

ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN THỦY LỰC CỦA XE CÀN CẦU 15 TẤN

BÙI HUỲNH ĐIỆP

diep.bh185979@sis.hust.edu.vn

Ngành: Cơ khí Động lực

Chuyên ngành: Máy và Tự động hóa Thủy khí

Giảng viên hướng dẫn:

TS. Trương Văn Thuận

Chữ ký của

Khoa:

Cơ khí Động lực

Trường:

Cơ khí

HÀ NỘI, 8/2023

MỤC LỤC

LỜI CẢM ƠN.....	3
LỜI NÓI ĐẦU	4
CHƯƠNG 1: TỔNG QUÁT VỀ XE TẢI CẦU	5
1.1. Giới thiệu về xe tải cầu	5
1.2. Cấu tạo.....	6
1.3. Phân loại.....	6
1.4. Ưu điểm.....	7
1.5. Nhược điểm.....	8
1.6. Nguyên lý hoạt động	9
CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ MẠCH THỦY LỰC	10
2.1. Mạch thủy lực.....	10
2.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống.....	11
2.2.1. Điều khiển piston nâng hạ.....	12
2.2.2. Cơ cấu quay toa.....	13
2.2.3. Cơ cấu chân chống.....	14
2.2.4. Cơ cấu kéo tời	15
CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG THỦY LỰC	16
3.1. Tính toán Xy lanh chân chống	16
3.1.1. Xy lanh chân chống ra (chân chống ngang)	16
3.1.2. Xy lanh đứng (Xy lanh chống chân).....	17
3.2. Xy lanh nâng hạ cần.....	18
3.2.1. Tính toán kỹ thuật	18

3.2.2. Chọn gioăng phớt cho Xy lanh	21
3.3.3. Gioăng chỉ	24
3.3. Động cơ kéo tời	24
3.4. Xy lanh ống lồng	27
3.5. Động cơ quay toa	29
CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN CHỌN CÁC PHẦN TỬ THỦY LỰC	33
4.1. Tính toán đường ống thủy lực	33
4.2. Chọn dầu làm việc trong hệ thống.	35
4.3. Chọn van thủy lực	35
4.3.1. Chọn van an toàn	35
4.3.2. Chọn van phân phối 6/3 điều khiển bằng tay.....	37
4.3.3. Chọn van một chiều có điều khiển.....	38
4.4. Chọn lọc dầu.....	38
4.4.1. Chọn lọc đường hồi (lọc dầu tinh).	39
4.4.2. Lọc đường hút	40
4.5. Tính toán tổn thất và chọn bơm cho hệ thống.....	41
4.6. Tính toán thùng dầu	44
4.6.1. Chức năng thùng dầu	44
CHƯƠNG 5: NGUYÊN CÔNG PISTON	46
5.1. Phân tích và xác định dạng sản xuất	46
5.2. Chọn phôi	47
5.3. Thiết kế quy trình công nghệ gia công piston.....	47
KẾT LUẬN	58
TÀI LIỆU THAM KHẢO	59

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1.1: Cấu tạo cơ bản của xe tải cầu [16]	6
Hình 1.2: Xe tải cầu [16]	7
Hình 2.1: Sơ đồ mạch thủy lực	10
Hình 2.2: Mạch thủy lực nâng hạ cần	12
Hình 2.3: Mạch thủy lực cơ cấu quay toa	13
Hình 2.4: Cơ cấu chân chống	14
Hình 2.5: Mạch thủy lực cơ cấu kéo tời	15
Hình 3.1: Sơ đồ phân bố lực lên Xy lanh nâng hạ [16]	18
Hình 3.2: Sơ đồ phân bố lực trong Xy lanh [16]	19
Hình 3.3: Kích thước phốt làm kín quả piston [5]	23
Hình 3.4: Kích thước vòng dẫn hướng piston [5]	24
Hình 3.5: Kích thước gioăng chỉ [5]	24
Hình 3.6: Mô tơ A6VM-60 [11]	26
Hình 3.7: Thông số kỹ thuật chính của mô tơ A6VM-60	27
Hình 3.8: Cấu tạo Xy lanh ống lồng	27
Hình 3.9: Biểu đồ phân bố lực trên cần [16]	28
Hình 3.6: Mô tơ A6VM-60 [11]	31
Hình 3.7: Thông số kỹ thuật chính của mô tơ A6VM-60	31
Hình 4.1: Thông số đường ống đẩy [7]	34
Hình 4.2: Thông số ống xả [7]	35
Hình 4.3: Van an toàn [6]	36
Hình 4.4: Thông số kỹ thuật van an toàn [6]	37

Hình 4.6: Thông số van 1 chiều có điều khiển [6]	38
Hình 4.7: Thông số lọc tinh đường hồi [8].....	40
Hình 4.8: Thông số lọc dầu đường hút [8]	41
Hình 5.1: Quả piston.....	46
Hình 5.2: Phôi.....	47
Hình 5.3: Sơ đồ định vị kẹp chặt bước ra tâm.....	48
Hình 5.4: Sơ đồ định vị, kẹp chặt bước tiến lướt	48
Hình 5.5: Sơ đồ định vị, kẹp chặt bước xén mặt đáy	49
Hình 5.6: Sơ đồ định vị, kẹp chặt nguyên công phay mặt đầu.....	49
Hình 5.7: Sơ đồ định vị, kẹp chặt nguyên công khoan lỗ $\varnothing 39$ mm	50
Hình 5.8: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến thô lỗ $\varnothing 66$ mm	51
Hình 5.9: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến thô lỗ $\varnothing 76$ (mm).....	51
Hình 5.10: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến tinh lỗ trụ bậc	52
Hình 5.11: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến ren M68x3	52
Hình 5.12: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến rãnh $\varnothing 84$ mm	53
Hình 5.13: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến thô mặt trụ $\varnothing 159,8$ mm.....	54
Hình 5.14: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến thô rãnh $\varnothing 153,8$ mm	54
Hình 5.15: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến thô rãnh $\varnothing 144$ mm	54
Hình 5.16: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến tinh rãnh $\varnothing 154$ mm	55
Hình 5.17: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiến tinh rãnh $\varnothing 144$ mm	55
Hình 5.18: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi mài tinh rãnh $\varnothing 154$ mm	56
Hình 5.19: Sơ đồ định vị và kẹp chặt khi vát góc	56
Hình 5.20: Sơ đồ định vị và kẹp chặt khi vát góc	57
Hình 5.21: Nguyên công kiểm tra	57

DANH MỤC BẢNG

Bảng 3.1: Thông số của Xy lanh nâng hạ.....	21
Bảng 3.2: Thông số phốt gạt bụi cần.....	22
Bảng 3.3: Thông số vòng dẫn hướng cần piston.....	22
Bảng 3.4: Thông số phốt làm kín cần.....	23

PHIẾU GIAO NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

1. Thông tin về sinh viên

- Họ và tên sinh viên: Bùi Huỳnh Điệp MSSV: 20185979
- Điện thoại liên lạc: 0376617296
- Email: diep.bh185979@sis.hust.edu.vn
- Lớp: Cơ khí động lực 01 – K63 Hệ đào tạo: Kỹ sư
- Đề tài đồ án: Tính toán thiết kế hệ thống điều khiển thủy khí cho xe cần cẩu 15 tấn.

❖ Nội dung cần thực hiện:

1. Tìm hiểu tổng quát và tổng hợp các thông tin về xe cần cẩu 15 tấn.

- Những dạng xe cần cẩu, cách thức vận hành.
- Nguyên lý hoạt động và cấu hình xe cần cẩu được lựa chọn để tính toán.

2. Tính toán động lực.

Phần cơ khí:

- Xác định/ phân tích các lực yêu cầu đối với phân công tác.
- Thiết kế phần cơ khí cho xe cần cẩu.

Phần thủy lực:

- Xây dựng sơ đồ nguyên lý hoạt động của hệ thống thủy lực.
- Tính toán lựa chọn các phần tử cho hệ thống thủy lực có trính dẫn từ catalogue

3. Các bản vẽ

- Bản vẽ 2D vẽ tổng thể xe
- Bản vẽ sơ đồ hệ thống thủy lực
- Bản vẽ lắp 2D xy lanh thủy lực
- Bản vẽ 2D quy trình công nghệ gia công piston
- Bản vẽ chế tạo quả piston
- Bản vẽ bộ phận cầu

4. Lời cam đoan của sinh viên:

Tôi Bùi Huỳnh Điệp - cam kết ĐATN là công trình nghiên cứu của bản thân tôi dưới sự hướng dẫn của TS. Trương Văn Thuận.

Các kết quả nêu trong ĐATN là trung thực, không phải là sao chép của bất kỳ công trình nào khác.

Hà Nội, ngày...tháng 8 năm 2023

Tác giả ĐATN

NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN HƯỚNG DẪN

This image shows a full page of white paper with horizontal blue ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page, providing a template for handwriting practice or general writing. There are no margins, text, or other markings on the page.

Hà Nội, ngày tháng 8 năm 2023
Giáo viên hướng dẫn

Giáo viên hướng dẫn

TS. Trương Văn Thuận

NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN PHẢN BIỆN

[illegible]

Hà Nội, ngày tháng 8 năm 2023
Giáo viên phản biện

LỜI CẢM ƠN

Trước hết chúng em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc nhất tới các thầy cô giáo trường đã chỉ dạy chúng em tận tình trong hơn 5 năm học qua.

Chúng em cũng xin chân thành cảm ơn các thầy trong Nhóm chuyên môn Máy và Tự động hóa Thủy khí trường đã nhắc nhở, giúp đỡ, tạo mọi điều kiện thuận lợi cho chúng em trong suốt quá trình học tập và làm đề tài tốt nghiệp “Thiết kế hệ thống điều khiển thủy khí cho xe cẩu 15 tấn”.

Đặc biệt chúng em xin chân thành cảm ơn thầy giáo đã nhiệt tình chỉ dạy, hướng dẫn, giúp đỡ chúng em trong suốt thời gian làm đề tài tốt nghiệp.

Chúng em cũng xin chân thành cảm ơn thầy cô giáo bộ môn đã bỏ thời gian quý báu của mình để đọc, nhận xét, duyệt đề án của chúng em.

Cuối cùng chúng em xin bày tỏ lòng biết ơn tới các Thầy là chủ tịch Hội đồng bảo vệ và uỷ viên Hội đồng đã bỏ thời gian quý báu của mình để đọc, nhận xét và tham gia Hội đồng chấm đề án này.

LỜI NÓI ĐẦU

- Với sự phát triển không ngừng của các ngành công nghiệp, kèm theo đó là ngành xây dựng cũng phát triển không ngừng. Vì vậy những máy móc, công cụ để hỗ trợ cho công việc trở nên dễ dàng và khả thi hơn cũng rất đa dạng về chủng loại và công dụng. Một trong đó có thể nhắc tới “xe tải cầu”, một công cụ có thể hỗ trợ cho việc vận chuyển trở nên dễ dàng hơn.

- Là sinh viên năm cuối của trường đại học, nắm bắt được cơ hội đó, em quyết định nhận đề tài tốt nghiệp là “Thiết kế hệ thống điều khiển thủy khí cho xe cần cầu” nhằm tạo ra một công cụ có thể giúp ích cho thị trường:

Chương 1: Tổng quát về xe cầu 15 tấn

Chương 2: Thiết kế mạch thủy lực

Chương 3: Tính toán thiết kế thủy lực

Chương 4: Chọn các thiết bị thủy lực

Chương 5: Nguyên công chế tạo quả piston

- Vì đây là Đồ án Tốt nghiệp đầu tiên của em nên sẽ không tránh khỏi những sai sót. Mong quý thầy cô thứ lỗi và giúp em khắc phục những sai sót của mình.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUÁT VỀ XE TẢI CẦU

1.1. Giới thiệu về xe tải cầu

- Khái niệm: Xe tải gầu cầu (hay còn gọi xe tải gầu cầu tự hành, xe cầu tự hành, xe cầu thùng, xe tải cầu,...) là dòng xe tải thông dụng (Hino, Isuzu, Hyundai, Dongfeng, Thaco,...) lắp thêm cần cầu thủy lực dạng ống lồng có sức nâng 2t, 3t, 4t, 5t, 6t, 7t, 8t, 10t, 12t,... tới 15 tấn hoặc cầu gấp khúc robot sức nâng từ 1 đến 45 tấn, ngoài chức năng nâng hạ xe còn có chức năng vận tải thông thường, thêm giỏ nâng, xe trở thành xe nâng người, cầu và trở hành đa năng. Một dòng xe đa dụng không thể thiếu phục vụ đa ngành nghề như: sản xuất công nghiệp, sản xuất phụ trợ, vận tải dịch vụ, xây lắp công trình, cây xanh thành phố, chiếu sáng đô thị, môi trường công ích, quảng cáo dịch vụ, bến bãi, vật liệu xây dựng,...và rất nhiều ngành nghề đặc thù khác.

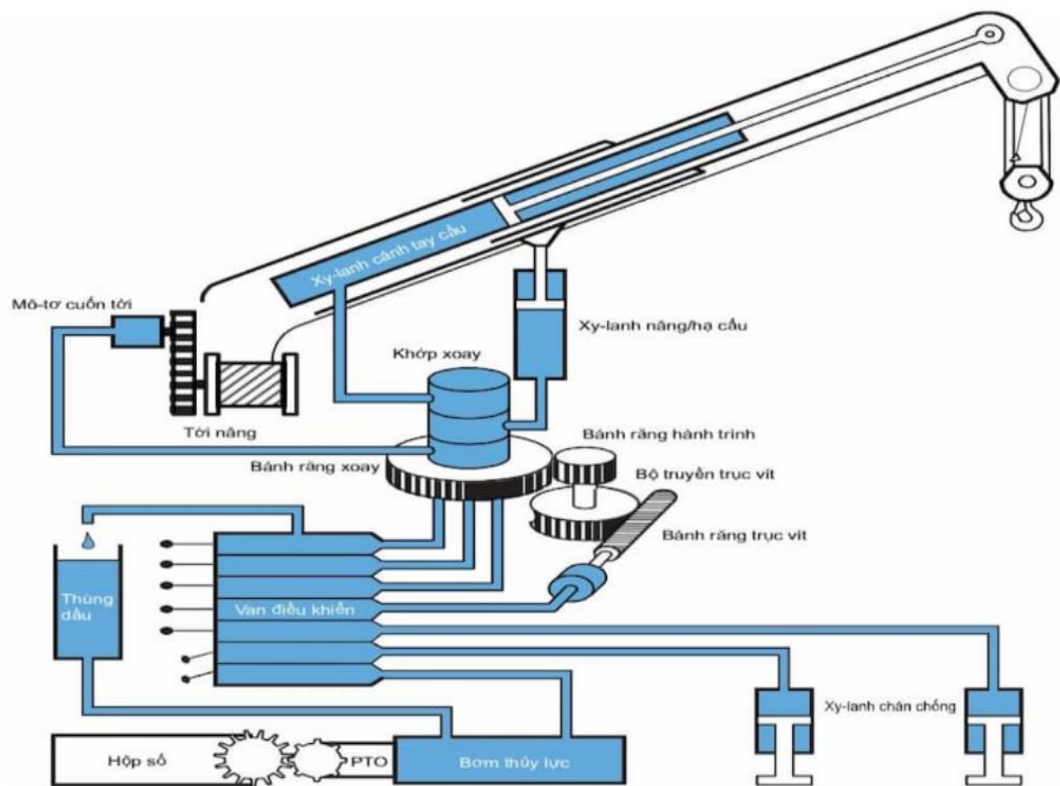
- Ứng dụng: Có rất nhiều ứng dụng của xe tải cầu, cùng điếm qua một số ứng dụng nổi bật, đó là:

- + Sản xuất công nghiệp
- + Sản xuất phụ trợ
- + Vận tải dịch vụ
- + Xây lắp công trình
- + Vật liệu xây dựng...

- Cần cầu thủy lực là dạng thiết bị nâng cầu tạo thủy lực, nhờ áp suất thủy lực kết hợp với liên kết cơ khí, cần có thể ra/vào, lên/xuống, cụm pully móc cầu có thể nâng lên/hạ xuống; hệ thống quay toa xoay tròn,...nhờ vậy hàng hóa có thể nâng/hạ, bốc/xếp dễ dàng; chân chống thủy lực (4 chân, 2 trước, 2 sau) giúp xe đứng vững khi nâng hàng và bảo vệ lớp xe. Theo cấu tạo thủy lực có 2 dạng cần cầu thủy lực: cầu thước ống lồng (các thương hiệu có thể kể đến như Unic, Tadano, Soosan, Kanglim, HKTC, Atom,...) và cầu gấp khúc robot (Hyva, Ferrari, Palfinger, Fassi, Hiab,...). Mỗi chủng loại có ưu nhược điếm khác nhau, phù hợp với từng mục đích sử dụng cụ thể.

1.2. Cấu tạo

- Xe tải cầu 15 tấn gồm các bộ phận sau:



Hình 1.1: Cấu tạo cơ bản của xe tải cầu [16]

- + Xe cơ sở
- + Chân chống thủy lực
- + Van điều khiển
- + Tang , tời quay
- + Xylanh nâng hạ
- + Móc cầu
- + Dây cáp
- + Cần cầu

1.3. Phân loại

- Là dòng xe tải thông dụng đang lưu hành đường bộ. Một số thương hiệu có thể kể đến như: Hino, Isuzu, Fuso (Nhật Bản), Hyundai, Deawoo, Kia, Teraco (Hàn

Quốc), Dongfeng, Jac, Howo (Trung Quốc), Thaco Trường Hải, Cửu Long, Hoa Mai, Chiến Thắng,... Model chủng loại khá đa dạng, thường được phân loại:

- Theo các phân khúc: xe tải nhẹ, xe tải trung và xe tải nặng.
- Phân theo số trục xe: xe 2 trục (2 chân, 2 giò) 4x2; xe 3 trục (3 chân, 3 giò) 6x2 hoặc 6x4; xe 4 trục (4 chân, 4 giò) 8x4; xe 5 trục (5 chân, 5 giò) 10x4.
- Phân theo tải trọng chở: 2, 3, 5, 8, 15, 19,tấn.
- Phân theo tổng tải trọng: 5, 10, 15, 24, 31, 34 tấn.



Hình 1.1: Xe tải cầu [16]

1.4. Ưu điểm

- Xe cầu tự hành 15 tấn được sử dụng thông dụng ở các công trình vừa và nhỏ. Thường được sử dụng nhiều trong ngành logistic và các cảng để cầu các hàng hoá có tải trọng lớn từ 15 tấn trở xuống. Ưu điểm của xe cầu tự hành 15 tấn đó là:

- Cầu cầu tự hành được lắp đặt trên các loại xe tải hoặc xe kéo có bánh xích có thể di chuyển được rất tiện lợi.
- Xe cầu tự hành không phải là hệ thống nguyên bộ mà phần xe và phần cầu tách rời. Rất thuận tiện để tháo dỡ hoặc lắp đặt, thay thế khi bị hư hỏng hoặc muốn thay loại cầu, loại xe khác.

- Cần cầu tự hành của xe có thể quay 360 độ để cầu hàng hoá vô cùng tiện lợi.
- So với xe cầu chuyên dụng thì xe cầu tự hành sẽ nhỏ gọn và di chuyển dễ dàng hơn. Đây cũng chính là lý do mà xe cầu tự hành thông dụng trong đời sống.
- Cần cầu tự hành có hai loại là loại cần cầu gấp khúc có thể gấp được và cần cầu nâng cứng. Giúp người dùng lựa chọn loại phù hợp cho mục đích sử dụng. Nếu nâng hàng hoá có tải trọng nhỏ nên chọn loại cần cầu gấp khúc sẽ thuận tiện hơn.
- Xe cầu tự hành giúp nâng cao hiệu suất công việc, tiết kiệm được chi phí nhân công và thời gian.
- Tháo dỡ, bốc xếp hàng hóa gọn gàng, nhanh chóng.

Như vậy có thể thấy rằng xe cầu tự hành 15 tấn có rất nhiều ưu điểm. Tuy nhiên bất kỳ loại xe nào cũng có mặt hạn chế. Chúng ta sẽ đi vào những nhược điểm của xe cầu 15 tấn trong phần tiếp theo sau đây.

1.5. Nhược điểm

- Xét về ưu nhược điểm của xe cầu tự hành 15 tấn thì xe có rất nhiều ưu điểm. Tuy vậy vẫn có một số hạn chế như sau:

- Chỉ cầu và nâng được tải trọng từ 15 tấn trở xuống. Con số này khá khiêm tốn so với các loại xe cầu tự hành khác. Còn để so sánh với xe cầu chuyên dụng từ vài trăm tấn trở lên chắc chắn không thể bì được.
- Chiều cao nâng của xe cầu tự hành 15 tấn cũng hạn chế hơn trong vòng bán kính vài chục mét trở lại. Lý do là cầu trục cầu tự hành ngắn, nếu thiết kế dài hơn thì xe gắn trục sẽ mất thăng bằng và ổn định, dễ bị lật xe. Tương tự do cần cầu ngắn nên bán kính di chuyển của xe cầu tự hành 15 tấn cũng nhỏ hơn.

Những điểm hạn chế này là lý do khách quan vì xe để gắn cầu tự hành thường là xe tải nhỏ. Thiết kế này đem lại những ưu điểm về sự linh hoạt để di chuyển.

1.6. Nguyên lý hoạt động

- Khi nâng những vật có tải trọng lớn, phần chân tựa của máy được đặt chắc chắn trên mặt đất. Sau đó máy móc cần cầu vào vật và cần trục hoạt động .

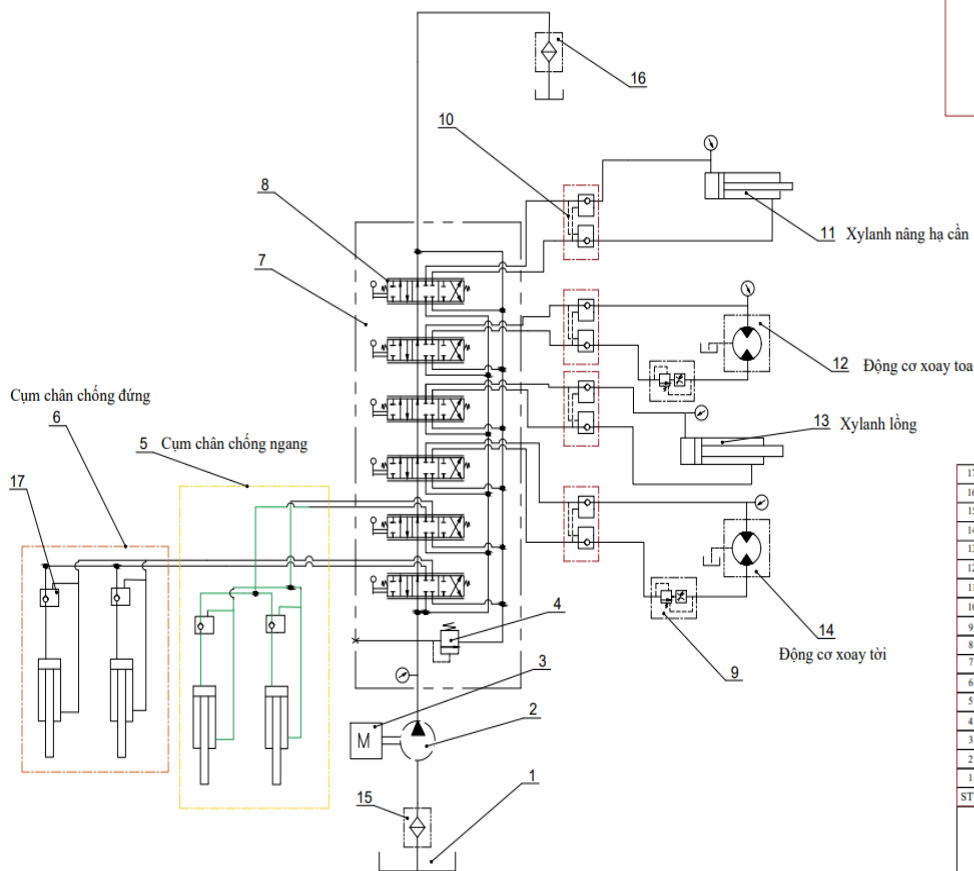
- Thiết bị động lực của xe cầu bánh lốp nằm trên phần quay bánh lốp nên đảm nhiệm chức năng dẫn động các chuyển động khác như nâng hạ cần, nâng hạ vật, khiến cần trục quay để đưa vật đến vị trí cần thiết.

