

**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA MÔI TRƯỜNG**



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

CHUYÊN NGÀNH: QUẢN LÝ TÀI NGUYÊN VÀ MÔI TRƯỜNG

ĐỀ TÀI:

**THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÔNG GIÓ VÀ KIỂM
SOÁT Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ
CHO NHÀ MÁY CƠ KHÍ KU TẠI ĐÀ NẴNG**

Người hướng dẫn: **TS. NGUYỄN ĐÌNH HUẤN**

Sinh viên thực hiện: **LÊ LƯU KIỀU UYÊN**

Số thẻ sinh viên: **117210099**

Lớp: **21QLMT**

Đà Nẵng, 4/2025

TÓM TẮT

Họ và tên sinh viên : Lê Lưu Kiều Uyên Số thẻ sinh viên: 117210099

Lớp: 21QLMT Khoa: Môi trường Ngành: Quản lý Tài nguyên & Môi trường

1. Tên đề án: Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy cơ khí KU tại Đà Nẵng.

2. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Mặt bằng và các thiết bị máy móc trong nhà máy
- Các số liệu về hoạt động sản xuất
- Các thông số kỹ thuật liên quan

3. Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

Nội dung 1: Thiết kế hệ thống thông gió trong nhà

- Tính toán nhiệt thừa
- Tính thủy lực hệ thống thông gió
- Thiết kế hệ thống đường ống và thiết bị thông gió

Nội dung 2: Xử lý khí thải

- Tính sản phẩm cháy
- Mô phỏng khuếch tán ô nhiễm không khí từ ống khói

Nội dung 3: Kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí

- Tính hiệu suất cần xử lý để đảm bảo QCVN
- Thiết kế hệ thống xử lý khí theo hiệu suất tính toán

4. Tính khả thi của đề tài:

- Giải quyết được lượng nhiệt thừa sinh ra trong quá trình sản xuất, loại trừ được hơi, khí độc và bụi trong phân xưởng, đảm bảo yêu cầu vệ sinh phân xưởng. Mặt khác, cải thiện môi trường làm việc, nâng cao hiệu quả công việc và chất lượng sản phẩm. Xử lý lượng khí thải phát sinh từ quá trình đốt nhiên liệu.

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ và tên sinh viên : Lê Lưu Kiều Uyên Số thẻ sinh viên: 117210099

Lớp: 21QLMT Khoa: Môi trường Ngành: Quản lý Tài nguyên & Môi trường

1. Tên đồ án: Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy cơ khí KU tại Đà Nẵng.

2. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Mặt bằng và các thiết bị máy móc trong nhà máy
- Các số liệu về hoạt động sản xuất
- Các thông số kỹ thuật liên quan

Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

Nội dung 1: Thiết kế hệ thống thông gió trong nhà

- Tính toán nhiệt thừa
- Tính thủy lực hệ thống thông gió
- Thiết kế hệ thống đường ống và thiết bị thông gió

Nội dung 2: Xử lý khí thải

- Tính sản phẩm cháy
- Mô phỏng khuếch tán ô nhiễm không khí từ ống khói

Nội dung 3: Kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí

- Tính hiệu suất cần xử lý để đảm bảo QCVN
- Thiết kế hệ thống xử lý khí theo hiệu suất tính toán

3. Các bản vẽ, đồ thị:

- Bản vẽ kỹ thuật: 5 - 6 bản A1
- Bảng biểu và sơ đồ: 1 - 2 bản A1

4. Họ tên người hướng dẫn: TS. Nguyễn Đình Huân

5. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 07/04/2025

6. Ngày hoàn thành đồ án: 06/06/2025

Trưởng Bộ môn



PGS.TS. Lê Phước Cường

Đà Nẵng, ngày 07 tháng 04 năm 2025

Người hướng dẫn



TS. Nguyễn Đình Huân

LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án tốt nghiệp là nhiệm vụ và là yêu cầu để sinh viên kết thúc khoá học trước khi tốt nghiệp ra trường, đồng thời nó cũng giúp cho sinh viên tổng kết được những kiến thức đã học trong suốt quá trình học tập cũng như phần nào xác định công việc mà mình sẽ làm trong tương lai.

Từ thực tế đó, em đã được giao đề tài “Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy cơ khí KU tại Đà Nẵng”.

Em xin chân thành cảm ơn tới toàn thể Thầy Cô trong khoa Môi trường – ngành Quản lý Tài nguyên và Môi trường, trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng đã tạo điều kiện cho em được học tập và nghiên cứu trong môi trường học tập khoa học và truyền đạt những kiến thức hay cho em trong những năm học vừa qua và điều đáng quý hơn đã tạo điều kiện thuận lợi để em thực hiện đề tài tốt nghiệp này.

Đặc biệt, em xin chân thành cảm ơn Thầy TS. Nguyễn Đình Huân đã tận tâm chỉ bảo, hướng dẫn, hỗ trợ em trong suốt thời gian thực hiện đề tài.

Do thời gian có hạn, trình độ chuyên môn chưa chuyên sâu, chưa trải nghiệm thực tế nên đồ án tốt nghiệp của em không tránh khỏi những thiếu sót, kính mong những lời đóng góp của các Thầy, Cô để đồ án được hoàn thiện hơn.

Cuối cùng, em xin chúc quý Thầy, Cô và gia đình dồi dào sức khỏe và thành công trong sự nghiệp cao quý.

Đà Nẵng, ngày ... tháng ... năm 2025

Sinh viên thực hiện

Lê Lư Kiều Uyên

CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan:

1. Những nội dung trong đề án này là do tôi thực hiện dưới sự hướng dẫn của TS. Nguyễn Đình Huấn
2. Mọi tham khảo sử dụng trong đề án đều là nguồn có thực và được trích dẫn trong phần tài liệu tham khảo.
3. Các số liệu tính toán sử dụng có nguồn gốc rõ ràng, đã công bố theo quy định.

Đà Nẵng, ngày ... tháng ... năm 2025

Sinh viên thực hiện

Lê Lưu Kiều Uyên

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	i
CAM ĐOAN.....	ii
DANH MỤC BẢNG.....	vii
DANH MỤC HÌNH.....	viii
CHƯƠNG 1 : GIỚI THIỆU CHUNG	1
1.1. Giới thiệu chung về Thành phố Đà Nẵng.....	1
1.1.1. Vị trí địa lý	1
1.1.2. Điều kiện tự nhiên	2
1.1.3. Điều kiện khí hậu	2
1.2. Tổng quan về khu công nghiệp cao tại Thành phố Đà Nẵng.....	3
1.3. Tổng quan về nhà máy cơ khí KU	4
1.3.1. Sơ lược về nhà máy cơ khí KU	4
1.3.2. Các vấn đề môi trường ở nhà máy	6
1.3.2.1. Nguồn phát sinh ra khí thải và các chất độc hại.....	6
1.3.2.2. Tác hại của các chất ô nhiễm có trong khí thải.....	6
1.3.3. Phương án đề xuất xử lý.....	7
CHƯƠNG 2 : TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÔNG GIÓ BÊN TRONG CÔNG TRÌNH CHO NHÀ MÁY CƠ KHÍ.....	8
2.1. Tra thông số tính toán bên ngoài và trong công trình	8
2.1.1. Thông số tính toán bên ngoài nhà	8
2.1.1.1. Nhiệt độ không khí	8
2.1.1.2. Độ ẩm không khí (Bảng 2.10 – [3]).....	8
2.1.1.3. Vận tốc gió (Bảng 2.16 – [3]).....	8
2.1.2. Thông số tính toán bên trong nhà.....	8

2.2.	Tính toán tổn thất nhiệt	9
2.2.1.	Tính tổn thất nhiệt qua kết cấu.....	9
2.2.1.1.	Chọn kết cấu bao che.....	9
2.2.1.2.	Hệ số truyền nhiệt.....	10
2.2.1.3.	Diện tích kết cấu bao che.....	11
2.2.2.	Tính tổn thất nhiệt bổ sung theo phương hướng.....	11
2.2.3.	Tổn thất nhiệt do rò gió.....	11
2.2.4.	Tính tổng tổn thất nhiệt.....	13
2.3.	Tính toán tỏa nhiệt	14
2.3.1.	Tỏa nhiệt do thấp sáng.....	14
2.3.2.	Tỏa nhiệt từ các máy móc động cơ dùng điện.....	14
2.3.3.	Tỏa nhiệt do người.....	15
2.3.4.	Tỏa nhiệt do lò nấu.....	15
2.3.4.1.	Nhiệt truyền qua thành lò.....	16
2.3.4.2.	Nhiệt truyền qua nóc lò.....	18
2.3.4.3.	Nhiệt truyền qua cửa lò.....	18
2.3.5.	Tỏa nhiệt do quá trình làm nguội sản phẩm.....	21
2.3.6.	Tổng nhiệt tỏa.....	22
2.4.	Thu nhiệt bức xạ mặt trời	22
2.4.1.	Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính (mùa hè).....	22
2.4.2.	Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua mái và tường.....	23
2.4.3.	Tổng nhiệt bức xạ mặt trời.....	25
2.5.	Tính toán nhiệt thừa bên trong công trình	25
2.6.	Tính toán nhiệt độ sau buồng phun ẩm	25
2.7.	Tính toán hút nhiệt các thiết bị tỏa nhiệt	26
2.7.1.	Hút nhiệt tại lò nấu.....	26
2.7.2.	Hút nhiệt tại khuôn đúc.....	27
2.8.	Tính toán lưu lượng thông gió	28
2.8.1.	Tính toán lưu lượng thông gió.....	28

2.8.2.	Tính số miệng thổi.....	29
2.9.	Tính toán buồng phun ẩm	29
2.9.1.	Chọn lưu tốc không khí đi qua tiết diện ngang của buồng phun $\rho\omega k$	29
2.9.2.	Xác định kích thước cơ bản của buồng phun	29
2.9.3.	Xác định các thông số đặc trưng khác của buồng phun	29
CHƯƠNG 3 : PHƯƠNG ÁN THÔNG GIÓ VÀ TÍNH TOÁN THỦY LỰC		31
3.1.	Lựa chọn phương án thông gió	31
3.1.1.	Thông gió tự nhiên.....	31
3.1.2.	Phương án thông gió cơ khí	31
3.1.3.	Phương án thông gió tự nhiên kết hợp thông gió cơ khí	32
3.1.4.	Lựa chọn phương án thông gió	32
3.2.	Vạch tuyến hệ thống thông gió.....	32
3.3.	Tính thủy lực hệ thống thông gió cho nhà máy và lựa chọn thiết bị.....	34
3.3.1.	Chọn vị trí miệng thổi và loại miệng thổi	34
3.3.1.1.	Miệng thổi loa ba tầng	34
3.3.1.2.	Miệng thổi batuarin.....	34
3.3.1.3.	Vận tốc trung bình tại vị trí làm việc của công nhân:.....	34
3.3.2.	Tính toán thủy lực cho hệ thống thông gió.....	35
3.3.2.2.	Tính toán thủy lực.....	35
3.3.3.	Sơ đồ không gian của hệ thống thông gió	36
3.3.4.	Tính toán chọn quạt.....	36
3.3.5.	Lập bảng thống kê vật liệu của hệ thống thông gió.....	38
CHƯƠNG 4 : TÍNH TOÁN KHUẾCH TÁN Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ.....		39
4.1.	Thông số tính toán.....	39
4.1.1.	Dữ liệu đầu bài	39
4.1.2.	Thông số khí tượng tại thành phố Đà Nẵng	39

4.2.	Tính sản phẩm cháy	40
4.3.	Tính tải lượng	40
4.4.	Tính hiệu suất xử lý.....	40
4.5.	Tính toán đường kính ống khói.....	43
4.6.	Tính chiều cao hiệu quả của ống khói	44
4.7.	Xác định nồng độ khuếch tán C_{xy} và C_x : (Trước khi xử lý).....	44
4.8.	Xác định nồng độ khuếch tán C_{xy} và C_x : (Sau khi xử lý).....	46
 CHƯƠNG 5 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG XỬ LÝ KHÍ THẢI.....		48
5.1.	Lựa chọn thiết bị xử lý	48
5.2.	Tính toán hệ thống xử lý khí thải.....	49
5.2.1.	Tính toán tháp hấp thụ.....	49
5.2.2.	Tính toán thủy lực	50
5.2.2.3.	Tổn thất qua thiết bị.....	51
5.2.3.	Lựa chọn quạt.....	51
KẾT LUẬN.....		53
TÀI LIỆU THAM KHẢO		54
PHỤ LỤC		

DANH MỤC BẢNG

Bảng 1.1 : Thiết bị trong phân xưởng	4
Bảng 2.1 : Các thông số tính toán bên trong và ngoài nhà.....	9
Bảng 2.2 : Tổn thất do rò gió	13
Bảng 2.3: Tổng tổn thất nhiệt	13
Bảng 2.4 : Nhiệt tỏa ra do thiết bị	14
Bảng 2.5 : Nhiệt tỏa ra do người.....	15
Bảng 2.6 : Giả thiết nhiệt độ lò	16
Bảng 2.7 : Nhiệt tỏa của lò.....	21
Bảng 2.9 : Tổng nhiệt tỏa.....	22
Bảng 2.10 : Tính toán nhiệt do bức xạ mặt trời qua cửa kính.....	23
Bảng 2.11 : Tổng nhiệt bức xạ mặt trời	25
Bảng 2.12: Tổng nhiệt thừa bên trong công trình	25
Bảng 2.13 : Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc lò nấu	27
Bảng 2.14 : Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc khuôn đúc	28
Bảng 4.1 : Thông số nguồn thải	39
Bảng 4.2 : Thông số khí tượng ở Đà Nẵng	39
Bảng 4.3 : Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm trong khói.....	40
Bảng 4.4 : Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm ở ĐKTC (t=25 ⁰ C).....	40
Bảng 4.5 : Đặc điểm nhà máy sản xuất cơ khí.....	41
Bảng 4.6 : So sánh với QCVN 19 – 2009/BTNMT (Ống 1).....	42
Bảng 4.7 : So sánh với QCVN 19 – 2009/BTNMT (Ống 2).....	42
Bảng 4.8 : Hiệu suất xử lý khí thải.....	42
Bảng 4.9: Đường kính ống khói.....	43
Bảng 4.10 : Hệ số cấp ổn định C.....	45
Bảng 5.1 : Tính tổn thất ma sát qua hệ thống xử lý SO ₂	50
Bảng 5.2: Tổn thất cục bộ qua hệ thống xử lý SO ₂	51

DANH MỤC HÌNH

Hình 1.1 : Định vị thành phố Đà Nẵng trên bản đồ Việt Nam.....	1
Hình 1.2 : Bản đồ khu công nghệ cao tại Tp Đà Nẵng	3
Hình 1.3 : Định vị vị trí nhà máy cơ khí KU trong Khu CNC Tp Đà Nẵng	4
Hình 1.4: Sơ đồ dây chuyền công nghệ của nhà máy KU.....	5
Hình 2.1 : Cấu tạo của tường	9
Hình 2.2 : Chia dải tính toán nền	10
Hình 2.3 : Tồn thất nhiệt theo phương hướng.....	11
Hình 2.4 : Phạm vi mặt đón gió vào mùa hè.....	12
Hình 2.5 : Phạm vi mặt đón gió vào mùa đông.....	12
Hình 2.6 : Kết cấu tường lò.....	16
Hình 2.7 : Hệ số điều chỉnh K do nhiễm xạ.....	20
Hình 2.8 : Tra nhiệt độ sau buồng phun âm.....	26
Hình 3.1 : Vạch tuyến phương án 1	33
Hình 3.2 : Vạch tuyến phương án 2	33
Hình 3.3 : Sơ đồ không gian hệ thống thông gió	36
Hình 3.4 : Chi tiết quạt IJ 4-70 N ⁰ 12	37
Hình 3.5 : Thống kê vật liệu của hệ thống thông gió	38
Hình 4.1 : Đồ thị nồng độ Cx của 2 ống khói trước khi xử lý (SO ₂).....	46
Hình 4.2 : Nồng độ hỗn hợp của 2 ống khói trước khi xử lý (SO ₂).....	46
Hình 4.3 : Đồ thị nồng độ Cx của 2 ống khói sau khi xử lý (SO ₂).....	47
Hình 4.4 : Nồng độ hỗn hợp của 2 ống khói sau khi xử lý (SO ₂).....	47
Hình 5.1: Sơ đồ dây chuyền xử lí SO ₂	49

CHƯƠNG 1 : GIỚI THIỆU CHUNG

1.1. Giới thiệu chung về Thành phố Đà Nẵng :

- Thành phố Đà Nẵng có diện tích tự nhiên là 1.283,42 km². Trong đó, các quận nội thành chiếm diện tích 241,51 km², các huyện ngoại thành chiếm diện tích 1.041,91 km² [1]

1.1.1. Vị trí địa lý :



Hình 1.1 : Định vị thành phố Đà Nẵng trên bản đồ Việt Nam

- Thành phố Đà Nẵng gồm vùng đất liền và vùng quần đảo trên biển Đông.
 - + Bắc giáp tỉnh Thừa Thiên – Huế [1]
 - + Tây và Nam giáp tỉnh Quảng Nam [1]
 - + Đông giáp Biển Đông. [1]
- Vùng biển gồm quần đảo Hoàng Sa nằm ở 15045' đến 17015' vĩ độ Bắc, 1110 - 1130 kinh độ Đông, cách đảo Lý Sơn (thuộc tỉnh Quảng Ngãi, Việt Nam) khoảng 120 hải lý về phía Nam.[1]

- Địa hình thành phố Đà Nẵng vừa có đồng bằng vừa có núi, vùng núi cao và dốc tập trung ở phía Tây và Tây Bắc, từ đây có nhiều dãy núi chạy dài ra biển, một số đồi thấp xen kẽ vùng đồng bằng ven biển hẹp. [1]

1.1.2. Điều kiện tự nhiên :

- Thành phố Đà Nẵng mang trong mình vẻ đẹp bí ẩn, hoang sơ. Địa hình ở đây rất đa dạng và phong phú.

- Địa hình đồi núi chiếm diện tích lớn, độ cao khoảng 700 – 1.500 m, độ dốc lớn (>400).[1]

- Tập trung nhiều rừng đầu nguồn và có ý nghĩa bảo vệ môi trường sinh thái của thành phố.

- Đồng bằng ven biển là vùng đất thấp chịu ảnh hưởng của biển bị nhiễm mặn, là nơi tập trung nhiều khu công nghiệp, cơ sở nông nghiệp, dịch vụ, quân sự, đất ở và các khu chức năng của thành phố.

1.1.3. Điều kiện khí hậu :

- Đà Nẵng nằm ở Trung bộ Việt Nam, thuộc khu vực khí hậu nhiệt đới gió mùa. Thời tiết Đà Nẵng là sự chuyển tiếp đan xen giữa khí hậu miền Bắc và miền Nam, với tính trội là khí hậu nhiệt đới ở phía Nam. Vậy nên khí hậu ở đây không chia làm 4 mùa rõ rệt như miền bắc mà chỉ có 2 mùa chính: mùa khô và mùa mưa.[6]

- Mùa khô ở Đà Nẵng thường bắt đầu từ tháng 1 đến hết tháng 7. Nhiệt độ trung bình là 25,7°C, thỉnh thoảng có thể có không khí lạnh nhưng không đáng kể và thường sớm kết thúc. Độ ẩm không khí thấp, lượng mưa ít, khí hậu hơi nóng do chịu ảnh hưởng của gió Lào. [6]

- Mùa mưa thì sẽ trải dài từ tháng 8 tới tháng 12. Đây là thời điểm có nhiều mưa, lượng mưa trung bình là 161,4mm/ tháng, nhiệt độ trung bình là 25,5°C. Đặc biệt khoảng thời gian từ tháng 10 đến tháng 12 là mùa mưa bão, biển động mạnh, thường xuyên có bão. [6]

1.2. Tổng quan về khu công nghiệp cao tại Thành phố Đà Nẵng :



Hình 1.2 : Bản đồ khu công nghệ cao tại Tp Đà Nẵng

- Khu công nghệ cao (CNC) Đà Nẵng được thành lập theo Quyết định số 1979/QĐ-TTg ngày 28/10/2010 của Thủ tướng Chính phủ. Khu CNC Đà Nẵng trực thuộc UBND thành phố Đà Nẵng. [2]
- Tổng diện tích: 1.129,76ha, trong đó: [2]
 - + Các khu chức năng: 673,94ha (60%)
 - + Đồi núi, mặt nước và cây xanh: 455,82ha (40%)
 - + Khu sản xuất: 208,08ha
 - + Khu hậu cần, logistics và dịch vụ CNC: 29,76ha
 - + Khu quản lý - hành chính: 39,29ha
 - + Khu công trình hạ tầng kỹ thuật đầu mối: 7,07ha
 - + Khu phụ trợ: 39,26ha
 - + Khu nghiên cứu - phát triển, đào tạo và ươm tạo doanh nghiệp: 94,51ha
 - + Khu ở: 37,12ha
 - + Cây xanh, mặt nước, công viên, khu thể thao: 72,53ha
- Khu CNC nằm về phía Tây Bắc so với trung tâm thành phố Đà Nẵng, tọa lạc tại xã Hòa Liên và xã Hòa Minh, thành phố Đà Nẵng, nằm trên tuyến đường cao tốc Đà Nẵng – Dung Quất. [2]
- Lĩnh vực đầu tư : [2]
 - + Công nghệ sinh học phục vụ y tế, nông nghiệp, thủy sản
 - + Công nghệ vi điện tử, cơ điện tử và quang điện tử

- + Tự động hóa và cơ khí chính xác
- + Công nghệ vật liệu mới, công nghệ nano, năng lượng mới
- + Công nghệ thông tin, truyền thông, phần mềm tin học
- + Công nghệ môi trường, công nghệ phục vụ hóa dầu và một số công nghệ đặc biệt khác.

