

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
CHUYÊN NGÀNH: QUẢN LÝ TÀI NGUYÊN MÔI TRƯỜNG

ĐỀ TÀI:

**THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÔNG GIÓ VÀ KIỂM
SOÁT Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ CHO
NHÀ MÁY GIA CÔNG CƠ KHÍ NY TẠI
QUẢNG TRỊ**

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

Sinh viên thực hiện: **HỒ THỊ NGỌC YẾN**

Số thẻ sinh viên: **117210032**

Lớp: **21QLMT**

Đà Nẵng, tháng 6/2025

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
CHUYÊN NGÀNH: QUẢN LÝ TÀI NGUYÊN MÔI TRƯỜNG

ĐỀ TÀI:

**THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÔNG GIÓ VÀ KIỂM
SOÁT Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ CHO
NHÀ MÁY GIA CÔNG CƠ KHÍ NY TẠI
QUẢNG TRỊ**

Người hướng dẫn: **TS. NGUYỄN ĐÌNH HUẤN**
Sinh viên thực hiện: **HỒ THỊ NGỌC YẾN**
Số thẻ sinh viên: **117210032**
Lớp: **21QLMT**

Đà Nẵng, tháng 6/2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy gia công cơ khí NY tại Quảng Trị.

Sinh viên thực hiện: Hồ Thị Ngọc Yến. Số thẻ SV: 11710032. Lớp: 21QLMT. Nội dung chính trong đồ án:

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: Kiểm soát môi trường không khí

- Tính sản phẩm cháy
- Mô phỏng khuếch tán ô nhiễm không khí từ các ống khói
- Xác định phương án để đảm bảo tiêu chuẩn môi trường.

Nội dung 3: Xử lý khí thải

- Tính hiệu suất cần xử lý để đảm bảo tiêu chuẩn môi trường.
- Thiết kế hệ thống xử lý khí theo hiệu suất tính toán.

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 nhà xưởng.

Mặt khác, cải thiện môi trường làm việc, nâng cao năng suất lao động và chất lượng sản phẩm.

Xử lý được lượng khí thải phát sinh từ quá trình đốt nhiên liệu. Đề xuất các phương án kiểm soát ô nhiễm không khí khu vực xung quanh khu công nghiệp.

Sau hơn 2 tháng thực hiện đề tài đã giúp tôi củng cố lại những kiến thức đã học, đồng thời thu thập được những kiến thức và kỹ năng cần thiết cho công việc sau này.

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ và tên sinh viên : *Hồ Thị Ngọc Yến* Số thẻ sinh viên: *117210032*

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

1. Tên đề tài đồ án: *Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho nhà máy gia công cơ khí NY tại Quảng Trị.*

2. Đề tài thuộc diện: Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện.

3. 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

4. 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

5. Các bản vẽ, đồ thị (ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ):

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

6. Họ tên người hướng dẫn: *TS. Nguyễn Đình Huân*

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

8. Ngày hoàn thành đồ án: *06/06/2025*

Đà Nẵng, ngày 07 tháng 04 năm 2025

Trưởng Bộ môn

Người hướng dẫn

LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án tốt nghiệp là một nhiệm vụ quan trọng, là yêu cầu bắt buộc đối với sinh viên trước khi hoàn thành chương trình đào tạo, đồng thời là cơ hội để tổng hợp, vận dụng các kiến thức đã học trong suốt quá trình học tập và phân nào định hướng được công việc trong tương lai.

Từ thực tế đó, tôi đã được giao đề tài “Thiết kế hệ thống thông gió cho nhà máy gia công cơ khí NY tỉnh QT và kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí cho khu công nghiệp QN”.

Trước hết, tôi xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến Quý Thầy Cô trong Khoa Môi trường – Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng đã tận tình giảng dạy, truyền đạt những kiến thức chuyên môn quý báu và tạo điều kiện thuận lợi cho tôi trong suốt quá trình học tập cũng như thực hiện đề tài tốt nghiệp.

Đặc biệt, tôi xin gửi lời tri ân chân thành đến Thầy TS. Nguyễn Đình Huân – người đã trực tiếp hướng dẫn, tận tình giúp đỡ, định hướng và đồng hành cùng tôi trong suốt quá trình thực hiện đề tài.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn chân thành đến gia đình, bạn bè và tập thể lớp 21QLMT đã luôn ở bên cạnh, động viên, hỗ trợ tôi cả về tinh thần và điều kiện trong suốt thời gian học tập cũng như trong quá trình thực hiện đồ án.

Dù đã nỗ lực hoàn thành đề tài với tinh thần nghiêm túc và trách nhiệm, nhưng do hạn chế về kiến thức và kinh nghiệm thực tiễn, chắc chắn không thể tránh khỏi những thiếu sót. Tôi rất mong nhận được sự thông cảm, góp ý quý báu từ Quý Thầy Cô để tôi có thể hoàn thiện hơn trong tương lai.

Một lần nữa, tôi xin chân thành cảm ơn!