- Khi vật đã được đưa lên cao nên cần thay đổi chiều dài của cần để tạo nên các đoạn trung gian nâng đỡ vật tốt hơn.

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ MẠCH THỦY LỰC

2.1. Mạch thủy lực

- Để đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật đưa ra cho hệ thống, từ khảo sát thực tế và tham khảo các sơ đồ mạch thủy lực thông qua nhiều nguồn, thì em đưa ra sơ đồ mạch thủy lực của xe cần cầu như ở hình sau:



17	Van một chiều có điều khiển	4	
16	Lọc hút	1	
15	Lọc hút	1	
14	Động cơ xoay trục	1	
13	Xylanh lồng	1	
12	Động cơ xoay trục	1	
11	Xylanh nâng hạ cần	1	
10	Cụm van 1 chiều có điều khiển	4	
9	Bộ an toàn	2	
8	Van phân phối 4/3 điều khiển tay	6	
7	Cụm van điều khiển	1	
6	Cụm chân chống đứng	1	
5	Cụm chân chống ngang	1	
4	Van an toàn	1	
3	Động cơ	1	
2	Bơm dầu	1	
1	Bể dầu	1	
STT	Tên gọi	SL	Ghi chú

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chức năng	Học và dạy	Chức năng	Ngày	Từ:	
Sinh viên	Bùi Huỳnh Điệp			Đến:	
Giáo viên	TS. Trương Văn Thuận				
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Anh Thuận				

BẢN VẼ
MẠCH THỦY
LỰC

Đưa học sinh tham gia
Thường vụ Hội
Luyện CKH, 01 - K43

Hình 2.1: Sơ đồ mạch thủy lực

- | | |
|-------------------------|-------------------------------------|
| 1. Thùng dầu | 10. Cụm van một chiều có điều khiển |
| 2. Bơm dầu | 11. Xy lanh nâng hạ cần |
| 3. Động cơ | 12. Động cơ quay toa |
| 4. Van an toàn | 13. Xy lanh lồng |
| 5. Cụm chân chống ngang | 14. Động cơ quay tời |
| 6. Cụm chân chống đứng | 15. Lọc hút |
| 7. Cụm van điều khiển | 16. Lọc hồi |
| 8. Van phân phối 6/3 | 17. Van một chiều có điều khiển |
| 9. Bộ ổn tốc | |

❖ Mô tả các thành phần thủy lực trong mạch thủy lực

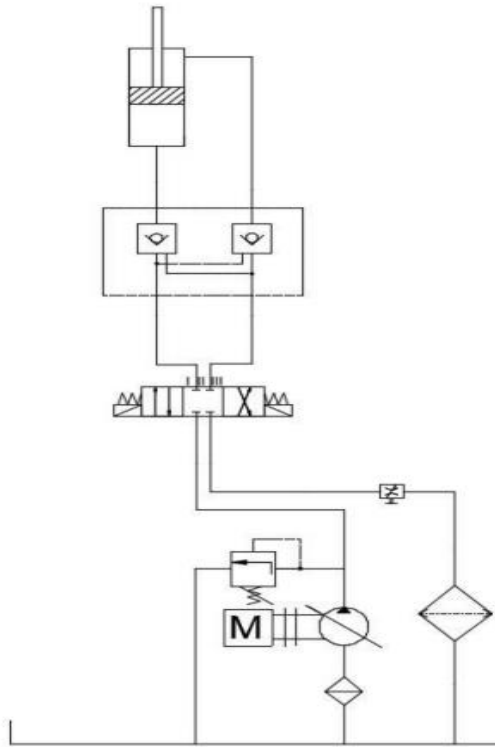
- Thùng dầu : Để đựng lượng dầu cần thiết cho hoạt động của hệ thống.
- Lọc dầu: Lọc dầu được lắp ở đường xả của hệ thống, có tác dụng lọc sạch cặn bẩn do dầu và các thiết bị bên trong hệ thống hệ thống sinh ra.
- Bơm nguồn: Cung cấp áp suất và lưu lượng cho toàn bộ hệ thống thủy lực.
- Van an toàn: Để đảm bảo áp suất của hệ thống không vượt quá giá trị cho phép, nhằm bảo vệ an toàn cho các thiết bị của hệ thống không bị phá hỏng và hệ thống làm việc đúng yêu cầu thiết kế.
- Van phân phối 6/3 (có các cửa A, B, T thông nhau): Có tác dụng điều khiển hoạt động của xy lanh từ đó cho phép ta nâng hạ tải một cách dễ .
- Van tác dụng khóa lẫn dùng để điều chỉnh dòng chảy đi theo 1 hướng .
- Cụm van điều tốc: điều chỉnh tốc độ của dòng chảy sao cho phù hợp với lưu lượng cần thiết của dầu lên bơm .

2.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống.

- Động cơ sử dụng năng lượng diezen dẫn động bơm (2) quay theo, đưa dầu có áp suất cao từ thùng chứa vào hệ thống thủy lực. Van an toàn (3) giữ cho hệ thống luôn hoạt động với áp suất nhỏ hơn áp suất cho phép nếu áp suất lớn hơn van an toàn sẽ mở đường dầu cho dầu trở về thùng làm giảm áp suất dầu. Bộ điều tốc

được đặt ở cửa ra nhằm đảm bảo vận tốc của piston nâng hạ cần, lồng, động cơ thủy lực quay toa, kéo tời và tốc độ di chuyển của bánh xích hoạt động ở vận tốc ổn định.

2.2.1. Điều khiển piston nâng hạ



Hình 2.2: Mạch thủy lực nâng hạ cần

- Đẩy con trượt của van phân phối qua vị trí I: Thực hiện nâng cần lồng. Dầu được bơm theo đường ống qua van phân phối sau đó qua van khóa lẫn rồi đến khoang dưới của xy lanh. Dầu ở khoang trên của xy lanh sẽ di chuyển qua van phân phối đến van tiết lưu và trở về thùng dầu sau khi được làm mát.

- Khi đẩy con trượt qua vị trí II: Dầu bị chặn lại ở van phân phối và được van an toàn cho trở lại thùng dầu. Lúc này cặp piston xy lanh không làm việc.

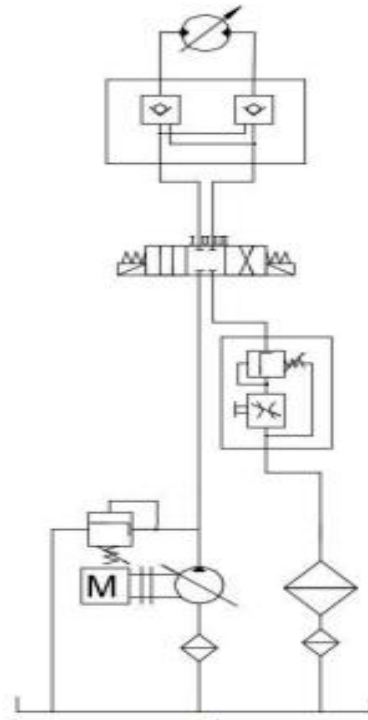
- Khi đẩy con trượt qua vị trí III: Thực hiện hành trình ngược lại so với vị trí 1. Lúc này cặp xy lanh piston thực hiện hạ cần lồng.

- Van tiết lưu có tác dụng giảm tốc độ nâng hạ cần đảm bảo hệ thống hoạt động được êm hơn, tăng tuổi thọ của piston xy lanh.

- Van khóa lẫn là sự kết hợp giữa hai van một chiều có thể điều khiển hướng chặn có tác dụng chống trôi. Khi bị tụt áp piston có xu hướng di chuyển về phía ngược

lại. Để tránh tình trạng này xảy ra van có tác dụng khóa lần sẽ khóa chiều ngược lại.

2.2.2. Cơ cấu quay toa



Hình 2.3: Mạch thủy lực cơ cấu quay toa

- Quay toa theo chiều cùng chiều kim đồng hồ: Được thực hiện khi con trượt của van phân phối ở vị trí I. Dầu được bơm đưa vào hệ thống sau khi được lọc. Qua van phân phối qua van khóa lần đến động cơ thủy lực dạng piston roto hướng trục. Sau khi qua động cơ thủy lực dầu được đưa về van khóa lần qua van phân phối đến bộ ổn tốc và trở về thùng dầu sau khi được làm mát và lọc.

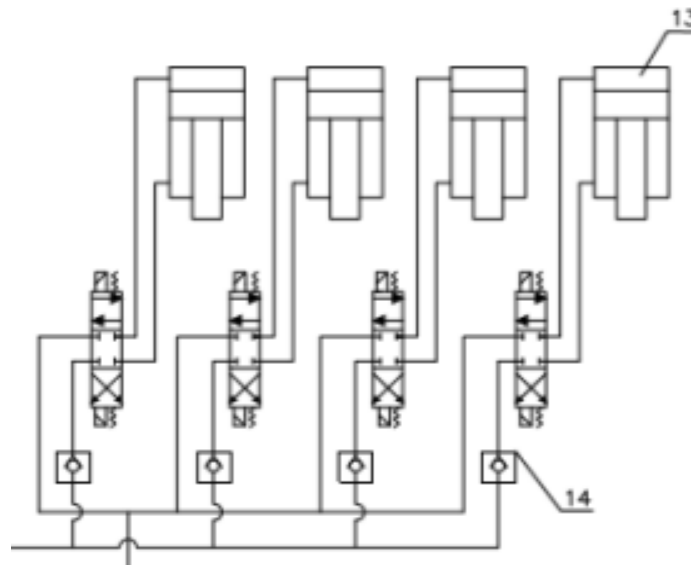
- Quay toa theo chiều ngược chiều kim đồng hồ: Được thực hiện khi con trượt của van phân phối ở vị trí III. Hành trình ngược lại so với khi con trượt ở vị trí I.

- Khi con trượt ở vị trí II: Dầu bị chặn lại ở van phân phối do đó dầu sẽ mở đường dầu trong van an toàn và trở về thùng.

- Van khóa lần có tác dụng khóa chiều ngược lại của quá trình khi áp suất trong dầu bị tuột.

- Bộ ổn tốc có tác dụng điều chỉnh tốc độ động cơ thủy lực quay toa ổn định và cũng giảm bớt mức độ làm việc của động cơ tăng tuổi thọ của động cơ.

2.2.3. Cơ cấu chân chống



Hình 2.4: Cơ cấu chân chống

- Cơ cấu chân chống thủy lực bao gồm: 2 Xy lanh ngang (Xy lanh ra) và 2 Xy lanh đứng (Xy lanh chống).

- Điều khiển Xy lanh ra:

+ Đẩy con trượt của van phân phối qua vị trí I: chân chống ngang ra. Dầu được bơm theo đường ống qua van phân phối sau đó qua van khóa lặn rồi đến khoang dưới của xy lanh. Dầu ở khoang trên của xy lanh sẽ di chuyển qua van phân phối và trở về thùng dầu sau khi được làm mát.

+ Khi đẩy con trượt qua vị trí II: Dầu bị chặn lại ở van phân phối và được van an toàn cho trở lại thùng dầu. Lúc này cặp piston xy lanh không làm việc.

+ Khi đẩy con trượt qua vị trí III: Thực hiện hành trình ngược lại so với vị trí 1. Lúc này cặp xy lanh piston thực hiện thu chân chống về

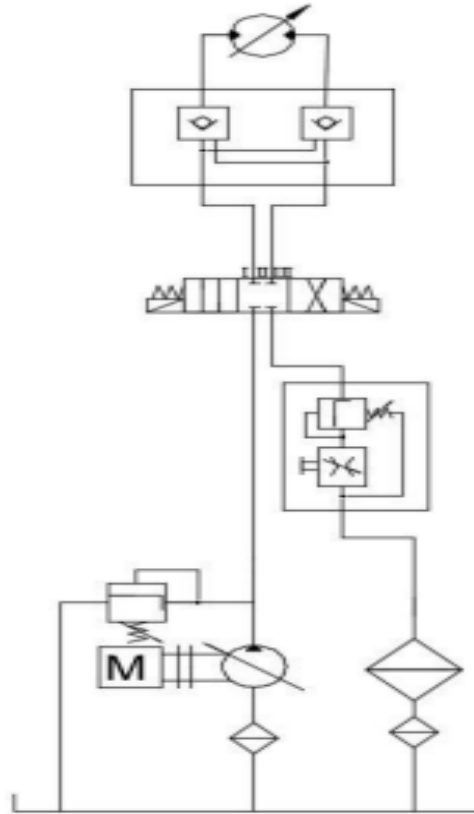
- Điều khiển Xy lanh đứng:

+ Đẩy con trượt của van phân phối qua vị trí I: chân chống ngang ra. Dầu được bơm theo đường ống qua van phân phối sau đó qua van khóa lặn rồi đến khoang dưới của xy lanh. Dầu ở khoang trên của xy lanh sẽ di chuyển qua van phân phối và trở về thùng dầu sau khi được làm mát.

+ Khi đẩy con trượt qua vị trí II: Dầu bị chặn lại ở van phân phối và được van an toàn cho trở lại thùng dầu. Lúc này cặp piston xy lanh không làm việc.

+ Khi đẩy con trượt qua vị trí III: Thực hiện hành trình ngược lại so với vị trí 1. Lúc này cặp xy lanh piston thực hiện thu chân chống về.

2.2.4. Cơ cấu kéo tời



Hình 2.5: Mạch thủy lực cơ cấu kéo tời

- Van phân phối ở vị trí I: Dầu được bơm đưa vào hệ thống sau khi được lọc. Qua van phân phối qua van khóa lần đến động cơ thủy lực dạng piston roto hướng trục. Sau khi qua động cơ thủy lực rồi thực hiện hạ hàng. Dầu được đưa về van khóa lần qua van phân phối đến bộ ổn tốc và trở về thùng dầu sau khi được làm mát và lọc.

- Van phân phối ở vị trí III: Hành trình ngược lại so với khi con trượt ở vị trí I. Thực hiện chức năng nâng hàng.

- Khi con trượt ở vị trí II: Dầu bị chặn lại ở van phân phối do đó dầu sẽ mở đường dầu trong van an toàn và trở về thùng

CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG THỦY LỰC

- Áp suất dầu làm việc của hệ thống $p = 16 \text{ (Mpa)} = 160 \text{ (bar)}$.
- Tải trọng lớn nhất $G = 15 \text{ (tấn)}$
- Trọng lượng tổng thể của xe là: 24 (tấn)

3.1. Tính toán Xy lanh chân chống

3.1.1. Xy lanh chân chống ra (chân chống ngang)

- Khoảng cách giữa 2 chân chống (xy lanh ra):
- + Khi chưa duỗi: 2085 (mm)
- + Khi duỗi ra: 4200 (mm)
- Hành trình piston cần chọn là: $> \frac{4200 - 2085}{2} = 1057,5 \text{ (mm)}$
- Đối với xa lanh ra - vào chân chống không cần quan tâm quá vô tải trọng
- Ta chọn Xy lanh rexroth CDH1 MP3 có:
- + Đường kính Xy lanh $D = 40 \text{ (mm)}$
- + Đường kính cần $d = 22 \text{ (mm)}$
- + Áp suất làm việc lớn nhất $P = 160 \text{ bar}$
- + Tốc độ làm việc lớn nhất $v = 0,5 \text{ m/s}$
- + Nhiệt độ làm việc $T_o = -25 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$
- Giả sử Xy lanh ra chịu lực $F = 2000 \text{ (N)}$, thì tính lại áp suất làm việc thực tế của Xy lanh là:

$$P_1 = \frac{F + P_2 \cdot S_2}{S_1} = \frac{F + P_2 \cdot \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = P_1 = \frac{2000 + 49050 \cdot \pi \cdot \frac{0,04^2 - 0,022^2}{4}}{\pi \cdot \frac{0,04^2}{4}} = 1698951 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- Trong đó ta lấy $P_2 = 0,5 \text{ Kg/cm}^2 = 49050 \text{ (N/m}^2\text{)}$
- Suy ra $P_1 = 1698951 \text{ (N/m}^2\text{)} = 1,73 \text{ (Mpa)}$
- Giả sử vận tốc ra – vào $v = 0,05 \text{ (m/s)}$, lưu lượng cần thiết cho Xy lanh là:

$$Q = v.S_1 = v.\pi.D^2 / 4 = Q = 0,05.\pi.\frac{0,04^2}{4} = 0,0000628 \text{ (m}^3\text{/s)} = 3,768 \text{ (l/ph)}$$

3.1.2. Xy lanh đứng (Xy lanh chống chân)

- Tổng tải trọng phải chịu $G = 24$ (tấn)
- Bao gồm 2 chân chống
- Tính cho 1 chân chống tải trọng phải chịu là: 12 (tấn)
- Lực tác dụng lên 1 xy lanh: $F = 12.1000.9,81 = 117720$ (N)
- Xét từ điều kiện cân bằng lực ta có: $p_1.S_1 - p_2.S_2 = F_1$
- Trong đó:
 - + P_1 - Áp suất làm việc của dầu ($P_1 = 16.10^6$ N/m²)
 - + F_1 - Lực tác dụng lên mỗi xy lanh ($F_1 = 117720$ N)
 - + S_1 - Diện tích của piston
 - + Lấy $P_2 = 0,5$ Kg/cm² = 49050 N/m² và $d = 0,7D$
- Từ đó ta tính được:

$$p_1.\pi\frac{D^2}{4} - p_2.\pi\frac{D^2 - d^2}{4} = F_1$$

- Suy ra:

$$D^2 = \frac{4.F_1}{\pi.(P_1 - 0,51.P_2)} = \frac{4.117720}{\pi.(16.10^6 - 0,51.49050)} = 0,009383$$

- $D = 0,0968$ (m)
- Vậy ta chọn Xy lanh rexroth CDH1 MF4 có:
 - + Đường kính xy lanh $D = 100$ (mm)
 - + Đường kính cần $d = 70$ (mm)
 - + Áp suất làm việc lớn nhất $P = 160$ (bar)
 - + Nhiệt độ làm việc $T_o = -25 \div 80$ °C
- Tính lại áp suất làm việc thực tế:

$$P_1 = \frac{F_1 + P_2.S_2}{S_1} = \frac{F_1 + P_2.\pi.\frac{D^2 - d^2}{4}}{\pi.\frac{D^2}{4}} = \frac{117720 + 49050.\pi.\frac{0,1^2 - 0,07^2}{4}}{\pi.\frac{0,1^2}{4}} = 15086240,3 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- Suy ra $P_1 = 15086240,3 \text{ (N/m}^2\text{)} = 15,39 \text{ (Mpa)}$

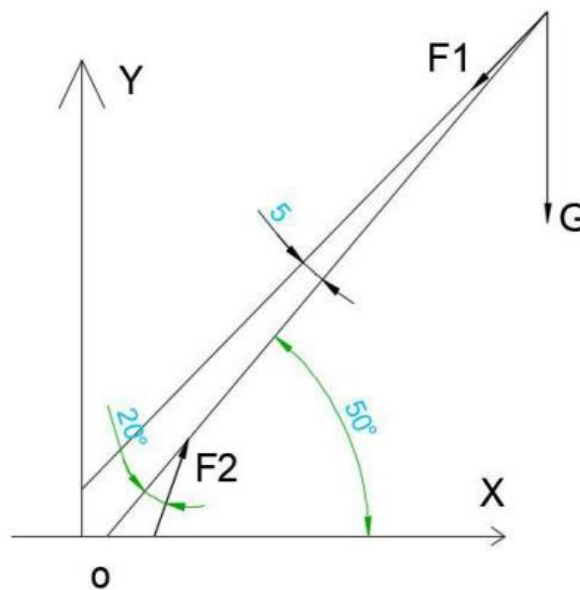
- Giả sử vận tốc lên – xuống $v = 0,05 \text{ (m/s)}$, lưu lượng cần thiết cho Xy lanh là:

$$Q = v.S_1 = v.\pi.D^2 / 4 = 0,05.\pi.\frac{0,1^2}{4} = 0,000393 \text{ (m}^3\text{/s)} = 23,55 \text{ (l/ph)}$$

3.2. Xy lanh nâng hạ cần

3.2.1. Tính toán kĩ thuật

- Để tính các thông số cần thiết cho Xy lanh, ta xét trường hợp cần trục khi cần trục đang làm việc ở góc $\alpha = 50^\circ$



Hình 3.1: Sơ đồ phân bố lực lên Xy lanh nâng hạ [16]

- Trong đó:

- + O - Tâm quay của cần trục
- + G - Tải trọng nâng cho trước ($G = 15 \text{ tấn} = 147150 \text{ N}$)
- + F_1 - Lực căng của dây tời
- + F_2 - Lực của Xy lanh nâng hạ tác dụng vào cần trục

- Tổng các lực tác động lên phương X:

$$\Sigma F_x = F_2 \cdot \cos(70) - F_1 \cdot \cos(45) = 0 \quad (1)$$

- Tổng các lực tác động lên phương Y:

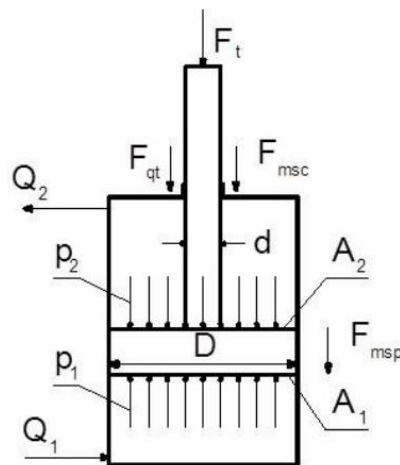
$$\Sigma F_y = F_2 \cdot \sin(70) - F_1 \cdot \cos(45) - G = 0 \quad (2)$$

- Từ phương trình (1) suy ra:

$$F_1 = \frac{F_2 \cos 70}{\cos 45} \quad (3)$$

- Thay (3) vào (2), ta có:

$$F_2 = \frac{G}{\sin 70 - \frac{\cos 70}{\cos 45} \cdot \cos 45} = \frac{147150}{\sin 70 - \frac{\cos 70}{\cos 45} \cdot \cos 45} = 246205,08 \text{ (N)}$$



Hình 3.2: Sơ đồ phân bố lực trong Xylanh [16]

- Phương trình tính toán cụm Xylanh piston:

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - F_t - F_{msp} - F_{msc} - F_{qt} = 0$$

- Trong đó:

+ P_1 - Áp suất dầu ở buồng công tác ($P_1 = 16 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$)

+ P_2 - Áp suất dầu buồng có cần piston ($P_2 = 49050 \text{ N/m}^2$)

+ A_1 - Diện tích piston buồng công tác, $A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$

+ A_2 - Diện tích piston buồng mang cần, $A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$

+ F_t - Tải trọng công tác, $F_t = \frac{F_2}{\eta_{ck}} = 267614,217 \text{ (N)}$, $\eta_{ck} = 0,92$

+ F_{msp} - Lực ma sát giữa piston và Xy lanh

+ F_{msc} - Lực ma sát giữa cần piston và vòng chắn khí

+ F_{qt} - lực quán tính

+ Với $d=0,7D$

- Khi tính toán bỏ qua F_{msp} , F_{msc} , F_{qt}

- Suy ra ta có:

$$P_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4} - P_2 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{F_2}{\eta_{ck}}$$

$$16.10^6 \cdot \frac{\pi D^2}{4} - 49050 \cdot \frac{\pi(0,7D)^2}{4} = 267614,217$$