1.3. Tổng quan về nhà máy cơ khí KU :



Hình 1.3 : Định vị vị trí nhà máy cơ khí KU trong Khu CNC Tp Đà Nẵng

1.3.1. Sơ lược về nhà máy cơ khí KU :

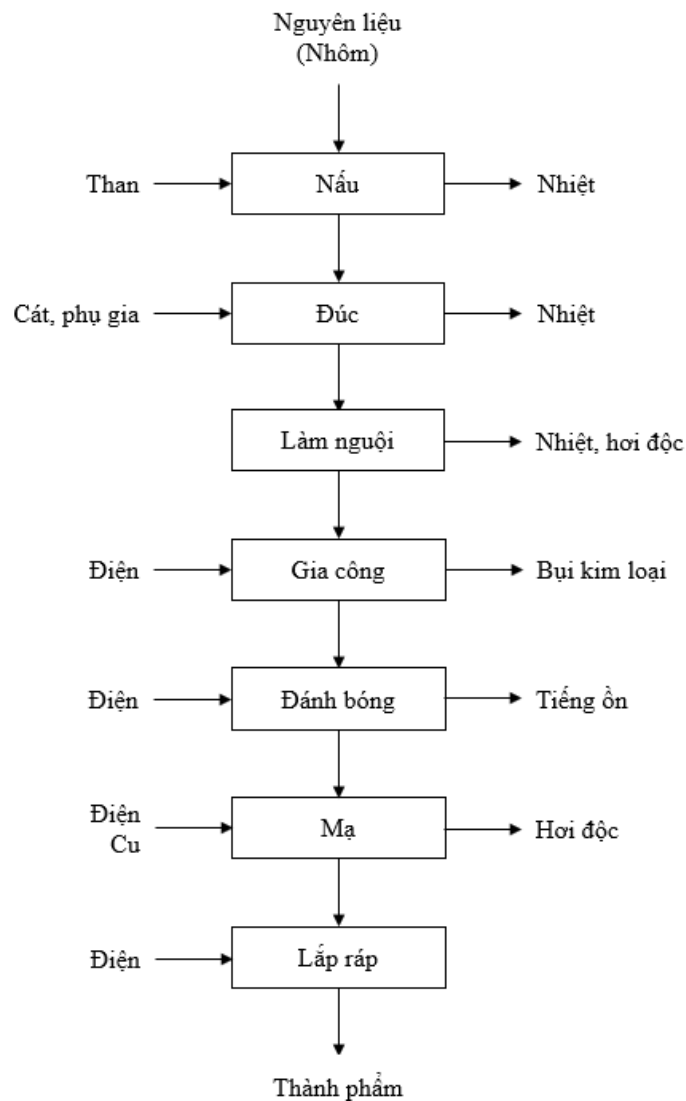
- Nhà máy cơ khí KU nằm trong khu công nghệ cao Tp Đà Nẵng, có một phân xưởng chính có nhiệm vụ là chế tạo các công cụ cơ khí, phân xưởng có diện tích 42x24m.
- Nhà máy bao gồm các thiết bị :

Bảng 1.1 : Thiết bị trong phân xưởng

Tên gọi	Số lượng	Công suất (kW)
Lò nấu	2	2
Khuôn đúc	2	2
Máy cắt	4	10
Máy khoan	6	0,5

Máy mài tròn	6	3,5
Máy mài phẳng	6	2,5
Máy đánh bóng	6	1,5
Bể mạ	12	

- Sơ đồ dây chuyền của nhà máy :



Hình 1.4: Sơ đồ dây chuyền công nghệ của nhà máy KU

Thuyết minh dây chuyền công nghệ :

- Ban đầu nguyên liệu được thu gom tập trung về tại nhà máy đưa đến lò nấu thép, nguyên liệu dùng nấu chảy thép tại lò là than, quá trình nấu phát sinh ra khói thải, bụi và rất nhiều nhiệt. Vì lượng nhiệt lớn nên ảnh hưởng nhiều đến các công nhân vận hành,

tuy nhiên, phương pháp thông gió chung không thể giải quyết hết được lượng nhiệt này nên ta phải dùng thông gió cục bộ (hút cục bộ).Thép được nấu chảy rồi được rót qua khuôn đúc với nhiều hình dạng sử dụng, quá trình này cũng sinh ra nhiệt và dùng phương pháp thông gió chung để xử lý.

- Sau khi sản phẩm đúc nguội thì tiến hành gia công cơ học (máy mài, cắt gọt ...) công đoạn này thải ra nhiều bụi kim loại, gỉ thép và gây ra nhiều tiếng ồn, ảnh hưởng trực tiếp đến sức khỏe của công nhân vận hành. Do đó, ta cần xử lý bụi bằng phương pháp hút và xử lý trước khi thải ra ngoài môi trường. Để giảm tiếng ồn, công nhân vận hành nên được trang bị các đồ dùng bảo hộ lao động đúng quy cách.
- Các công đoạn cuối cùng, đánh bóng làm cho bề mặt thành phẩm láng mịn và phủ mạ để bảo vệ các bộ phận quan trọng của sản phẩm.
- Sau khi hoàn thành các công đoạn trên, thành phẩm hoàn thiện sẽ đưa qua bộ phận lắp ráp tạo ra thành phẩm hoàn chỉnh, tiếp theo là kiểm tra và đặt tại khu vực chứa sản phẩm sau khi lắp ráp, sử dụng xe đẩy sẽ đưa sản phẩm ra ngoài.

1.3.2. Các vấn đề môi trường ở nhà máy :

1.3.2.1. Nguồn phát sinh ra khí thải và các chất độc hại :

- Khí thải phát từ quá trình, các thiết bị mài, đánh bóng,...Thành phần chủ yếu là bụi oxit kim loại, khí CO từ quá trình phản ứng của CO₂ với O₂ ở điều kiện thiếu Oxi
- Các loại khí phát sinh ra từ quá trình mạ : hơi axit, dung môi, hơi dầu mỡ,...
- Các loại khí thải phát sinh ở lò gồm có nhiệt, NO_x, khí SO₂....

1.3.2.2. Tác hại của các chất ô nhiễm có trong khí thải :

- *Đối với bụi kim loại:* bắn vào mắt gây ra các vết thương trên màng tiếp hợp và có thể tổn thương giác mạc, về sau để lại sẹo làm giảm thị lực, nặng hơn có thể làm mù mắt hoặc bụi có kích thước nhỏ hơn 5µm có thể theo không khí len lỏi vào cơ thể thông qua đường hô hấp, ảnh hưởng trực tiếp đến sức khỏe công nhân.
- *Đối với hơi độc:* Hơi axit bị tích tụ quá nhiều sẽ dẫn đến tình trạng xảy ra những phản ứng hóa học nguy hiểm cho ra những sản phẩm không có lợi cho hô hấp của công nhân và gây ra triệu chứng sốt, đau đầu.
- *Đối với nhiệt :* Nhiệt độ cao gây ảnh hưởng tới sức khỏe người lao động và hiệu quả làm việc

1.3.3. Phương án đề xuất xử lý :

- Sử dụng các tiêu chuẩn, quy chuẩn có liên quan :
- + QCVN 02:2022/BXD – Số liệu điều kiện tự nhiên dùng trong xây dựng để tra số liệu thời tiết ở địa phương mình cho chính xác.
- + QCVN 19:2009/BTNMT - Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về khí thải công nghiệp đối với bụi và các chất vô cơ để xác định các chất nào là vượt quy chuẩn để từ đó có phương án xử lý thích hợp.
- + QCVN 05:2023/BTNMT – Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng không khí xung quanh để xem các chất ô nhiễm theo trục gió có vượt quy chuẩn hay không
- Áp dụng các phương án giảm nồng độ ô nhiễm như sử dụng ống khói cao, điều chỉnh phát thải phụ thuộc vào thời gian và điều kiện khí tượng hoặc áp dụng các phương pháp sản xuất sạch hơn.

CHƯƠNG 2 : TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÔNG GIÓ BÊN TRONG CÔNG TRÌNH CHO NHÀ MÁY CƠ KHÍ

2.1. Tra thông số tính toán bên ngoài và trong công trình :

2.1.1. Thông số tính toán bên ngoài nhà :

2.1.1.1. Nhiệt độ không khí :

- Đối với mùa hè: Nhiệt độ bên ngoài công trình lấy theo nhiệt độ tối cao trung bình của tháng nóng nhất (tháng 7) $t_N(H) = 34,4^{\circ}\text{C}$ (Bảng 2.3 – [3])
- Đối với mùa đông: Nhiệt độ bên ngoài công trình lấy theo nhiệt độ tối thấp trung bình của tháng nóng nhất (tháng 1) $t_N(D) = 19,1^{\circ}\text{C}$ (Bảng 2.4 – [3])

2.1.1.2. Độ ẩm không khí (Bảng 2.10 – [3])

- Độ ẩm trung bình của không khí vào mùa hè (tháng 7): $\varphi_{tt} = 75,3 \%$
- Độ ẩm trung bình của không khí vào mùa đông (tháng 1): $\varphi_{tt} = 84,2 \%$

2.1.1.3. Vận tốc gió (Bảng 2.16 – [3])

- Mùa hè: hướng gió chính là Đông, vận tốc gió trung bình $V_{gio}^H = 2,6 \text{ m/s}$
- Mùa đông: hướng gió chính là Tây Bắc, vận tốc gió trung bình $V_{gio}^D = 2,4 \text{ m/s}$

2.1.2. Thông số tính toán bên trong nhà :

- Nhiệt độ tính toán không khí trong nhà cần được xác định một cách phù hợp với điều kiện tiện nghi nhiệt của cơ thể người và phụ thuộc vào mức độ lao động
- Mùa hè: Nhiệt độ tính toán trong nhà $t_{T(hè)}$ bằng nhiệt độ tính toán vào mùa hè cộng thêm $(1 \div 3)^{\circ}\text{C}$, chọn 1°C .
- Mùa đông: Nhiệt độ tính toán trong nhà $t_{T(đông)}$ lấy theo điều kiện tiện nghi $t_{T(đông)} = 18 \div 24^{\circ}\text{C}$ tùy trạng thái lao động của người trong phòng.

Bảng 2.1 : Các thông số tính toán bên trong và ngoài nhà

Mùa hè					Mùa đông				
$t_N(H)$ (°C)	$t_{T(H)}$ (°C)	V_{gio}^H (m/s)	Hướng gió	Độ ẩm (%)	$t_N(Đ)$ (°C)	$t_{T(Đ)}$ (°C)	V_{gio}^D (m/s)	Hướng gió	Độ ẩm (%)
34,4	35,4	2,6	Đông	75,3	19,1	22	2,4	Tây Bắc	84,2

2.2. Tính toán tổn thất nhiệt :

2.2.1. Tính tổn thất nhiệt qua kết cấu :

- Khi xác định được nhiệt độ bên ngoài và bên trong nhà, tức là biết độ chênh lệch nhiệt độ. Công thức được xác định lượng nhiệt truyền qua kết cấu bao che như sau:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \text{ [W]} \text{ (mục 2.1.1-[4])}$$

Trong đó: K - Hệ số truyền nhiệt của kết cấu bao che, [W/m².°C].

F- Diện tích kết cấu bao che, [m²].

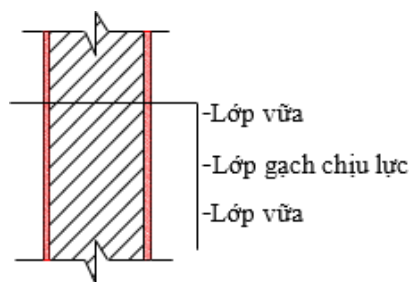
Δt - Hiệu số nhiệt độ tính toán [°C] = $(t_T - t_N) \times \psi$

Ψ - Hệ số kể đến vị trí của kết cấu bao che đối với không khí ngoài trời,

$\psi = 1$

2.2.1.1. Chọn kết cấu bao che :

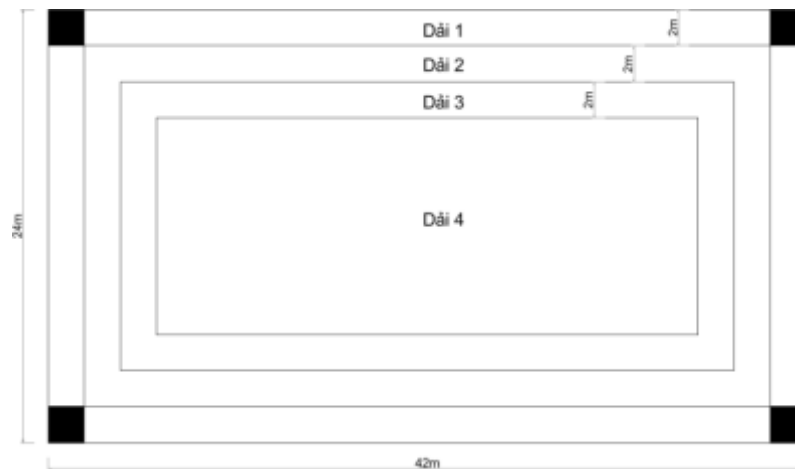
- Lựa chọn kết cấu bao che cho các bộ phận của công trình phân xưởng như sau :



Hình 2.1 : Cấu tạo của tường

- Tường ngoài : Tường chịu lực, gồm 3 lớp (Phụ lục 3 – [7])
- Lớp thứ nhất: Lớp vữa vôi trát mặt ngoài với các thông số:
 - + Bề dày: $\delta_1=15$ [mm]
 - + Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_1= 0,87$ [W/m.°C]
- Lớp thứ hai (lớp giữa): Lớp gạch phổ thông xây với vữa nặng với các thông số:

- + Bề dày: $\delta_1=220$ [mm]
- + Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_2= 0,81$ [W/m. $^{\circ}$ C]
- Lớp thứ ba: Lớp vữa vôi trát mặt trong với các thông số:
 - + Bề dày: $\delta_3=15$ [mm]
 - + Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_3= 0,7$ [W/m. $^{\circ}$ C]
- Cửa sổ và cửa mái: Làm bằng kính cửa sổ với các thông số (Phụ lục 3 – [7])
 - + Bề dày: $\delta_4=5$ [mm]
 - + Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_4=0,76$ [W/m. $^{\circ}$ C]
- Cửa chính: Cửa tôn với các thông số (Phụ lục 3 – [7])
 - + Bề dày: $\delta_5=2$ [mm]
 - + Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_5=58$ [W/m. $^{\circ}$ C]
- Mái che :
 - + Lớp trên làm bằng tôn có bề dày $\delta_6= 5$ [mm]. Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda_6=58$ [W/m. $^{\circ}$ C]
 - + Phía dưới sử dụng tấm cách nhiệt chống nóng EPS có bề dày $\delta_7=10$ [mm]. Hệ số dẫn nhiệt $\lambda_7=0,039$ [W/m. $^{\circ}$ C]
- Nền : Loại nền không cách nhiệt, chia dải tính toán:



Hình 2.2 : Chia dải tính toán nền

2.2.1.2. Hệ số truyền nhiệt :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_N}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}]$$

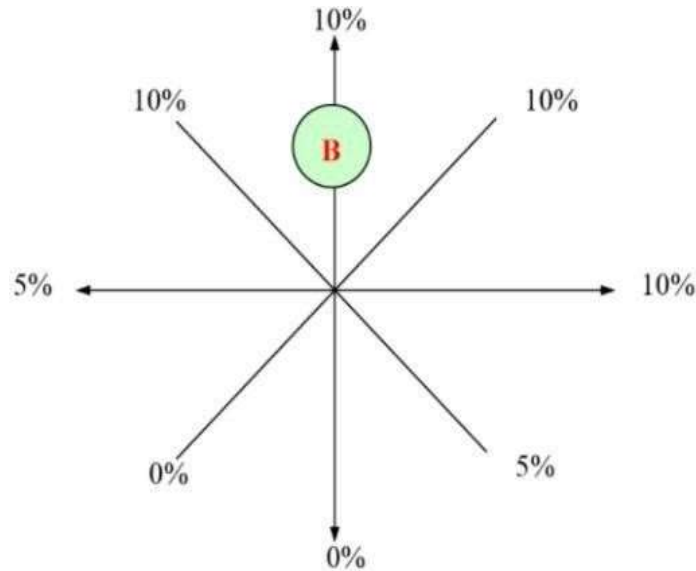
- Trong đó:
- α_T – hệ số trao đổi nhiệt mặt bên trong, $\alpha_T = 8,72$ [W/m 2 . $^{\circ}$ C]
 - α_N – hệ số trao đổi nhiệt mặt bên ngoài, $\alpha_N = 23,26$ [W/m 2 . $^{\circ}$ C]
 - δ_i – độ dày kết cấu thứ i [mm]
 - λ_i – hệ số dẫn nhiệt của kết cấu thứ i [W/m 2 . $^{\circ}$ C]

- Kết quả bảng tính toán hệ số truyền nhiệt K (Phụ lục 1.1)

2.2.1.3. Diện tích kết cấu bao che :

- Kết quả bảng tính toán diện tích kết cấu bao che (Phụ lục 1.2)

2.2.2. Tính tổn thất nhiệt bổ sung theo phương hướng :

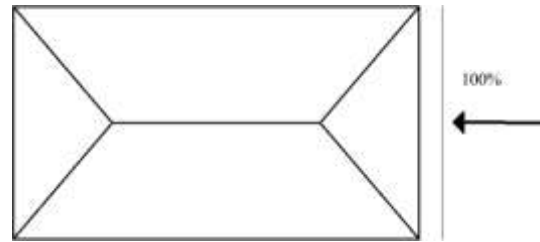


Hình 2.3 : Tổn thất nhiệt theo phương hướng

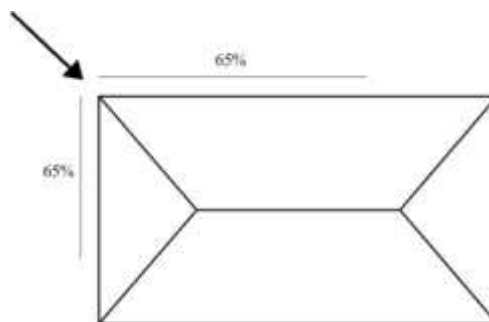
- Kết quả bảng tính toán nhiệt truyền qua kết cấu bao che và phương hướng vào mùa hè (Phụ lục 1.3)
- Kết quả bảng tính toán nhiệt truyền qua kết cấu bao che và phương hướng vào mùa đông (Phụ lục 1.4)

2.2.3. Tổn thất nhiệt do rò gió :

- Hiện tượng không khí lạnh lọt vào nhà xảy ra bởi tác động của gió và một phần do nhiệt độ không khí bên ngoài thấp hơn nhiệt độ bên trong nhà nên khí rò gió qua các khe cửa đi vào sẽ làm giảm nhiệt độ bên trong nhà (tổn thất nhiệt) (Trang 52 – [7])
- Hướng gió chính vào mùa hè: hướng Đông, cửa chịu tác động của gió tường đông. Với vị trí này thì các cửa trên tường Đông đón gió 100% diện tích thực
- Hướng gió chính vào mùa đông: hướng Tây Bắc, cửa chịu tác động của gió tường Tây Bắc. Với vị trí này thì các cửa trên tường Tây Bắc đón gió 65% diện tích thực



Hình 2.4 : Phạm vi mặt đón gió vào mùa hè



Hình 2.5 : Phạm vi mặt đón gió vào mùa đông

- Lượng nhiệt tiêu hao cho việc làm nóng không khí lạnh rò vào nhà được tính theo công thức:

$$Q = 0,279.G_{\text{gió}}.(t_T - t_N) \text{ [W]} \text{ (mục 2.1.2 - [7])}$$

Trong đó: $G_{\text{gió}}$ - lượng gió rò vào nhà.

$$G_{\text{gió}} = \sum a.g.l \text{ [kg/h]}.$$

a - hệ số phụ thuộc vào loại cửa.

Đối với cửa đi, cổng ra vào: $a = 2$ (mục 2.1.3- [7])

Đối với hầm mái, cửa sổ 1 lớp, khung thép: $a = 0,65$ (mục 2.1.3- [7])

g - lượng không khí lọt vào nhà qua 1m chiều dài khe cửa, phụ thuộc vận tốc gió của không khí bên ngoài (chọn khe cửa bằng kim loại theo bảng 2.5 - [7])

- Đối với mùa hè: $V_{\text{gió(H)}} = 2,6 \text{ m/s} \Rightarrow g_h = 6,8 \text{ [kg/h]}$.
- Đối với mùa đông: $V_{\text{gió(Đ)}} = 2,4 \text{ m/s} \Rightarrow g_h = 6,5 \text{ [kg/h]}$.

l : tổng chiều dài của khe cửa mà gió lọt qua (chỉ tính cho hướng đón gió), [m].

t_T - Nhiệt độ tính toán của không khí trong nhà tùy mùa đang tính toán, [$^{\circ}\text{C}$].

t_N - Nhiệt độ tính toán của không khí ngoài nhà tùy mùa đang tính toán, [$^{\circ}\text{C}$].

- Mùa hè: có tổn nhiệt theo hướng đông
- + Tường đón gió hướng Đông: đón gió 100% diện tích thực có 8 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang

$$l_{\text{cửa sổ}} = ((3,3.5) + (1,3.3)).8 = 163,2 \text{ (m)}$$

- Mùa đông: có tổn thất nhiệt theo hướng Tây Bắc
- + Tường đón gió hướng Tây: đón gió 65% diện tích thực có 4 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang, 1 cửa chính với 2 khe dọc và 2 khe ngang

$$l_{\text{cửa sổ}} = ((3,3.5) + (1,3.3)).4 = 81,6 \text{ (m)}$$

$$l_{\text{cửa chính}} = ((3.2) + (3,5.2)).1 = 13 \text{ (m)}$$

- + Tường đón gió hướng Bắc: đón gió 65% diện tích thực có 10 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang

$$l_{\text{cửa sổ}} = ((3,3.5) + (1,3.3)).8 = 163,2 \text{ (m)}$$

Bảng 2.2 : Tổn thất do rò gió

Mùa	Hướng	Tên kết cấu	Σl (m)	a	g (kg/m.h)	$G_{\text{gió}} = a.g.\Sigma l$ (kg/h)	Δt_{tt} ($^{\circ}\text{C}$)	$Q_{\text{rò gió}} = 0,279.G_{\text{gió}}.\Delta t_{\text{tt}}$ (W)
Mùa hè	Đông	Cửa sổ	163,2	0,65	6,8	721,3	1	201
Mùa đông	Tây Bắc	Cửa sổ	244,8	0,65	6,5	1034,28	2,9	288
		Cửa chính	13	2	6,5	169	2,9	137
	Tổng							

2.2.4. Tính tổng tổn thất nhiệt :

$$\text{Mùa hè: } \Sigma Q^{\text{tt}} = Q_{\text{H}}^{\text{tt(KC)}} + Q_{\text{H}}^{\text{tt(gió)}} + Q_{\text{H}}^{\text{tt(bs)}}$$

$$\text{Mùa đông: } \Sigma Q^{\text{tt}} = Q_{\text{Đ}}^{\text{tt(KC)}} + Q_{\text{Đ}}^{\text{tt(gió)}} + Q_{\text{Đ}}^{\text{tt(bs)}}$$

Bảng 2.3: Tổng tổn thất nhiệt

Mùa	$Q^{\text{tt(KC)}} \text{ (W)}$	$Q^{\text{tt(gió)}} \text{ (W)}$	$Q^{\text{tt(bs)}} \text{ (W)}$	$\Sigma Q^{\text{tt}} \text{ (W)}$
Hè	6012	201	315	6528
Đông	17433	425	912	18770

2.3. Tính toán tỏa nhiệt :

2.3.1. Tỏa nhiệt do thấp sáng :

- Nhiệt tỏa do thấp sáng nhân tạo được tính theo công thức:

$$Q_{ts} = 10^3 \cdot N_{ts} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \quad [\text{W}] \quad (\text{mục 2.2.1} - [7])$$

Trong đó: N_{ts} - tổng công suất các bóng đèn, [kW].

$$N_{ts} = a \cdot F \quad [\text{W}].$$

a - Công suất chiếu sáng trên m^2 sàn $a = 8 \div 12$, $[\text{W}/\text{m}^2]$.

