Cấu tạo gầm xe con

Tác giả: PGS.TS. Nguyễn Khắc Trai

5. Chi tiết máy – tập 1;2

Tác giả : Nguyễn Trọng Hiệp

6. Thiết kế chi tiết máy

Tác giả: Nguyễn Trọng Hiệp , Nguyễn Văn Lãm

7. Hướng dẫn làm bài tập dung sai

Tác giả: Ninh Đức Tôn - Đỗ Trọng Hùng.

8. Sức bền vật liệu. Tập 1,2

Tác giả: Lê Quang Minh, Nguyễn Văn Vượng

9. Bài giảng tin học ứng dụng

Tác giả: Trương Mạnh Hùng