- Từ công thức trên tính D:

$$+ D^2 = \frac{267614,217}{\frac{P_1 \cdot \pi}{4} - \frac{P_2 \cdot \pi \cdot 0,51}{6}} = 0,02134$$

$$+ D = 0,146 \text{ (m)}$$

- Vậy ta chọn Xy lanh Rexroth CDH1 MF4 có:

+ Đường kính xy lanh $D=160 \text{ (mm)}$

+ Đường kính cần $d=100 \text{ (mm)}$

+ Áp suất làm việc lớn nhất $P = 250 \text{ (bar)}$

+ Nhiệt độ làm việc $T_o = -25 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$

- Tính lại áp suất làm việc thực tế:

$$P_1 = \frac{F_t + P_2 \cdot S_2}{S_1} = \frac{F_t + P_2 \cdot \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{267614,217 + 49050 \cdot \pi \cdot \frac{0,16^2 - 0,1^2}{4}}{\pi \cdot \frac{0,16^2}{4}} = 6688284,98 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- Suy ra $P_1 = 6688284,98 \text{ (N/m}^2\text{)} = 6,8178 \text{ (Mpa)}$

- Giả sử vận tốc lên – xuống $v = 0,1$ (m/s), lưu lượng cần thiết cho Xy lanh là:

$$Q = v.S_1 = v.\pi.D^2 / 4 = 0,1.\pi.\frac{0,16^2}{4} = 0,000201 \text{ (m}^3\text{/s)} = 12,0576 \text{ (l/ph)}$$

3.2.2. Chọn gioăng phốt cho Xy lanh

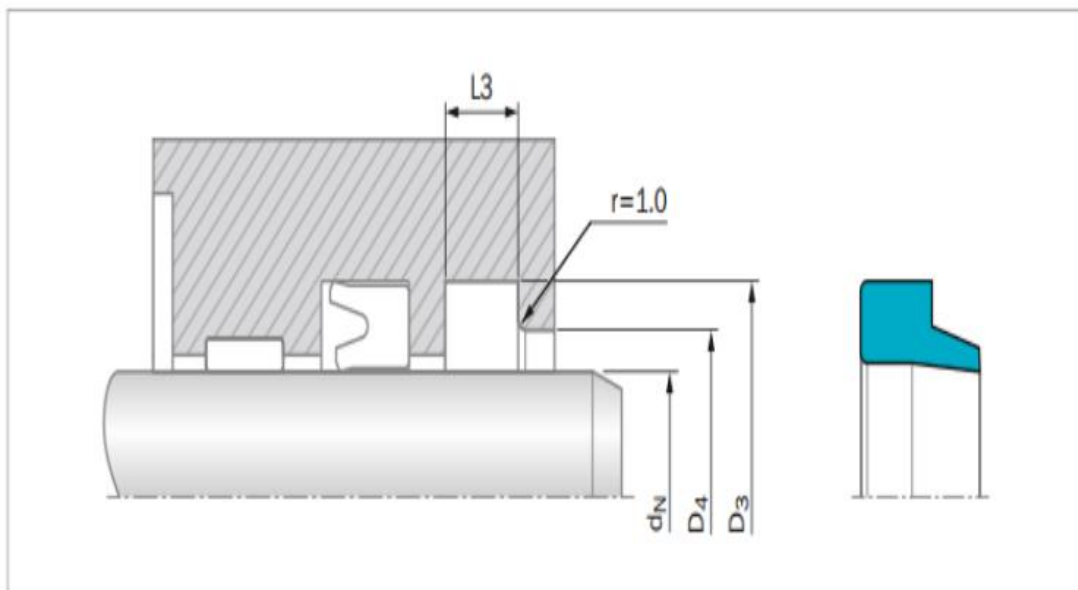
- Để chọn gioăng phốt cho Xy lanh ta cần phải có các thông số cơ bản như: đường kính trong, đường kính cần xy lanh, tốc độ làm việc, áp suất làm việc, nhiệt độ làm việc...

	Đường kính trong: D (mm)	Đường kính cần: d (mm)	Vận tốc Xy lanh (m/s)	Áp suất làm việc max (bar)	Nhiệt độ làm việc (°C)
Xy lanh	160	100	0,01	69	0-80

Bảng 3.1: Thông số của Xy lanh nâng hạ

- Tra theo catalog của hãng TRELLEBORD:

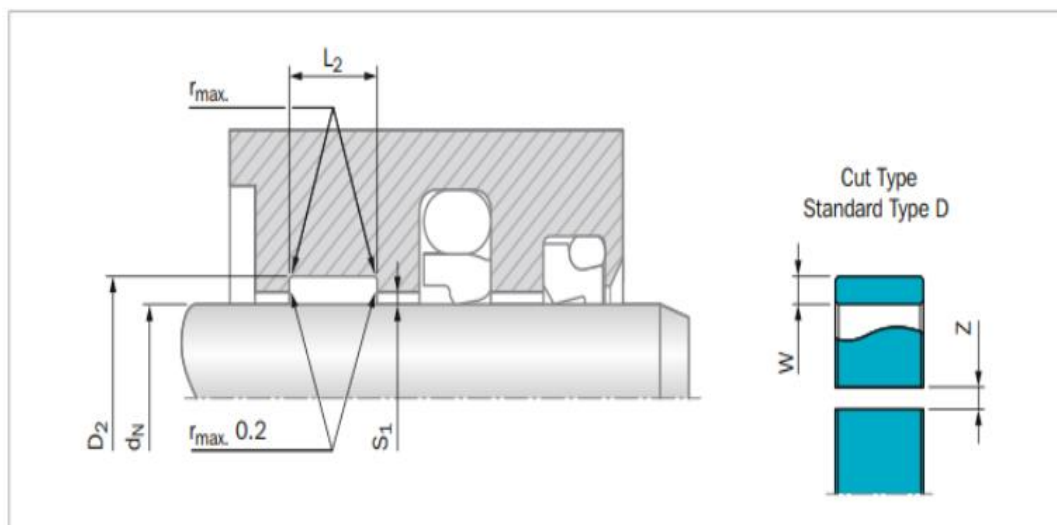
+ Phốt gạt bụi: Vận tốc làm việc của xy lanh là 1,2 m/s, đường kính cần piston là 100 mm tra theo catalog gioăng phốt của hãng Trelleborg ta chọn được loại phốt gạt bụi là: Scraper WAP001000



Rod Diameter	Groove Diameter	Groove Width	Bore Diameter	TSS Part No.	Description
d_N f8/h9	D_3 H9	L_3 +0.1	D_4 +0.2		
100.0	112.2	7.1	106.0	WAP001000	WRM393440

Bảng 3.2: Thông số phốt gạt bụi cần [5]

+ Vòng dẫn hướng cho cần piston: Vận tốc làm việc của xy lanh là 1,2 m/s, đường kính cần piston là 100 mm tra theo catalog gioăng phốt của hãng Trelleborg ta chọn được loại dẫn hướng sau: GRN4D1000-HM061

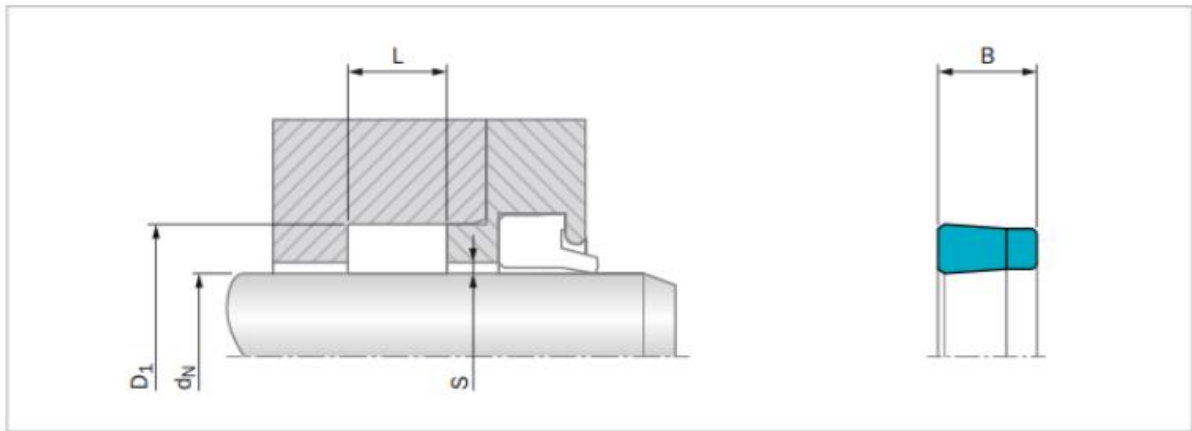


100.0	106.0	19.2	3.00	GRN4D1000-HM061	I/DWR 100/3-19.2
Dimensions				TSS Article No.	Polypac Ref. No.
Rod Diameter	Groove Diameter	Groove Width	Thickness		
d_N h11	D_2 H8	L_2 +0.2	W		

d_N	Ring Gap Z_1	speed	Up to 15 m/s
10 - 39	2 - 2.5	temperature	10-100(°C)
40 - 149	2 - 3	S_1	0,6
> 150	3 - 4	r_1	0,2

Bảng 3.3: Thông số vòng dẫn hướng cần piston [5]

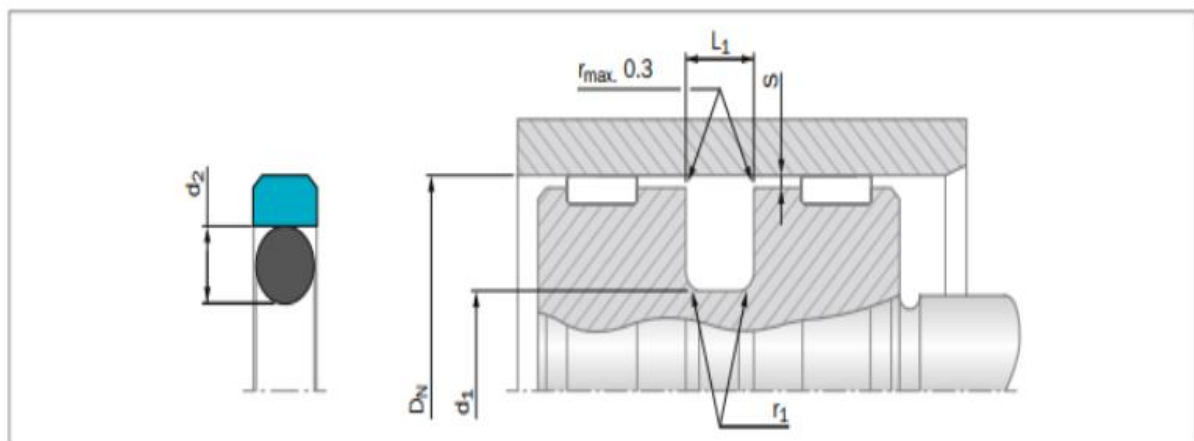
+ Phốt làm kín cần piston: Vận tốc làm việc của xy lanh là 1,2 m/s, đường kính cần piston là 100 mm tra theo catalog gioăng phốt của hãng Trelleborg ta chọn được phốt ben cần piston sau: RUM301000-N8CO



Rod Diameter	Groove Diameter	Groove Width	Seal Width	TSS Article No. Standard	Description
d_N h11	D_1 H11	L +0.1	B		
100.00	120.00	12.00	11.20	RUM301000-N8C0	B 472393/1

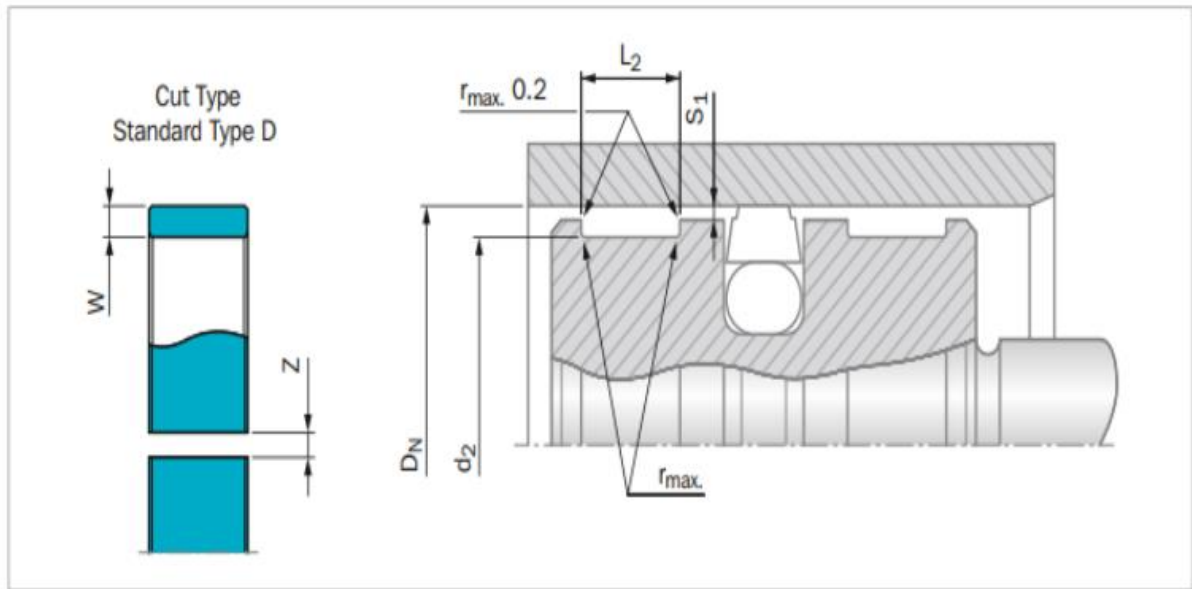
Bảng 3.4: Thông số phốt làm kín cần [5]

+ Phốt làm kín quả piston: Vận tốc làm việc của xy lanh là 1,2 m/s, đường kính xy lanh là 160 mm tra theo catalog gioăng phốt của hãng Trelleborg ta chọn được loại phốt quả piston là: PG4401600



Hình 3.3: Kích thước phốt làm kín quả piston [5]

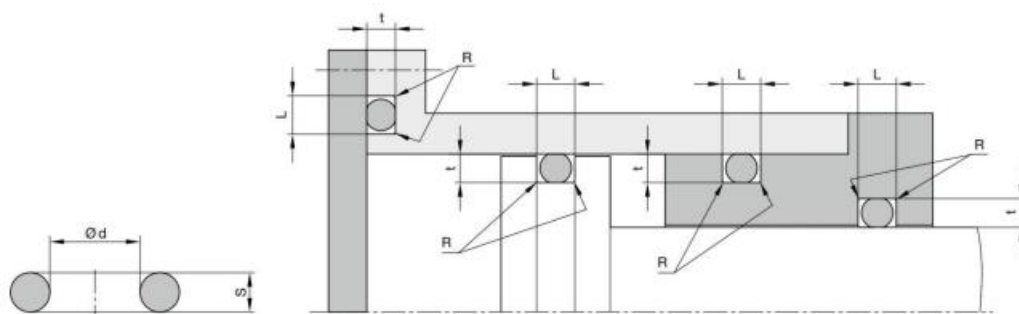
+ Vòng dẫn hướng cho quả piston: Vận tốc làm việc của xy lanh là 1,2 m/s, đường kính xy lanh là 160mm tra theo catalog gioăng phốt của hãng Trelleborg ta chọn được loại phốt quả piston là: GPN4D1650-HM061



Hình 3.4: Kích thước vòng dẫn hướng piston [5]

3.3.3. Gioăng chỉ

- Chức năng: Ngăn dầu ở các vị trí lắp ghép không bị rò rỉ.
- Chọn loại V1 của hãng Parker:
 - + Áp suất lớn nhất: 250 bar
 - + Dải nhiệt độ: từ -35 đến 100 ° C
 - + Vật liệu: Ultrathan® P5008.



Hình 3.5: Kích thước gioăng chỉ [5]

- $t = 4.7 \text{ mm}$; $S = 5.3 \text{ mm}$; $L = 7.2 \text{ mm}$; $R = 0.5 \text{ mm}$.

3.3. Động cơ kéo tời

- Tải trọng nâng đề tài cho là: $G = 15 \text{ (tấn)} = 147150 \text{ (N)}$
- Chọn độ cao tối đa nâng hàng là: $H = 12 \text{ (m)}$

- Chọn tốc độ nâng hàng là : $v = 0,3 \text{ (m/s)}$

- Để kéo hàng lên độ cao $H = 12 \text{ m}$, thì phải mất chiều dài (l) cáp nâng. Vì dùng hệ ròng rọc kép để nâng hàng nên sẽ giảm được hai lần tải trọng ngoài tác dụng nhưng lại thiệt về hai lần đường đi kéo vật.

- Chiều dài cáp nâng là: $l = 2.H = 24 \text{ (m)}$

- Để kéo hàng lên độ cao H phải mất một thời gian t :

$$t = l / v = 24 / 0,3 = 80 \text{ (s)}$$

- Số vòng quay của tang tời khi kéo hàng lên độ cao H là:

$$n = \frac{l}{2.\pi.R_t}$$

- Trong đó:

+ R_t là bán kính tang tời kéo cáp nâng hạ hàng, lấy tăng thêm 25% do đường kính của cáp tời kéo nên bán kính tang tời sẽ gia tăng bán kính trong quá trình kéo.

+ Lấy: $R_t = 0,2 \text{ m}$; tăng 25% nữa, do đó $R_t = 0,2 + 0,2.25\% = 0,25 \text{ (m)}$

- Suy ra số vòng quay của tang tời khi kéo hàng:

$$n_{\text{tang}} = \frac{24}{2\pi.0,25} = 15,29 \text{ (vòng)}$$

- Ta chọn hộp số giảm tốc cần trục ZQ 350 có tỷ số truyền $I = 48,78$ và giả sử trục động cơ nối thẳng với trục vào và trục ra nối vào tang quay cáp thông qua các khớp nối.

- Suy ra số vòng quay của động cơ thủy lực là:

$$n = \frac{n_{\text{tang}}}{t} . i = \frac{15,29}{80} . 48,78 = 9,27 \text{ (vòng/s)}$$

- Momen quay của tang tời:

$$M_t = F_{cd} . R_t$$

- Trong đó:

+ F_{cd} - Lực căng dây khi kéo cáp nâng hạ hàng.

+ $F_{cd} = F / 2 = 147150 / 2 = 73575 \text{ (N)}$

+ F – tải trọng nâng

- Momen quay của tang tời là:

$$M_t = 73575.0,25 = 18393,75 \text{ (Nm)}$$

- Momen quay của động cơ thủy lực:

$$M_{dc} = \frac{M_t}{i} = \frac{18393,75}{48,78} = 379,25 \text{ (Nm)}$$

- Chọn áp suất làm việc của động cơ:

$$P_{lv} = 0,9P_{dm} = 0,9.16 = 14,4 \text{ (Mpa)}$$

- Xác định lưu lượng riêng của động cơ:

$$Q_r = M_{dc} / P_{lv} = 379,25 / (14,4.10^6) = 2,6.10^{-5} \text{ (m}^3\text{)} = 26 \text{ (cm}^3\text{)}$$

- Dựa vào lưu lượng đã tính ở trên ta chọn một động cơ tương ứng: Chọn mô tơ thủy lực piston hướng trục A6VM-60.



Hình 3.6: Mô tơ A6VM-60 [11]

THÔNG SỐ KỸ THUẬT CHÍNH

Kiểu (Type): **A6VM**Lưu lượng riêng (Displacement): **- 0 ÷ 62 (cc)**Áp suất làm việc max p_N (Nominal pressure): **500 (Bar)**Tốc độ làm việc max: **8.400 (vg/ph)**Mô men làm việc max (Torque): **444 (N.m)**Nhiệt độ làm việc: **- 25 ÷ 80 Độ C**Bảo hành: **12 tháng** (theo **chính sách bảo hành** của **Amech**)..Xuất xứ: **Germany***Miễn phí tư vấn, vận chuyển trong nội thành Hà Nội (xem thêm **chính sách giao hàng** của **Amech**)!**Liên hệ với chúng tôi công ty **Amech** để có thêm thông tin về kích thước và các loại **mô tơ thủy lực** khác!**Quý khách vui lòng gửi mail để nhận thêm thông tin!*

Hình 3.7: Thông số kỹ thuật chính của mô tơ A6VM-60

- Thông số kỹ thuật ta chọn:

+ Lưu lượng riêng: (0-62cc) ta chọn: 27 (cc)

+ Áp suất làm việc max: 500 (bar) = 50 (Mpa)

+ Tốc độ làm việc: 600 (v/ph)

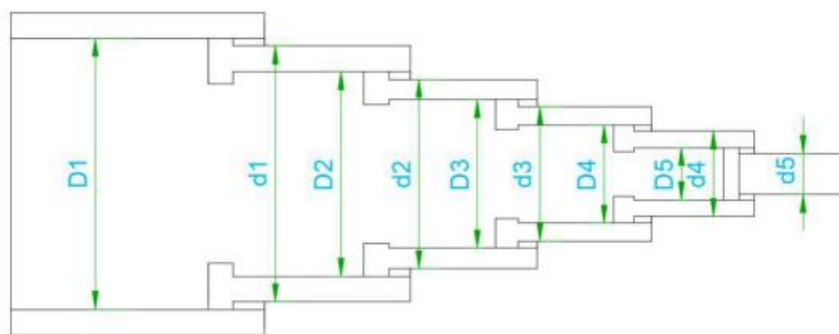
- Lưu lượng thực của động cơ thủy lực:

$$Q_{dc} = Q_t \cdot n_{dc} = 600 \cdot 27 \cdot 10^{-6} / 60 = 0,00027 \text{ (m}^3/\text{s)} = 16,2 \text{ (l/ph)}$$

- Công suất thủy lực:

$$N_{tl} = \Delta P \cdot Q_{dc} = (160 - 50) \cdot 10^6 \cdot 0,00027 = 9180 \text{ (W)} = 9,18 \text{ (kW)}$$

3.4. Xy lanh ống lồng



Hình 3.8: Cấu tạo Xy lanh ống lồng

- Xy lanh ống lồng của xe được chia thành 3 tầng, để tính toán và lựa chọn Xy lanh vươn xa cần dựa trên cơ sở kích thước cấp cuối cùng có nghĩa là phần piston nhỏ nhất, vì nó cũng phải tiếp nhận toàn bộ lực nâng yêu cầu.