Chọn $a = 11 \quad [\text{W}/\text{m}^2]$ F - diện tích sàn nhà $F = 42 \cdot 24 = 1008 \quad [\text{m}^2]$.

$$N_{ts} = 11 \cdot 1008 = 11088 \quad [\text{W}] = 11,088 \quad [\text{kW}].$$

η_1 - hệ số kể đến phần nhiệt tỏa vào phòng, $\eta_1 = 0,4 \div 0,7$

Chọn $\eta_1 = 0,5$.

η_2 - hệ số kể đến hệ số sử dụng đèn, $\eta_2 = 0,92 \div 0,97$

Chọn $\eta_2 = 0,94$.

Vậy lượng nhiệt tỏa do thấp sáng là: $Q_{ts} = 10^3 \cdot 11,088 \cdot 0,5 \cdot 0,94 = 5211,4 \quad [\text{W}]$.

2.3.2. Tỏa nhiệt từ các máy móc động cơ dùng điện :

$$Q_{dc} = \phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 \cdot 10^3 \cdot N \quad [\text{W}] \quad (\text{mục 2.2.2} - [7])$$

Trong đó: ϕ_1 - hệ số sử dụng công suất máy: $\phi_1 = 0,7 \div 0,9$

ϕ_2 - hệ số tải trọng : $\phi_2 = 0,5 \div 0,8$

ϕ_3 - hệ số đồng thời hoạt động nhiều máy: $\phi_3 = 0,5 \div 1$

ϕ_4 - hệ số biến thiên công thức: $\phi_4 = 0,65 \div 1$

Thường tính: $\phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 = 0,25$

N - công suất máy, [kW].

Bảng 2.4 : Nhiệt tỏa ra do thiết bị

Kí hiệu	Tên gọi	Công suất [kW]	Số lượng [cái]	Tổng công suất ΣN [kW]
1	Lò nấu	2	02	4
2	Khuôn đúc	2	02	4
3	Máy cắt	10	06	60
4	Máy khoan	0,5	06	3
5	Máy mài tròn	3,5	06	21
6	Máy mài phẳng	2,5	06	15

7	Máy đánh bóng	1,5	06	9
8	Bể mạ	0	12	0
	Tổng cộng			116
	$Q_{TN}^{DC} [W] = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot 10^3 \cdot N = 0,25 \cdot 10^3 \cdot 96$			29000

2.3.3. Tỏa nhiệt do người :

- Công thức tính toán: $Q_{người} = q_n \cdot n$ [W] (mục 2.2.5 – [7])

Trong đó: n – là số người trong phòng với $n = 62$

q_n – Lượng nhiệt tỏa ra của một người, phụ thuộc vào cường độ lao động và nhiệt độ không khí

- Mùa hè: $q_n = 200$ [W]; Mùa đông: $q_n = 205$ [W] (Bảng 2.7 – [7])

- Lượng nhiệt tỏa ra do người trong phòng gồm hai thành phần chính là nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Lượng nhiệt hiện tỏa ra có tính chất làm tăng nhiệt độ môi trường xung quanh mà thông gió khử được nhiệt này. Đối với nhiệt ẩn làm tăng dung ẩm (quá trình bốc hơi mồ hôi trên bề mặt da không ảnh hưởng gì đến nhiệt độ phòng

Bảng 2.5 : Nhiệt tỏa ra do người

STT	Mùa	t_T [°C]	q_n [W]	n [người]	$Q_{tỏa người}$ [W]
1	Hè	35,4	200	62	12400
2	Đông	22	205	62	12710

2.3.4. Tỏa nhiệt do lò nấu :

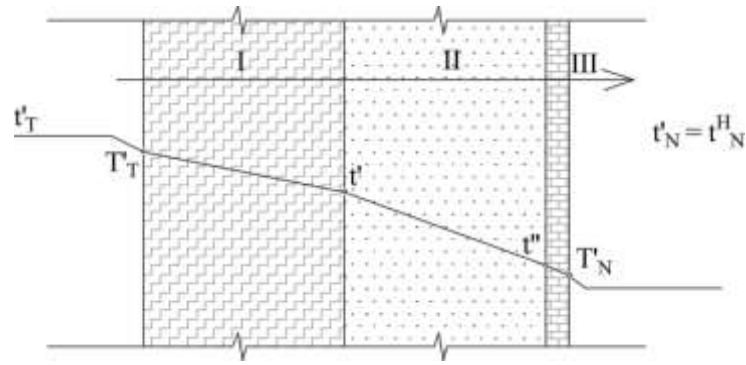
- Khi tính toán tỏa nhiệt qua lò gặp nhiều vấn đề phức tạp vì tường lò có cấu tạo nhiều lớp vật liệu có sức kháng nhiệt đáng kể. Nhiệt tỏa từ lò nung là lượng nhiệt truyền qua kết cấu vỏ lò bao gồm thành, nóc, đáy và cửa lò lúc đóng và mở được tính riêng cho từng loại kết cấu này. Giả thiết cấu tạo của thành lò, nóc lò và đáy lò là như nhau. Cửa lò để dễ dàng mở ra nên cấu tạo gồm 2 lớp khác với thành lò.

- Lò có kết cấu như sau: (Hình 2.8 –[7])

Lớp 1: Lớp chịu lửa: $\delta_1 = 0,3m$; $\lambda_1 = 0,26$ [W/m.°C].

Lớp 2: Lớp cách nhiệt: $\delta_2 = 0,2m$; $\lambda_2 = 0,07$ [W/m.°C].

Lớp 3: Lớp bảo vệ: $\delta_3 = 0,02m$; $\lambda_3 = 0,18$ [W/m.°C].



Hình 2.6 : Kết cấu tường lò

- Lò nấu thép có kích thước lò hình vuông có chiều rộng 1,5m; chiều dài 1,5 m; chiều cao 1 m; lò được đặt trực tiếp dưới đất.

Diện tích nóc lò: $F_{\text{đỉnh}} = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25 \text{ [m}^2\text{]}$.

Diện tích đáy lò: $F_{\text{đáy}} = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25 \text{ [m}^2\text{]}$.

Diện tích thành lò: $F_{\text{thành}} = 4 \cdot 1,5 \cdot 1 = 6 \text{ [m}^2\text{]}$.

Diện tích cửa lò: $F_{\text{cửa}} = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ [m}^2\text{]}$.

Nhiệt độ trong lò: $t_T^l = 1400 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Nhiệt độ ngoài lò: $t_N^l = t_T$.

Mùa hè: $t_N^l = t_N^H = 35,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Mùa đông: $t_N^l = t_N^D = 22 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Bảng 2.6 : Giả thiết nhiệt độ lò

Lò nấu	Mùa	t_T^l	t_T^l	t'	t''	t_N^l		
						Thành lò	Đáy lò	Cửa lò
	Hè	1400	1295	520	200	60	57	61
	Đông	1400	1295	520	200	48	46	49

2.3.4.1. Nhiệt truyền qua thành lò :

- Nếu biết nhiệt độ bề mặt trong và bề mặt ngoài thành lò thì ta có thể xác định được nhiệt truyền qua thành lò

$$Q_{TL} = K \cdot F_{TL} \cdot (\tau_T - \tau_N) = q \cdot F_{TL} \text{ [W]} \text{ (mục 2.2.6 – [7])}$$

Trong đó: F_{TL} - diện tích thành lò (m^2), $F_{TL} = 12 \text{ [m}^2\text{]}$

K - hệ số truyền nhiệt của thành lò [$\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$]

τ_T, τ_N - Nhiệt độ ở mặt trong và mặt ngoài thành lò [$^\circ\text{C}$]

q - cường độ dòng nhiệt truyền qua 1 m^2 thành lò ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}$)

Giả sử nhiệt độ bề mặt trong của thành lò nhỏ hơn nhiệt độ trong lò 5°C

$$\tau_T = t_T^l - 5^\circ\text{C} = 1400 - 5 = 1395^\circ\text{C}$$

Giả thiết nhiệt độ :

- Bề mặt ngoài lò : + Mùa hè : $\tau_N^H = 60$ ($^\circ\text{C}$)
+ Mùa đông: $\tau_N^D = 48$ ($^\circ\text{C}$)

- Hệ số truyền nhiệt qua thành lò

$$K = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,26} + \frac{0,2}{0,07} + \frac{0,02}{0,19}} = 0,24$$

- Mùa hè:

$$\tau_N^H = 60$$
 ($^\circ\text{C}$) ; $t_N^l = t_T^H = 35,4$ ($^\circ\text{C}$)

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^H = L \cdot (\tau_N^H - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{(\tau_N^H - t_N^l)} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó: L- Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào vị trí của thành lò

L = 2,56 đối với bề mặt đứng.

C_{qd} - hệ số bức xạ nhiệt qui diễn của vật trong phòng

$$C = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{C]}.$$

$$\alpha_N^H = 2,56 \cdot (60 - 35,4)^{0,25} + \frac{4,9}{60 - 35,4} \cdot \left[\left(\frac{60 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,4 + 273}{100} \right)^4 \right] = 12,2 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{C]}$$

- Nhiệt truyền từ 1m^2 bề mặt ngoài ra bên ngoài:

$$Q_N = \alpha_N^H \cdot (\tau_N^H - t_N^l) = 12,2 \cdot (60 - 35,4) = 300,12 \text{ [W]}$$

- Lượng nhiệt truyền qua 1m^2 thành lò:

$$Q_{TL} = K \cdot (\tau_T - \tau_N^H) = 0,24 \cdot (1395 - 60) = 320,4 \text{ [W]}$$

Ta có: $\left| \frac{Q_{TL} - Q_N}{Q_{TL}} \right| = \left| \frac{320,4 - 300,12}{320,4} \right| = 0,06\%$. Sai số nhỏ \Rightarrow Giả thiết thỏa mãn

- Vận nhiệt qua 1m^2 thành lò: $Q_{TL}^H = \frac{320,4 + 300,12}{2} = 310,3 \text{ [W]}$

- Vận nhiệt qua thành lò vào mùa hè: $Q_{TL}^H = Q_{TL}^H \cdot F_{TL} = 310,3 \cdot 12 = 3723,6 \text{ [W]}$

- Mùa đông

$$\tau_N^D = 48$$
 ($^\circ\text{C}$) ; $t_N^l = t_T^D = 22$ ($^\circ\text{C}$)

- Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^D = L \cdot (\tau_N^D - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{(\tau_N^D - t_N^l)} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^D + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó : L - Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào vị trí của thành lò

L = 2,56 đối với bề mặt đứng

C_{qd} - hệ số bức xạ nhiệt qui điển của vật trong phòng

$$C = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°K]} = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

$$\alpha_N^D = 2,56 \cdot (48-22)^{0,25} + \frac{4,9}{48-22} \cdot \left[\left(\frac{48+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22+273}{100} \right)^4 \right] = 11,5 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

- Nhiệt truyền từ 1m^2 bề mặt ngoài ra bên ngoài:

$$Q_N = \alpha_N^D \cdot (\tau_N^D - t_N^l) = 11,5 \cdot (48 - 22) = 299 \text{ [W]}$$

- Lượng nhiệt truyền qua 1m^2 thành lò:

$$Q_{TL} = K \cdot (\tau_T - \tau_N^H) = 0,24 \cdot (1395 - 48) = 323,3 \text{ [W]}$$

Ta có: $\left| \frac{Q_{TL} - Q_N}{Q_{TL}} \right| = \left| \frac{323,3 - 299}{323,3} \right| = 0,08\%$. Sai số nhỏ \Rightarrow Giả thiết thỏa mãn.

- Vậy nhiệt qua 1m^2 thành lò: $Q_{TL}^D = \frac{323,3 + 299}{2} = 311,15 \text{ [W]}$.

- Vậy nhiệt qua thành lò vào mùa đông: $Q_{TL}^D = Q_{TL}^D \cdot F_{TL} = 311,15 \cdot 12 = 3733,8 \text{ [W]}$.

Vậy nhiệt tỏa qua thành lò: $Q_{TL}^H = 3723,6 \text{ [W]}$

$$Q_{TL}^D = 3733,8 \text{ [W]}$$

2.3.4.2. Nhiệt truyền qua nóc lò :

- Cấu tạo của nóc lò giống như các lớp của tường lò nên lượng nhiệt tỏa ra tính cho nóc lò là giống như thành lò. Tuy nhiên nóc lò là bề mặt nóng nằm ngang có hướng tỏa nhiệt lên phía trên nên cường độ tỏa nhiệt mạnh hơn tường đứng và xấp xỉ 1,3 lần.

$$Q_{NL} = 1,3 \cdot Q_{\text{thành}} \cdot F_{NL} \text{ (W)}$$

$$Q_{NL}^H = 1,3 \cdot Q_H \cdot F_{NL} = 1,3 \cdot 310,3 \cdot 2 = 806,78 \text{ [W]}$$

$$Q_{NL}^D = 1,3 \cdot Q_D \cdot F_{NL} = 1,3 \cdot 311,15 \cdot 2 = 809 \text{ [W]}$$

- Tại phần nóc lò ta đặt hệ thống hút nhiệt nên phần nhiệt ở nóc lò được vận chuyển ra ngoài môi trường không khí.

2.3.4.3. Nhiệt truyền qua cửa lò :

- Cấu tạo cửa lò thường có 2 lớp chịu lực bằng gang và lớp cách nhiệt bằng vật liệu chịu lửa. Chọn cấu tạo cửa lò gồm 2 lớp như sau:

Lớp 1: Lớp chịu lửa: $\delta_1 = 0,3\text{m}$; $\lambda_1 = 0,26 \text{ [W/m} \cdot \text{°C]}$.

Lớp 2: Lớp cách nhiệt: $\delta_2 = 0,2\text{m}$; $\lambda_2 = 0,07 \text{ [W/m} \cdot \text{°C]}$.

- Hệ số truyền nhiệt qua cửa lò: $K = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,26} + \frac{0,2}{0,07}} = 0,25$

Trường hợp cửa đóng:

- Khi cửa lò đóng thì lượng nhiệt truyền qua cửa lò tính toán như qua thành lò.

$$Q_{TL} = K \cdot F_{TL} \cdot (\tau_T - \tau_N) = Q \cdot F_{TL} \text{ [W]}$$

- Giả sử nhiệt độ bề mặt trong của cửa lò nhỏ hơn nhiệt độ trong lò 5 [°C] .

$$\tau_T = t_T^l - 5^\circ\text{C} = 1400 - 5 = 1395 [^\circ\text{C}]$$

- Giả thiết nhiệt độ: bề mặt cửa lò: Mùa hè: $\tau_N^H = 61 [^\circ\text{C}]$.

$$\text{Mùa đông: } \tau_N^D = 49 [^\circ\text{C}].$$

$$\text{Hệ số truyền nhiệt qua cửa lò : } K = \frac{1}{\frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} + \frac{\lambda_3}{\delta_3}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,26} + \frac{0,2}{0,27} + \frac{0,02}{0,18}} = 0,24$$

- Mùa hè: $\tau_N^H = 61 [^\circ\text{C}]$; $t_N^l = t_T^H = 35,4 [^\circ\text{C}]$

- Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài:

$$\alpha_N^H = L \cdot (\tau_N^H - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{(\tau_N - t_T^l)} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó: L: Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào vị trí của cửa lò
 $L = 2,2$ đối với bề mặt đứng.

C_{qd} : hệ số bức xạ nhiệt qui điển của vật trong phòng

$$C = 4,9 [W/m^2 \cdot ^\circ K] = 4,9 [W/m \cdot ^\circ C].$$

$$\alpha_N^H = 2,2 \cdot (61 - 35,4)^{0,25} + \frac{4,9}{61 - 35,4} \cdot \left[\left(\frac{61 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,4 + 273}{100} \right)^4 \right] = 11,5 [W/m \cdot ^\circ C]$$

- Nhiệt truyền từ $1m^2$ bề mặt ngoài ra bên ngoài:

$$Q_N = \alpha_N^H \cdot (\tau_N^H - t_N^l) = 11,5 \cdot (61 - 35,4) = 294,4 [W]$$

- Lượng nhiệt truyền qua $1m^2$ cửa lò:

$$Q_{CL} = K \cdot (\tau_T - \tau_N^H) = 0,24 \cdot (1395 - 61) = 320,16 [W]$$

Ta có: $\left| \frac{Q_{CL} - Q_N}{Q_{CL}} \right| = \left| \frac{320,16 - 294,4}{320,16} \right| = 0,08\%$. Sai số nhỏ \Rightarrow Giả thiết thỏa mãn.

- Vận nhiệt qua $1m^2$ cửa lò: $Q_{CL}^H = \frac{320,16 + 294,4}{2} = 307,3 [W]$.

- Vận nhiệt qua cửa lò vào mùa hè:

$$Q_{CL}^H = Q_{CL}^H \cdot F_{CL} \cdot \frac{z}{60} = 307,3 \cdot 0,25 \cdot \frac{50}{60} = 64,02 [W].$$

Trong đó: z là thời gian đóng cửa trong 1 giờ, lấy $z = 50$.

- Mùa đông: $\tau_N^D = 49 [^\circ\text{C}]$; $t_N^l = t_T^D = 22 [^\circ\text{C}]$

- Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài:

$$\alpha_N^D = L \cdot (\tau_N^D - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{(\tau_N - t_T^l)} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^D + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

L: Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào vị trí của cửa lò

$L = 2,2$ đối với bề mặt đứng.

C_{qd} : hệ số bức xạ nhiệt qui điển của vật trong phòng

$$C = 4,9 [W/m^2 \cdot ^\circ K] = 4,9 [W/m \cdot ^\circ C].$$

$$\alpha_N^D = 2,2 \cdot (49 - 22)^{0,25} + \frac{4,9}{49 - 22} \cdot \left[\left(\frac{49 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22 + 273}{100} \right)^4 \right] = 10,8 [W/m \cdot ^\circ C]$$

- Nhiệt truyền từ 1m² bề mặt ngoài ra bên ngoài:

$$Q_N = \alpha_N \cdot (\tau_N^D - t_N^l) = 10,8 \cdot (49 - 22) = 291,6 \text{ [W]}$$

- Lượng nhiệt truyền qua 1m² cửa lò:

$$Q_{CL} = K \cdot (\tau_N^D - t_N^l) = 0,24 \cdot (1395 - 49) = 323,04 \text{ [W]}$$

Ta có: $|\frac{Q_{CL} - Q_N}{Q_{CL}}| = |\frac{323,04 - 291,6}{323,04}| = 0,09\%$. Sai số nhỏ => Giả thiết thỏa mãn.

- Vậy nhiệt qua 1m² cửa lò: $Q_{CL}^D = \frac{323,04 + 291,6}{2} = 307,32 \text{ [W]}$.

- Vậy nhiệt qua cửa lò vào mùa đông:

$$Q_{CL}^D = Q_{CL}^D \cdot F_{CL} \cdot \frac{z}{60} = 307,32 \cdot 0,25 \cdot \frac{50}{60} = 64,02 \text{ [W]}$$

Trong đó: z là thời gian đóng cửa trong 1 giờ, lấy z = 50.

Trường hợp cửa mở:

- Khi đưa nguyên liệu vào lò ta phải mở cửa lò trong một thời gian (thường là 10 phút) nhiệt sẽ tỏa ra phòng bằng bức xạ. Ngoài lượng nhiệt này, lượng nhiệt do bản thân của lò tích lũy tiếp tục tỏa nhiệt vào phòng. Ta coi lượng nhiệt này $Q_{mở} = \frac{1}{2} Q_{đóng}$.

- Vậy tổng nhiệt lượng nhiệt khí của lò mở là: $Q_m = \frac{Q_{đóng}}{2} + q_{bx} \cdot \frac{10}{60} \cdot K \cdot F_c$

Trong đó: $q_{bx} = C \cdot [(\frac{T_T}{100})^4 - (\frac{T_{vlv}}{100})^4] \text{ [W/m}^2\text{]}$.

C: là hệ số bức xạ của vật liệu. Đối với vật đen tuyệt đối C = 5,76 [W/m².°K⁴].

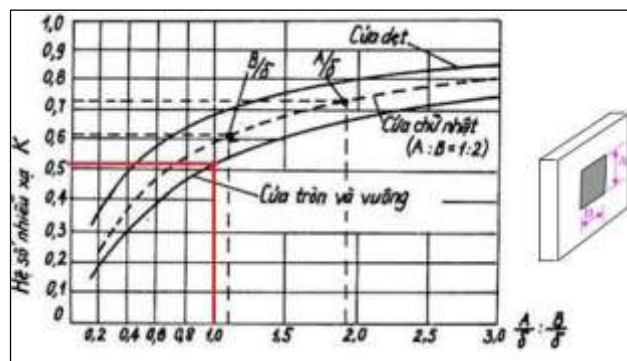
$T_T = 273 + t_T$ [°C] t_T : nhiệt độ bên trong lò.