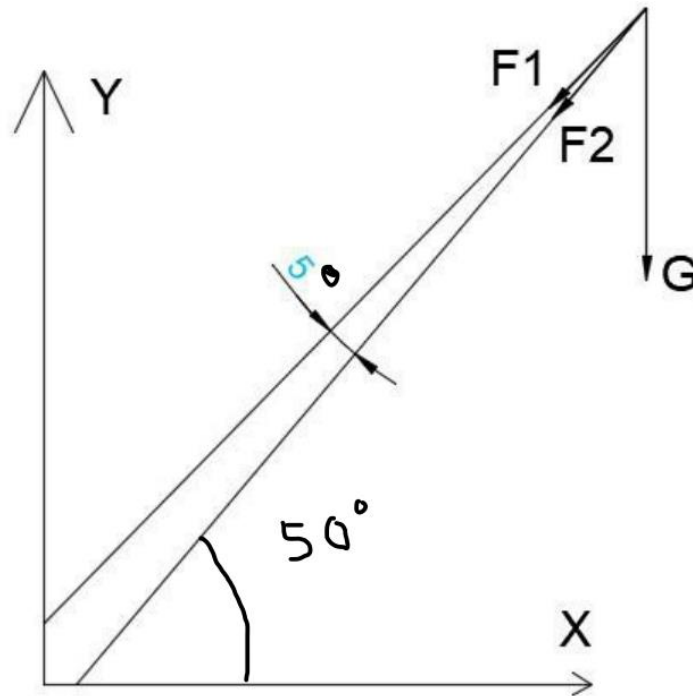
- Để tính các thông số cần thiết cho xilanh, ta xét trường hợp cần trục khi cần trục đang làm việc ở góc $\alpha = 50^\circ$

- Trong đó:

+ G - Tải trọng nâng cho trước ($G = 15 \text{ tấn} = 147150 \text{ N}$)

+ F_1 - Lực kéo của dây tời

+ F_2 - Lực tác dụng vào piston Xy lanh nâng hạ cần



Hình 3.9: Biểu đồ phân bố lực trên cần [16]

- Theo sơ đồ trên thì tổng các lực tác dụng trên phương X là:

$$\Sigma F_x = -F_1 \cos 45 - F_2 \cos 50 = 0 \quad (1)$$

- Theo sơ đồ trên thì tổng các lực tác dụng trên phương Y là:

$$\Sigma F_y = -F_1 \sin 45 - F_2 \sin 50 - G = 0 \quad (2)$$

- Từ (1), ta có:

$$-F_1 \cos 45 = F_2 \cos 50 \quad (3)$$

- Thay (3) vào (2), ta có:

$$F_2 \cos 50 - F_2 \sin 50 = G$$

- Suy ra:

$$F_2 = \left| \frac{G}{\cos 50 - \sin 50} \right| = \left| \frac{147150}{\cos 50 - \sin 50} \right| = 1193849 \text{ (N)}$$

- Ta có phương trình lực:

$$P_1.A_1 - P_2.A_2 = F_2 / 3 / \eta_{ck}$$

- Do áp suất làm việc lớn 16 MPa, để đảm bảo điều kiện làm việc của cần, với áp suất và tải trọng lớn chọn:

$$+ d = 0,7D$$

$$+ P_1 = 16 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$+ P_2 = 0,5 \text{ (Kg/cm}^2\text{)} = 49050 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$+ \eta_{ck} = 0,92$$

- Từ đó, ta có:

$$D = \sqrt{\frac{F_2 / 3 / \eta_{ck}}{P_1 \cdot \pi / 4 - P_2 \cdot 0,51 \cdot \pi / 4}} = 0,186 \text{ (m)}$$

- Dựa vào Tài liệu Sách truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy - Trần Doãn Đình, ta chọn:

$$+ D_1 = 240 \text{ mm; } d_1 = 168 \text{ mm}$$

$$+ D_2 = 220 \text{ mm; } d_2 = 154 \text{ mm}$$

$$+ D_3 = 200 \text{ mm; } d_3 = 140 \text{ mm}$$

- Áp suất làm việc thực của Xy lanh:

$$P = \frac{F_2 / 3 / \eta_{ck} + P \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_3^2) / 4}{\pi \cdot D_1^2 / 4} = 9,77 \text{ (Mpa)}$$

- Giả sử vận tốc ra – về $v = 0,01 \text{ (m/s)}$, lưu lượng cần thiết cho Xy lanh là:

$$Q = v \cdot S_1 = v \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 0,01 \cdot \pi \cdot \frac{0,24^2}{4} = 0,000452 \text{ (m}^3\text{/s)} = 27,13 \text{ (l/ph)}$$

3.5. Động cơ quay toa

- Trong trường hợp chuyển động xoay toa là chuyển động đều.

- Chọn vận tốc quay toa: $v = 2 \text{ (v/ph)}$

- Momen cản trên động cơ xoay toa bao gồm momen do các lực ma sát sinh ra trong các con lăn đỡ bàn quay, momen cản do không khí (gió), momen quán tính.

- Momen quán tính:

$$M_{qt} = \varepsilon / g \cdot \Sigma G \cdot r^2$$

- Trong đó:

+ Gia tốc góc khi khởi động:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot n \cdot \pi}{30 \cdot t} = 0,1396 \text{ (rad/s}^2\text{)}$$

+ t – thời gian sinh ra gia tốc khi quay, chọn t = 3 (s)

+ G – trọng lượng của phần tử quay

- Trọng lượng của cần: 1000 (kg) = 9810 (N)

+ g – gia tốc trọng trường , g= 9,81 (m/s²)

+ r – bán kính phần tử quay tương ứng

- Bán kính trục : r = 12 (m)

- Từ đó suy ra: $M_{qt} = 20106,19 \text{ (Nm)}$

- Khi tính toán chúng ta bỏ qua momen do ma sát và momen cản, từ đó suy ra:
 $M_{tổng} = M_{qt} = 20106,19 \text{ (Nm)}$

- Chọn hộp giảm tốc ZQ 350 với tỷ số truyền động cơ I = 48,78.

- Số vòng quay của trục động cơ xoay toa:

$$n = v \cdot i = 2 \cdot 48,78 = 97 \text{ (v/ph)}$$

- Momen động cơ thuỷ lực:

$$M_{dc} = M_{tổng} / i = 20106,19 / 48,78 = 414,56 \text{ (Nm)}$$

- Chọn áp suất làm việc của động cơ:

$$P_{lv} = 0,9 \cdot P_{dm} = 0,9 \cdot 16 = 14,4 \text{ (Mpa)}$$

- Lưu lượng riêng của động cơ:

$$Q_r = M_{dc} / P_{lv} = 414,56 / (14,4 \cdot 10^6) = 2,88 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)} = 28,8 \text{ (cm}^3\text{)}$$

- Dựa vào lưu lượng đã tính ở trên ta chọn một động cơ tương ứng: Chọn mô tơ thủy lực piston hướng trục A6VM-60.



Hình 3.6: Mô tơ A6VM-60 [11]

THÔNG SỐ KỸ THUẬT CHÍNH

Kiểu (Type): A6VM
Lưu lượng riêng (Displacement): - 0 ÷ 62 (cc)
Áp suất làm việc max p_N (Nominal pressure): 500 (Bar)
Tốc độ làm việc max: 8.400 (vg/ph)
Mô men làm việc max (Torque): 444 (N.m)
Nhiệt độ làm việc: - 25 ÷ 80 Độ C
Bảo hành: 12 tháng (theo chính sách bảo hành của Amech).
Xuất xứ: Germany
Miễn phí tư vấn, vận chuyển trong nội thành Hà Nội (xem thêm chính sách giao hàng của Amech)!
Liên hệ với chúng tôi công ty Amech để có thêm thông tin về kích thước và các loại mô tơ thủy lực khác!

Hình 3.7: Thông số kỹ thuật chính của mô tơ A6VM-60

- Thông số kỹ thuật ta chọn:

+ Lưu lượng riêng: (0-62cc) ta chọn: 30 (cc)

+ Áp suất làm việc max: 500 (bar) = 50 (Mpa)

+ Tốc độ làm việc: 100 (v/ph)

- Lưu lượng thực của động cơ thủy lực:

$$Q_{dc} = Q_t \cdot n_{dc} = 100 \cdot 30 \cdot 10^{-6} / 60 = 0,00005 \text{ (m}^3/\text{s)} = 3 \text{ (l/ph)}$$

- Công suất thủy lực:

$$N_{tl} = \Delta P \cdot Q_{dc} = (160 - 50) \cdot 10^6 \cdot 0,00005 = 1700 \text{ (W)} = 1,7 \text{ (kW)}$$

CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN CHỌN CÁC PHẦN TỬ THỦY LỰC

4.1. Tính toán đường ống thủy lực

- Trong đường ống thủy lực, chất lỏng công tác được vận chuyển từ bể dầu qua bơm nguồn đến các van, cơ cấu chấp hành rồi hồi về bể nhờ hệ thống các đường ống thủy lực. Vậy nên đường ống thủy lực cần đảm bảo các yêu cầu sau:

- + Đảm bảo độ bền cần thiết.
- + Đảm bảo hao phí áp suất là thấp nhất.
- + Đảm bảo không rò rỉ, không chứa và tạo bong bóng khí, nước.
- Vì áp suất làm việc của hệ thống cao nên để đảm bảo môi trường làm việc ta chọn đường ống dẫn cứng được sản xuất từ thép.
- + Đường ống hút: là đoạn đường ống từ bể dầu đến bơm nguồn có vận tốc hút $v_{hút} = 1 - 2$ (m/s).
- + Đường ống đẩy: là đoạn đường ống từ bơm nguồn đến các van rồi vào Xy lanh có vận tốc đẩy $v_{đẩy} = 2,5 - 4$ (m/s).
- + Đường ống xả: là đoạn đường ống hồi dầu về bể $v_{xả} = 1 - 2$ (m/s).
- ❖ Đường kính các đường ống được tính theo công thức sau:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

- Trong đó:

- + d – đường kính trong của ống (m)
- + Q – lưu lượng chảy qua ống (m^3/s)
- + v – vận tốc của dầu chạy trong ống (m/s)

❖ Tính toán đường ống hút

- Ta có:

$$d_{hút} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{hút}}} = \sqrt{\frac{4.0,001428}{\pi.(1 \div 2)}} = 0,043 \div 0,03 \text{ (m)}$$

- Đường ống hút của hệ thống ta dùng loại ống thép đúc, do áp suất đường hút thấp nên tra theo bảng kích thước ống thép đúc ta chọn $d_{hút} = 38$ (mm)

- Suy ra:

$$v_{hút} = \frac{4Q}{\pi d_{hút}^2} = \frac{4.0,001428}{\pi \cdot 0,038^2} = 1,26 \text{ (m/s)}$$

❖ Tính toán đường ống đẩy







- Đường ống đẩy thường được chia làm 2 phần: phần một nằm từ bơm nguồn tới van và phần này nằm toàn bộ trên bể dầu, do vậy để làm cho bộ nguồn thêm mỹ quan ta làm ống đẩy ở phần này bằng ống cứng (thường là thép đúc). Phần ống đẩy còn lại nối từ van đến cơ cấu chấp hành ta chọn ống mềm.

- Ta có:

$$d_{day} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{day}}} = \sqrt{\frac{4.0,001428}{\pi \cdot (2,5 \div 4)}} = 0,027 - 0,021 \text{ (m)}$$

- Chọn ống Aeroquip có mã GH493-16 có đường kính là 25,4 mm.



#						
Part Number	Hose I.D.	Hose O.D.	Maximum Operating Pressure	Burst Pressure	Minimum Bend Radius	Weight
	mm in	mm in	bar psi	bar psi	mm in	Kg/m lbs/ft
GH493-16	25,4 1.00	37,6 1.48	350,0 5100	1400,0 20400	150,0** 6.00** 300,0 12.00	1,82 1.22

Hình 4.1: Thông số đường ống đẩy [7]

- Suy ra:

$$v_{day} = \frac{4.Q}{\pi \cdot d_{day}^2} = \frac{4.0,001428}{\pi \cdot 0,0254^2} = 2,82 \text{ (m/s)}$$

❖ Tính toán đường ống xả







- Đường ống xả được bắt đầu từ đế van về bể. Ta cũng chọn ống xả làm bằng nhôm hoặc bằng thép đúc.

- Ta có:

$$d_{xa} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{xa}}} = \sqrt{\frac{4.0,001428}{\pi \cdot (1 \div 2)}} = 0,043 - 0,003 \text{ (m)}$$

- Chọn ống Aeroquip có mã GH120-20 có đường kính là 31,8mm.



#						
Part Number	Hose I.D.	Hose O.D.	Maximum Operating Pressure	Minimum Burst Pressure	Minimum Bend Radius	Weight of Hose
	mm in	mm in	bar psi	bar psi	mm in	Kg/m lbs/ft
GH120-20	31,8 1.25	43,4 1.71	159,0 2300	636,0 9200	209,6 8.25	1,60 1.07

Hình 4.2: Thông số ống xả [7]

- Suy ra:

$$v_{xa} = \frac{4.Q}{\pi.d_{xa}^2} = \frac{4.0,001428}{\pi.0,0318^2} = 1,8 \text{ (m/s)}$$

4.2. Chọn dầu làm việc trong hệ thống.

- Để đáp ứng yêu cầu trên ta chọn dầu thủy lực CS32 có các thông số sau:

+ Độ nhớt $\nu = 68.10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$

+ Khối lượng riêng của chất lỏng: $\rho = \frac{\gamma}{g} = 866 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

+ Trọng lượng riêng: $\gamma = 8,5.10^3 \text{ (N/m}^3\text{)}$

4.3. Chọn van thủy lực

4.3.1. Chọn van an toàn

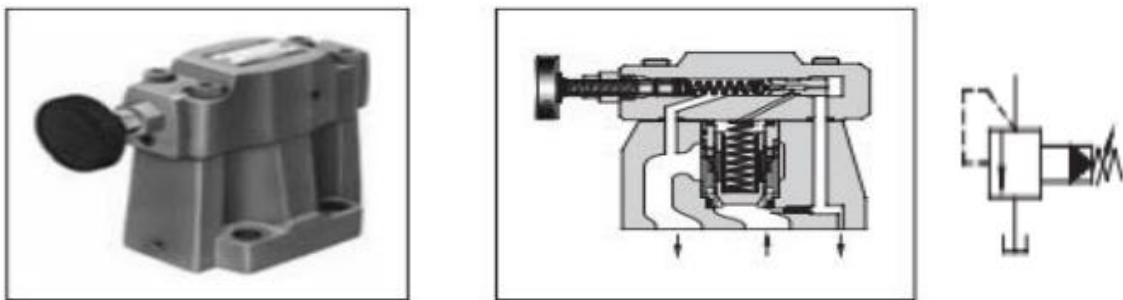
- Van an toàn là phần tử thủy lực có nhiệm vụ bảo vệ hệ thống trong trường hợp quá tải như: Xy lanh bị kẹt khiến áp suất hệ thống tăng vọt gây nên nhiều sự cố như hỏng bơm nguồn, vỡ đường ống ...

- Nguyên lý làm việc của van dựa trên sự cân bằng của các lực ngược chiều: lực đàn hồi của lò xo tác dụng lên con trượt (nút van) với lực do áp suất dòng chất lỏng gây nên. Tùy theo từng hệ thống, hoạt động và tính chất của nó mà van an toàn được đặt ở những giá trị áp suất khác nhau. Khi áp suất của hệ thống tăng vọt lên so quá tải, cơ cấu chấp hành bị kẹt, van an toàn sẽ làm việc, xả chất lỏng về bể đến khi áp suất đạt giá trị định mức.

- Van an toàn được chia làm hai loại theo nguyên lý hoạt động, đó là: van an toàn tác động trực tiếp và gián tiếp. Van an toàn tác động gián tiếp được sử dụng chủ yếu trong hệ thống có lưu lượng lớn, áp suất tương đối cao. Chọn van an toàn hoạt động theo nguyên lý tác động trực tiếp.

- Với áp suất làm việc: 160 bar

- Chọn van dựa theo Catalog của hãng Yuken size 6 mã là S-BG-06-V-L-40 Có áp suất xả max là 250 bar.

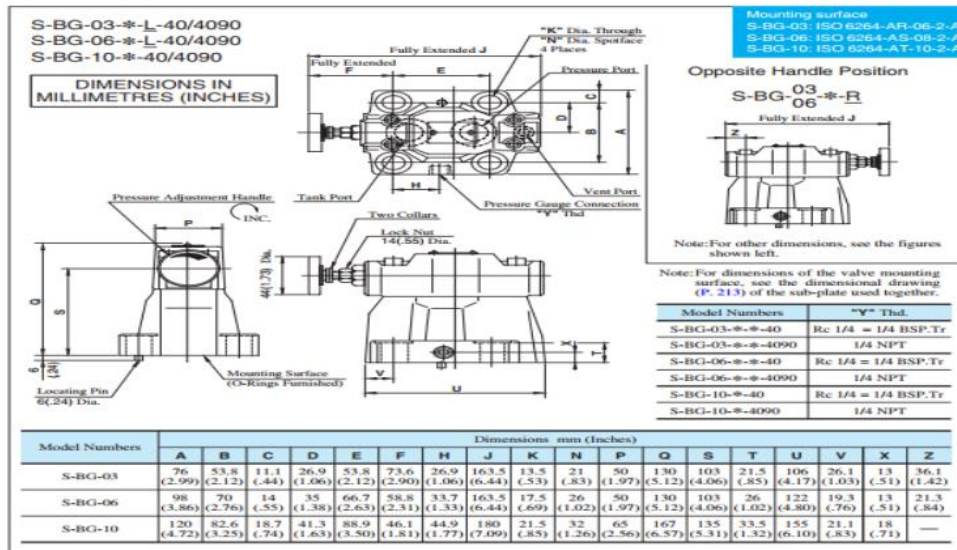


Hình 4.3: Van an toàn [6]

- Thông số van an toàn:

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Pres. Adj. Range MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S.GPM)	Approx. Mass kg (lbs.)
S-BG-03-**-*-40*	25 (3630)	Note)	100 (26.4)	4.1 (9.0)
S-BG-06-**-*-40*		★-25	200 (52.8)	5.0 (11.0)

Thông số hình học của valve:



Hình 4.4: Thông số kỹ thuật van an toàn [6]

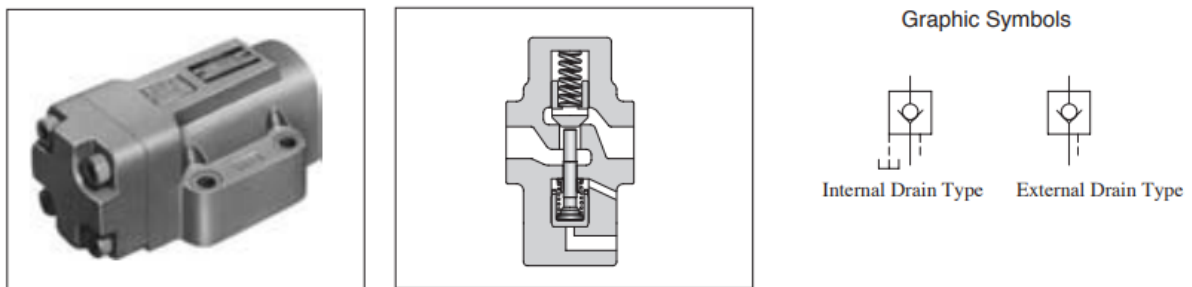
4.3.2. Chọn van phân phối 6/3 điều khiển bằng tay

- Trong hệ thống sử dụng 6 van phân phối 6/3 điều khiển bằng tay.
- Van điều khiển bằng tay thì sử dụng bằng cách kéo tay cần, nhấn nút hay đạp chân. Loại van này phù hợp với các hệ thống thủy lực nhỏ
- Trước tiên, nói về nguyên tắc hoạt động thì van phân phối tỷ lệ cũng hoạt động giống như van thông thường, tức là nó cũng có các cửa dầu và lõi van con trượt bên trong để chia dầu đi các cửa. Tuy nhiên, hoạt động của lõi con trượt van ở hai loại là khác nhau:
 - + Van thông thường: Khi có tín hiệu, con trượt sẽ đi hết hành trình làm việc nên van thông thường làm việc theo chế độ ON/OFF và tối đa nó chỉ có 2 vị trí làm việc.
 - + Van tỷ lệ: Tín hiệu độ mở là khác nhau nên do đó lực đẩy lên lõi van con trượt là khác nhau. Con trượt sẽ dịch chuyển những đoạn khác nhau. Dễ hiểu hơn, van tỷ lệ có thể làm việc ở nhiều vị trí khác nhau dẫn đến độ mở (lưu lượng làm việc) của van là khác nhau. Để làm được điều này cuộn hút của van tỷ lệ có cấu tạo riêng.

- Kết cấu lõi con trượt tôi thấy cũng khác nhau ở hình dáng vai làm kín. Ở van thông thường, bờ vai làm kín chỉ tiện các rãnh tròn. Còn ở van tỷ lệ, có xẻ thêm ở các rãnh hình tam giác.

4.3.3. Chọn van một chiều có điều khiển

- Ta chọn van dựa theo Catalog của hãng Yuken mã là CPT/CPDT – 06 – 50.

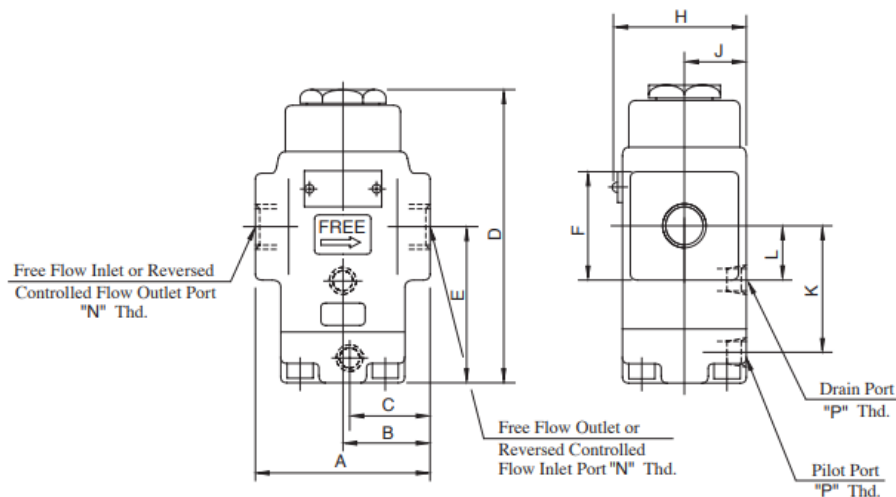


Type of Connection	Model Numbers	Rated Flow * L/min (U.S.GPM)	Max. Operating Pres. MPa (PSI)	Cracking Pres. MPa (PSI)	Approx. Mass kg (lbs.)
Threaded Connection	CPT/CPDT-03-*-*50*	40 (10.6)	25 (3630)	0.04 (6)	3.0 (6.6)
	CPT/CPDT-06-*-*50*	125 (33)		0.2 (29)	5.5 (12.1)
	CPT/CPDT-10-*-*50*	250 (66)		0.35 (50)	9.6 (21.2)
				0.5 (70)	

CPT/CPDT-03-*-*50/5080/5090

CPT/CPDT-06-*-*50/5080/5090

CPT/CPDT-10-*-*50/5080/5090



Hình 4.6: Thông số van 1 chiều có điều khiển [6]

4.4. Chọn lọc dầu

- Trong quá trình hoạt động, dầu trong hệ thống thường bị nhiễm bụi bẩn, cặn bẩn từ môi trường hay do bản thân dầu hệ thống tạo nên trong quá trình hoạt động.

- Những chất bẩn trong hệ thống dễ dàng gây nên những hiện tượng như: kẹt các cơ cấu chấp hành, các van... Do đó cần có bộ lọc để làm nhiệm vụ lọc chất bẩn, tăng tính ổn định cho hệ thống. Tuy nhiên bộ lọc cũng chỉ ngăn ngừa được một phần nhất định, sau một thời gian ta phải thay dầu trong hệ thống.

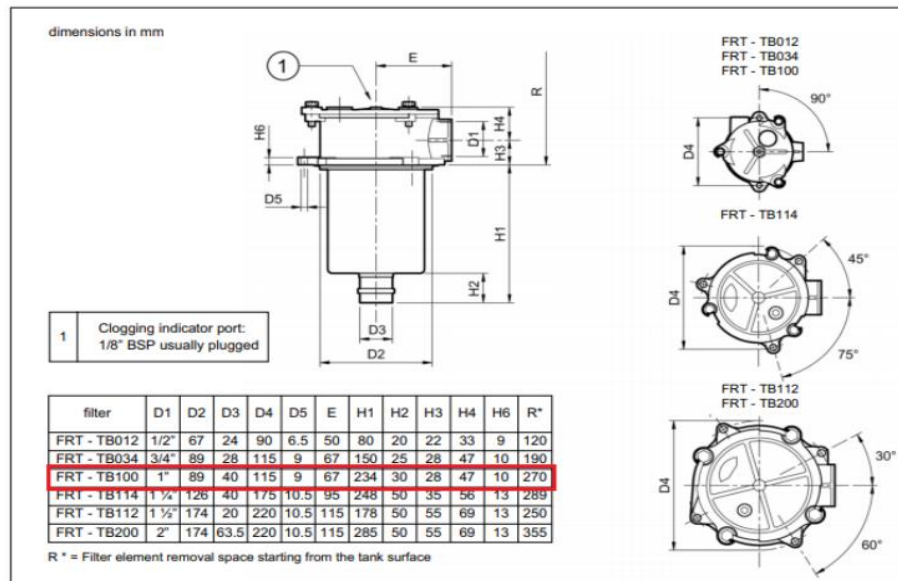
4.4.1. Chọn lọc đường hồi (lọc dầu tinh).