$T_{vlv} = 273 + t_N$ [°C] t_N : nhiệt độ bên ngoài lò.

$$q_{bx}^H = 5,76 \cdot [(\frac{1400 + 273}{100})^4 - (\frac{35,4 + 273}{100})^4] = 450718 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$q_{bx}^D = 5,76 \cdot [(\frac{1400 + 273}{100})^4 - (\frac{22 + 273}{100})^4] = 450803 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

K: Hệ số nhiễu xạ khi mở cửa lò. K phụ thuộc vào kích thước của lò và bề dày cửa lò $\delta = 0,5\text{m}$ và cửa lò hình vuông. (tra biểu đồ hình 2.10 [7]).



Hình 2.7: Hệ số điều chỉnh K do nhiễu xạ

- Cửa lò hình vuông có kích thước: $A \cdot B = 0,5m \cdot 0,5m$
- Dựa vào các tỷ số: $\frac{A}{\delta} = \frac{0,5}{0,3} = 1,6$; $\frac{B}{\delta} = \frac{0,5}{0,3} = 1,6$
- Dùng biểu đồ trên ta tìm được: $K_1 = 0,61$; $K_2 = 0,61 \Rightarrow K = \frac{0,61+0,61}{2} = 0,61$

- Vậy lượng nhiệt tỏa ra khi mở cửa lò là:

- Mùa hè:

$$Q_{CL}^{mở(H)} = \frac{Q_{CL}^{đóng(H)}}{2} + q_{bx}^H \cdot z \cdot F_{CL} \cdot K = \frac{64,02}{2} + 450718 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,25 \cdot 0,61 = 11487,76 \text{ (W)}$$

- Mùa đông:

$$Q_{CL}^{mở(Đ)} = \frac{Q_{CL}^{đóng(Đ)}}{2} + q_{bx}^Đ \cdot z \cdot F_{CL} \cdot K = \frac{64,02}{2} + 450803 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,25 \cdot 0,61 = 11490 \text{ (W)}$$

- Vậy nhiệt truyền qua cửa lò:

$$Q_{CL}^H = Q_{CL}^{đóng(H)} + Q_{CL}^{mở(H)} = 64,02 + 11487,76 = 11551,78 \text{ (W)}$$

$$Q_{CL}^Đ = Q_{CL}^{đóng(Đ)} + Q_{CL}^{mở(Đ)} = 64,02 + 11490 = 11554,02 \text{ (W)}$$

Bảng 2.7 : Nhiệt tỏa của lò

Mùa	$Q_{TL}(W)$	$Q_{NL}(W)$	$Q_{DL}(W)$	$Q_{CL}(W)$	$Q_{tổng}(W)$	$Q \text{ 2 lò}(W)$
Mùa hè	3723,6	806,78	416,2	11551,78	16498	32997
Mùa đông	3733,8	809	424	11554,02	16520,8	33042

2.3.5. Tỏa nhiệt do quá trình làm nguội sản phẩm :

- Sản phẩm sau khi được nấu chảy ở lò nấu, sau đó rót vào các khuôn đúc. Tại đây xảy ra quá trình làm nguội dần có thay đổi trạng thái từ lỏng thành rắn.

- Nhiệt tỏa ra từ quá trình này được tính theo công thức:

$$Q_{sp} = 0,279 \cdot G \cdot [C_l \cdot (t_d - t_{nc}) + i + C_r \cdot (t_{nc} - t_c)] \cdot \beta \text{ [W]} \text{ (mục 2.2.8 – [7])}$$

Trong đó: G - khối lượng của vật nung trong 1 giờ, [kg/h].

$$G_{sp} = 500 \text{ [kg/h]} \cdot (\text{giả định})$$

C_r - nhiệt dung riêng của sản phẩm ở thể rắn, [kJ/kg⁰C]

Thép: $C_r = 0,46 + 0,000193 \cdot (1227 + 273) = 0,7495 \text{ [kJ/kg} \cdot ^0\text{C]}$. (bảng 2.8 – [7])

C_l : nhiệt dung riêng của sản phẩm ở thể lỏng, [kJ/kg⁰C].

Thép: $C_l = 1,17 \text{ [kJ/kg} \cdot ^0\text{C]}$.

t_{nc} - nhiệt độ nóng chảy của vật (t_{nc}), [⁰C].

t_d - nhiệt độ ban đầu của vật trước khi bắt đầu nguội, [⁰C].

t_c - nhiệt độ của vật sau khi nguội, [⁰C].

i - nhiệt hàm nóng chảy của vật liệu, [kJ/kg].

β - hệ số kể đến cường độ tỏa nhiệt theo thời gian, $\beta = 0,5$

Bảng 2.8 : Nhiệt tỏa do quá trình làm nguội sản phẩm

Mùa	G_{sp} [kg/h]	C_1 [kJ/kg.°C]	C_r [kJ/kg.°C]	t_d [°C]	t_{nc} [°C]	t_c [°C]	i [kJ/kg]	β	Q_{sp} [W]
Hè	500	1,17	0,7495	1400	1300	35,4	96,3	0,5	72909
Đông	500	1,17	0,7495	1400	1300	22	96,3	0,5	73609

2.3.6. Tổng nhiệt tỏa :

$$\sum Q_{TN} = Q_{TN}^{ngườì} + Q_{TN}^{TS} + Q_{TN}^{DC} + Q_{TN}^{sp} + Q_{TN}^{lò\ nấu}$$

Bảng 2.9 : Tổng nhiệt tỏa

Mùa	$Q_{TN}^{ngườì}$ (W)	Q_{TN}^{TS} (W)	Q_{TN}^{DC} (W)	Q_{TN}^{sp} (W)	$Q_{TN}^{lò\ nấu}$ (W)	$\sum Q_{TN}$ (W)
Hè	12400	5211,4	29000	72909	32997	152517
Đông	12710	5211,4	29000	73609	33042	153573

2.4. Thu nhiệt bức xạ mặt trời :

2.4.1. Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính (mùa hè) :

- Công thức tính toán: $Q_{bx}^{kính} = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot I \cdot F_{kính}$ [W] (mục 2.3.1 – [7])

Trong đó: $\tau_1 = 0,9$ - là hệ số kể đến độ trong suốt của cửa kính.

$\tau_2 = 0,8$ - là hệ số kể đến độ bám bẩn của cửa kính.

$\tau_3 = 0,75$ - là hệ số kể đến độ che khuất của cánh cửa .

$\tau_4 = 0,95$ - là hệ số kể đến độ che khuất của hệ thống che nắng.

$F_{kính}$ - diện tích của cửa kính chịu bức xạ mặt trời, [m²].

I - cường độ bức xạ mặt trời chiếu lên 1m² mặt phẳng chịu bức xạ tại thời điểm tính toán [W/m²], lấy trạm gần nhất là trạm Đà Nẵng (tra bảng 2.20- [3]).

Bảng 2.10 : Tính toán nhiệt do bức xạ mặt trời qua cửa kính

Hướng	Thời điểm (tháng 7)	τ_1	τ_2	τ_3	τ_4	$\Sigma F_{\text{kính}} (m^2)$	Mùa hè		
						$F_{cs} + F_{cm}$	$I(W/m^2)$	$Q_{\text{bx}}^{\text{kính}}(W)$	
Bắc	13h	0,9	0,8	0,75	0,95	83,1	79,2	3376,3	
Nam	13h					83,1	0	0	
Tây	13h					30,03	216,6	3336,8	
Đông	13h					34,32	0	0	
Tổng								6713	

2.4.2. Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua mái và tường :

- Bức xạ nhiệt qua mái được chia làm 2 phần: bức xạ truyền vào nhà do chênh lệch nhiệt độ và bức xạ truyền vào nhà do dao động nhiệt.

- Công thức tính toán:

$$Q_{\text{bx}}^{\text{mái}} = Q_{\text{bx}}^{\Delta t} + Q_{\text{bx}}^{\Delta \tau} = [K_{\text{mái}} \cdot (t_{\text{tg}}^{\text{TB}} - t_{\text{T}}) + \alpha_{\text{T}} \cdot A_{\text{T}}] \cdot F_{\text{mái}} \quad (W) \quad (\text{mục 2.3.2} - [7])$$

Trong đó: $Q_{\text{bx}}^{\Delta t}$ - Lượng nhiệt truyền qua mái do chênh lệch nhiệt độ (W)

$$Q_{\text{bx}}^{\Delta t} = K_{\text{mái}} \cdot (t_{\text{tg}}^{\text{TB}} - t_{\text{T}}) \cdot F_{\text{mái}}$$

K_m - hệ số truyền nhiệt của mái

$$K_m = 2,414 \text{ W/m}^2 \text{ (Bảng 2.3)}$$

$F_{\text{mái}}$ - diện tích mái. $F_{\text{mái}} = 557,6 \text{ m}^2$

t_T - nhiệt độ trong nhà vào mùa hè, $t_T = t_T^H = 35,4^{\circ}\text{C}$

$t_{\text{tg}}^{\text{TB}}$ - nhiệt độ trung bình tổng ngoài nhà của tháng nóng nhất ($^{\circ}\text{C}$)

$$t_{\text{tg}}^{\text{TB}} = t_{\text{N}}^{\text{TB}} + \frac{\rho \cdot I_{\text{bx}}^{\text{TB}}}{\alpha_N}$$

t_{N}^{TB} - Nhiệt độ trung bình của không khí ngoài nhà

$$t_{\text{N}}^{\text{TB}} = 29,3^{\circ}\text{C} \text{ (Tra bảng 2.2} - [3])$$

$\rho = 0,65$: hệ số hấp thụ nhiệt bức xạ của bề mặt kết cấu bao che, phụ thuộc vào tính chất, màu sắc của lớp vật liệu ngoài cùng => chọn mái tôn tráng kẽm (Bảng 2.9 - [4])

$\alpha_N = 23,26$: hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài của kết cấu ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

$I_{\text{bx}}^{\text{TB}}$: cường độ bức xạ mặt trời trung bình trong ngày đêm.

$$I_{\text{bx}}^{\text{TB}} = \frac{\Sigma I_{\text{bx}}}{24} = \frac{6904}{24} = 288 \text{ (W/m}^2)$$

Với $\Sigma I_{\text{bx}} = 6904 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{ngày)}$: cường độ trực xạ trên mặt bằng (chọn trạm Đà Nẵng bảng 2.18 - [3])

$$t_{tg}^{TB} = 29,3 + \frac{0,65 \cdot 288}{23,26} = 37,35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

- Lượng nhiệt truyền qua mái qua phân xưởng

$$Q_{bx}^{At} = K_{mai} \cdot (t_{tg}^{TB} - t_T) \cdot F_{mai} = 2,414 \cdot (37,35 - 35,4) \cdot 557,6 = 2625 \text{ (W)}$$

- Lượng nhiệt truyền qua mái do dao động nhiệt độ

$$Q_{bx}^{Ar} = \alpha_T \cdot A_{rT} \cdot F_{mai} \text{ (W)}$$

α_T – Hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài của kết cấu, $\alpha_T = 8,72 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

A_{rT} : Biên độ dao động của nhiệt độ trên bề mặt bên trong. $A_{rT} = \frac{A_t^{tg}}{v}$

A_{ttg} : Biên độ dao động của nhiệt độ tổng hợp ngoài nhà

$$A_t^{tg} = (A_t^{td} + A_t^N) \cdot \psi$$

A_t^N : Biên độ dao động của nhiệt độ ngoài nhà

$$A_t^N = t_{max}^{13} - t_N^{TB}$$

t_{max}^{13} ($^\circ\text{C}$): nhiệt độ trung bình đo lúc 13h của tháng nóng nhất (tháng 7)
 $t_{max}^{13} = 34,4^\circ\text{C}$; $t_N^{TB} = 29,3^\circ\text{C}$

$$A_t^N = 34,4 - 29,3 = 5,1 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

A_t^{td} : biên độ dao động của nhiệt độ tương đương do bức xạ Mặt Trời gây ra:

$$A_t^{td} = \frac{\rho \cdot (I^{max} - I^{TB})}{\alpha_N}$$

Trong đó: $I^{max} = 543,7 \text{ (W/m}^2)$ lấy theo trạm Đà Nẵng (bảng 2.20)

$$I^{max} - I^{TB} = 543,7 - 288 = 255,7 \text{ (W/m}^2)$$

$$A_t^{td} = \frac{\rho \cdot (I^{max} - I^{TB})}{\alpha_N} = \frac{0,65 \cdot (543,7 - 288)}{23,26} = 7,14 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

ψ : hệ số hiệu chỉnh do sự lệch pha $\Delta Z = Z_{td}^{max} - Z_{tn}^{max}$ và tỉ số giữa biên độ

của dao động nhiệt độ tương đương và nhiệt độ bên ngoài.

$$Z_{td}^{max} = 13 \text{ giờ, } Z_{tn}^{max} = 15 \text{ giờ} \rightarrow \Delta Z = 15 - 13 = 2$$

- Dựa vào tỉ số: $\frac{A_t^{td}}{A_t^N} = \frac{7,14}{5,1} = 1,4 \Rightarrow \psi = 0,96$ (bảng 2.10 – [2])

- Biên độ dao động của nhiệt độ tổng hợp ngoài nhà:

$$A_t^{tg} = (A_t^{td} + A_t^N) \cdot \psi = (7,14 + 5,1) \cdot 0,96 = 11,75 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

- Biên độ dao động của nhiệt độ trên bề mặt bên trong:

$$A_{rT} = \frac{A_t^{tg}}{v} = \frac{11,75}{3} = 3,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

v : hệ số tắt dần của dao động nhiệt độ, $v = 1$ (đối với mái tôn mỏng) và $v = 3$ (đối với mút xốp)

$$Q_{bx}^{Ar} = \alpha_T \cdot A_{rT} \cdot F_{mai} = 8,72 \cdot 3,9 \cdot 557,6 = 19044 \text{ (W)}$$

- Vậy $Q_{bx}^{mái} = Q_{bx}^{\Delta t} + Q_{bx}^{A\tau} = 2625 + 19044 = 21670 \text{ (W)}$

2.4.3. Tổng nhiệt bức xạ mặt trời :

Bảng 2.11 : Tổng nhiệt bức xạ mặt trời

Mùa	$Q_{bx}^{kính} \text{ (W)}$	$Q_{bx}^{mái} \text{ (W)}$	$\sum Q_{bx} \text{ (W)}$
Hè	6713	21670	28383

2.5. Tính toán nhiệt thừa bên trong công trình :

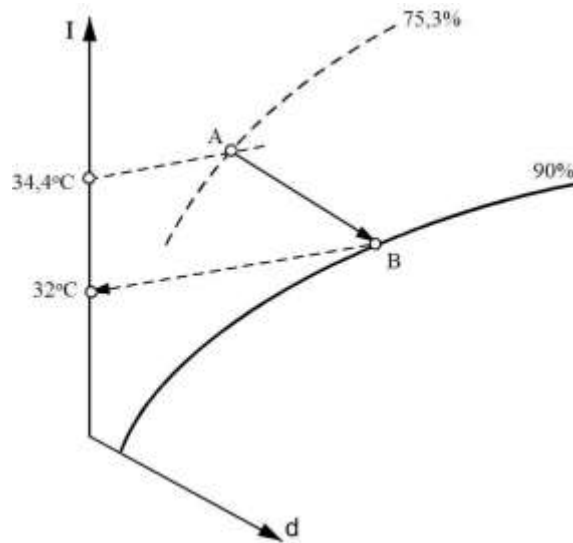
- Tổng nhiệt thừa vào mùa hè: $Q_{thừa}^H = Q_{tỏa}^H + Q_{bx}^H - Q_{t.thất}^H \text{ (W)}$
- Tổng nhiệt thừa vào mùa đông: $Q_{thừa}^Đ = Q_{tỏa}^Đ - Q_{t.thất}^Đ \text{ (W)}$

Bảng 2.12: Tổng nhiệt thừa bên trong công trình

Mùa	Tổng thất nhiệt	Toả nhiệt	Thu nhiệt	Q thừa (W)
	$\sum Q_{TT} \text{ (W)}$	$\sum Q_{TN} \text{ (W)}$	$\sum Q_{BX} \text{ (W)}$	
Hè	6528	152517	28383	174372
Đông	18770	153573	0	134803

2.6. Tính toán nhiệt độ sau buồng phun ẩm :

- Nhiệt độ không khí ngoài trời tương đối cao là 34,4°C, nên khi lấy trực tiếp lượng gió này vào trong phân xưởng thì sẽ rất cao vì vậy, ta đặt buồng phun ẩm để lượng nhiệt giảm xuống rồi mới đưa vào trong phân xưởng.
- Với điều kiện khí hậu ở Đà Nẵng có nhiệt độ ngoài nhà là $t_N = 34,4[^\circ\text{C}]$, độ ẩm tương đối = 75,3 [%], không khí sẽ đi vào buồng phun ẩm, khi đó nhiệt độ của không khí sẽ thay đổi như sau: $t_v = 32 \text{ } [^\circ\text{C}]$, độ ẩm: = 90 [%] (dựa vào biểu đồ Id - [7]).



Hình 2.8 : Tra nhiệt độ sau buồng phun ẩm

2.7. Tính toán hút nhiệt các thiết bị tỏa nhiệt :

2.7.1. Hút nhiệt tại lò nấu :

- Trong phân xưởng làm việc có 2 lò nấu nên ta sẽ hút nhiệt tỏa ra từ lò nấu bằng cách sử dụng chụp hút được bố trí phía trên đỉnh lò.

- Lưu lượng hút của chụp: $L = L_{dl} \cdot \frac{F_c}{F_n}$ [m³/h]

Trong đó: F_c, F_n - diện tích tiết diện miệng chụp, nguồn nhiệt, [m²].

L_{dl} - lưu lượng dòng đối lưu,

$$L_{dl} = 64 \cdot \sqrt[3]{Q_{dl} \cdot F_n^2 \cdot Z} = 684,15 \text{ [m}^3\text{/h].}$$

Z - khoảng cách từ bề mặt nguồn nhiệt đến miệng chụp

$z = 1$ [m].

Q_{dl} - nhiệt đối lưu bên trên nguồn nhiệt [W]

$$Q_{dl} = \alpha_{dl} \cdot F_n \cdot (t_n - t_{xq}) = 241,3 \text{ [W].}$$

α_{dl} - hệ số trao đổi nhiệt đối lưu [W/m².°C]

$$\alpha_{dl} = 1,5 \cdot \sqrt[3]{t_n - t_{xq}} = 4,36 \text{ [W/m}^2\text{.}^\circ\text{C].}$$

t_n, t_{xq} - nhiệt độ bề mặt nguồn nhiệt và không khí xung quanh, [°C].

- Chụp hút của lò nung: Khoảng cách $Z = 1$ [m].

- Chiều rộng của chụp: $1,2 + (0,4 \cdot Z \cdot 2) = 2$ [m].

- Chiều dài của chụp: $1,2 + (0,4 \cdot Z \cdot 2) = 2$ [m].

Bảng 2.13 : Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc lò nấu

Tên thiết bị	F_n [m ²]	F_c [m ²]	Z [m]	t_n [°C]	t_{xq} [°C]	α_{dl} [W/m ² .°C]	Q_{dl} [W]	L_{dl} [m ³ /h]	$2L_{lò}$ [m ³ /h]
Lò nấu	2,25	4	1	60	35,4	4,36	241,3	684,15	1216,3.2=2433

- Chọn đường kính ống hút: $d = 400$ [mm].
- Vận tốc trong ống là: $V = \frac{L}{F} = \frac{4.1216,3}{\pi.0,4^2.3600} = 2,69$ [m/s].
- Vì 2 lò nấu nằm gần nhau ta ghép 2 ống hút cục bộ ở 2 lò này được nhập chung thành 1 ống rồi đưa lên trời. Chọn đường kính ống hút là: $d = 540$ [mm].
- Vận tốc trong ống là: $V = \frac{L}{F} = \frac{4.1216,3.2}{\pi.0,54^2.3600} = 3$ [m/s].

2.7.2. Hút nhiệt tại khuôn đúc :

- Trong phân xưởng làm việc có 2 khuôn đúc nên ta sẽ hút nhiệt tỏa ra từ khuôn bằng cách sử dụng chụp hút được bố trí phía trên đỉnh khuôn đúc.

- Lưu lượng hút của chụp: $L = L_{dl} \cdot \frac{F_c}{F_n}$ [m³/h]

Trong đó: F_c, F_n - diện tích tiết diện miệng chụp, nguồn nhiệt, [m²].

L_{dl} - lưu lượng dòng đối lưu,

$$L_{dl} = 64 \cdot \sqrt[3]{Q_{dl} \cdot F_n^2 \cdot Z} = 684,15 \text{ [m}^3\text{/h].}$$

Z - khoảng cách từ bề mặt nguồn nhiệt đến miệng chụp,

$z = 1$ [m].

Q_{dl} - nhiệt đối lưu bên trên nguồn nhiệt [W]

$$Q_{dl} = \alpha_{dl} \cdot F_n \cdot (t_n - t_{xq}) = 241,3 \text{ [W].}$$

α_{dl} - hệ số trao đổi nhiệt đối lưu [W/m².°C]

$$\alpha_{dl} = 1,5 \cdot \sqrt[3]{t_n - t_{xq}} = 4,36 \text{ [W/m}^2\text{.°C].}$$

t_n, t_{xq} - nhiệt độ bề mặt nguồn nhiệt và không khí xung quanh, [°C].

- Chụp hút của khuôn đúc : Khoảng cách $Z = 1$ [m].
- Chiều rộng của chụp: $1,2 + (0,4 \cdot Z \cdot 2) = 2$ [m].
- Chiều dài của chụp: $1,2 + (0,4 \cdot Z \cdot 2) = 2$ [m].