- Lưu lượng qua lọc là: 100,83 (l/ph)

- Tra catalog hãng DUPLOMATIC em chọn được lọc hồi có mã FRT – TB100 – P10 có lưu lượng max 120 (l/ph). Khả năng lọc 0,01mm.



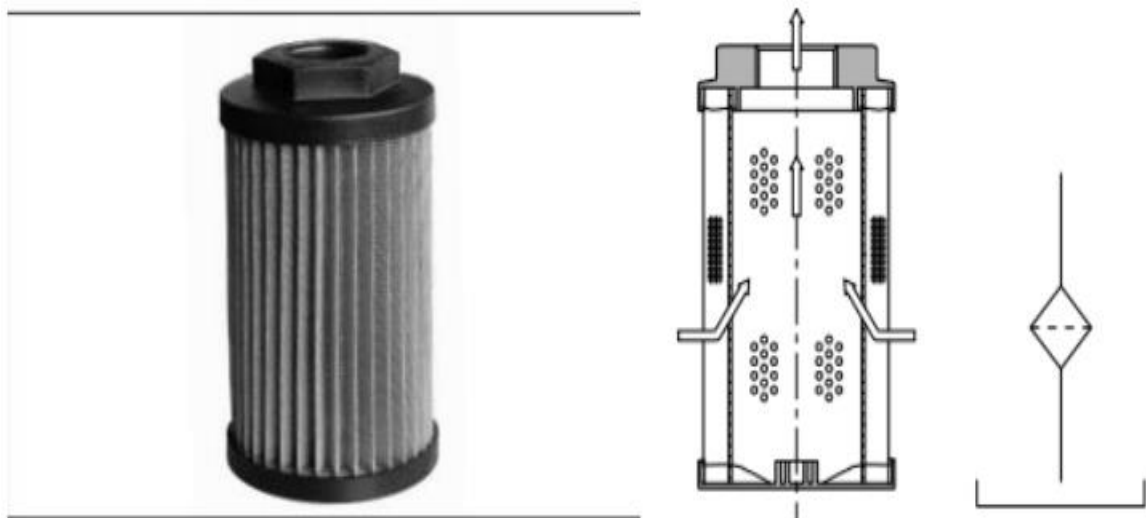
Filter code	BSP port dimensions	Mass [kg]	Rated flow (indicative) [l/min]		
			F10	F25	P10
FRT-TB012	1/2"	0,45	18	25	30
FRT-TB034	3/4"	0,95	50	70	85
FRT-TB100	1"	1,1	65	110	130
FRT-TB114	1 1/4"	2,1	150	190	210
FRT-TB112	1 1/2"	3,1	160	250	290
FRT-TB200	2"	4,1	280	400	430



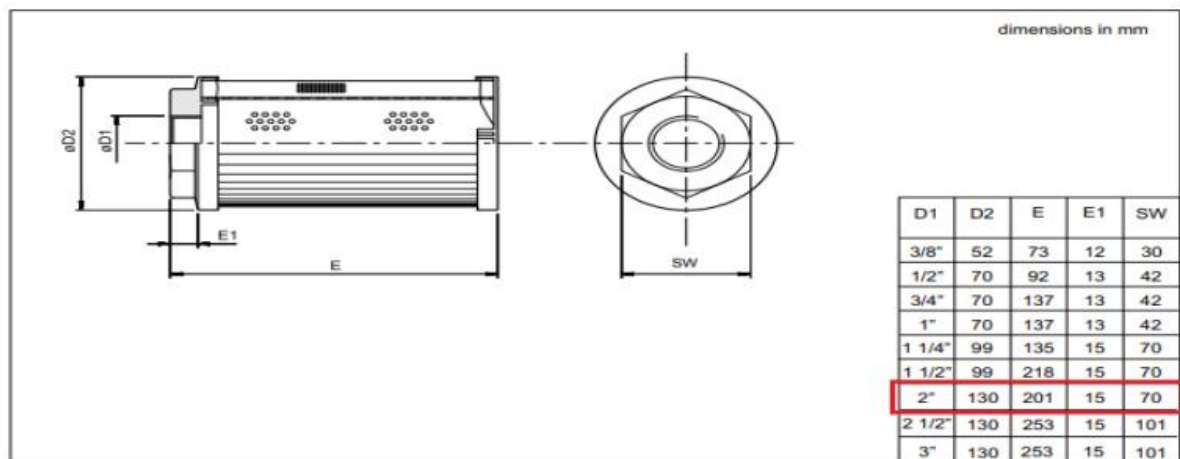
Hình 4.7: Thông số lọc tinh đường hồi [8]

4.4.2. Lọc đường hút

- Lưu lượng qua lọc là: 100,83 (l/ph)
- Áp suất làm việc 160 (bar)
- Tra catalog hãng DUPLOMATIC e chọn được lọc hút có mã là FSI – TB200.
- Khả năng lọc 0,1mm.



Filter code	BSP port dimensions	Rated flow (NOTE 1) [l/min]
FSI-TB038	3/8"	9
FSI-TB012	1/2"	14
FSI-TB034	3/4"	25
FSI-TB100	1"	45
FSI-TB114	1 1/4"	75
FSI-TB112	1 1/2"	100
FSI-TB200	2"	160
FSI-TB212	2 1/2"	250
FSI-TB300	3"	350



Hình 4.8: Thông số lọc dầu đường hút [8]

4.5. Tính toán tổn thất và chọn bơm cho hệ thống

- Trong một hệ thống thủy lực gồm có hai loại tổn thất:

+ Tổn thất lưu lượng (tổn thất lưu lượng của bơm, các cơ cấu chấp hành, các van điều khiển...)

+ Tổn thất áp suất (tổn thất do ma sát của chất lỏng với thành ống, tổn thất qua các van, qua các cút chuyển hướng...)

❖ Tổn thất áp suất dọc đường

- Chọn chiều dài đường ống:

+ Chiều dài đoạn đường ống hút bằng chiều dài đoạn đường ống xả là:

$$l_1 = l_3 = 3,5 \text{ m}$$

+ Chiều dài đoạn ống đẩy là: $l_2 = 4 \text{ m}$

✓ Trên đường hút

- Hệ số reynolds trên đường ống hút:

$$Re = \frac{v_{hút} \cdot d_{hút}}{\nu} = \frac{1,26 \cdot 0,0388}{68 \cdot 10^{-6}} = 704,2 < 2320$$

⇒ dòng chảy tầng

- Hệ số ma sát dọc đường:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{704,2} = 0,091$$

- Tổn thất dọc đường:

$$p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0,091 \cdot \frac{1}{0,038} \cdot 866 \cdot \frac{1,26^2}{2} = 5755,68 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- $p = 5755,68 \text{ (N/m}^2\text{)} = 0,058 \text{ (bar)}$

✓ Trên đường ống đẩy

- Hệ số reynolds trên đường ống hút:

$$Re = \frac{v_{day} \cdot d_{day}}{\nu} = \frac{2,82 \cdot 0,0254}{68 \cdot 10^{-6}} = 1053,52 < 2320$$

⇒ dòng chảy tầng

- Hệ số ma sát dọc đường:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1053,52} = 0,061$$

- Tổn thất dọc đường:

$$p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0,061 \cdot \frac{1}{0,0254} \cdot 866 \cdot \frac{2,82^2}{2} = 32952,48 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

- $p = 32952,48 \text{ (N/m}^2\text{)} = 0,3295 \text{ (bar)}$

✓ Trên đường ống xả

- Hệ số reynolds trên đường ống hút:

$$Re = \frac{v_{xa} \cdot d_{xa}}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,0318}{68 \cdot 10^{-6}} = 841,49 < 2320$$

⇒ dòng chảy tầng

- Hệ số ma sát dọc đường:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{841,49} = 0,076$$

- Tổn thất dọc đường:

$$p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0,0076 \cdot \frac{1}{0,0318} \cdot 866 \cdot \frac{1,8^2}{2} = 11736,07 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$p_1 = 11736,07 \text{ (N/m}^2\text{)} = 0,11736 \text{ (bar)}$$

❖ Tổn thất áp suất cục bộ

- Tổn thất qua 6 van phân phối 6/3 điều khiển bằng tay: 3 (bar)

- Tổn thất qua cụm van một chiều có điều khiển: 2 (bar)

- Tổn thất qua lọc dầu: 10 (bar)

⇒ Tổng tổn thất cục bộ là:

$$p_2 = 3 + 2 + 10 = 15 \text{ (bar)}$$

❖ Tổng tổn thất áp suất trong hệ thống

$$P = p_1 + p_2 = 15 + 0,11736 + 0,3295 + 0,058 = 15,5 \text{ (bar)} = 1,55 \text{ (Mpa)}$$

❖ Chọn bơm cho hệ thống

- Áp suất của bơm là:

$$P_{\text{bơm}} = 15,4 + 1,55 = 16,95 \text{ (Mpa)}$$

- Lưu lượng làm việc của bơm:

$$Q_{lv} = \frac{Q_b}{\eta_Q} = \frac{0,001428}{0,85} = 0,00168 \text{ (m}^3\text{/s)} = 100,83 \text{ (l/p)}$$

+ Trong đó: η_Q - hiệu suất của bơm, $\eta_Q = 0,85$.

- Công suất thủy lực của bơm:

$$N_{tl} = p_b \cdot Q_b = 16,95 \cdot 100,83 = 24196,1 \text{ (W)}$$

- Công suất trên trục bơm:

$$N_{tr} = \frac{N_{tl}}{\eta_{ck} \cdot \eta_Q} = \frac{24196,1}{0,85 \cdot 0,96} = 29964,22 \text{ (W)} = 29,96 \text{ (kW)}$$

- Chọn bơm bánh răng B34T70 – Aber :

- + Lưu lượng: 70 (cc)
- + Áp suất tối đa 220 (bar)

4.6. Tính toán thùng dầu

4.6.1. Chức năng thùng dầu

- Thùng dầu thủy lực thực hiện các chức năng như sau:
 - + Chứa dầu thủy lực của toàn hệ thống
 - + Là nơi phân tách khí ra khỏi dầu
 - + Giải nhiệt của dầu
 - + Lưu giữ những chất bẩn trong hệ thống
- Trong nhiều trường hợp còn là nơi gá lắp các thành phần của hệ thủy lực khác nữa như: Bơm dầu - động cơ điện, các khối valve điều khiển...
- Để lựa chọn kích cỡ thùng dầu chính xác, phải dựa trên những yếu tố như:
 - + Thể tích dầu của toàn bộ hệ thống (ở trạng thái nghỉ, Xy lanh co hết...), thể tích chứa dầu nhiều nhất.
 - + Nhiệt độ làm việc của dầu (phải đảm bảo đủ để thoát nhiệt) => Khả năng tự giải nhiệt của thùng
 - + Kích thước không gian lắp ráp cho phép; phương án bố trí bơm, thiết bị
 - + Mức dầu tối thiểu để đảm bảo đường hút của bơm không bị lẫn không khí (tránh khí đi vào dầu, gây hiện tượng xâm thực ,nguy hiểm ,dầu trắng đục ,không thể tách khí).
- Kích thước bể dầu được tính toán dựa trên cơ sở đảm bảo về mặt tản nhiệt và hạn chế đến mức tối đa sự xoáy của dầu trong quá trình hoạt động của hệ thống. Bể dầu thường có xu hướng kích thước kiểu hẹp cao hơn là rộng thấp để tăng khả năng truyền nhiệt của dầu ra bên ngoài. Lượng dầu trong hệ thống đường ống thủy lực phải luôn được điền đầy, không có gián đoạn. Ta chọn bể dầu có dạng hình hộp chữ nhật. Các kích thước của bể dầu như sau:
 - + Chiều ngang bể dầu: a
 - + Chiều dài bể: $b=2a$
 - + Chiều cao bể: H

- Ta tính toán thể tích dầu cần sử dụng và thể tích thùng dầu. Ta có đường kính ống hút $d = 38$ (mm). Chọn kích thước bể dầu sao cho khi bơm dầu vào đủ khoảng không cần xilanh, lượng dầu còn trong thùng vẫn ngập ống hút 1 đoạn $(3 \div 5)d_{\text{hút}} = 114 \div 190$ (mm)

- Chọn giá trị là 150 mm.

- Ngoài ra, khi lắp đặt ống hút thì khoảng cách từ đáy bể dầu tới miệng ống hút tối thiểu là từ $(3 \div 5)d_h = 114 \div 190$ (mm). Ta chọn giá trị là 130 mm.

- Vậy chiều cao dầu còn ít nhất trong thùng sẽ có mức: $h_{\min} = 280$ (mm) = 28 (cm)

- Dựa vào kích thước của máy ép , ta thiết kế thùng dầu theo dạng hình hộp chữ nhật với các kích thước $b \times a \times H$

- Thông thường theo kinh nghiệm, người ta tính toán thể tích dầu đủ cho hệ thống ở mức $3 \div 5$ lần lưu lượng bơm trong 1 phút

$$V \text{ (lít)} = (3 \div 5) \cdot Q_b \text{ (l/ph)}$$

- Với $Q_b = 100,83$ l/ph như được tính ở phần trên, thể tích dầu được tính theo kinh nghiệm như sau:

$$V = (3 \div 5) \cdot Q_b = (3 \div 5) \cdot 100,83 = 302,49 \div 500,15 \text{ (lít)}$$

- Ta chọn thể tích dầu là $V = 400$ lít = $0,4 \text{ m}^3$

- Thể tích thùng dầu cần thiết kế:

$$V_T = H \cdot a \cdot b$$

- Để đảm bảo lắp ráp vào khung xe thì ta chọn chiều rộng và chiều dài của thùng dầu lần lượt là $a = 70$ cm, $b = 140$ cm. Ta có chiều cao của mực dầu trong bể là: $h_{\min} + h = 0,8 \cdot H$.

- Vậy thể tích dầu có trong bể là:

$$V_d = h \cdot a \cdot b = (0,8 \cdot H - 0,28) \cdot a \cdot b = 0,8 \cdot H \cdot 9800 - 0,28 \cdot 9800 = 400000 \text{ (cm}^3\text{)}$$

- Vậy ta có: $H = 51,37$ cm, chọn hiệu cao $H = 55$ (cm)

- $\text{Dài} \times \text{Rộng} \times \text{Cao} = 140 \times 70 \times 55 \text{ (cm}^3\text{)}$

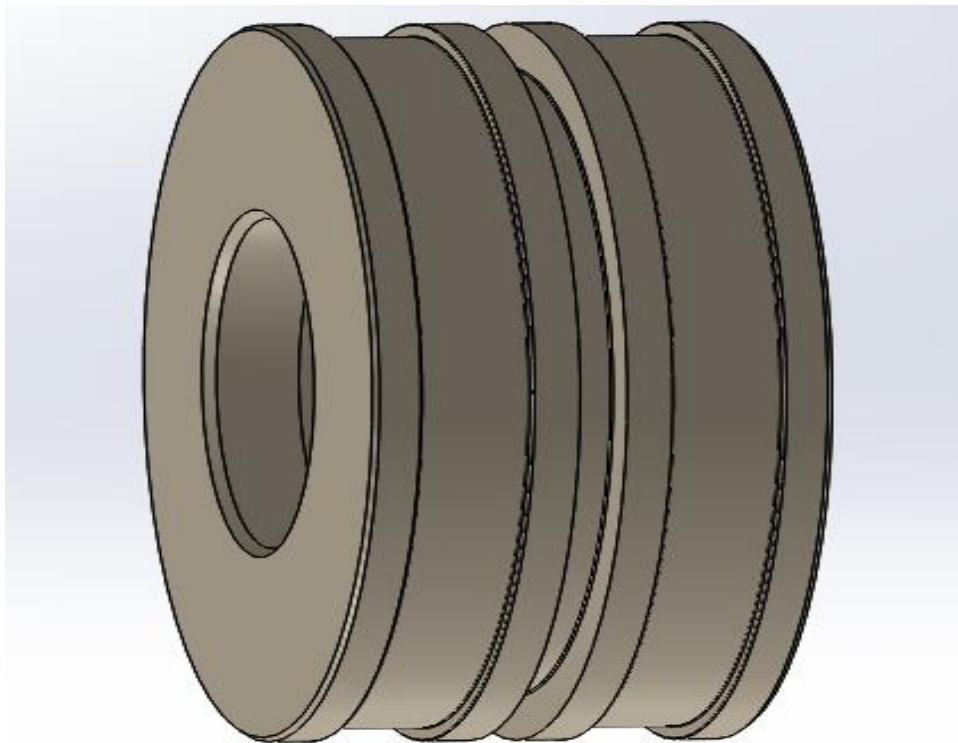
- Thể tích dầu 539 lít

CHƯƠNG 5: NGUYÊN CÔNG PISTON

5.1. Phân tích và xác định dạng sản xuất

Căn cứ vào bản vẽ chi tiết ta có nhận xét:

- Quả piston có hình dạng trụ tròn xoay, có lỗ khoan và có rãnh để lắp với chi tiết khác
- Quả piston dùng để lắp với cần piston và nòng xy lanh, bề mặt làm việc gioăng phốt



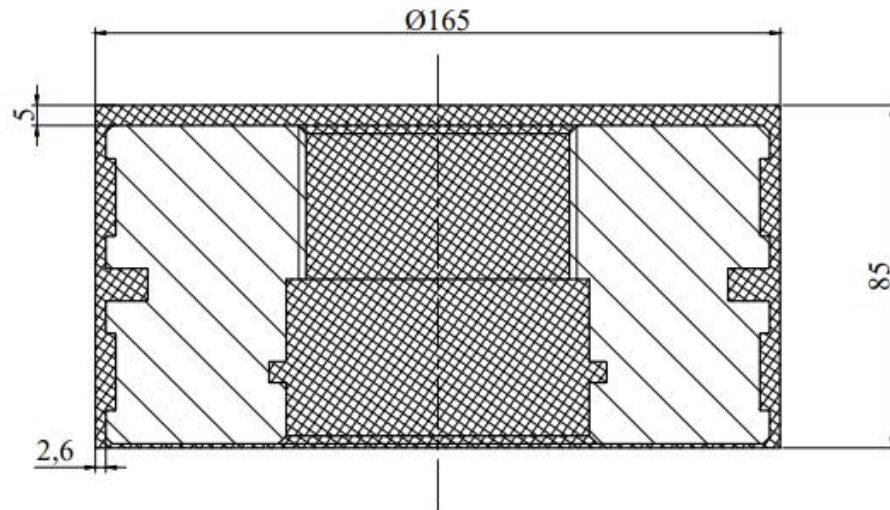
Hình 5.1: Quả piston

Các bề mặt cần gia công:

- Bề mặt trụ trong là bề mặt lắp ghép với cần nên cần độ chính xác cao, chọn cấp chính xác 5.
- Bề mặt trụ ngoài là bề mặt lắp lồng vỏ xy lanh, dùng các phương pháp làm kín nên không cần độ chính xác cao, chọn cấp chính xác 11.
- Dạng sản xuất của chi tiết đơn chiếc.
- Do chi tiết tiếp xúc trực tiếp với môi trường chất lỏng, dễ bị ăn mòn và oxy hóa nên ta chọn vật liệu chế tạo là thép.

5.2. Chọn phôi

Sau khi so sánh các phương pháp tạo phôi thép thanh tròn đặc, được sản xuất và bán rộng rãi trên thị trường. Khi chọn phôi phải chú ý đảm bảo kích thước và chất lượng bề mặt chọn phôi gần chi tiết thực để đảm bảo hao phí kim loại, giảm khối lượng gia công và các chi tiết khác.

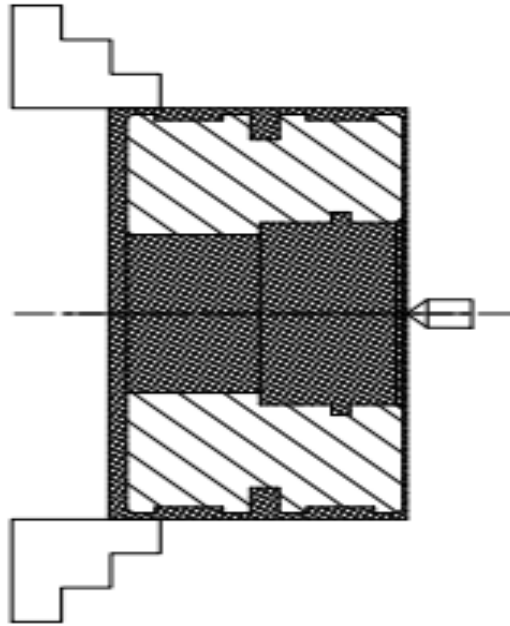


Hình 5.2: Phôi

5.3. Thiết kế quy trình công nghệ gia công piston

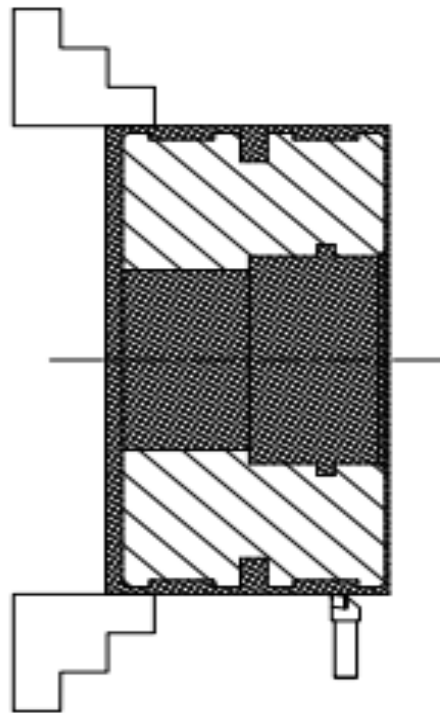
❖ **Nguyên công 1:** Rà tâm, tiện lượn và xén mặt đáy:

- Định vị: Chuẩn định vị là mặt trụ ngoài.
- Kẹp chặt: Trên mâm gá sau đó ga lên mâm cặp 4 chấu và điều chỉnh sau khi đã rà tâm.
- Bước 1: Rà tâm và điều chỉnh tâm phôi:



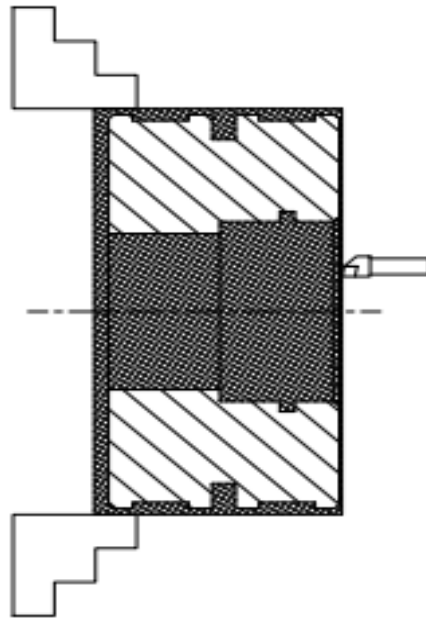
Hình 5.3: Sơ đồ định vị kẹp chặt bước ra tâm

- Bước 2: Tiện lướ:



Hình 5.4: Sơ đồ định vị, kẹp chặt bước tiện lướ

- Bước 3: Xén mặt đáy:

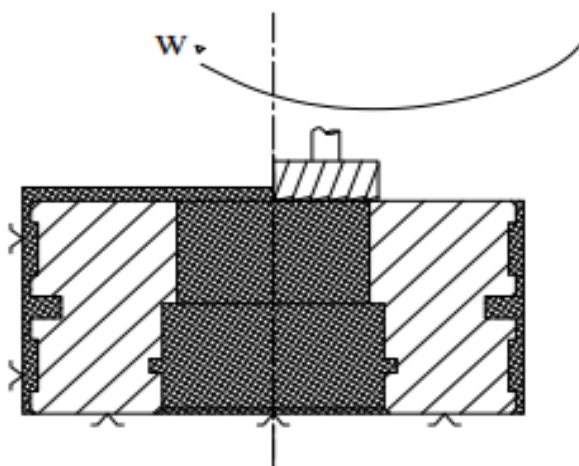


Hình 5.5: Sơ đồ định vị, kẹp chặt bước xén mặt đáy

Độ chính xác 11, $Ra = 3,2$

❖ **Nguyên công 2:** Phay mặt đầu:

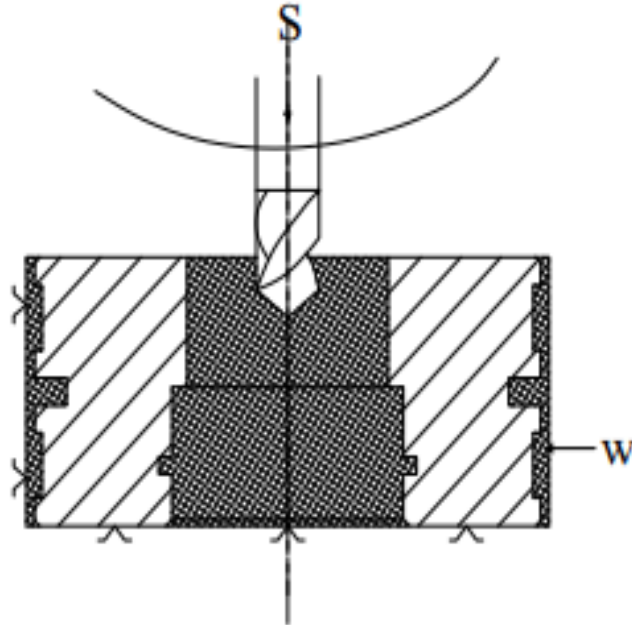
- Định vị: Dùng 3 chốt ti định vị lên mặt đáy, khống chế 3 bậc tự do. Dùng khối V ngăn định vị 2 bậc tự do còn lại.
- Kẹp chặt: Chi tiết kẹp chặt bằng miếng kẹp để kẹp chặt chi tiết hướng của lực từ trái sang phải vuông góc với bề mặt chi tiết.
- Phay thô mặt đầu đạt độ chính xác 12, $Ra = 3,2$.



Hình 5.6: Sơ đồ định vị, kẹp chặt nguyên công phay mặt đầu

❖ Nguyên công 3: Khoan lỗ $\varnothing 39$ (mm)

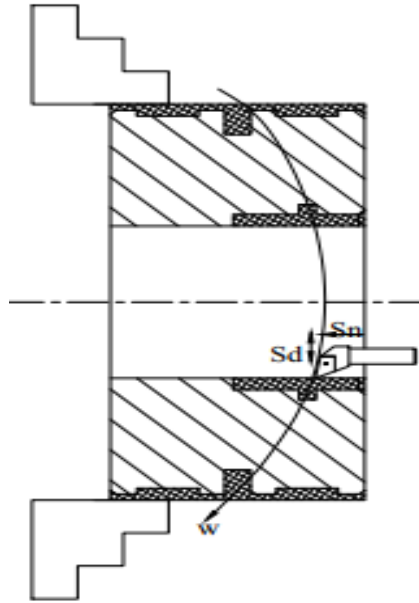
- Định vị: Dùng 3 chốt tì định vị lên mặt đáy không chế 3 bậc tự do. Dùng khối V ngăn định vị 2 bậc tự do còn lại.
- Kẹp chặt: Chi tiết kẹp chặt bằng miếng kẹp, hướng của lực từ trái qua phải vuông góc với bề mặt chi tiết.
- Độ chính xác 11.



Hình 5.7: Sơ đồ định vị, kẹp chặt nguyên công khoan lỗ $\varnothing 39$ mm

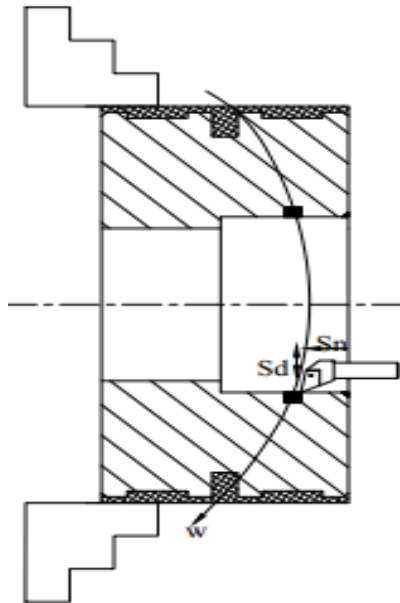
❖ Nguyên công 4: Tiện lỗ $\varnothing 66$ (mm):

- Định vị: Chuẩn định vị là mặt ngoài trụ ngoài.
- Kẹp chặt: Chi tiết được kẹp chặt trên mâm gá sau đó gá lên mâm cặp 3 châu tự định tâm hạn chế 5 bậc tự do.
 - Bước 1: Tiện thô lỗ $\varnothing 66$ (mm):
- Độ chính xác 11, $Ra = 3,2$



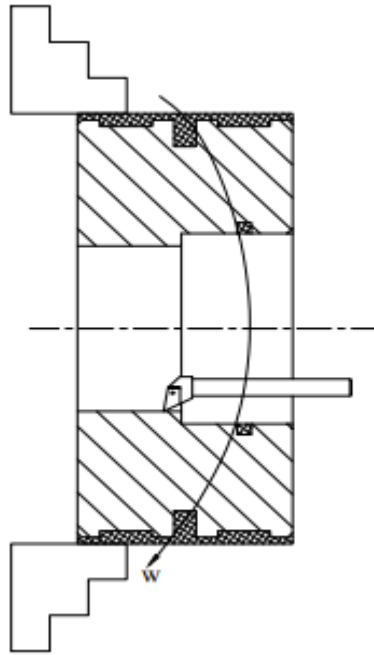
Hình 5.8: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện thô lỗ $\varnothing 66$ mm

- Bước 2: Tiện thô lỗ $\varnothing 76$ (mm):
- Độ chính xác 11, $Ra = 3,2$.



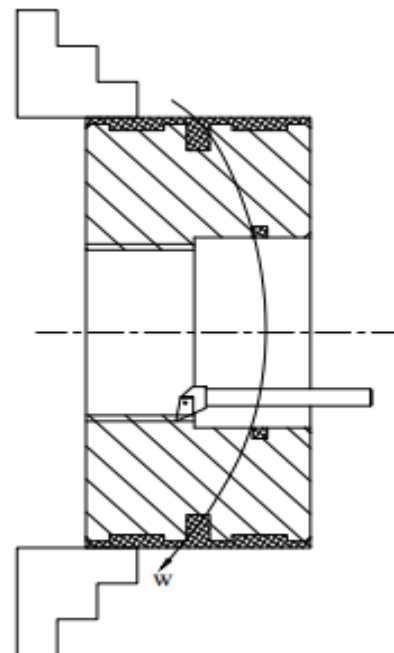
Hình 5.9: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện thô lỗ $\varnothing 76$ (mm)

- Bước 3: Tiện tinh lỗ trụ bậc $\varnothing 66$ (mm) và $\varnothing 76$ (mm):
- Độ chính xác 8, $Ra = 1,5$.



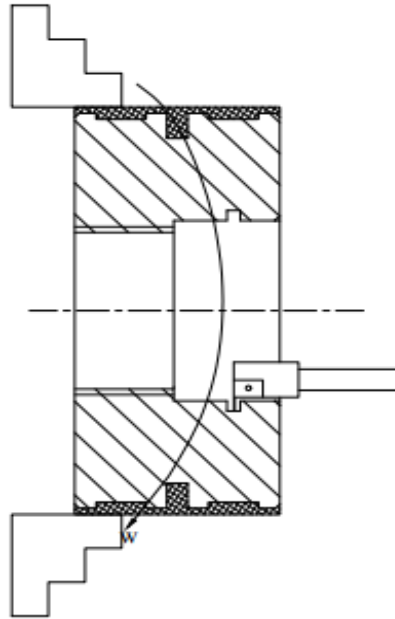
Hình 5.10: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện tinh lỗ trụ bậc

- Bước 4: Tiện ren M68x3:
- Độ chính xác 8.



Hình 5.11: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện ren M68x3

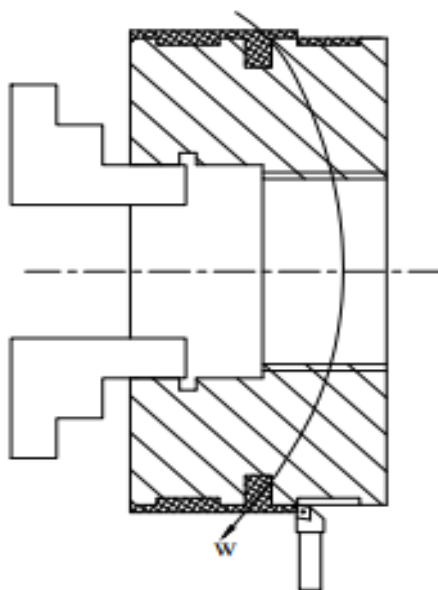
- Bước 5: Tiện rãnh gioăng chỉ $\varnothing 84$ (mm)
- Độ chính xác 8, $Ra = 1,5$



Hình 5.12: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện rãnh $\varnothing 84\text{ mm}$

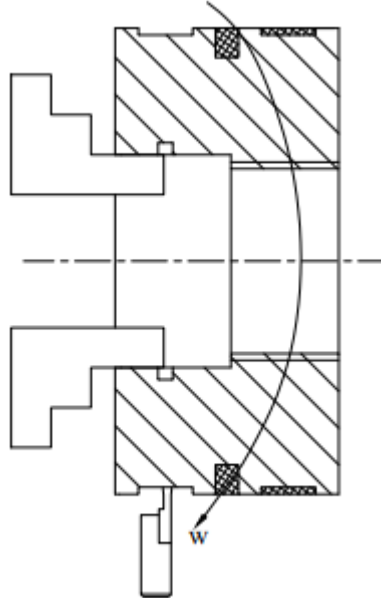
❖ **Nguyên công 5:** Đảo đầu kẹp bằng mâm kẹp 3 chấu tiện mặt trụ ngoài, các rãnh lắp gioăng phốt, dẫn hướng.

- Định vị: chuẩn định vị là mặt trụ trong.
- Kẹp chặt: chi tiết được kẹp chặt trên mâm gá sau đó gá lên mâm cặp 3 chấu tự định tâm hạn chế 5 bậc tự do.
 - Bước 1: Tiện thô mặt trụ ngoài $\varnothing 159,8\text{ (mm)}$:
- Độ chính xác 11, $Ra = 1,5$



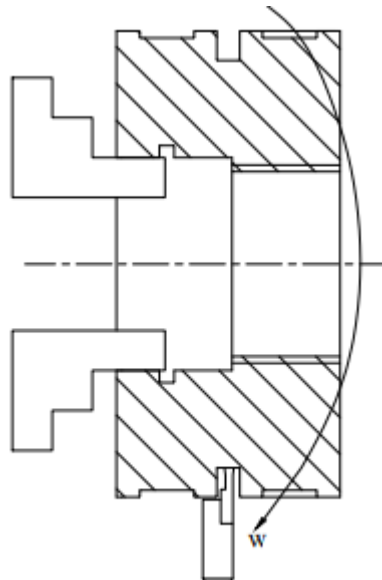
Hình 5.13: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện thô mặt trụ $\varnothing 159,8\text{mm}$

- Bước 2: Tiện thô 2 rãnh lắp dẫn hướng $\varnothing 153,8$ (mm):
- Độ chính xác 11, $Ra = 1,5$.



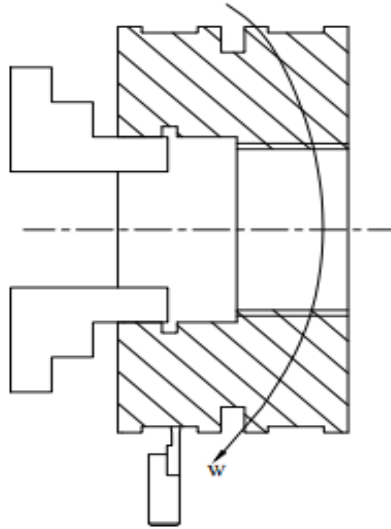
Hình 5.14: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện thô rãnh $\varnothing 153,8$ mm

- Bước 3: Tiện thô rãnh phốt $\varnothing 144$ (mm):
- Độ chính xác 11, $Ra = 1,5$



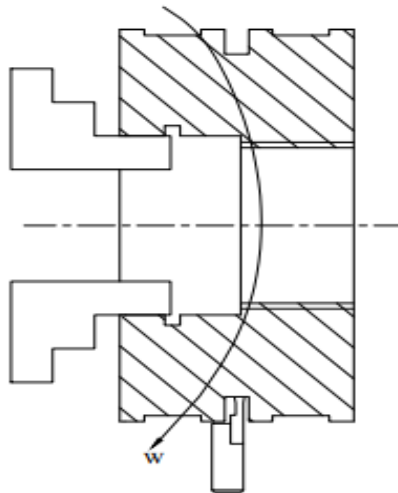
Hình 5.15: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện thô rãnh $\varnothing 144$ mm

- Bước 4: Tiện tính 2 dẫn hướng $\varnothing 154$ (mm):
- Độ chính xác 8, $Ra = 1,5$.



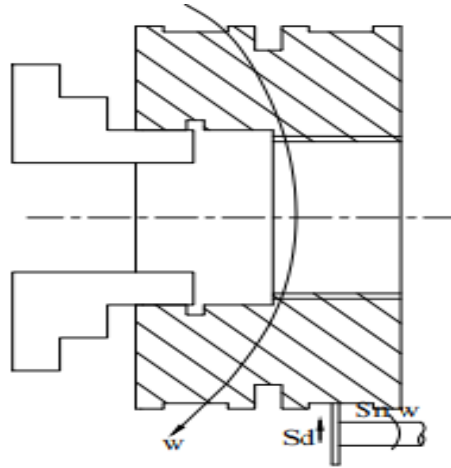
Hình 5.16: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện tinh rãnh $\varnothing 154$ mm

- Bước 6: Tiện tinh rãnh phốt $\varnothing 144$ (mm):
- Độ chính xác 8, $Ra = 1,6$.



Hình 5.17: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi tiện tinh rãnh $\varnothing 144$ mm

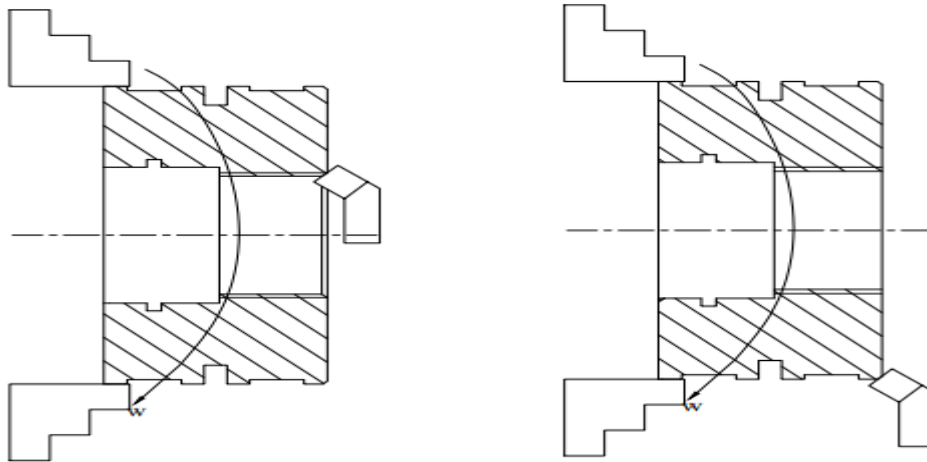
- Bước 7: mài tính 2 dẫn hướng $\varnothing 154$, và rãnh phốt $\varnothing 144$ (mm):
- Độ chính xác 8, $Ra = 0,8$



Hình 5.18: Sơ đồ định vị, kẹp chặt khi mài tinh rãnh $\Theta 154\text{ mm}$

❖ **Nguyên công 7: Vát góc**

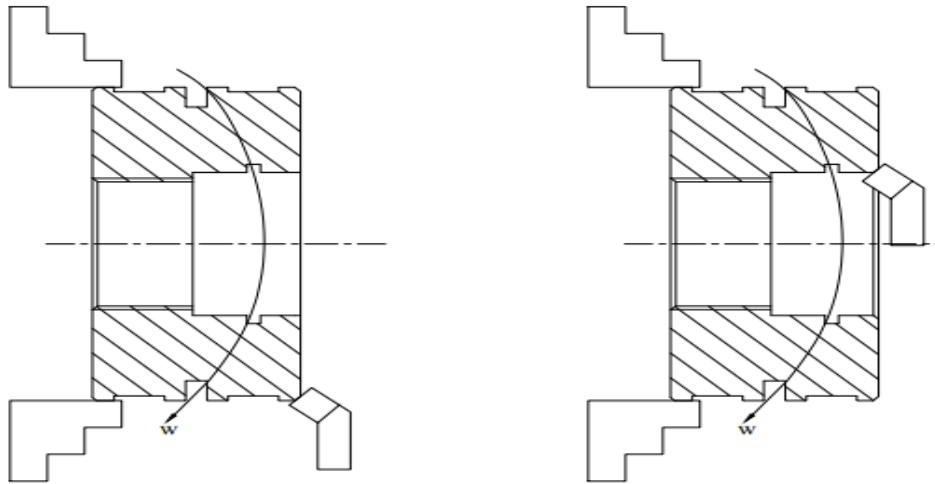
- Định vị: Chuẩn định vị là mặt trụ ngoài.
- Kẹp chặt: Chi tiết được kẹp chặt trên mâm gá sau đó gá lên mâm cặp 3 châu tự định tâm hạn chế 5 bậc tự do.
- Độ chính xác 12, $Ra = 3,2$.



Hình 5.19: Sơ đồ định vị và kẹp chặt khi vát góc

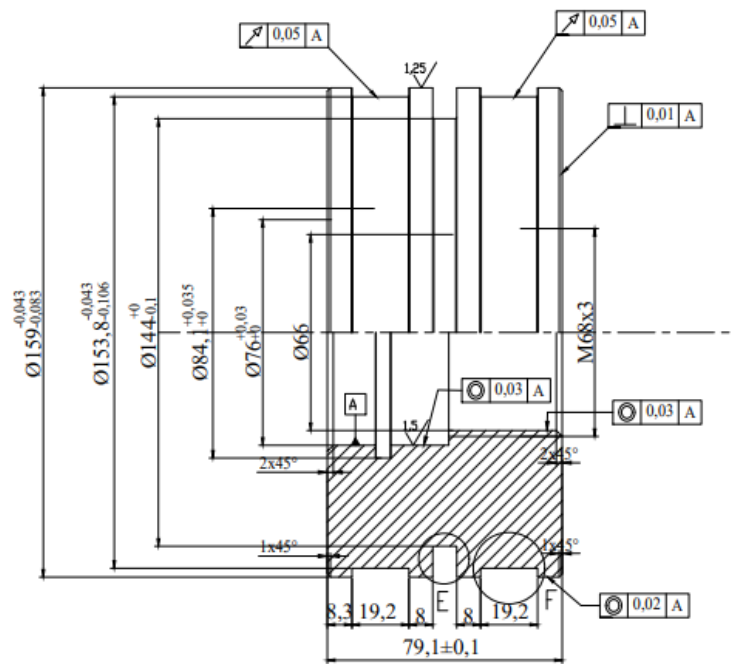
❖ **Nguyên công 8: đảo đầu vát góc cạnh còn lại**

- Định vị: chuẩn định vị là mặt trụ ngoài
- Kẹp chặt: chi tiết được kẹp chặt trên mâm gá sau đó gá lên mâm cặp 3 châu tự định tâm hạn chế 5 bậc tự do.
- Độ chính xác 12, $Ra = 3,2$.



Hình 5.20: Sơ đồ định vị và kẹp chặt khi vát góc

❖ Nguyên công 9: Kiểm tra



Hình 5.21: Nguyên công kiểm tra

Quả piston sau khi đã gia công bề xong được kiểm tra kích thước, hình dạng hình học, độ chính xác tương quan giữa các bề mặt, độ nhám bề mặt... Dùng các thước cặp, đồng hồ đo... để kiểm tra trước khi lắp ráp.

KẾT LUẬN

Sau hơn bốn tháng làm Đồ án tốt nghiệp, em đã hoàn thành Đồ án này với sự hướng dẫn, chỉ bảo tận tình của TS. Trương Văn Thuận. Mặc dù đã cố gắng hết sức, nhưng do chưa có nhiều kinh nghiệm thực tế nên đồ án này vẫn còn nhiều thiếu sót. Em rất mong nhận được những ý kiến đóng góp của các thầy cô để đồ án này có thể được hoàn thiện và có tính thực tiễn cao hơn.

Em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến các thầy cô trong bộ môn Máy và tự động hóa thủy khí đã giúp đỡ và tạo điều kiện cho em để em hoàn thành Đồ án này.

Em cũng xin được cảm ơn TS. Trương Văn Thuận đã nhiệt tình giúp đỡ, chỉ bảo cho em trong suốt thời gian làm Đồ án.