Bảng 2.14 : Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc khuôn đúc

Tên thiết bị	F_n [m ²]	F_c [m ²]	Z [m]	t_n [°C]	t_{xq} [°C]	α_{dl} [W/m ² .°C]	Q_{dl} [W]	L_{dl} [m ³ /h]	$2L_{lò}$ [m ³ /h]
Lò nấu	2,25	4	1	60	35,4	4,36	241,3	684,15	1216,3.2=2433

2.8. Tính toán lưu lượng thông gió :

2.8.1. Tính toán lưu lượng thông gió :

- Bên trong phân xưởng, tại khu vực đặt lò nấu và khuôn đúc. Tại đây lượng nhiệt lớn sẽ tỏa ra từ hai thiết bị trên, vì vậy ta cần đặt chụp hút tại hai thiết bị này. Khi sử dụng chụp hút nó sẽ làm giảm đi 70% lượng nhiệt thừa phát sinh, lượng nhiệt còn lại là 30% thì thiết kế các miệng thổi. Nhiệt thừa tỏa ra từ nóc lò $Q_{NL} = 806,78$ [W] có hệ thống hút nên không tính tỏa nhiệt vào phòng. Vì vậy lượng nhiệt thừa cần được thông gió:

$$- Q_{th} = Q_{thừa} - Q_{NL} - 0,7Q_{SP} = 174372 - 806,78 - (0,7 \cdot 72909) = 122529 \text{ [W]}.$$

$$- \text{Nhiệt thừa của phân xưởng là: } Q_{thừa} = 122529 \text{ [W]} = 441104 \text{ [kJ/h]}$$

$$- \text{Lưu lượng thông gió: } L_{TG} = \frac{Q_{th}}{C \cdot (t_R - t_V) \cdot \gamma}$$

Trong đó: C - tỷ nhiệt của không khí khô $C = 1,005$ [kJ/Kg.°C].

t_R - nhiệt độ không khí hút ra, $t_R = t_{vlv} + a \cdot (h_o - h_{vlv})$.

t_{vlv} - nhiệt độ không khí trong phòng tại vùng làm việc lấy bằng nhiệt độ tính toán trong phòng vào mùa hè

$$t_{vlv} = t_T^H = 35,4 \text{ [°C]}.$$

a - hệ số kể đến sự tăng nhiệt độ theo 1m chiều cao nhà xưởng

$a = 1 - 1,5$ [°C/m]. Chọn $a = 1,2$.

h_o - khoảng cách đứng từ mặt sàn đến tâm cửa không khí ra

$h_o = 10$ [m].

h_{vlv} - chiều cao vùng làm việc, khoảng 1,5 - 2m, chọn 2 [m].

$$t_R = t_{vlv} + a \cdot (h_o - h_{vlv}) = 35,4 + 1,2 \cdot (10 - 2) = 45 \text{ [°C]}$$

t_v - nhiệt độ của không khí thổi vào phòng lấy bằng nhiệt độ sau khi đi qua buồng phun ẩm, $t_v = t_N = t_{bf} = 32$ [°C].

γ - trọng lượng riêng của không khí ở 32[°C].

$$\gamma = \frac{353}{273+t} = \frac{353}{273+32} = 1,15 \text{ (kg/ m}^3\text{)}$$

- Lưu lượng thông gió cho phân xưởng:

$$L_{TG} = \frac{Q_{th}}{C \cdot (t_r - t_v) \cdot \gamma} = \frac{441104}{1,005 \cdot (45 - 32) \cdot 1,15} = 29359 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

2.8.2. Tính số miệng thổi :

- Lưu lượng mỗi miệng thổi là 800 - 3000 (m³/h)
- Khoảng cách giữa các miệng = (4 - 6) m.
- Chọn số miệng thổi là: n = 24 (miệng thổi). Trong đó có 2 miệng thổi loại batuarin
- Vậy lưu lượng từng miệng thổi là: $L_{MT} = \frac{30000}{24} = 1250 \text{ (m}^3/\text{h)}$
- Hệ số an toàn là $n = \frac{L}{L_{TG}} = \frac{30000}{29359} = 1,02$

2.9. Tính toán buồng phun ẩm :

- Các bước tính toán buồng phun ẩm (Trang 218 –[8])

2.9.1. Chọn lưu tốc không khí đi qua tiết diện ngang của buồng phun $\rho\omega_k$:

- Thông thường người ta chọn $\rho\omega_k = 2,8 \div 3,2 \text{ kg.m}^2/\text{s}$, chọn $\rho\omega_k = 2,9 \text{ [kg.m}^2/\text{s]}$

2.9.2. Xác định kích thước cơ bản của buồng phun :

- Tiết diện ngang của buồng phun:

$$F_b = \frac{G}{\rho\omega_k} = h \times b \text{ m}^2$$

Trong đó: G – lưu lượng gió đã được xác định

$$F_b = \frac{G}{\rho\omega_k} = \frac{30000}{3600 \times 2,9} = 2,87 \text{ m}^2$$

h là chiều cao buồng phun

h = 2 – 2,5 [m], chọn h = 2 [m] => b = 1,4 [m], chọn b = 2

Tự chọn chiều dài buồng phun là 5 [m]

2.9.3. Xác định các thông số đặc trưng khác của buồng phun :

- Chọn số dãy phun Z: nằm trong khoảng 1 ÷ 3 dãy, chọn 2 dãy
- Cách bố trí các dãy vòi phun: thuận nghịch
- Chế độ phun: phun thô
- Chọn loại mũi phun: Mũi phun góc Y-1 của Nga
- Chọn đường kính mũi phun $d_0 = 4 \text{ mm}$
- Chọn mật độ mũi phun trên tiết diện ngang của buồng phun n, chọn $n = 16 \text{ cái/m}^2$
- Tính số mũi phun $N = F_b \cdot z \cdot n = 2,87 \cdot 2 \cdot 16 = 92 \text{ cái}$
- Tính lượng nước cần phun: $G_n = \mu \cdot L = 1,5 \cdot 30000 = 45000 \text{ [kg/h]}$

Trong đó: L - Lưu lượng khí cần phun ẩm

μ - Hệ số phun ẩm $\mu > 1$ (kg nước/kg không khí), ta chọn $\mu = 1,5$

- Cấu tạo dàn phun:
- Bề rộng chắn nước trước $a = 120$ mm
- Bề rộng chắn nước sau $b = 185 \div 250$ mm, ta chọn $b = 200$ mm
- Các kích thước khác: $c = 200$ mm, $m = 660$ mm, $n = 400$ mm, $p = 600$

CHƯƠNG 3 : PHƯƠNG ÁN THÔNG GIÓ VÀ TÍNH TOÁN THỦY LỰC

3.1. Lựa chọn phương án thông gió :

3.1.1. Thông gió tự nhiên :

- Thông gió tự nhiên là phương án giúp không khí bên ngoài được lưu chuyển vào phân xưởng một cách tự nhiên mà không cần sử dụng các thiết bị hỗ trợ như quạt.
- Ưu điểm :
 - + Không tốn chi phí, tiết kiệm năng lượng.
 - + Có khả năng thông gió với lưu lượng lớn (tùy thuộc vào diện tích của cửa và lưu lượng gió)
- Nhược điểm :
 - + Phương pháp này hoạt động phụ thuộc hoàn toàn vào điều kiện gió tự nhiên, không thể điều chỉnh hoặc tiết giảm
 - + Doanh nghiệp cần có thêm thiết bị phụ trợ (như quạt, điều hòa,...) vào những ngày ít gió.
 - + Không thể bảo đảm điều kiện làm việc cho người sản xuất được do lượng nhiệt thừa lớn.

3.1.2. Phương án thông gió cơ khí :

- Thông gió cơ khí là sử dụng các thiết bị điều chuyển không khí. Ở mức độ đơn giản là sử dụng các quạt gió để phụ trợ thông gió tự nhiên, tạo ra dòng đối lưu cưỡng bức trong phòng. Tức là, việc thiết kế hệ thống thông gió này giúp đưa không khí từ trong từ trường bên trong phòng ra ngoài hoặc ngược lại nhờ tác động của quạt và động cơ.
- Quạt có nhiệm vụ đưa không khí trong lành từ bên ngoài vào. Hệ thống hút chỉ đặt tại một số vị trí nhất định trong phân xưởng như lò nấu thép, bể mạ, các máy móc phát sinh ra nhiều bụi như: máy mài... do vậy gọi là hệ thống hút cục bộ.
- Ưu điểm :
 - + Đưa không khí sạch vào bên trong nhà nơi công nhân làm việc
 - + Khí bị ô nhiễm được hút bằng các chụp hút ra ngoài tại nơi phát sinh
 - + Có khả năng thay đổi hoặc duy trì lưu lượng không khí cần thiết tùy theo điều
 - + Kiện khí hậu nhiệt độ không khí ngoài trời và tốc độ gió
 - + Chủ động trong việc quản lý, vận hành cũng như khi có sự cố xảy ra
- Nhược điểm :

- + Chi phí đầu tư lớn, chi phí vận hành cao
- + Không bền vững

3.1.3. Phương án thông gió tự nhiên kết hợp thông gió cơ khí :

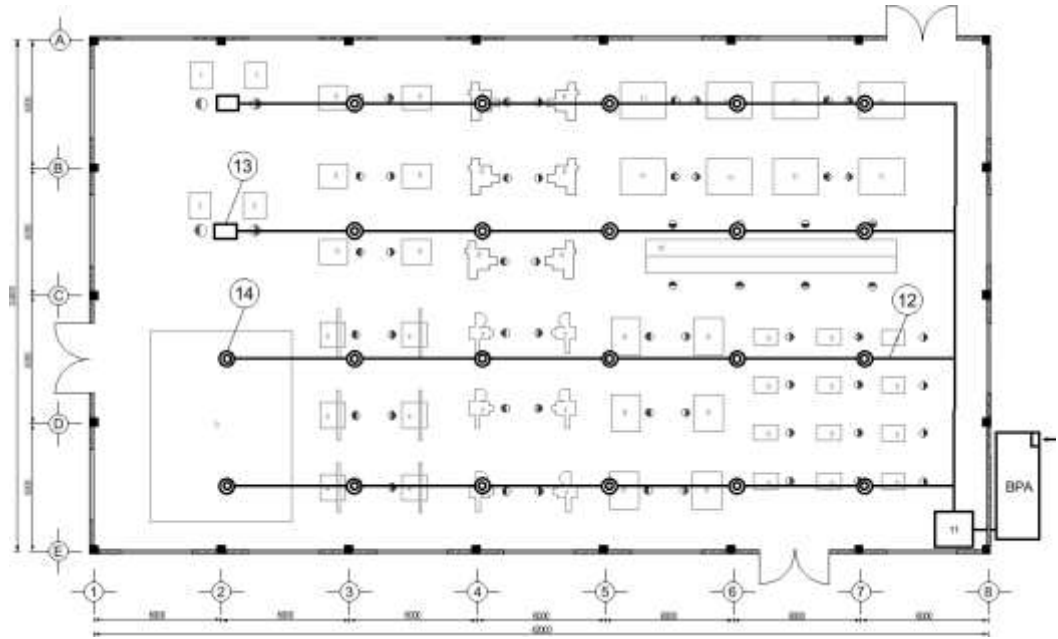
- Trong trường hợp kết hợp thông gió tự nhiên và thông gió cơ khí thì hiệu quả xử lý cao hơn để đảm bảo môi trường làm việc an toàn và lành mạnh. Chi phí cho thông gió theo phương án này chỉ cao hơn thông gió tự nhiên.

3.1.4. Lựa chọn phương án thông gió :

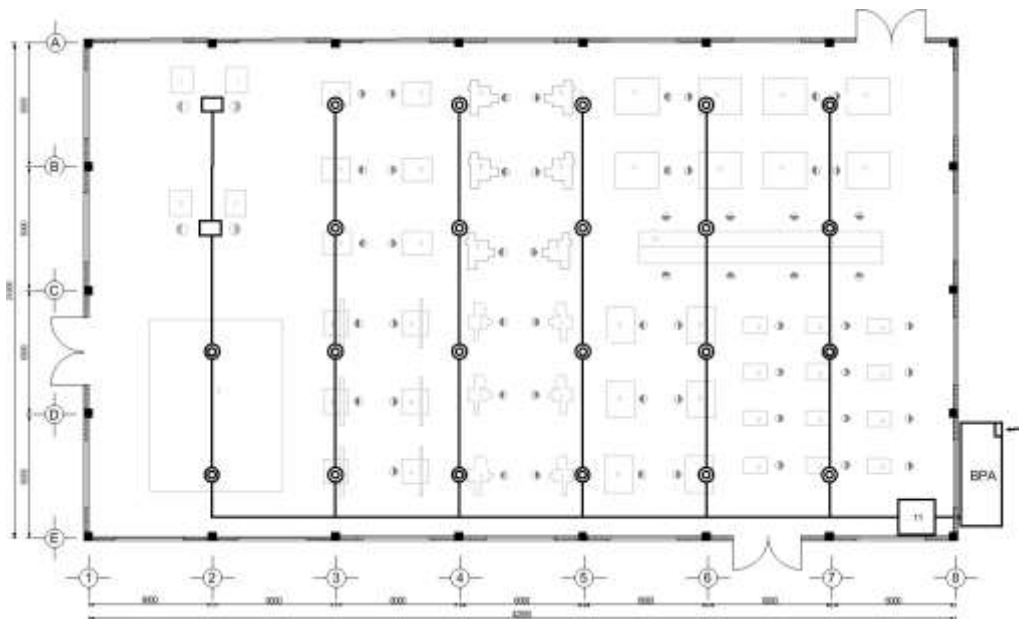
- Dựa vào ưu, nhược điểm của từng phương án và quan trọng nhất là hiệu quả khi áp dụng các phương pháp trên để khử nhiệt thừa và bụi. Phương án thông gió tự nhiên kết hợp cơ khí sẽ là sự lựa chọn của tôi để áp dụng cho thiết kế hệ thống thông gió trong phân xưởng của mình.
- Trong quá trình thông gió cơ khí, đối với nhiệt độ ngoài trời sẽ lấy theo giá trị lớn nhất theo địa phương của mình. Tra bảng 2.3 – [3] nhiệt độ trung bình tháng nóng nhất của Đà Nẵng là 34,4 °C, nhiệt độ này tương đối khá cao khi thổi vào nhà để khử nhiệt thừa. Vì vậy, tôi đề xuất phương án sử dụng buồng phun ẩm để làm lạnh không khí nhằm làm giảm bớt lưu lượng thông gió.

3.2. Vạch tuyến hệ thống thông gió :

- Với tổng số miệng thổi là 24 trong đó 22 miệng thổi loa ba tầng và 2 miệng thổi baturin đã tính toán ở phần trên. Theo mặt bằng tự giả định, tiếp tục vạch tuyến đường ống thông gió theo số miệng thổi và chỗ làm việc của người công nhân ta tiến hành vạch tuyến cho hệ thống thông gió trong phân xưởng, với 2 phương án như sau:



Hình 3.1 : Vạch tuyến phương án 1



Hình 3.2 : Vạch tuyến phương án 2

- Cơ sở lựa chọn phương án vạch tuyến:
 - + Phương án 1: Số lượng đường ống ít tiết kiệm chi phí đường ống, khi tính tổn thất toàn phần thì nhỏ hơn phương án 2
 - + Phương án 2: Số lượng đường ống nhiều gây tổn kém, tổn thất toàn phần lớn hơn phương án 1.

- Vậy, phương án 1 sẽ phù hợp cho việc thiết kế hệ thống thông gió cho nhà máy với mong muốn tiết kiệm chi phí, tối giản cho nhà máy.

3.3. Tính thủy lực hệ thống thông gió cho nhà máy và lựa chọn thiết bị :

3.3.1. Chọn vị trí miệng thổi và loại miệng thổi :

- Trong các phân xưởng sản xuất, nhiệm vụ chính của các miệng thổi là cung cấp không khí sạch được thổi trực tiếp vào vùng làm việc của các công nhân. Vậy nên việc bố trí từng miệng thổi sao cho hợp lý để tạo môi trường làm việc thoáng mát. [7]
- Miệng thổi được chọn là miệng thổi loa 3 tầng với lá hướng dòng điều chỉnh được.
- Vận tốc trung bình tại vị trí làm việc của công nhân yêu cầu đạt từ $0,5 \div 1,2$ [m/s].
- Chọn chiều cao đặt miệng thổi là 3 [m] so với sàn nhà.
- Chiều cao làm việc của công nhân, chọn $h_1 = 1,5$ [m] ($h_1 = 1,2 \div 1,5$ m).

3.3.1.1. Miệng thổi loa ba tầng :

Vận tốc trung bình tại miệng thổi loa 3 tầng:

$$C_0 = \frac{L}{F} = \frac{0,347}{0,28} = 1,24 \text{ [m/s]}.$$

Trong đó: L - Lưu lượng miệng thổi: $L = 1250 \text{ [m}^3/\text{h]} = 0,347 \text{ [m}^3/\text{s]}.$

F - Diện tích miệng thổi đường kính ống $d = 280 \text{ [mm]}$

$D = 2d = 560 \text{ [mm]}.$ Vậy $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,56^2}{4} = 0,25 \text{ [m}^2].$

3.3.1.2. Miệng thổi batuarin :

- Đối với các khu vực đặt thiết bị như lò nấu và khuôn đúc, ta nên đặt miệng thổi Baturin để thổi không khí phục vụ cho một vùng làm việc.

- Vận tốc trung bình tại miệng thổi baturin:

$$C_0 = \frac{L}{F} = \frac{0,347}{0,28} = 1,24 \text{ [m/s]}.$$

Trong đó: L- Lưu lượng miệng thổi, $L = 1250 \text{ [m}^3/\text{h]} = 0,347 \text{ [m}^3/\text{s]}.$

F - Diện tích miệng thổi (đường kính ống $d = 280 \text{ [mm]}$)

$D = 2d = 560 \text{ [mm]}.$ Vậy $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,56^2}{4} = 0,25 \text{ [m}^2].$

3.3.1.3. Vận tốc trung bình tại vị trí làm việc của công nhân:

$$C_x = C_0 \cdot \frac{0,226}{d + 0,145} \text{ [m/s]}.$$

Trong đó: a- hệ số chảy rối, đối với ống có hình trụ có loa ngắn $a = 0,08.$

x - khoảng cách tính từ miệng thổi đến chiều cao làm việc của công nhân, [m].

$$x = h_2 - h_1 = 3 - 1,5 = 1,5 \text{ [m]}.$$

- Đối với miệng thổi $L = 1250 \text{ [m}^3/\text{h]}$:

$$C_x = 1,24 \cdot \frac{0,226}{\frac{0,08 \cdot 1,5}{0,28} + 0,145} = 0,49 \text{ [m/s]}.$$

- Ta thấy ($0,5 \leq C_x \leq 1,2 \text{ [m/s]}$), vậy chọn chiều cao đặt miệng thổi $h_2 = 3 \text{ [m]}$ là hợp lý.

3.3.2. *Tính toán thủy lực cho hệ thống thông gió :*

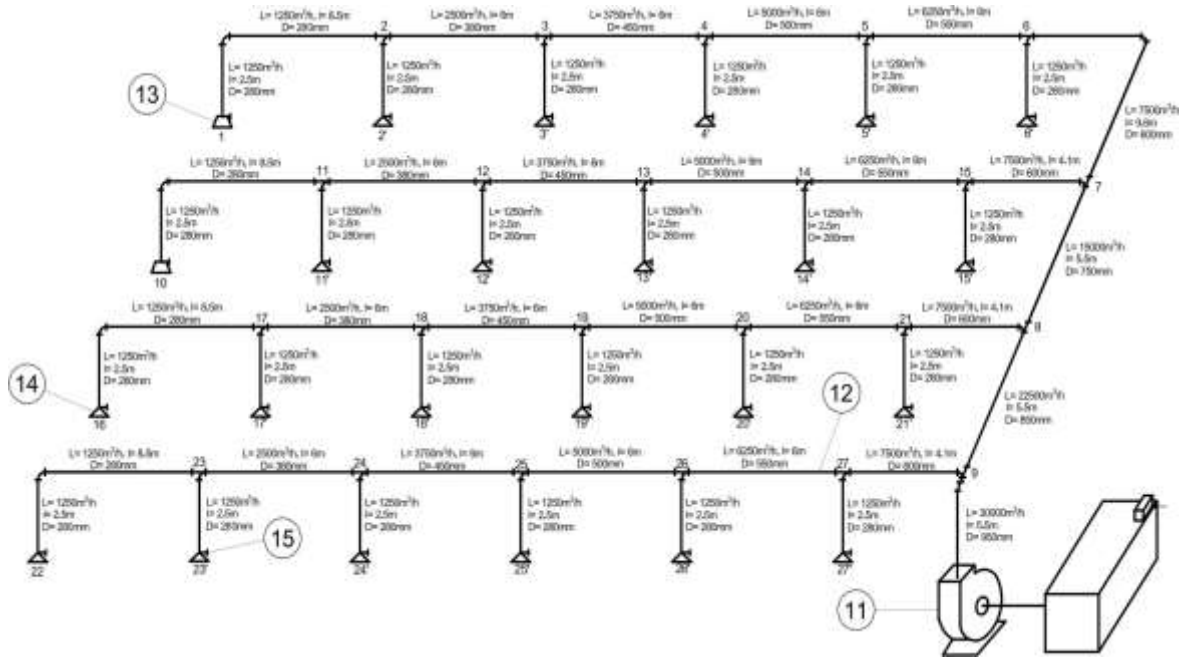
3.3.2.1. *Phương pháp tính toán :*

- Hệ số tổn thất cục bộ ξ trên đường ống đày được tra theo phụ lục 7 trang 227 trong giáo trình thông gió –TS. Nguyễn Đình Huấn.
- Các bước tính thủy lực bao gồm: 4 bước
- + **B1:** Xác định tuyến chính và đánh số thứ tự từ ngọn đến gốc 1-- 2 --3 --4 -- 5--6 --7 --8 --9--Q.
- + **B2:** Dựa vào L (lưu lượng) đã biết ta tự chọn đường kính ống sao cho đường kính ống tăng dần đồng thời kết hợp với chọn v (vận tốc kinh tế) sao cho nó tăng dần và v nằm trong khoảng $5 < v < 12$ (vận tốc kinh tế lấy theo nhà công nghiệp trang 134 giáo trình Thông Gió) và kết hợp với nhiệt độ bên ngoài công trình $t = 34,4^\circ\text{C}$. Từ đó ta tra ra được vận tốc v, tổn thất áp suất R và áp suất động Pđ tương ứng (Tra theo phần mềm DH-Ven2 phần mềm tính toán tổn thất ma sát).
- + **B3:** Lập bảng tính để tính các thông số còn lại: ΔP_{ms} , ΔP_{cb} , ΔP_{tp} .
- + **B4:** Từ bảng tính thủy lực ta sẽ \Rightarrow lưu lượng và tổn thất thủy lực để chọn quạt. Với hướng gió chính là Đông Nam chúng ta tiến hành đặt quạt ở phía Nam trong phân xưởng cơ khí. Với diện tích của phân xưởng cơ khí là $42\text{m} \times 24\text{m}$ thì có 24 miệng thổi khoảng cách giữa các miệng thổi là 6 m

3.3.2.2. *Tính toán thủy lực :*

- Kết quả bảng tính toán thủy lực tuyến ống chính 1 - Q (Phụ lục 2.5)
- Kết quả bảng tính toán thủy lực tuyến ống phụ (Phụ lục 2.6;2.7;2.8)

3.3.3. Sơ đồ không gian của hệ thống thông gió :



Hình 3.3 : Sơ đồ không gian hệ thống thông gió

3.3.4. Tính toán chọn quạt :

Tính tổn thất cho ống hút:

- Chọn ống có đường kính 1024 mm
- Tổn thất của đoạn ống hút: $\Delta P_{tp} = \Sigma \Delta P_{ms} + \Sigma \Delta P_{cb}$ [kg/m²]
- Tổn thất áp suất do ma sát: $\Delta P_{ms} = R \cdot L$ [kg/m²]

Trong đó: R [kg/m².m] - Tổn thất áp suất ma sát đơn vị ứng với điều kiện tiêu chuẩn tính cho 1m dài của ống

$$R = 0,077$$

L [m] - Chiều dài của đoạn ống hút : $L = 1$ m

$$\Delta P_{ms} = 0,077 \cdot 1 = 0,077 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

- Tổn thất áp suất cục bộ: $\Delta P_{cb} = P_d \cdot \Sigma \xi$ [kg/m²]

Trong đó : P_d [kg/m²] - Áp suất động của đoạn ống hút

$$P_d = 6,04 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

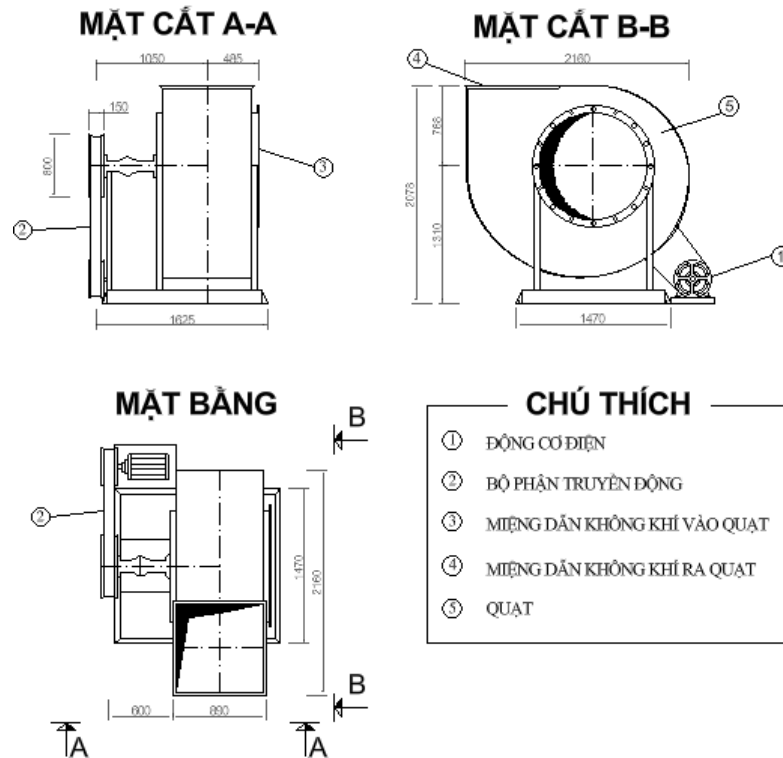
$\Sigma \xi$ - Tổng hệ số sức cản cục bộ của đoạn ống hút (Phụ lục 7 – [4])

- Kết quả thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đoạn ống hút (Phụ lục 2.9)

- Vậy: $\Delta P_{cb} = Pđ. \Sigma \xi = 6,04 \cdot 4,6 = 27,784 \text{ (kg/m}^2\text{)}$
 $\Delta P_{tp} = 0,077 + 27,784 = 27,861 \text{ (kg/m}^2\text{)}$
- Vậy tổng tổn thất: $\Sigma \Delta P_{tp} = 27,861 + 15,56 = 43,421 \text{ [kg/m}^2\text{]}$.
- Từ lưu lượng $L = 30000 \text{ [m}^3\text{/h]}$ và tổn thất $\Sigma \Delta P_{tp} = 43,421 \text{ [kg/m}^2\text{]}$ và dựa vào biểu đồ đặc tính và kích thước của một số loại quạt thông dụng (phụ lục 4_[7]). Ta chọn được loại quạt cần là quạt II 4-70 N⁰12 có các thông số: số vòng quay $n = 470 \text{ [vòng/phút]}$ và hiệu suất quạt $\eta = 78 \text{ [%]}$.
- Công suất động cơ điện :







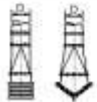
$$N = \frac{L_q \times \Delta P_q}{3600 \times 102 \times \eta} = \frac{30000 \times 43,421}{3600 \times 102 \times 0,78} = 4,54 \text{ (KW)}$$

- Bảng kích thước quạt II 4-70 N⁰12 (Phụ lục 2.10)



Hình 3.4 : Chi tiết quạt II 4-70 N⁰12

3.3.5. Lập bảng thống kê vật liệu của hệ thống thông gió :

STT	Tên thiết bị	Quy cách	Kí hiệu	Kích thước	Số lượng
1	Quạt N'12		L: Lưu lượng (m³/h)	L = 30000 (m³/h)	1
			P: Tần suất loan phiên (kg/m²)	P = 43,421 (kg/m²)	
			N: Công suất quạt (kW)	N = 4,54 (kW)	
2	Ván điều chỉnh (lá chắn)				24
3	Ngoài 90° (R=1.5D)		D: Đường kính ống (mm)	D = 950mm; R = 1425mm	1
				D = 280mm; R = 420mm	4
				D = 600mm; R = 900mm	1
4	Ngoài 45° (R=1.5D)		D: Đường kính ống (mm)	D = 280 mm; R = 420mm	20
				D = 600mm; R = 900 mm	3
5	Màng thổi ice 3 tầng		D: Đường kính ống (mm)	D = 280mm	22
				D ₁ = 308mm	
				D ₂ = 476mm	
				D ₃ = 560mm	
				h: Chiều cao (mm)	
				h ₁ = 140mm	
h ₂ = 210mm					
h ₃ = 280mm					
6	Chạc 3		D: Đường kính ống (mm) l: Chiều dài (mm)	D = 380mm; D ₁ = 280mm; D ₂ = 280mm; l = 570mm (V) trị: 2,11,17,23)	4
				D = 450mm; D ₁ = 380mm; D ₂ = 280mm; l = 675mm (V) trị: 3,12,16,24)	4
				D = 500mm; D ₁ = 450mm; D ₂ = 280mm; l = 750mm (V) trị: 4,13,19,25)	4
				D = 550mm; D ₁ = 500mm; D ₂ = 280mm; l = 825mm (V) trị: 5,14,20,26)	4
				D = 600mm; D ₁ = 550mm; D ₂ = 280mm; l = 900mm (V) trị: 6,15,21,27)	4
				D = 950mm; D ₁ = 850mm; D ₂ = 800mm; l = 1425mm (V) trị: 9)	1
				D = 850mm; D ₁ = 750mm; D ₂ = 800mm; l = 1275mm (V) trị: 8)	1
				D = 750mm; D ₁ = 600mm; D ₂ = 600mm; l = 1125mm (V) trị: 7)	1
7	Màng thổi Batain		D: Đường kính ống (mm)	D = 280mm	2

Hình 3.5 : Thống kê vật liệu của hệ thống thông gió

CHƯƠNG 4 : TÍNH TOÁN KHUẾCH TÁN Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ

4.1. Thông số tính toán :

4.1.1. Dữ liệu đầu bài :

Bảng 4.1 : Thông số nguồn thải

Ống khói	Loại nhiên liệu	Thành phần của nhiên liệu							Lượng nhiên liệu thụ B (kg/h)	Chiều cao ống khói theo h (m)	Nhiệt độ khói thải T (°C)
		Cp	Hp	Np	Op	Sp	Ap	Wp			
1	Dầu FO	83,40	10,00	0,20	0,20	2,90	0,30	3,00	1022	22	156
2	ThanCam 4QN	64,8	3,8	0,9	6,7	0,8	15	8	975	23	145

4.1.2. Thông số khí tượng tại thành phố Đà Nẵng :

Bảng 4.2 : Thông số khí tượng ở Đà Nẵng

Ống khói	Mùa hè (tháng 7)				
	Nhiệt độ trung bình(°C)	Hướng gió chính	Vận tốc gió (m/s)	Độ ẩm tương đối của không khí (%)	Dung ẩm không khí d (g/kg KKK)
1	29,3	Đông	1,2	75,3	19,3
2	29,3	Đông	1,2	75,3	19,3

- Lấy nhiệt độ trung bình tháng nóng nhất trong năm ở Đà Nẵng (Dựa vào bảng 2.2 – QCVN 02:2022/BXD) : $t_{kk} = 29,3^{\circ}C$
- Độ ẩm tương đối của không khí trung bình vào tháng 7 ở Đà Nẵng (Bảng 2.10 – QCVN 02:2022/BXD) : $\varphi = 75,3 \%$
- Từ hai giá trị : $t_{kk} = 29,3^{\circ}C$ và $\varphi = 75,3 \%$ tra biểu đồ I – d ta có được : $d = 19,3$ (g/kg kkk)
- Hướng gió chủ đạo : hướng Đông (Bảng 2.15 – QCVN 02:2022/BXD)

- Vận tốc gió mùa hè : $v = 1,2$ (m/s) (Bảng 2.15 – QCVN 02 : 2022/BXD)

4.2. Tính sản phẩm cháy :

- Kết quả bảng tính toán sản phẩm cháy (Phụ lục 3.1)

4.3. Tính tải lượng :

- Kết quả bảng tính tải lượng chất ô nhiễm (Phụ lục 3.2)

4.4. Tính hiệu suất xử lý :

- Nồng độ phát thải khí: $C_i = \frac{M_i}{L_t}$ (g/m³)

Bảng 4.3 : Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm trong khói

($t_{\text{khói 1}} = 156^\circ\text{C}$, $t_{\text{khói 2}} = 145^\circ\text{C}$)

Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm trong khói						
STT	Đại lượng tính toán	Đơn vị	Ký hiệu	Công thức tính	Ống 1	Ống 2
1	Khí SO ₂	g/m ³	C _{SO₂}	$C_{\text{SO}_2} = M_{\text{SO}_2}/L_T$	2,55	1,12
2	Khí CO	g/m ³	C _{CO}	$C_{\text{CO}} = M_{\text{CO}}/L_T$	2,57	3,17
3	Khí CO ₂	g/m ³	C _{CO₂}	$C_{\text{CO}_2} = M_{\text{CO}_2}/L_T$	130,38	161,12
4	Bụi	g/m ³	C _{bụi}	$C_{\text{bụi}} = M_{\text{bụi}}/L_T$	0,07	5,25
5	Khí NO _x	g/m ³	C _{NO_x}	$C_{\text{NO}_x} = M_{\text{NO}_x}/L_T$	0,29	0,27

Bảng 4.4 : Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm ở ĐKTC (t=25^oC)

Nồng độ phát thải các chất ô nhiễm ở ĐKTC (t= 25 ^o C)						
STT	Đại lượng tính toán	Đơn vị	Ký hiệu	Công thức tính	Ống 1	Ống 2
1	Khí SO ₂	mg/Nm ³	C _{SO₂}	$C_{\text{SO}_2} = C_{\text{SO}_2} * K * 10^3$	1.771	798
2	Khí CO	mg/Nm ³	C _{CO}	$C_{\text{CO}} = C_{\text{CO}} * K * 10^3$	1.783	2.261
3	Khí CO ₂	mg/Nm ³	C _{CO₂}	C_{CO_2}	90.568	114.865

				$= C_{CO_2} * K * 10^3$		
4	Bụi	mg/Nm ³	C _{bụi}	$C_{bụi}$ $= C_{bụi} * K * 10^3$	46	3.741
5	Nox	mg/Nm ³	C _{NOx}	C_{NOx} $= C_{NOx} * K * 10^3$	201,75	194,81

- Theo tiêu chuẩn khí thải công nghiệp đối với bụi và các chất vô cơ QCVN 19:2009 nồng độ tối đa cho phép của bụi và các chất vô cơ trong khí thải công nghiệp được tính theo công thức sau:

$$C_{max} = C * K_v * K_p$$

Trong đó :

- C_{max} là nồng độ tối đa cho phép của bụi và các chất vô cơ trong khí thải công nghiệp, tính bằng miligam trên mét khối khí thải chuẩn (mg/Nm³).
- C là nồng độ của bụi và các chất vô cơ
- K_p là hệ số lưu lượng nguồn thải
- K_v là hệ số vùng

Bảng 4.5 : Đặc điểm nhà máy sản xuất cơ khí

Bảng thống kê phân xưởng		
Đặc điểm	Dầu	Than
	Mùa hè	Mùa hè
Phân vùng, khu vực	Loại 1	
Hệ số K _v	0,6	
Lưu lượng nguồn thải (m ³ /h)	23230,18	13934,32
Hệ số K _p	0,9	1
Nồng độ C tính theo cột	B	

- Tính nồng độ tối đa cho phép của bụi và các chất vô cơ trong khí thải, so sánh với cột B QCVN 19:2009/BTNMT và tính hiệu suất xử lý ta có kết quả như bảng sau:

Bảng 4.6 : So sánh với QCVN 19 – 2009/BTNMT (Ống 1)

Bảng Nồng độ Cmax tối đa cho phép trong khí thải công nghiệp (QCVN 19-2009/BTNMT)				
Thông Số	Nồng độ C (mg/Nm ³)	Nồng độ Cmax (mg/Nm ³) Cmax= C.Kp.Kv	Nồng độ phát thải (mg/Nm ³)	So sánh QCVN 19- 2009/BTNMT
	B	Mùa hè	Mùa hè	Mùa hè
SO ₂	500	270	1771,13	Vượt QC
CO	1000	540	1782,52	Vượt QC
Bụi	200	108	45,84	Đạt QC
NOx	850	459	201,75	Đạt QC
CO ₂	Không quy định			

Bảng 4.7 : So sánh với QCVN 19 – 2009/BTNMT (Ống 2)

Bảng Nồng độ Cmax tối đa cho phép trong khí thải công nghiệp (QCVN 19-2009/BTNMT)				
Thông Số	Nồng độ C (mg/Nm ³)	Nồng độ Cmax (mg/Nm ³) Cmax= C.Kp.Kv	Nồng độ phát thải (mg/Nm ³)	So sánh QCVN 19- 2009/BTNMT
	B	Mùa hè	Mùa hè	Mùa hè
SO ₂	500	300	797,52	Vượt QC
CO	1000	600	2260,71	Vượt QC
Bụi	200	120	3741,28	Vượt QC
NOx	850	510	194,81	Đạt QC
CO ₂	Không quy định			

- Khi đó, ta có bảng tính hiệu suất xử lý khí thải như sau :

Bảng 4.8 : Hiệu suất xử lý khí thải

Thông số	Nồng độ C _{max} (mg/Nm ³)		Nồng độ (mg/Nm ³)		Hiệu suất xử lý (%)	
	Ống 1	Ống 2	Ống 1	Ống 2	Ống 1	Ống 2
SO ₂	270	300	1771,13	797,52	84,76	62,38
CO	540	600	1782,52	2260,71	69,71	73,46
Bụi	108	120	45,84	3741,28	Đạt QC	96,79

- Nhận xét : Ống khói 2 có hiệu suất xử lý cao hơn so với ống khói 1 đối với CO và bụi. Đối với SO₂, Ống khói 1 có hiệu suất xử lý cao hơn ống khói 2.

4.5. Tính toán đường kính ống khói :

$$\omega = \frac{L_t}{F} = \frac{4 \times L_t}{\pi \times D^2} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \times L_t}{\pi \times \omega}}$$

- Trong đó:

D : đường kính trong của miệng ống khói, (m)

ω : vận tốc phụt ra khỏi miệng ống khói, chọn trong khoảng 8-16 (m/s)

L_t : lưu lượng khói thải ở điều kiện thực tế, (m³/s)

- Ống khói 1:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times L_t}{\pi \times \omega}} = \sqrt{\frac{4 \times 6,45}{\pi \times 12}} = 0,827 \text{ (m)}$$

→ Chọn D (ống khói 1) = 850 (mm)

Kiểm tra lại kết quả: $\omega = \frac{L_t}{F} = \frac{4 \times L_t}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 6,45}{\pi \times 0,85^2} = 11,38 \text{ (m/s)}$

- Kiểm tra kết quả ta thấy ω chọn để tính toán đã thỏa mãn yêu cầu vận tốc ống khói tối ưu cho phép là $\omega = 8-16 \text{ (m/s)}$.

- Ống khói 2:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times L_t}{\pi \times \omega}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,87}{\pi \times 12}} = 0,64 \text{ (m)}$$

→ Chọn D (ống khói 2) = 650 (mm)

Kiểm tra lại kết quả: $\omega = \frac{L_t}{F} = \frac{4 \times L_t}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 3,87}{\pi \times 0,65^2} = 11,67 \text{ (m/s)}$

- Kiểm tra kết quả ta thấy ω chọn để tính toán đã thỏa mãn yêu cầu vận tốc ống khói tối ưu cho phép là $\omega = 8-16 \text{ (m/s)}$.

Bảng 4.9: Đường kính ống khói

Ống khói	L_t (m ³ /s)	D (m)	ω (m/s)
1	6,45	0,85	11,38
2	3,87	0,65	11,67

4.6. Tính chiều cao hiệu quả của ống khói :

- Cách tính toán tham khảo trang 92 sách Ô nhiễm không khí và xử lý khí thải – tập 1 – GS. Trần Ngọc Chân

$$H = h + \Delta h$$

- h: Chiều cao thực của ống khói, [m]
- Δh : Độ nâng của trục vệt khói, được xác định theo công thức Davidson W.F:

$$\Delta h = D \times \left(\frac{\omega}{u}\right)^{1,4} \times \left(1 + \frac{T_{khói} - T_{xung\ quanh}}{T_{khói}}\right)$$

- D: là đường kính của miệng ống khói, [m]
- ω : là vận tốc phụt ra khỏi miệng ống khói, [m/s]

$$\omega = \frac{L_T}{F} = \frac{4 \times L_T}{\pi \times D^2}$$

$$u = u_{10} \times \left(\frac{h}{10}\right)^n$$

- u_{10} : vận tốc ở độ cao 10 m. (lấy thông số vận tốc ta tra được ở QCVN 02:2022/BXD)
 - n : hệ số phụ thuộc vào độ gồ gề của mặt đất và cấp ổn định của khí quyển. Ứng với cấp ổn định là cấp C và chọn độ gồ gề của mặt đất là $Z_0 = 0,1$ m thì ta có $n = 0,11$.
 - $T_{khói}$: nhiệt độ khói thải, [°K].
 - $\Delta T_{khói}$: độ chênh lệch nhiệt độ giữa nhiệt độ khói thải $T_{khói}$ và nhiệt độ môi trường xung quanh: $\Delta T_{khói} = T_{khói} - T_{xq} = t_{khói} - t_{xq}$
 - t_{xq} : nhiệt độ không khí của môi trường.
- Từ công thức trên, ta tính toán được bảng chiều cao hiệu quả của 2 ống khói (Phụ lục 3.3)

4.7. Xác định nồng độ khuếch tán C_{xy} và C_x : (Trước khi xử lý)

- Ta có mô hình khuếch tán Gauss (áp dụng đối với nguồn điểm, nguồn cao).
- Nồng độ chất ô nhiễm trên mặt đất:

$$C_{x,y} = \frac{M}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \text{EXP}\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}\right) \text{EXP}\left(-\frac{H^2}{2\sigma_z^2}\right)$$

- Nồng độ chất ô nhiễm theo trục gió trên mặt đất:

$$C_x = \frac{M}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \text{EXP} \left(\frac{-H^2}{2\sigma_z^2} \right)$$

- Trong đó: M: Tải lượng chất ô nhiễm (SO₂) trước xử lí, (mg/s).

+ Ống 1: M = 16,45 (g/s) = 16450 (mg/s)

+ Ống 2: M = 4,33 (g/s) = 4330 (mg/s)

u: Vận tốc gió tại chiều cao hiệu quả của ống khói, (m/s).

σ_y, σ_z : Lần lượt là hệ số khếch tán theo chiều ngang, theo chiều đứng.