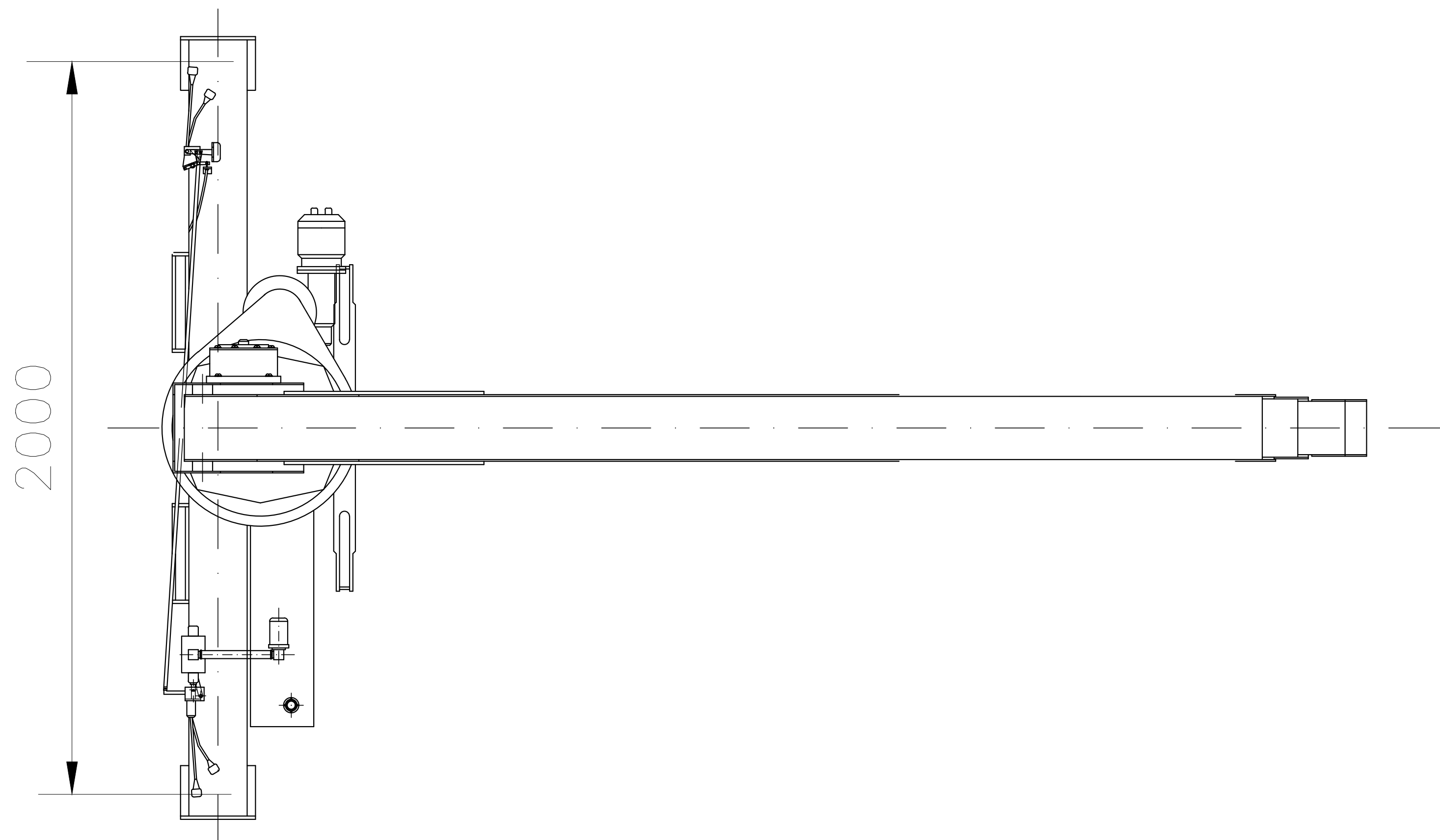
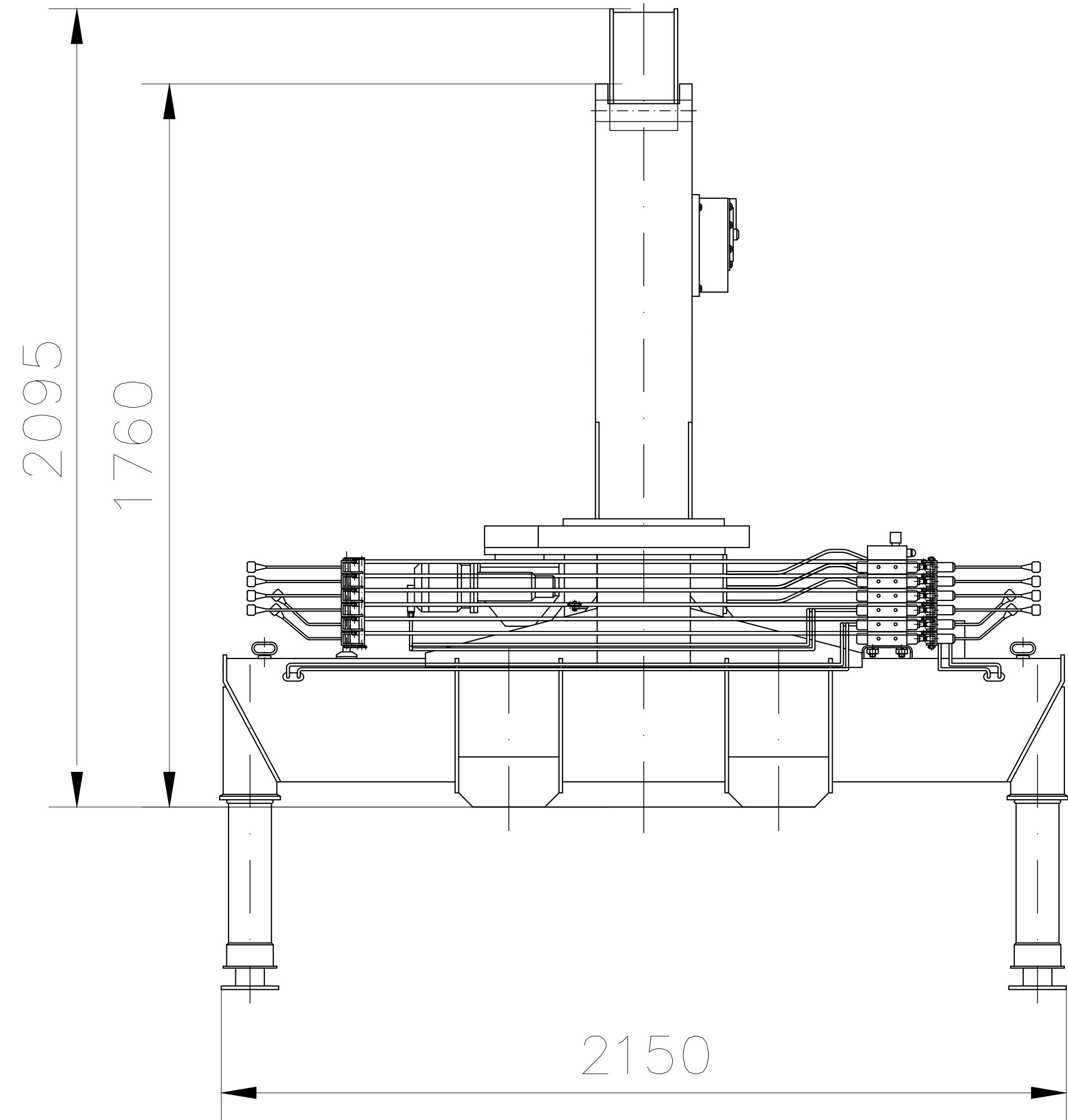
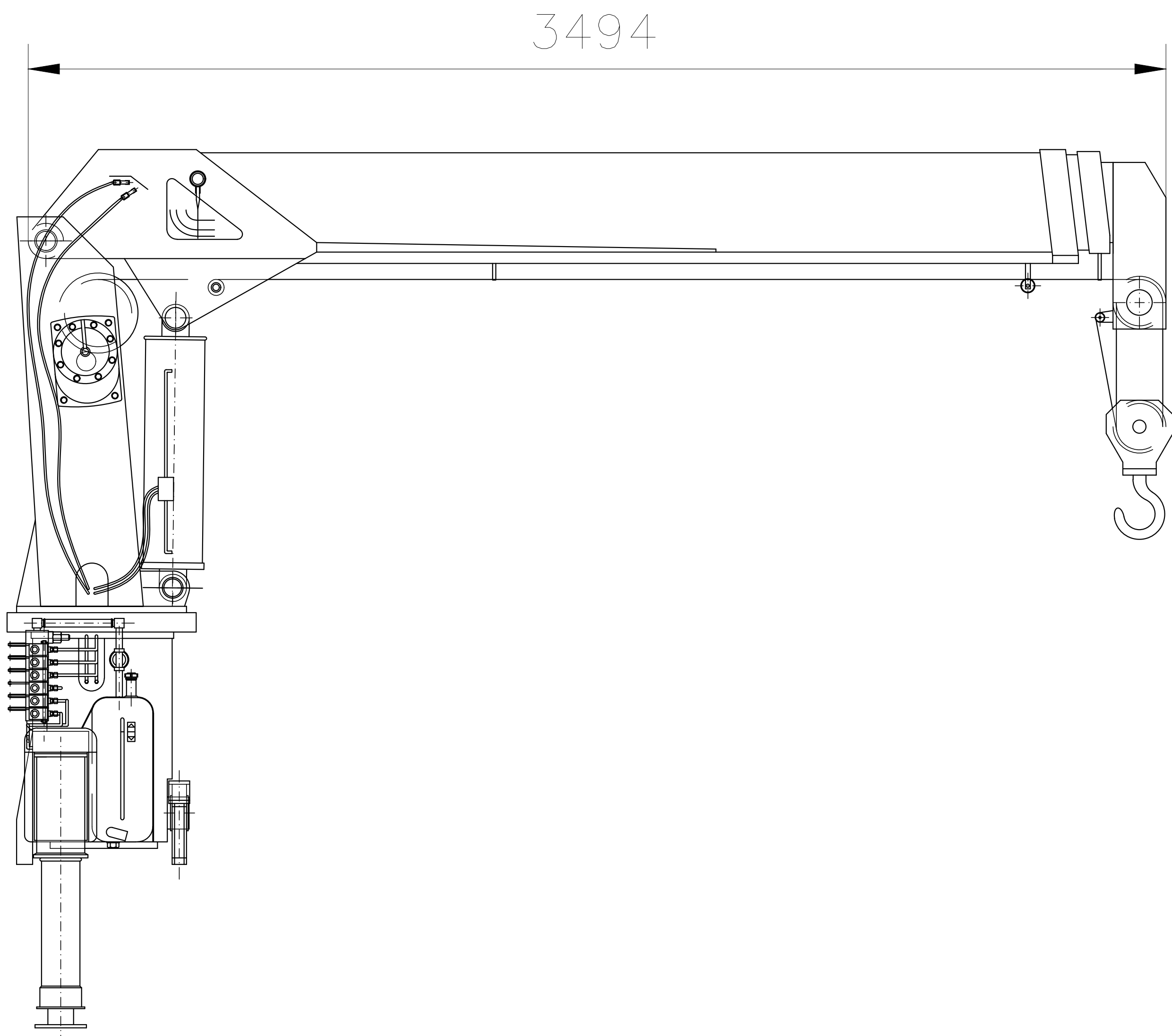
Hà Nội, ngày tháng năm 2023

Sinh viên

Bùi Huỳnh Điệp

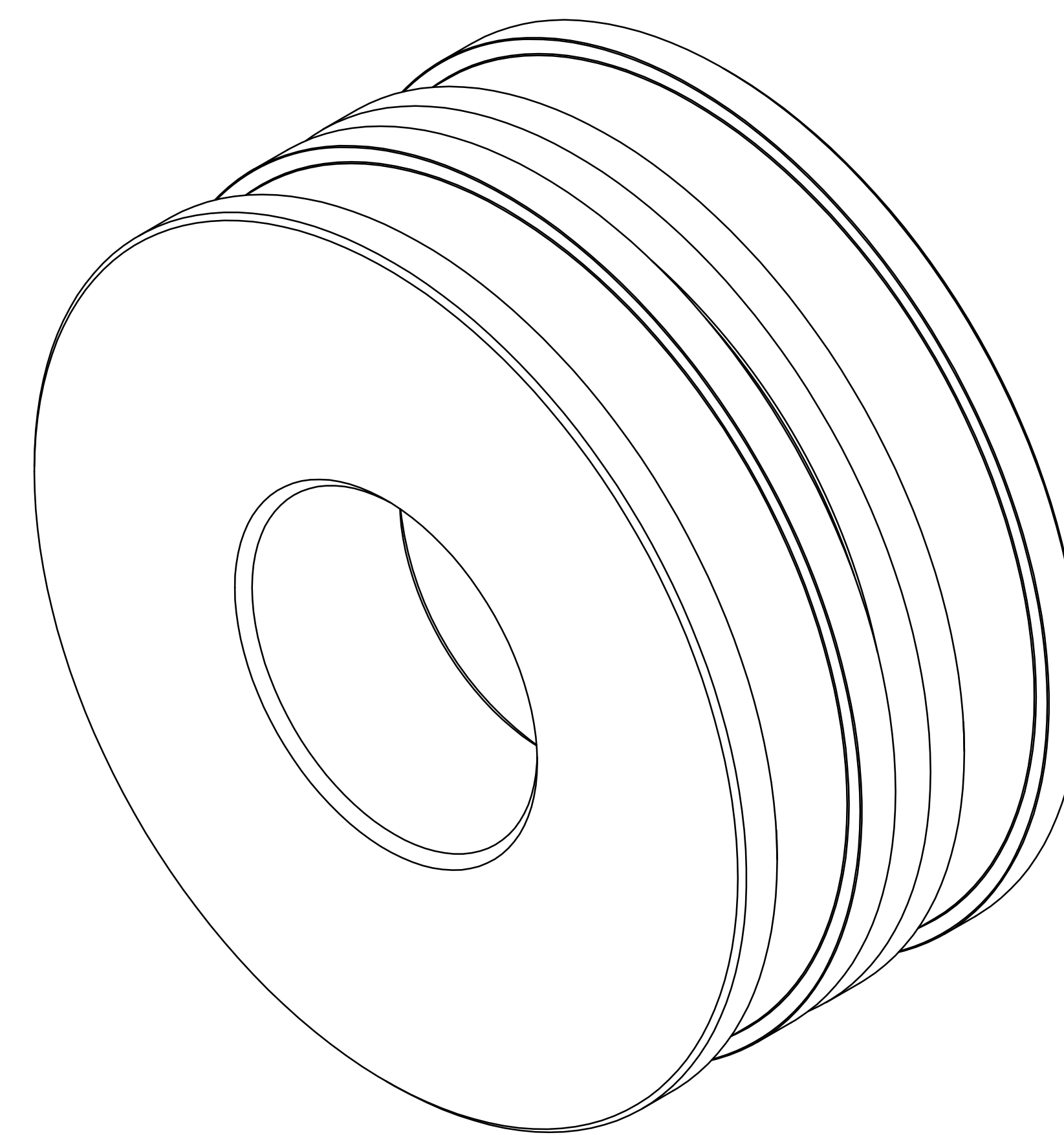
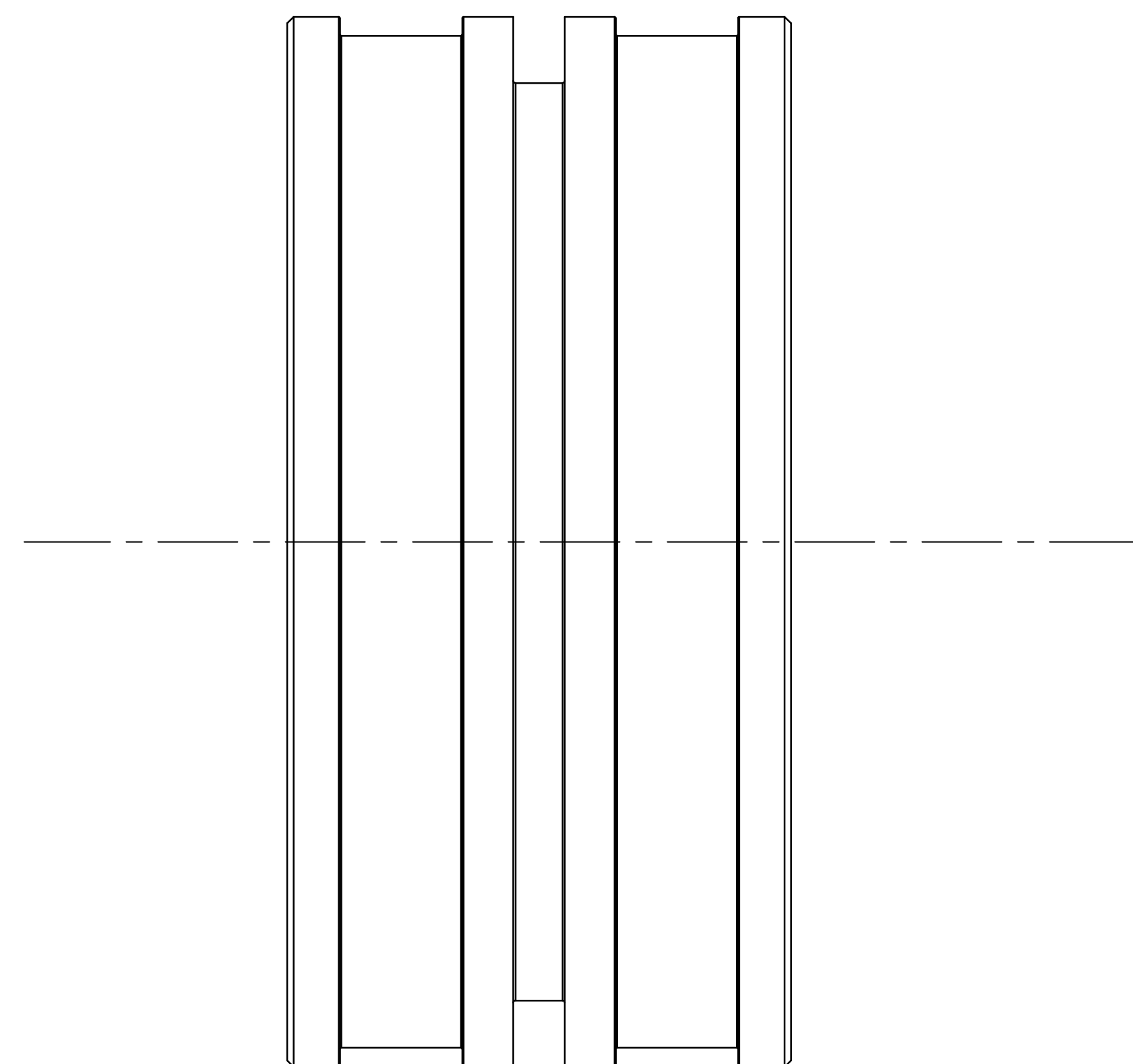
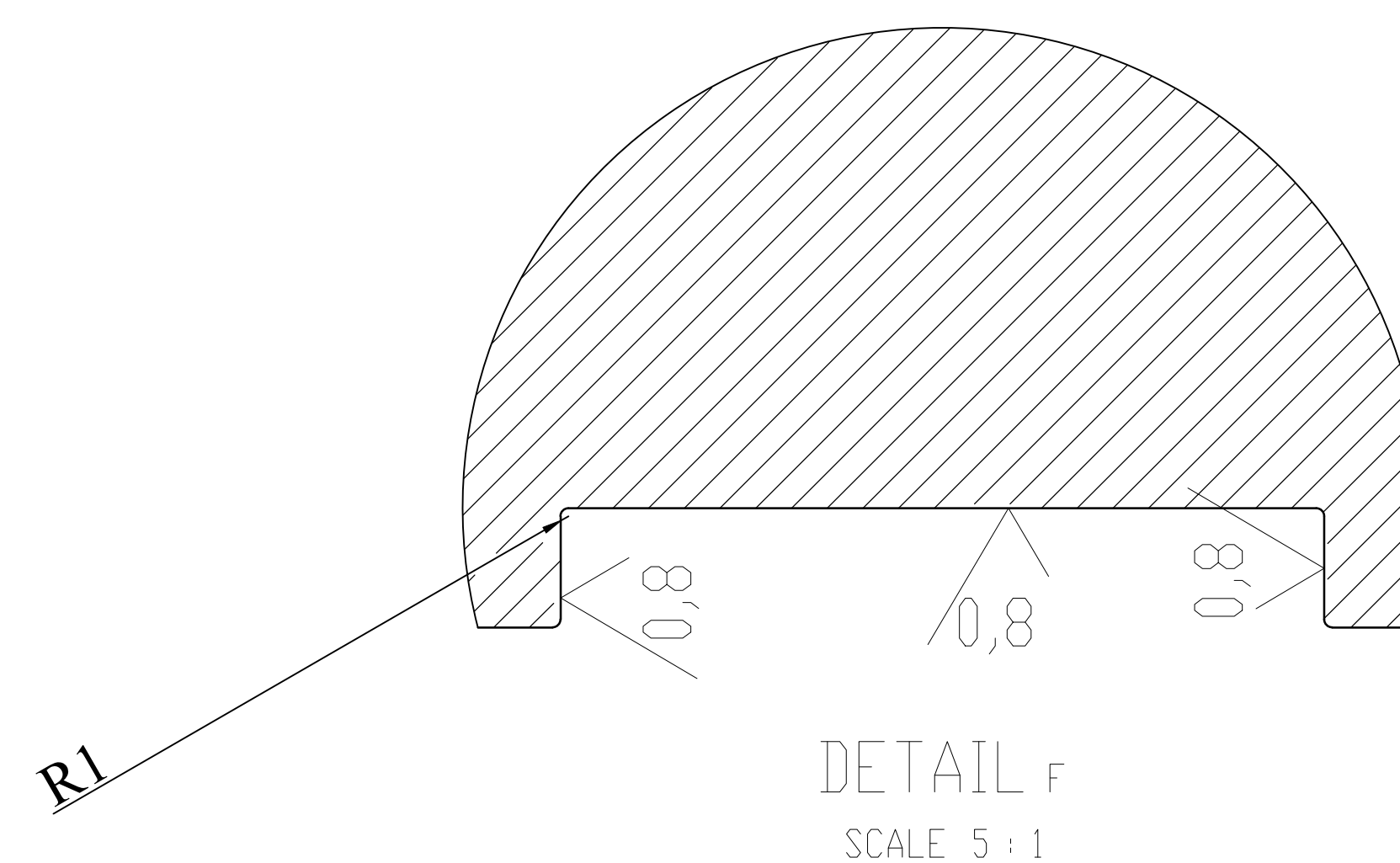
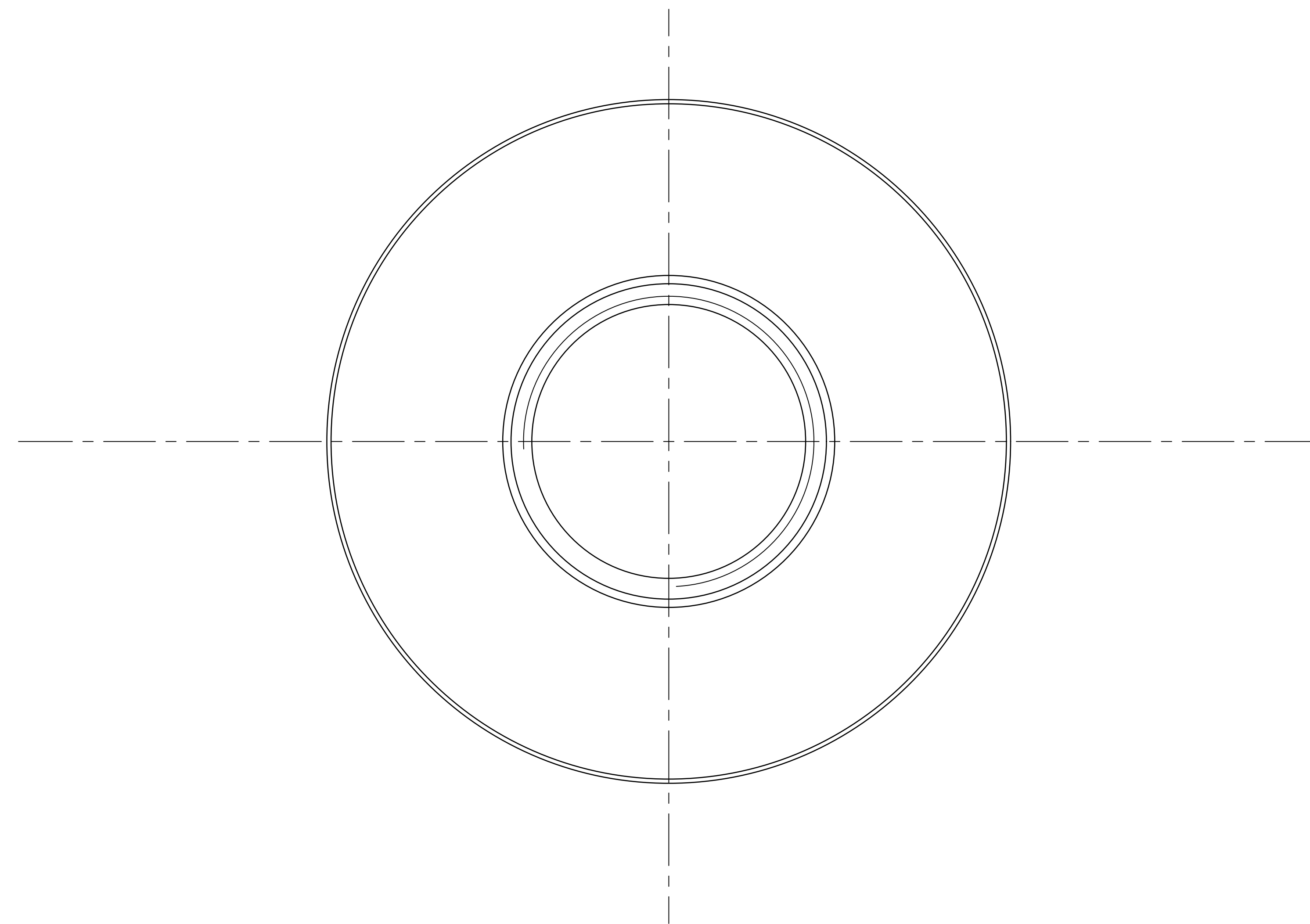
TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. PGS.TS Ngô Sỹ Lộc – GS.TS Lê Danh Liên, Truyền động thủy lực thể tích, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật 2004.
- [2]. Ninh Đức Tồn, Dung sai Lắp ghép
- [3]. Sách truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy - Trần Doãn Đình
- [4]. Trelleborg, Catalogue hydraulic – seal, o-ring
- [5]. Catalogue của hãng Yuken
- [6]. Catalogue của hãng Aeroquip
- [7]. Catalogue của hãng DUPLOMATIC
- [8]. Catalogue của hãng Rexroth
- [9]. Catalogue của hãng Parker
- [10]. Catalogue của hãng Vihiem
- [11]. Trang web amech.net
- [12]. Trang web tailieu123.doc
- [13]. Trang web khobanve.vn
- [14]. Trang web xehino.com
- [15]. Trang web isuzu.jp.com
- [16]. Một số trang mạng khác