- Trường hợp tính nồng độ hỗn hợp nguồn thải trên mặt đất của ống khói 1 chịu ảnh hưởng từ ống khói 2 và ngược lại:

$$C_{hh} = C_{(x,y)} + C_{(x)}$$

- σ_y, σ_z được xác định theo công thức sau :

$$\sigma_y = a \times x^{0,894}; \sigma_z = b \times x^c + d$$

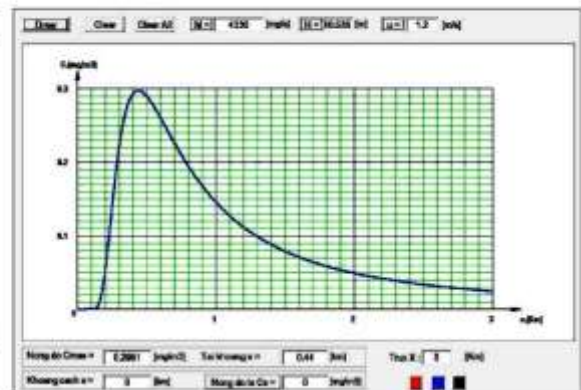
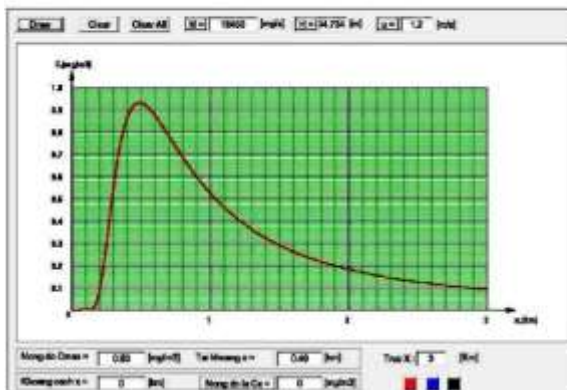
Với x: khoảng cách xuôi theo chiều gió kể từ nguồn, (km)

- Các hệ số a, b, c lấy tùy cấp độ khí quyển, lấy theo bảng sau:

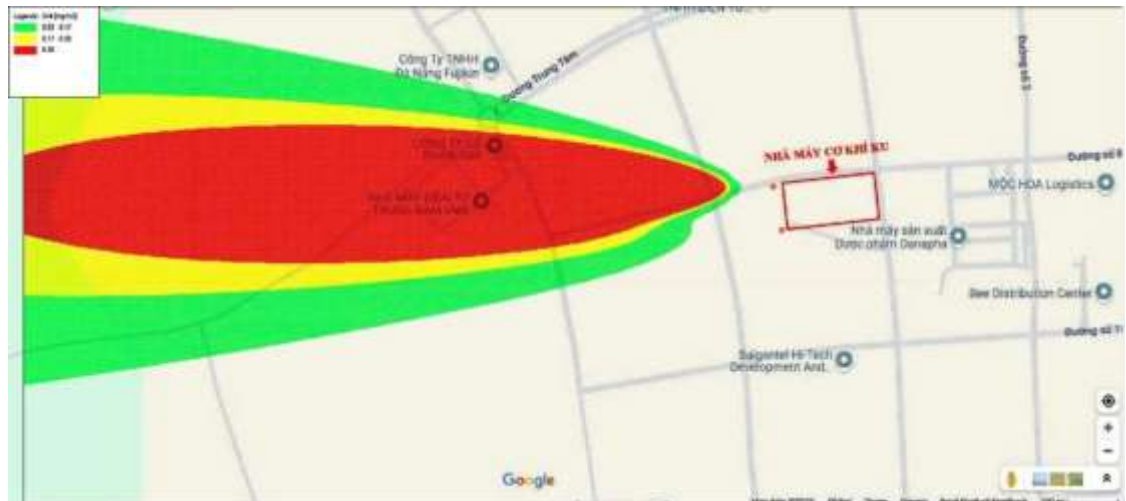
Bảng 4.10 : Hệ số cấp ổn định C

Hệ số cấp ổn định C			
a	b	c	d
104	61	0,911	0

————— ÔNG 1 QCVN 05 - 2023 : 0,35 mg/m³ ————— ÔNG 2



Hình 4.1 : Đồ thị nồng độ Cx của 2 ống khói trước khi xử lý (SO₂)



Hình 4.2 : Nồng độ hỗn hợp của 2 ống khói trước khi xử lý (SO₂)

4.8. Xác định nồng độ khuếch tán C_{xy} và C_x : (Sau khi xử lý)

- Ta có mô hình khuếch tán Gauss (áp dụng đối với nguồn điểm, nguồn cao).
- Nồng độ chất ô nhiễm trên mặt đất:

$$C_{x,y} = \frac{M'}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \text{EXP} \left(\frac{-y^2}{2\sigma_y^2} \right) \text{EXP} \left(\frac{-H^2}{2\sigma_z^2} \right)$$

- Nồng độ chất ô nhiễm theo trục gió trên mặt đất:

$$C_x = \frac{M'}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \text{EXP} \left(\frac{-H^2}{2\sigma_z^2} \right)$$

- Trong đó: M': Tải lượng chất ô nhiễm (SO₂) sau xử lý, (mg/s).

$$\begin{aligned} + \text{Ống 1: } M' &= (100\% - H_{XL\text{SO}_2\%}) \times M_{\text{bandầu}} = (100\% - 84,76\%) \times 16,45 \\ &= 2,51 \text{ (g/s)} = 2508,16 \text{ (mg/s)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} + \text{Ống 2: } M' &= (100\% - H_{XL\text{SO}_2\%}) \times M_{\text{bandầu}} = (100\% - 62,38\%) \times 4,33 \\ &= 1,63 \text{ (g/s)} = 1628,79 \text{ (mg/s)} \end{aligned}$$

u: Vận tốc gió tại chiều cao hiệu quả của ống khói, (m/s).

σ_y, σ_z : Lần lượt là hệ số khuếch tán theo chiều ngang, theo chiều đứng.

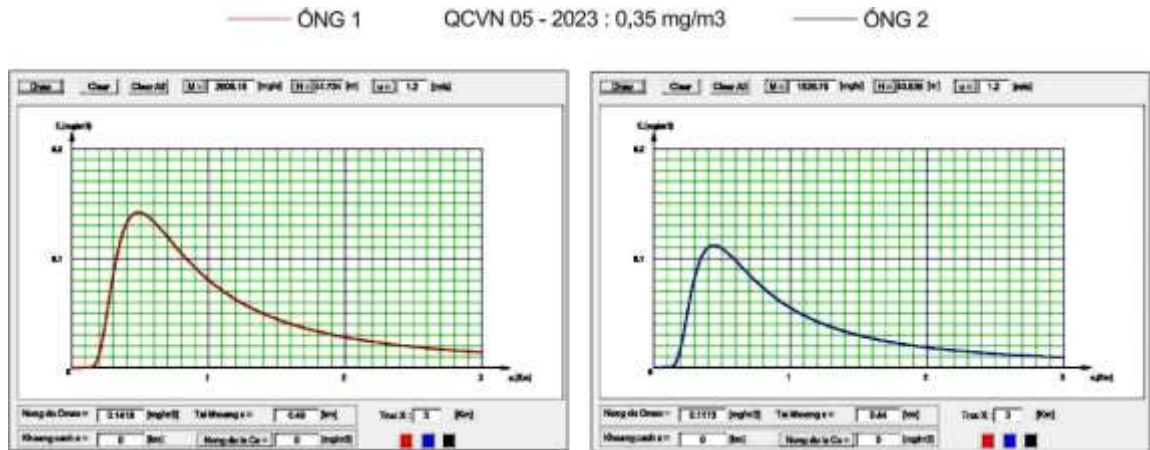
- Trường hợp tính nồng độ hỗn hợp nguồn thải trên mặt đất của ống khói 1 chịu ảnh hưởng từ ống khói 2 và ngược lại:

$$C_{hh} = C_{(x,y)} + C_{(x)}$$

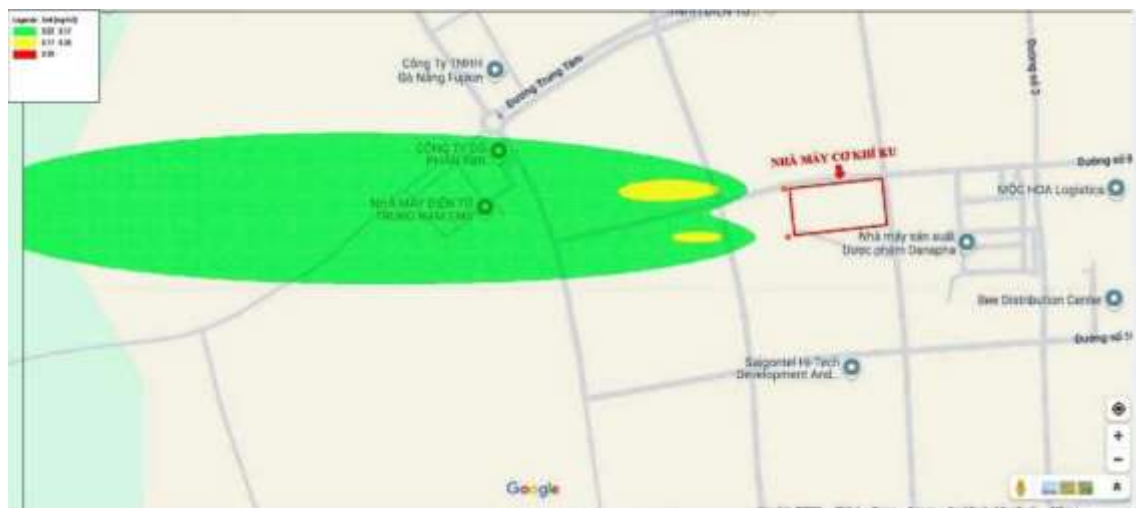
- σ_y, σ_z được xác định theo công thức sau :

$$\sigma_y = a \times x^{0,894}; \sigma_z = b \times x^c + d$$

Với x: khoảng cách xuôi theo chiều gió kể từ nguồn, (km)



Hình 4.3 : Đồ thị nồng độ Cx của 2 ống khói sau khi xử lý (SO2)



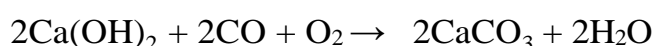
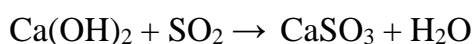
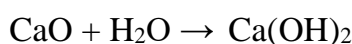
Hình 4.4 : Nồng độ hỗn hợp của 2 ống khói sau khi xử lý (SO2)

- Nhận xét : Nồng độ hỗn hợp của 2 ống khói sau khi xử lý để đạt QCVN 19 : 2009/BTNMT thì đồng thời đạt QCVN 05:2023/BTNMT nên không cần đề xuất thêm giải pháp, biện pháp cho việc kiểm soát môi trường không khí ở khu dân cư xung quanh.

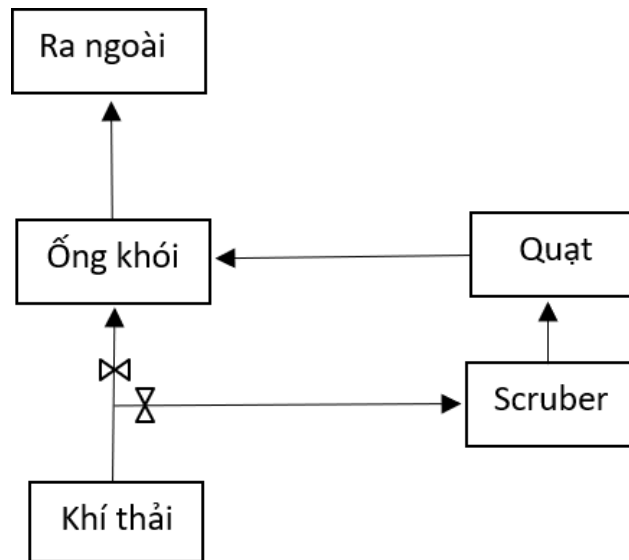
CHƯƠNG 5 : THIẾT KẾ HỆ THỐNG XỬ LÝ KHÍ THẢI

5.1. Lựa chọn thiết bị xử lý :

- Trong PBL này chỉ tập trung xử lý SO₂.
- Căn cứ vào hiệu suất của quá trình xử lý lớn hơn 50% và điều kiện thực tế L= 23230,18 m³/h ta lựa chọn thiết bị xử lý SO₂ là tháp hấp thụ có vật liệu đệm với dung dịch hấp thụ là Ca(OH)₂ vì nó có các ưu điểm sau:
 - Hiệu quả hấp thụ SO₂ tốt (có thể đạt 90 - 98%)
 - Có thể xử lý được 1 lượng bụi có trong khí thải
 - Dễ chế tạo
 - Dễ vận hành và bảo trì
 - Không gây ăn mòn thiết bị
 - Giá thành chế tạo không cao
 - Xử lý được với các khoảng nhiệt độ dao động
 - Xử lý được nhiều loại khí thải hoặc hỗn hợp khí thải.
- Dung dịch hấp thụ là Ca(OH)₂: là loại vật liệu có nhiều ở nước ta, rẻ hơn MgO, ZnO, ... và hiệu suất cao hơn nước.
- Về cơ bản có thể hiểu tháp xử lý khí thải Scrubber sử dụng dung dịch dạng lỏng hấp thụ các chất ô nhiễm có trong khí thải. Dùng dung dịch để hấp thụ và tạo phản ứng chuyển các chất độc hại có trong khí thải sang loại chất khác có tính chất an toàn hoặc ít độc hại hơn có hàm lượng chất độc hại ở mức tối thiểu ngưỡng cho phép. Tháp rửa khí được thiết kế cho phép các búp phun dòng dung dịch hấp thụ từ trên xuống tiếp xúc với dòng khí thải được thu đi từ dưới lên. Khi 2 pha lỏng và khí tiếp xúc các chất ô nhiễm bị hấp thụ, trộn lẫn được loại bỏ Nhằm nâng cao hiệu suất xử lý, đảm bảo được diện tích tiếp xúc và thời gian lưu giữa 2 pha; Tháp Scrubber thiết kế bổ sung lớp vật liệu đệm tại vị trí tiếp xúc của 2 pha. Vật liệu, độ dày của đệm sẽ phụ thuộc vào lưu lượng và tính chất của loại khí thải cần xử lý.
- Các phản ứng hóa học xảy ra trong quá trình xử lý như sau:



- Dung dịch hấp thụ sau khi qua lớp vật liệu đệm thì được hứng ở đĩa thu. Dung dịch này chứa nhiều sunfit và canxi sunfat dưới dạng tinh thể: $\text{CaSO}_3 \cdot 0,5\text{H}_2\text{O}$ do đó cần tách các tinh thể nói trên ra khỏi dung dịch bằng cách phun dung dịch từ trên xuống còn thổi khí từ dưới lên để oxi hoá hoàn toàn CaSO_3 thành $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ và xả xuống dưới bể chứa cặn. Cặn được vớt ra định kỳ. Một phần dung dịch còn lại được tuần hoàn trở lại và thường xuyên bổ sung một lượng vôi sữa mới.
- Sơ đồ hệ thống xử lý SO_2 như sau:



Hình 5.1: Sơ đồ dây chuyền xử lý SO_2

- Khí thải được đưa vào thiết bị Scruber để xử lý.
- Khí đã xử lý sẽ được quạt hút vào và thổi ra ống khói.
- Sau đó từ ống khói sẽ thải ra bên ngoài môi trường.

5.2. Tính toán hệ thống xử lý khí thải :

5.2.1. Tính toán tháp hấp thụ :

- Thể tích của tháp : $V = L \times T$
 - + Lưu lượng thải của ống khói: $L_1 = 6,45 \text{ (m}^3/\text{s)}$; $L_2 = 3,87 \text{ (m}^3/\text{s)}$
 - + T: Thời gian khí lưu lại trong thiết bị, $T = 1 \div 3 \text{ (s)}$, chọn $T = 2 \text{ (s)}$
 - $V_1 = 6,45 \times 2 = 12,9 \text{ (m}^3)$
 - $V_2 = 3,87 \times 2 = 7,74 \text{ (m}^3)$
- Chiều cao công tác của thiết bị : $H_{CT} = \omega \times T$
 - + ω : Vận tốc dòng khí qua thiết bị, $\omega = 1 \div 3 \text{ (m/s)}$. Chọn $\omega = 2 \text{ (m/s)}$
 - + T: Thời gian khí lưu lại trong thiết bị: $T = 2 \text{ (s)}$

- $H_{CT} = 2 \times 2 = 4 \text{ (m)}$
- Chiều cao xây dựng của scrubber : $H_{XD} = H_{CT} + h_1 + h_2$
 + h_1, h_2 : chiều cao lắp đặt phía trên và phía dưới thiết bị
 + $h_1 = 0,5 - 1 \text{ (m)}$, chọn $h_1 = 0,8 \text{ (m)}$
 + $h_2 = 0,7 - 1,2 \text{ (m)}$, chọn $h_2 = 1 \text{ (m)}$
 - $H_{XD} = 4 + 0,8 + 1 = 5,8 \text{ (m)}$
- Diện tích tiết diện mà không khí đi qua là:
 - + $F_1 = \frac{V_1}{\frac{HTC}{4}} = \frac{12,9}{4} = 3,225 \text{ (m}^2\text{)}$
 - + $F_2 = \frac{V_2}{\frac{HTC}{4}} = \frac{7,74}{4} = 1,935 \text{ (m}^2\text{)}$
- Đường kính của thiết bị:
 - + $D_1 = \sqrt{\frac{4 \times F_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,225}{3,14}} = 2,2 \text{ (m)}$
 - + $D_2 = \sqrt{\frac{4 \times F_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,935}{3,14}} = 1,6 \text{ (m)}$

5.2.2. Tính toán thủy lực :

- Xác định tổn thất qua hệ thống, tổn thất qua hệ thống gồm: Tổn thất cục bộ, tổn thất dọc đường và tổn thất qua thiết bị.

5.2.2.1. Tổn thất dọc ma sát :

- Gồm tổn thất ma sát qua đường ống đẩy và đường ống hút

$$\Delta P_{ms} = R.l$$

- Trong đó:

+ R: Tổn thất ma sát trên 1[m] dài của đường ống ứng với đường kính hình tròn ở điều kiện tiêu chuẩn, xác định bằng cách tra bảng, (kg/m².m)

+ l: chiều dài đoạn ống tính toán (m)

Bảng 5.1 : Tính tổn thất ma sát qua hệ thống xử lý SO₂

Thông số	L _T (m ³ /h)	Tổng chiều dài l (m)	Tổn thất ma sát đơn vị R (kg/m ² .m)	ΔP _{ms} (kg/m ²)=R.l
Ống hút	23300	15	0,09914	1,4871
Ống đẩy	23300	7,5	0,09914	0,7436

- Tổng tổn thất ma sát :

$$\Delta P_{ms} = \Delta P_{ms}^h + \Delta P_{ms}^d = 1,4871 + 0,7436 = 2,2307 \text{ (kG/m}^2\text{)}$$

5.2.2.2. *Tổn thất cục bộ :*

- Công thức xác định:

$$\Delta P_{cb} = \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma$$

- Trong đó:

+ $\sum \xi$: Tổng hệ số sức cản cục bộ của đoạn ống tính toán, tra bảng phụ lục 7 (giáo trình thông gió - TS Nguyễn Đình Huấn).

+ $\frac{v^2}{2g} \cdot \gamma$: áp suất động, tra bảng phụ lục 6 [7]

- Thống kê hệ số sức cản cục bộ thiết bị trong hệ thống xử lý SO₂ (Phụ lục 4.1)

Bảng 5.2: Tổn thất cục bộ qua hệ thống xử lý SO₂

Thông số	L _T (m ³ /h)	Đường kính ống D (mm)	Vận tốc v (m/s)	ΔP_d (kg/m ²)	$\sum \xi$	ΔP_{cb} (kG/m ²) = $\Delta P_d \cdot \sum \xi$
Ống hút	23300	850	11,41	5,46	1,95	10,65
Ống đẩy	23300	850	11,41	5,46	0,3	1,64

- Tổng tổn thất áp suất cục bộ trên đường ống hút và trên đường ống đẩy:

$$\text{➤ } \sum \Delta P_{cb} = 10,65 + 1,64 = 12,3 \text{ (kG/m}^2\text{)}$$

5.2.2.3. *Tổn thất qua thiết bị :*

- Tổn thất qua Scruber được tính theo cách chọn thiết bị $\Delta P = 153 \text{ kG/m}^2$ (Bảng 11.6/262- tập 2 [11])

- Tổn thất áp suất toàn phần của hệ thống:

$$\text{➤ } \Delta P_{tp} = \Delta P_{ms} + \Delta P_{cb} + \Delta P = 2,2307 + 12,3 + 153 = 167,531 \text{ (kG/m}^2\text{)}$$

5.2.3. *Lựa chọn quạt :*

- Từ lưu lượng $L = 23300 \text{ m}^3/\text{h}$ và tổn thất $\Delta P_{tp} = 167,531 \text{ (kG/m}^2\text{)}$ và dựa vào Phụ lục 4 [7], ta chọn được loại quạt cần là quạt π 4-70 N⁰⁸ có các thông số:

+ Số vòng quay $n = 1300$ (vòng/phút)

+ Hiệu suất quạt $\eta = 80\%$.

- Công suất của quạt: $N = \frac{L_q \times \Delta P_q}{3600 \times 102 \times \eta} = \frac{23300 \times 167,531}{3600 \times 102 \times 0,8} = 13,287 \text{ (KW)}$
- Các kích thước của quạt 4-70 N⁰8 (Phụ lục 4.2)

KẾT LUẬN

Với đề tài được giao “Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy cơ khí KU tại Đà Nẵng”. Các vấn đề em giải quyết ở đây gồm 3 phần chính:

- Thiết kế hệ thống thông gió trong nhà
- Kiểm soát môi trường không khí
- Xử lý khí thải

Việc lựa chọn phương pháp thông gió cho nhà máy phụ thuộc vào đặc tính sản xuất và quy mô của phân xưởng. Sau khi tính toán chi tiết các thông số trong phân xưởng ta đưa ra các phương án là thông gió tự nhiên kết hợp thông gió cơ khí có sử dụng buồng phun ẩm, hút khí tự nhiên kết hợp với cơ khí.

Việc thông gió giải quyết triệt để vấn đề nhiệt sinh trong môi trường làm việc, giúp nâng cao năng suất và an toàn lao động.

Đối với bụi phát sinh được thu gom và xử lý bằng thiết bị xyclon chùm, đối với SO₂ phát sinh được thu gom và xử lý bằng thiết bị scrubber đảm bảo chất lượng không khí trong môi trường làm việc theo QCVN 19-2009/BTNMT và QCVN 05-2023/BTNMT.

Tuy nhiên trong quá trình tính toán, lựa chọn công nghệ vẫn không tránh khỏi thiếu sót, kính mong được quý Thầy Cô và các bạn góp ý để đề tài được hoàn thiện hơn.

Đồ án tốt nghiệp là cơ hội để em tiếp cận thực tế, tổng hợp kiến thức trong suốt thời gian học vừa qua. Thông qua đồ án tốt nghiệp, em đã học được cách tính toán, thiết kế hệ thống thông gió trong phân xưởng, cũng như cách chọn các công nghệ xử lý khí thải, đến cách sắp xếp lộ trình làm việc để hoàn thành một dự án thực tế cho công việc của em sau này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] <https://www.danang.gov.vn/>
- [2] Khu Công Nghệ Cao Đà Nẵng - IDPVN
- [3] QCVN 02:2022/BXD – Số liệu điều kiện tự nhiên dùng trong xây dựng để tra số liệu thời tiết ở địa phương mình cho chính xác.
- [4] QCVN 19:2009/BTNMT - Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về khí thải công nghiệp đối với bụi và các chất vô cơ để xác định các chất nào là vượt quy chuẩn để từ đó có phương án xử lý thích hợp.
- [5] QCVN 05:2023/BTNMT – Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng không khí xung quanh để xem các chất ô nhiễm theo trực gió có vượt quy chuẩn hay không
- [6] Khí hậu thành phố Đà Nẵng? Vị trí địa lý, điều kiện tự nhiên của Đà Nẵng
- [7] Giáo trình thông gió - TS Nguyễn Đình Huấn
- [8] Hoàng Thị Hiền (2010). *Thiết kế thông gió công nghiệp*. NXB Xây dựng, Hà Nội
- [9] Võ Chí Chính. *Giáo trình điều hòa không khí*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [10] Bài giảng xử lý khí thải
- [11] Trần Ngọc Chân. *Ô nhiễm không khí và xử lý khí thải tập 1, 2, 3*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.

PHỤ LỤC 1

Phụ lục 1.1 : Hệ số truyền nhiệt K

STT	Tên kết cấu	Hệ số truyền nhiệt	t quả K [W/m ² .°
1	Tường	$K_t = \frac{1}{\frac{1}{8,72} + \frac{0,015}{0,87} + \frac{0,22}{0,81} + \frac{0,015}{0,7} + \frac{1}{23,26}}$	1,93
2	Cửa sổ	$K_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{8,72} + \frac{0,005}{0,76} + \frac{1}{23,26}}$	6,088
3	Cửa chính	$K_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{8,72} + \frac{0,002}{58} + \frac{1}{23,26}}$	6,341
4	Cửa mái	$K_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{8,72} + \frac{0,005}{0,76} + \frac{1}{23,26}}$	6,088
5	Mái	$K_m = \frac{1}{\frac{1}{8,72} + \frac{0,005}{58} + \frac{0,01}{0,039} + \frac{1}{23,26}}$	2,414
6	Nền không cách nhiệt	Dải 1: R ₁ = 2,2	K ₁ = 0,45
		Dải 2: R ₂ = 4,3	K ₂ = 0,23
		Dải 3: R ₃ = 8,6	K ₃ = 0,12
		Dải 4: R ₄ = 14,2	K ₄ = 0,07

Phụ lục 1.2 : Diện tích kết cấu bao che

STT	Tên kết cấu		Công thức tính	Kết quả [m ²]
01	Cửa sổ F=dài. cao. số cửa	Phía Đông	$F = 3,3 \cdot 1,3 \cdot 7$	30,03
		Phía Tây	$F = 3,3 \cdot 1,3 \cdot 7$	30,03
		Phía Nam	$F = 3,3 \cdot 1,3 \cdot 13$	55,8
		Phía Bắc	$F = 3,3 \cdot 1,3 \cdot 13$	55,8
02	Cửa chính F=dài. cao. số cửa	Phía Đông	0	0
		Phía Tây	$F = 3 \cdot 3,5$	10,5
		Phía Nam	$F = 3 \cdot 3,5$	10,5
		Phía Bắc	$F = 3 \cdot 3,5$	10,5
03	Cửa mái F=dài. cao. số cửa	Phía Nam	$F = 1 \cdot 0,7 \cdot 39$	27,3
		Phía Bắc	$F = 1 \cdot 0,7 \cdot 39$	27,3
04	Mái che F=dài. rộng	Phía Nam	$F = 42 \cdot 13,276$	557,6
		Phía Bắc	$F = 42 \cdot 13,276$	557,6
05	Tường = (a.h) - Fcs - Fcc	Phía Đông	$F = 24 \cdot 7,5 - 34,32$	145,7
		Phía Tây	$F = 24 \cdot 7,5 - 30,03 - 10,5$	139,2
		Phía Nam	$F = 42 \cdot 7,5 - 55,8 - 10,5$	248,7
		Phía Bắc	$F = 42 \cdot 7,5 - 55,8 - 10,5$	248,7
06	Nền			
	Dải 1		$F_1 = 4 (42+24)$	264
	Dải 2		$F_2 = F_1 - 48$	216
	Dải 3		$F_3 = F_1 - 80$	184
	Dải 4		$F_4 = (42 \cdot 24 + 128 - 3 \cdot F_1)$	344

Phụ lục 1.3 : Tồn thất nhiệt qua kết cấu bao che và phương hướng mùa hè

STT	Loại kết cấu		K [W/m ² .°C]	F [m ²]	ΔT_{tt} [°C]	Q _{TTKC} [W]	Tồn thất [%]	Q _{TTBS} [W]
	Tên kết cấu	Hướng						
1	Cửa sổ	Đông	6,088	30,03	1	182,82	10	18,28
		Tây		30,03		182,82	5	9,14
		Nam		55,8		339,71	0	0
		Bắc		55,8		339,71	10	33,97
2	Cửa chính	Đông	6,341	0	1	0	10	0
		Tây		10,05		63,73	5	3,19
		Nam		10,05		63,73	0	0
		Bắc		10,05		63,73	10	6,37
3	Cửa mái	6,088	Nam	27,3	1	166,2	0	0
			Bắc	27,3		166,2	10	16,62
4	Tường	1,93	Đông	145,7	1	281,2	10	27,75
			Tây	139,2		268,66	5	14,48
			Nam	248,7		479,99	0	0
			Bắc	248,7		479,99	10	48
5	Mái che	2,414	Nam	557,6	1	1346,05	0	0
			Bắc	557,6		1346,05	10	134,6
6	Nền	Dải 1	0,45	264	1	118,8	-	-
		Dải 2	0,23	216		49,68	-	-
		Dải 3	0,12	184		22,08	-	-
		Dải 4	0,07	344		24,08	-	-
7	Tổng cộng					6012		315

Phụ lục 1.4 : Tồn thất nhiệt qua kết cấu bao che và phương hướng vào mùa đông

STT	Loại kết cấu		K [W/m ² .°C]	F [m ²]	ΔT_{tt} [°C]	Q _{TTKC} [W]	Tồn thất [%]	Q _{TTBS} [W]
	Tên kết cấu	Hướng						
1	Cửa sổ	Đông	6,088	30,03	2,9	530,19	10	53
		Tây		30,03		530,19	5	26,51
		Nam		55,8		985,16	0	0
		Bắc		55,8		985,16	10	98,52
2	Cửa chính	Đông	6,341	0	2,9	0	10	0
		Tây		10,05		184,81	5	9,24
		Nam		10,05		184,81	0	0,00
		Bắc		10,05		184,81	10	18,48
3	Cửa mái	6,088	Nam	27,3	2,9	481,99	0	0
			Bắc	27,3		481,99	10	48,20
4	Tường	1,93	Đông	145,7	2,9	815,48	10	81,55
			Tây	139,2		779,10	5	38,96
			Nam	248,7		1391,97	0	0
			Bắc	248,7		1391,97	10	139,20
5	Mái che	2,414	Nam	557,6	2,9	3903,53	0	0
			Bắc	557,6		3903,53	10	390,35
6	Nền	Dải 1	0,45	264	2,9	344,52	-	-
		Dải 2	0,23	216		144,07	-	-
		Dải 3	0,12	184		64,03	-	-
		Dải 4	0,07	344		69,83	-	-
7	Tổng cộng					17433		912

PHỤ LỤC 2

Phụ lục 2.1 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống chính

<i>Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống chính</i>					
Đoạn ống	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\sum \xi$	Tổng
1--2	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	1,59
	Miệng thổi	1	1	1	
	Van điều chỉnh 1 cánh (0°)	0,04	1	0,04	
	Chạc 3 (45°)	0,15	1	0,15	
2--3	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
3--4	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
4--5	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
5--6	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
6--7	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	0,5
	Chạc 3 (45°)	0,1	1	0,1	
7--8	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
8--9	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
9--Q	Loa áp quạt	0,1	1	0,1	0,6
	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	
	Chuyển tiết diện	0,1	1	0,1	

Phụ lục 2.2 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 10-7

<i>Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 10 - 7</i>					
Đoạn ống	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\sum \xi$	Tổng
10--11	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	1,44
	Miệng thổi	1	1	1	
	Van điều chỉnh 1 cánh (0°)	0,04	1	0,04	
11--12	Chạc 3 (45°)	0,15	1	0,15	0,15
12--13	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
13--14	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
14--15	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
15--7	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0

Phụ lục 2.3 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 16-8

Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 16 -8					
Đoạn ống	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\sum \xi$	Tổng
16--17	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	1,44
	Miệng thổi	1	1	1	
	Van điều chỉnh 1 cánh (0°)	0,04	1	0,04	
17--18	Chạc 3 (45°)	0,15	1	0,15	0,15
18--19	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
19--20	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
20--21	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
21--8	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0

Phụ lục 2.4 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 22-9

Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đường ống phụ 22 - 9					
Đoạn ống	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\sum \xi$	Tổng
22--23	Ngoặc 90 (R=1,5D)	0,4	1	0,4	1,44
	Miệng thổi	1	1	1	
	Van điều chỉnh 1 cánh (0°)	0,04	1	0,04	
23--24	Chạc 3 (45°)	0,15	1	0,15	0,15
24--25	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
25--26	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
26--27	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0
27--9	Chạc 3 (45°)	0	1	0	0

Phụ lục 2.5 : Tính thủy lực tuyến chính

Đoạn ống	Lưu lượng L (m ³ /h)	Độ dài l (m)	Đường kính d (mm)	Vận tốc v (m/s)	Tổn thất đơn vị R (kG/m ² .m)	Tổn thất ma sát ΔP _{ms} =R.l	Tổng hệ số sức cản cục bộ Σξ	Áp suất động P _đ =v ² .ρ/2.g (kg/m ²)	Tổn thất cục bộ ΔP _{cb} =Σξ.P _đ (kg/m ²)	Tổn thất toàn phần ΔP _{tp} =ΔP _{ms} +ΔP _{cb} (kg/m ²)
1_2	1250	8,5	280	5,64	0,133	1,131	1,59	1,88	2,98	4,11
2_3	2500	6	380	6,12	0,105	0,630	0	2,20	0	0,63
3_4	3750	6	450	6,55	0,097	0,582	0	2,53	0	0,58
4_5	5000	6	500	7,07	0,097	0,582	0	2,94	0	0,58
5_6	6250	6	550	7,31	0,092	0,552	0	3,15	0	0,55
6_7	7500	9,6	600	7,37	0,084	0,806	0,5	3,20	1,60	2,41
7_8	15000	5,5	750	9,43	0,100	0,550	0	3,20	0	0,55
8_9	22500	5,5	850	11,01	0,115	0,633	0	7,15	0	0,63
9_Q	30000	5,5	950	11,76	0,113	0,622	0,6	8,15	4,89	5,51
Tổng										15,56

Phụ lục 2.6 : Tính thủy lực tuyến phụ 10 – 7

Đoạn ống	Lưu lượng L (m ³ /h)	Độ dài l (m)	Đường kính d (mm)	Vận tốc v (m/s)	Tổn thất đơn vị R (kG/m ² .m)	Tổn thất ma sát ΔP _{ms} =R.l	Tổng hệ số sức cản cục bộ Σξ	Áp suất động P _đ =v ² .ρ/2.g (kg/m ²)	Tổn thất cục bộ ΔP _{cb} =Σξ.P _đ (kg/m ²)	Tổn thất toàn phần ΔP _{tp} =ΔP _{ms} +ΔP _{cb} (kg/m ²)
10_11	1250	8,5	280	5,64	0,133	1,131	1,44	1,86	2,68	3,81
11_12	2500	6	380	6,12	0,105	0,630	0,15	2,19	0,33	0,96
12_13	3750	6	450	6,55	0,097	0,582	0	2,51	0	0,58
13_14	5000	6	500	7,07	0,097	0,582	0	2,92	0	0,58
14_15	6250	6	550	7,31	0,092	0,552	0	3,12	0	0,55
15_7	7500	4,1	600	7,37	0,084	0,840	0	3,17	0	0,84
Tổng										7,32

Phụ lục 2.7 : Tính thủy lực tuyến phụ 16 – 8

Đoạn ống	Lưu lượng L (m ³ /h)	Độ dài l (m)	Đường kính d (mm)	Vận tốc v (m/s)	Tổn thất đơn vị R (kG/m ² .m)	Tổn thất ma sát ΔP _{ms} =R.l	Tổng hệ số sức cản cục bộ Σξ	Áp suất động P _đ =v ² .ρ/2.g (kg/m ²)	Tổn thất cục bộ ΔP _{cb} =Σξ.P _đ (kg/m ²)	Tổn thất toàn phần ΔP _{tp} =ΔP _{ms} +ΔP _{cb} (kg/m ²)
16_17	1250	8,5	280	5,64	0,133	1,131	1,44	1,86	2,68	3,81
17_18	2500	6	380	6,12	0,105	0,630	0,15	2,19	0,33	0,96
18_19	3750	6	450	6,55	0,097	0,582	0	2,51	0	0,58
19_20	5000	6	500	7,07	0,097	0,582	0	2,92	0	0,58
20_21	6250	6	550	7,31	0,092	0,552	0	3,12	0	0,55
21_8	7500	4,1	600	7,37	0,084	0,840	0	3,17	0	0,84
Tổng										7,32

Phụ lục 2.8 : Tính thủy lực tuyến phụ 22 – 9

Đoạn ống	Lưu lượng L (m ³ /h)	Độ dài l (m)	Đường kính d (mm)	Vận tốc v (m/s)	Tổn thất đơn vị R (kG/m ² .m)	Tổn thất ma sát ΔP _{ms} =R.l	Tổng hệ số sức cản cục bộ Σξ	Áp suất động P _đ =v ² .ρ/2.g (kg/m ²)	Tổn thất cục bộ ΔP _{cb} =Σξ.P _đ (kg/m ²)	Tổn thất toàn phần ΔP _{tp} =ΔP _{ms} +ΔP _{cb} (kg/m ²)
22_23	1250	8,5	280	5,64	0,133	1,131	1,44	1,86	2,68	3,81
23_24	2500	6	380	6,12	0,105	0,630	0,15	2,19	0,33	0,96
24_25	3750	6	450	6,55	0,097	0,582	0	2,51	0	0,58
25_26	5000	6	500	7,07	0,097	0,582	0	2,92	0	0,58
26_27	6250	6	550	7,31	0,092	0,552	0	3,12	0	0,55
27_9	7500	4,1	600	7,37	0,084	0,840	0	3,17	0	0,84
Tổng										7,32

Phụ lục 2.9 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đoạn ống hút

	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\Sigma\xi$	Tổng
Tổn thất trên đoạn ống hút	Ống lấy gió ngoài 4 chóp ($l/h=1$; $\alpha=30^0$)	3,6	1	3,6	4,6
	Van điều chỉnh lưu lượng 3 cánh $\alpha=20^0$	0,8	1	0,8	
	Chuyển tiết diện	0,1	1	0,1	
	Loa áp quạt	0,1	1	0,1	

Phụ lục 2.10 : Kích thước của quạt II 4-70 N⁰12

Quạt N ⁰ 12	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	L
	1836	1310	768	918	1400	485	1470	2160
c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	l	b ₆	d	
780	1200	1625	350	150	1050	150	600	
Miệng thổi				Miệng hút				
A	A ₁	A ₂	Số lỗ	D	D ₁	D ₂	Số lỗ	
840	890	600	16	1024	1124	1158	16	

PHỤ LỤC 3

Phụ lục 3.1 : Tính toán sản phẩm cháy

Tính toán lưu lượng khí thải						
STT	Đại lượng tính toán	Đơn vị	Ký hiệu	Công thức tính	Ống 1	Ống 2
1	Lượng không khí khô lý thuyết	m ³ chuẩn/kg NL	V ₀	$V_0 = 0,089C_p + 0,264H_p - 0,0333(O_p - S_p)$	10,15	6,57
2	Lượng không khí ẩm lý thuyết	m ³ chuẩn/kg NL	V _a	$V_a = (1 + 0,0016d)V_0$	10,47	6,78
3	Lượng không khí ẩm thực tế với hệ số $\alpha = 1,2-1,6$ (Chọn $\alpha = 1,4$)	m ³ chuẩn/kg NL	V _t	$V_t = \alpha V_a$	14,65	9,49
4	Lượng khí SO ₂ trong SPC	m ³ chuẩn/kg NL	V _{SO₂}	$V_{SO_2} = 0,683 \cdot 10^{-2} S_p$	0,02	0,01
5	Lượng khí CO trong SPC với $\eta = 0.01-0,05$ (chọn $\eta = 0,03$)	m ³ chuẩn/kg NL	V _{CO}	$V_{CO} = 1,865 \cdot 10^{-2} \cdot \eta C_p$	0,05	0,04
6	Lượng khí CO ₂ trong SPC	m ³ chuẩn/kg NL	V _{CO₂}	$V_{CO_2} = 1,853 \cdot 10^{-2} (1 - \eta) C_p$	1,50	1,16
7	Lượng hơi nước trong SPC	m ³ chuẩn/kg NL	V _{H₂O}	$V_{H_2O} = 0,111H_p + 0,0124W_p + 0,0016dV_t$	1,17	0,54
8	Lượng khí N ₂ trong SPC	m ³ chuẩn/kg NL	V _{N₂}	$V_{N_2} = 0,8 \cdot 10^{-2} N_p + 0,79V_t$	11,58	7,50
9	Lượng khí O ₂ trong không khí thừa	m ³ chuẩn/kg NL	V _{O₂}	$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_a$	0,09	0,06
10	Lượng Nox trong SPC	kg/h	MNO _x	$MNO_x = 3,953 \cdot 10^{-8} \cdot (Q_p \cdot B)^{1,18}$	6,75	3,81
	Quy đổi ra m ³ chuẩn/kgNL	m ³ chuẩn/kg NL	VNO _x	$VNO_x = MNO_x / (B_p \cdot NO_x)$	0,03	0,02
	Thể tích N ₂ tham gia vào phản ứng với Nox	m ³ chuẩn/kg NL	VN ₂ (Nox)	$V_{N_2}(Nox) = 0,5 \cdot VNO_x$	0,013	0,01
	Thể tích O ₂ tham gia vào phản ứng với Nox	m ³ chuẩn/kg NL	VO ₂ (Nox)	$VO_2(Nox) = VNO_x$	0,03	0,02

11	Lượng SPC tổng cộng ở điều kiện chuẩn	m ³ chuẩn/kg NL	V _{SPC}	$V_{SPC} = V_{SO_2} + V_{CO} + V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{NO_x} + V_{N_2(NO_x)} + V_{O_2(NO_x)}$	14,46	9,33
12	Nhiệt năng của nhiên liệu	m ³ chuẩn/kg NL	Q _p	$Q_p = 81C_p + 246H_p - 26(O_p - S_p) - 6W_p$	9.268	5.982

Phụ lục 3.2 : Tính toán lượng khói thải và tải lượng các chất ô nhiễm

Tính toán lượng khói thải và tải lượng các chất ô nhiễm						
STT	Đại lượng tính toán	Đơn vị	Ký hiệu	Công thức tính	Ống 1	Ống 2
1	Lưu lượng khói (SPC) ở điều kiện tiêu chuẩn (tkhói 0C)	m ³ /s	Lc	$L_c = V_{spc} \cdot B / 3600$	4,11	2,53
2	Lưu lượng khói (SPC) ở điều kiện thực tế (tkhói 0C)	m ³ /s	Lt	$L_t = L_c(273 + tkhói) / 273$	6,45	3,87
3	Tải lượng khí SO ₂ với $\rho_{SO_2} = 2,926 \text{ kg/m}^3$ chuẩn	g/s	M _{SO₂}	$M_{SO_2} = (10^3 V_{SO_2} B \rho_{SO_2}) / 3600$	16,45	4,33
4	Tải lượng khí CO với $\rho_{CO} = 1,25 \text{ kg/m}^3$ chuẩn	g/s	M _{CO}	$M_{CO} = (10^3 V_{CO} B \rho_{CO}) / 3600$	16,56	12,27
5	Tải lượng khí CO ₂ với $\rho_{CO_2} = 1,977 \text{ kg/m}^3$ chuẩn	g/s	M _{CO₂}	$M_{CO_2} = (10^3 V_{CO_2} B \rho_{CO_2}) / 3600$	841,33	623,64
6	Tải lượng tro bụi với hệ số a = 0,5	g/s	M _{bụi}	$M_{bụi} = 10aA_p B / 3600$	0,43	20,31
7	Tải lượng khí Nox	g/s	M _{NO_x}	$M_{NO_x} = (10^3 \cdot M_{nox}) / 3600$	1,87	1,06

PHỤ LỤC 4

Phụ lục 4.1 : Tính toán chiều cao hiệu quả của 2 ống khói

Ống khói	1	2
Nhiệt độ trung bình(⁰ C)	29,3	29,3
L_T (m ³ /s)	6,45	3,87
D (mm)	850	650
ω (m/s)	11,38	11,67
u_{10} (m/s)	1,2	1,2
u_z (m/s) = $u_{10}(h/10)^n$	1,31	1,32
$\Delta T = T_{\text{khói}} - T_{\text{xq}}$	126,7	115,7
h (m)	22	23
Δh (m)	22,734	17,636
H (m)	44,734	40,636
$T_{\text{khói}}$	156	145
T_{xq}	29,3	29,3
n	0,11	0,11

Phụ lục 4.2 : Thống kê hệ số sức cản cục bộ thiết bị trong hệ thống xử lý SO₂

Đoạn ống	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\Sigma\xi$	Tổng
Hút	Ngoặc 90 (R = 1,5D)	0,4	3	1,2	1.95
	Phễu thu hẹp (a=20)	0,1	1	0,1	
	Ngoặc 45(R=1.5D)	0,25	1	0,25	
	Loa áp quạt	0,1	1	0,10	
	Van điều chỉnh	0,3	1	0,3	
Đẩy	Ngoặc 45 (R = 1,5D)	0,25	1	0,25	0.3
	Côn chuyển tiết diện (vuông sang tròn)	0,05	1	0,05	

Phụ lục 4.3 : Các thông số kích thước của quạt 4-70 N⁰⁸

Quạt N ⁰⁸	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	L
	1236	890	518	616	870	365	926	1455

c	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	l	b ₆	d
520	1040	1255	350	74	776	110	400

Miệng thổi				Miệng hút			
A	A ₁	A ₂	Số lỗ	D	D ₁	D ₂	Số lỗ
560	636	600	16	720	760	800	16