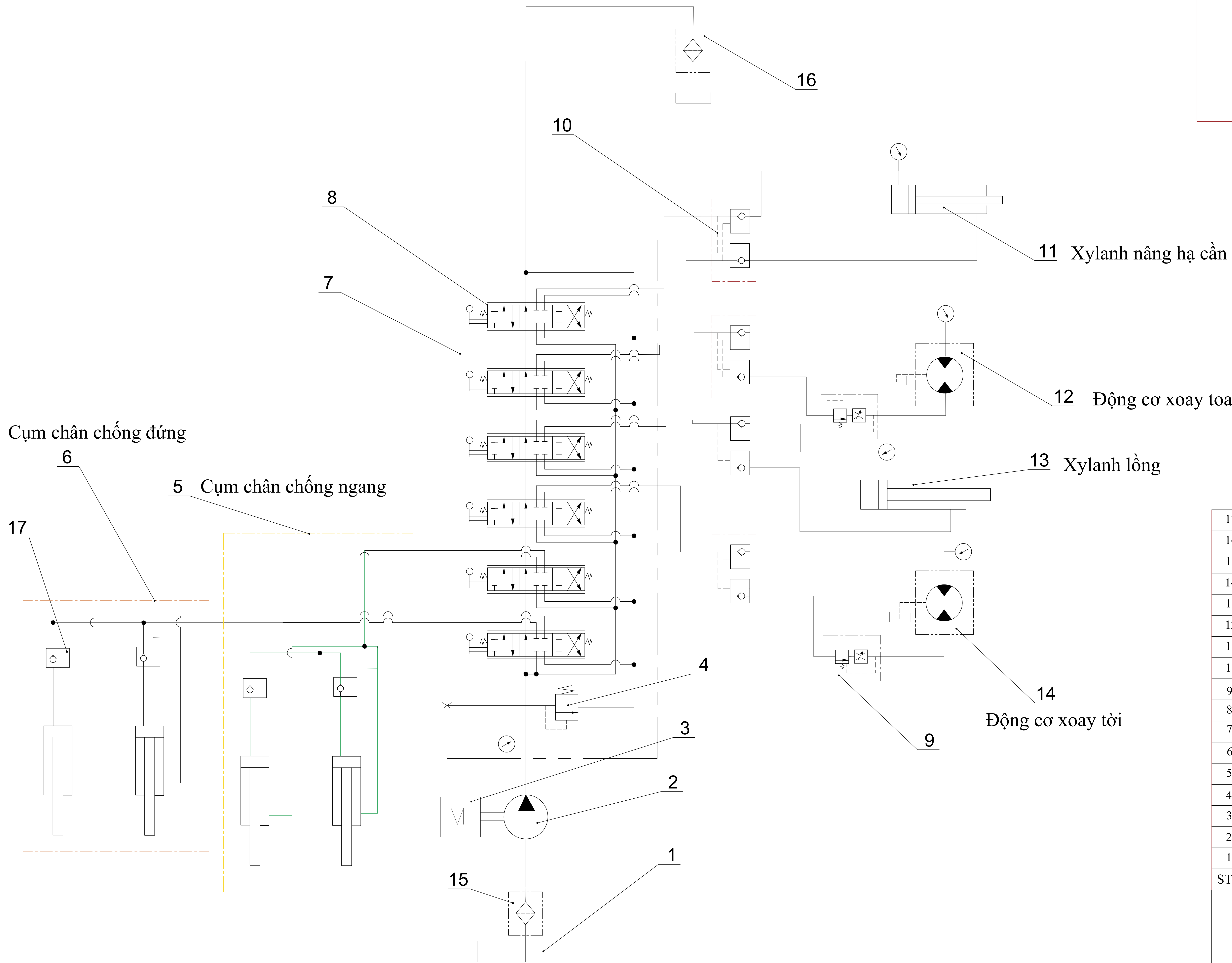
ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chức năng	Họ và tên	Chữ kí	Ngày	BẢN VẼ BỘ PHẬN CẦU	Tỉ lệ:	
Người vẽ	Bùi Huỳnh Điệp				Tờ:	
Chức năng	TS. Trương Văn Thuận				Đại học Bách Khoa HN Trường Cơ Khí Lớp CKDL 01 - K63	
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Sinh Trường					



Chức năng	Họ và tên	Chữ kí	Ngày	<div style="text-align: center;"> BẢN VẼ CHẾ TẠO QUẢ PISTON </div>	Tỉ lệ: 1:1	Khối lượng :
Người vẽ	Bùi Huỳnh Điệp				Tờ:	Số tờ: 1
GVHD	TS. Trương Văn Thuận				<div style="text-align: center;"> Đại học Bách Khoa HN Trường Cơ Lớp CKĐL 01 - K63 </div>	
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Sinh Trường					

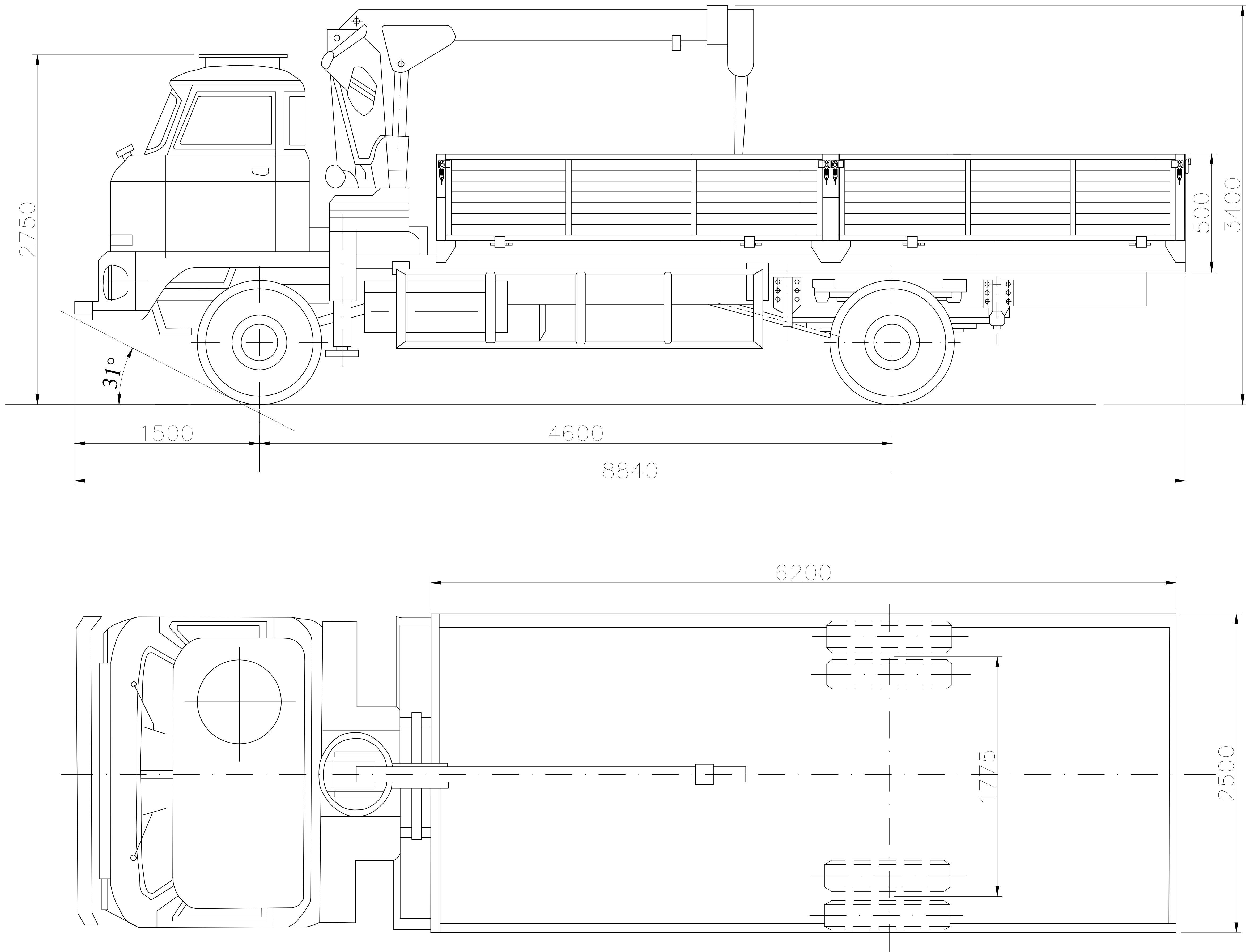
Thông số kỹ thuật
Lưu lượng: Q =100,83 (l/ph)
Áp suất làm việc max: P=15,5 (Mpa)



17	Van một chiều có điều khiển	4	
16	Lọc hồi	1	
15	Lọc hút	1	
14	Động cơ xoay toà	1	
13	Xylanh lồng	1	
12	Động cơ xoay toa	1	
11	Xylanh nâng hạ cần	1	
10	Cụm van 1 chiều có điều khiển	4	
9	Bộ ổn tốc	2	
8	Van phân phối 4/3 điều khiển tay	6	
7	Cụm van điều khiển	1	
6	Cụm chân chống đứng	1	
5	Cụm chân chống ngang	1	
4	Van an toàn	1	
3	Động cơ	1	
2	Bơm dầu	1	
1	Bể dầu	1	
STT	Tên gọi	SL	Ghi chú

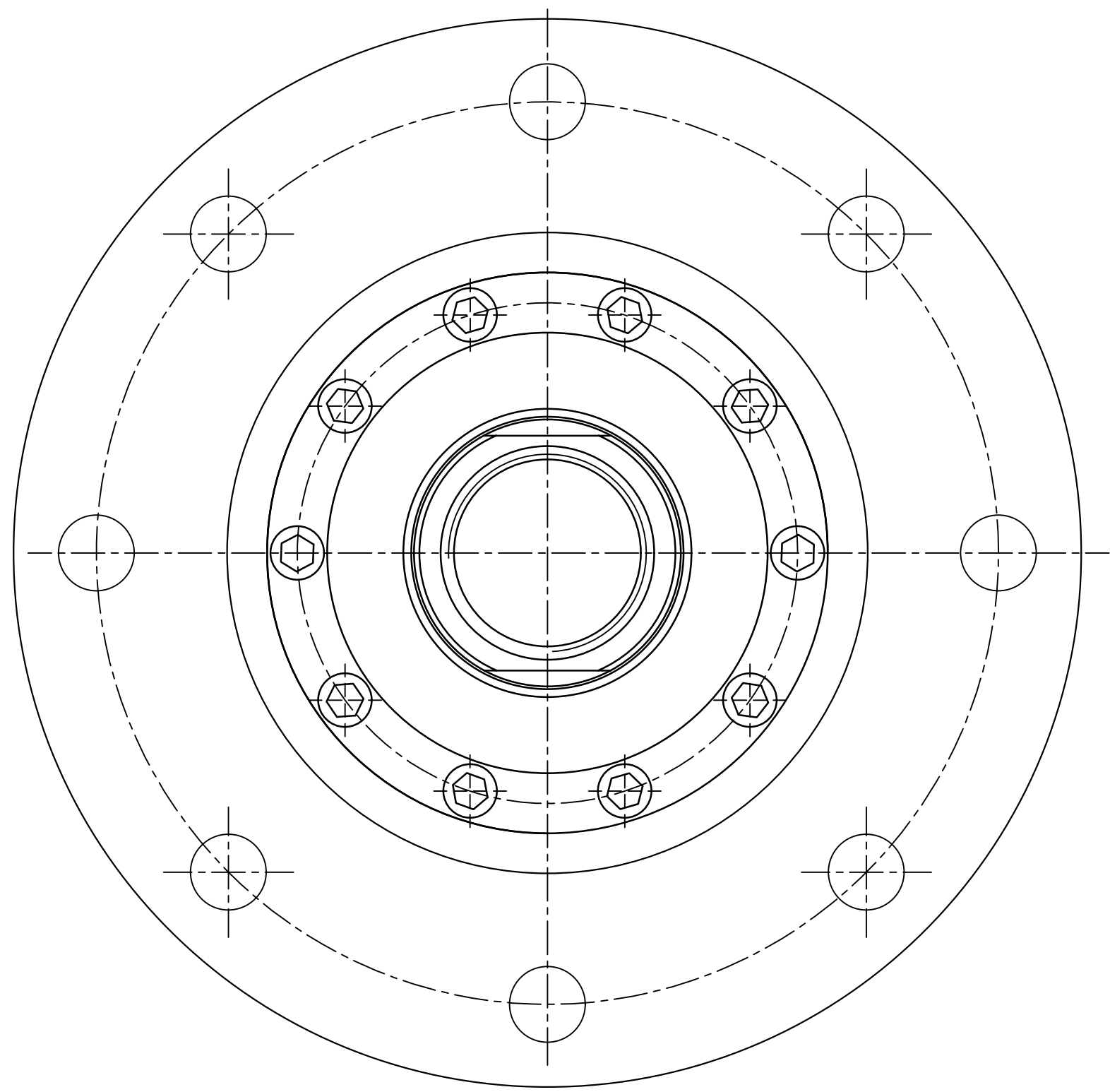
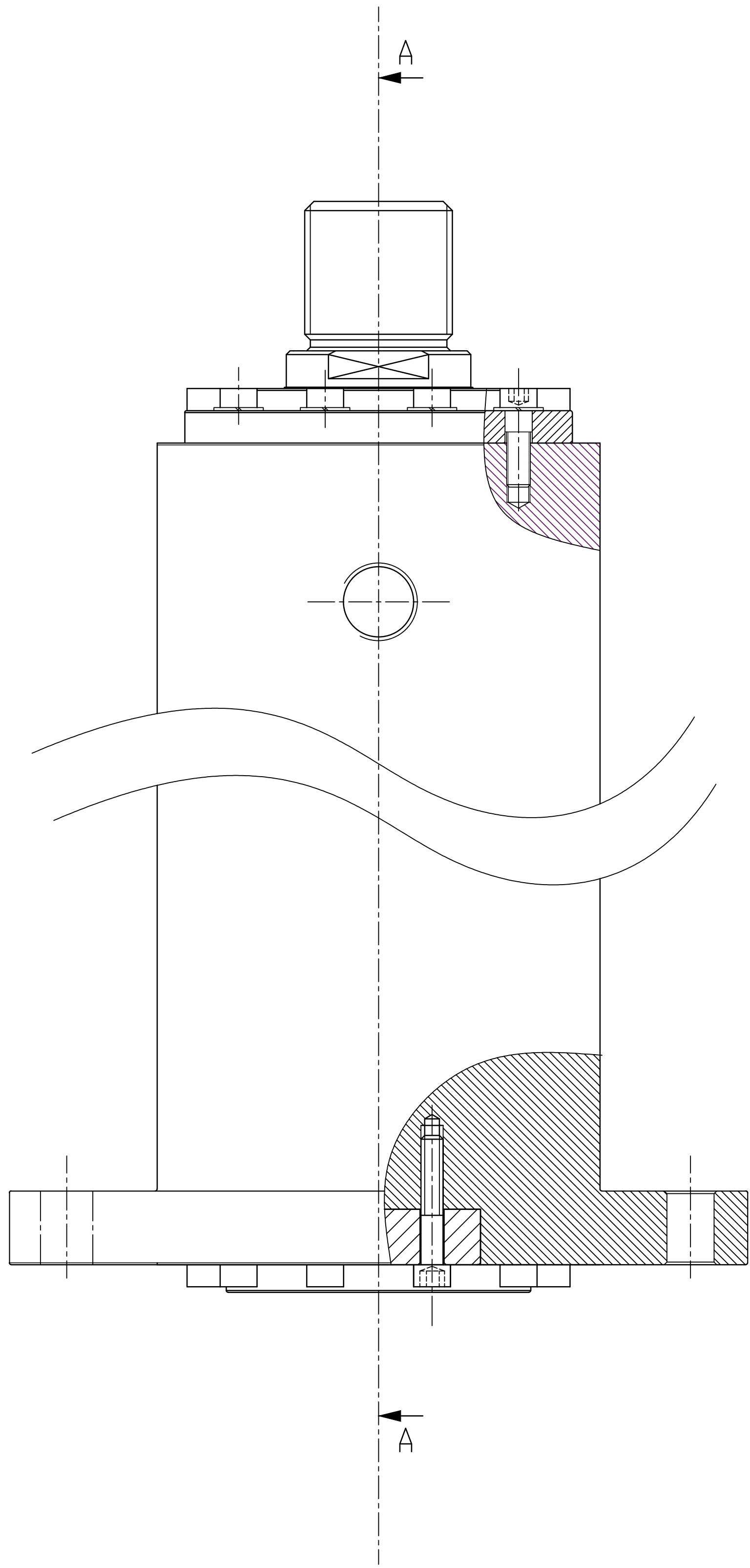
ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chức năng	Họ và tên	Chữ kí	Ngày	BẢN VẼ MẠCH THỦY LỰC	Tỉ lệ:	
Người vẽ	Bùi Huỳnh Điệp				Tờ:	
Chức năng	TS. Trương Văn Thuận				Đại học Bách Khoa HN Trường Cơ Khí Lớp CKDL 01 - K63	
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Sinh Trường					

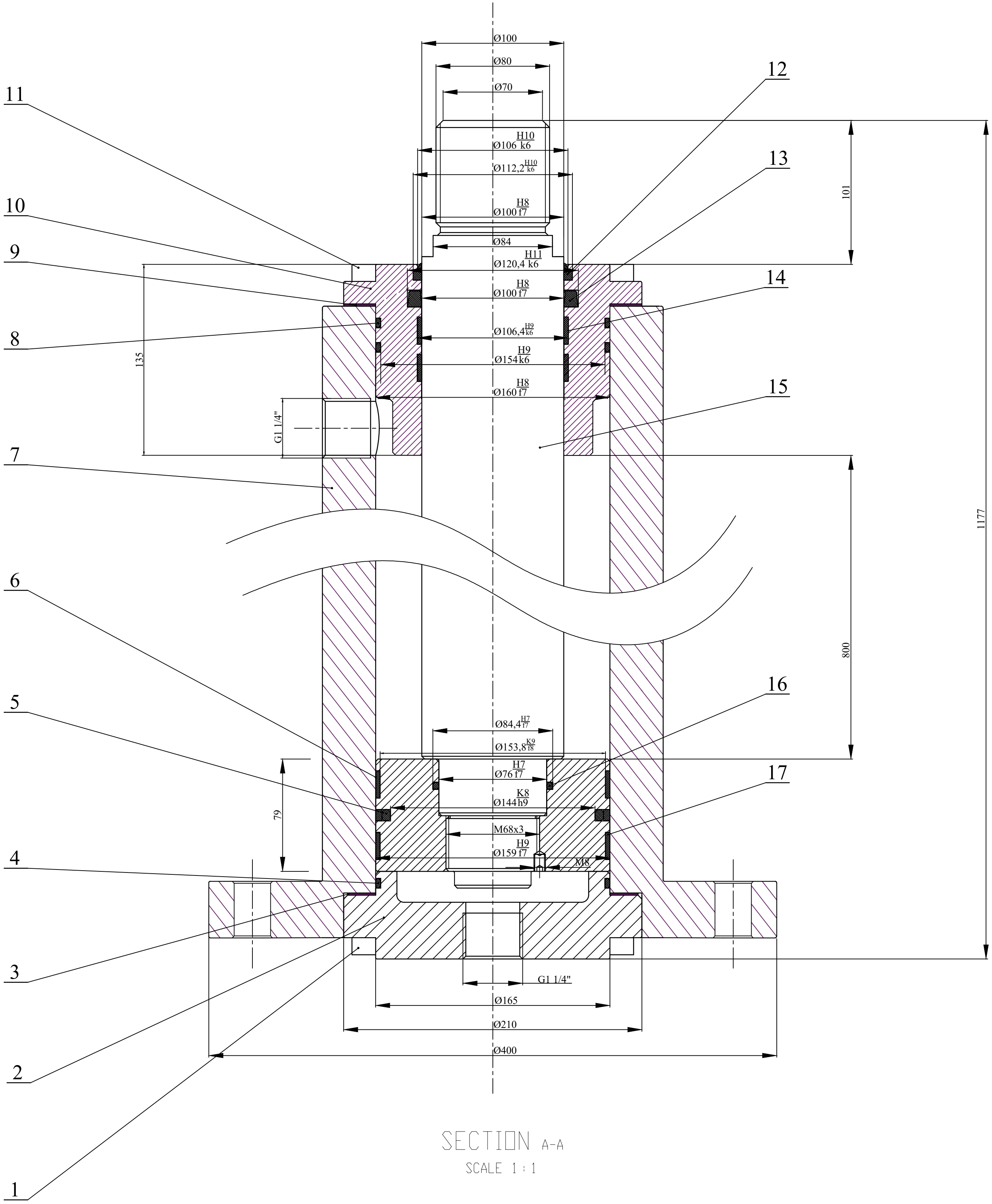


ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chức năng	Họ và tên	Chữ kí	Ngày	BẢN VẼ XE CẦN CẦU	Ti lệ:	
Người vẽ	Bùi Huỳnh Điệp				Tờ:	
Chức năng	TS. Trương Văn Thuận				Đại học Bách Khoa HN Trường Cơ Khí Lớp CKDL 01 - K63	
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Sinh Trường					



Thông số Xy lanh	
Áp suất làm việc	250 bar
Đường kính trong ống Xy lanh	160mm
Đường kính cần Piston	100mm



17	Vít trí M8	1	INOX	
16	Gioăng chỉ cần piston	1	Neoperane	
15	Cần Xy lanh	1	Thép 42CrMo4	
14	Dẫn hướng cần	2	Q5038	
13	Phốt làm kín cần	1	Cao su NBR	
12	Phốt gạt bụi cần	1	Cao su NBR	
11	Bulong bắt nắp trên M12	10	Thép CT3	
10	Nắp trên Xy lanh	1	Thép CT3	
9	Đệm nắp trên	1	Neoperane	
8	Gioăng chỉ nắp trên	2	Untrathan P5008	
7	Thân xy lanh	1	Thép C45	
6	Dẫn hướng quả piston	2	Q5038	
5	Phốt làm kín quả piston	1	Cao su NBR	
4	Gioăng chỉ nắp dưới	2	Neoperane	
3	Đệm nắp dưới	1	Neoperane	
2	Nắp dưới xy lanh	1	Thép CT3	
1	Bulong bắt nắp dưới M12	10	Thép CT3	
STT	Tên gọi	Số lượng	Vật liệu	Ghi chú

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Chức năng	Họ và tên	Chữ kí	Ngày	BẢN VẼ LẮP XY LANH	Tỉ lệ: 1:2	Khối lượng :
Người vẽ	Bùi Huỳnh Diệp				Tờ:	Số tờ:
GVHD	TS. Trương Văn Thuận				Đại học Bách Khoa HN Trường Cơ khí Lớp CKDL 01 - K63	
Duyệt	PGS.TS. Hoàng Sinh Trường					