Đà Nẵng, ngày 06 tháng 06 năm 2025

Sinh viên thực hiện

Hồ Thị Ngọc Yến

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 này đều là nguồn có thực và được trích dẫn trong phần tài liệu tham khảo.
3. Các số liệu tính toán có sử dụng nguồn gốc rõ ràng, đã công bố theo quy định.

Đà Nẵng, ngày 06 tháng 06 năm 2025

Sinh viên thực hiện

Hồ Thị Ngọc Yến

MỤC LỤC

TÓM TẮT

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN

LỜI NÓI ĐẦU	i
CAM ĐOAN	ii
MỤC LỤC.....	iii
DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH ẢNH	vi
DANH SÁCH CHỮ VIẾT TẮT.....	viii

Trang

CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CHUNG..... 9

1.1. Giới thiệu chung về tỉnh Quảng Trị.....	9
1.1.1. Vị trí địa lý.....	9
1.1.2. Điều kiện tự nhiên	10
1.1.3. Điều kiện khí hậu.....	10
1.2. Tổng quan nhà máy gia công cơ khí NY tại tỉnh Quảng Trị	10
1.3. Tổng quan chi tiết nhà sản xuất gia công cơ khí.....	11
1.3.1. Sơ lược về nhà máy gia công cơ khí NY	11
1.3.2. Sơ đồ dây chuyền sản xuất của nhà máy	12
1.4. Các vấn đề môi trường ở nhà máy.....	13
1.4.1. Nguồn phát sinh ra khí thải.....	13
1.4.2. Tác hại của các chất ô nhiễm có trong khí thải.....	13
1.4.3. Phương án đề xuất xử lý	14

CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN NHIỆT THỪA, HÚT CỤC BỘ VÀ LƯU LƯỢNG

THÔNG GIÓ	15
2.1. Thông số tính toán	15
2.1.1. Thông số tính toán bên ngoài nhà.....	15
2.1.2. Thông số tính toán bên trong nhà	15
2.2 Tính toán tổn thất nhiệt	16
2.2.1. Tính tổn thất nhiệt qua kết cấu	16
2.2.2. Tổn thất nhiệt do rò gió	19
2.2.3. Tính tổng tổn thất nhiệt.....	21
2.3 Tính toán tỏa nhiệt	21
2.3.1. Tỏa nhiệt do thấp sáng.....	21
2.3.2. Tỏa nhiệt từ các máy móc động cơ dùng điện	21

2.3.3. Tỏa nhiệt do người.....	MỤC LỤC	22
2.3.4. Tỏa nhiệt do lò nấu		22
2.3.5. Tỏa nhiệt do quá trình làm nguội sản phẩm.....		31
2.3.6. Tổng nhiệt tỏa.....		31
2.4. Thu nhiệt bức xạ mặt trời vào mùa hè		32
2.4.1. Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính		32
2.4.2. Tổng nhiệt bức xạ mặt trời		34
2.5. Tính toán nhiệt thừa bên trong công trình.....		34
2.6 Tính toán nhiệt độ sau buồng phun ẩm.....		35
2.7. Tính toán hút cục bộ		35
2.7.1. Tính toán hút nhiệt tại các thiết bị tỏa nhiệt		35
2.7.2. Hút bụi kim loại tại các thiết bị gia công.....		36
2.7.3. Tính toán hút hơi độc tại bề mặt		37
2.8 Tính toán lưu lượng thông gió.....		38
2.8.1. Tính toán lưu lượng thông gió		38
2.8.2. Tính số miệng thổi.....		39
2.9. Tính toán buồng phun ẩm.....		39
3.1. Lựa chọn phương án thông gió.....		41
3.1.1. Thông gió tự nhiên		41
3.1.2. Thông gió cơ khí.....		41
3.1.3. Thông gió tự nhiên kết hợp với thông gió cơ khí		41
3.1.4 Lựa chọn phương án thông gió.....		41
3.2. Vạch tuyến hệ thống thông gió.....		42
3.3. Tính thủy lực hệ thống thông gió cho nhà máy và lựa chọn thiết bị.....		43
3.3.1. Chọn vị trí miệng thổi và loại miệng thổi.....		43
3.3.2. Tính toán thủy lực cho hệ thống thông gió.....		44
3.3.3. Sơ đồ không gian của hệ thống thông gió.....		45
CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN KHUẾCH TÁN Ô NHIỄM MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ.....		49
4.1. Thông số tính toán		49
4.1.1. Dữ liệu đầu bài		49
4.1.2. Thông số khí tượng tại tỉnh Quảng Trị		49
4.2. Tính sản phẩm cháy		49
4.3. Hiệu suất xử lý của nhà máy		50
4.4. Tính toán đường kính ống khói.....		51
4.5. Tính chiều cao hiệu quả của ống khói.....		51
4.6. Xác định nồng độ cực đại Cmax theo trục gió		52

4.7. Tính khuếch tán ô nhiễm theo mô hình Gauss	54
4.7.1. Nồng độ ô nhiễm theo trục gió C_x	54
4.7.2. Nồng độ ô nhiễm C_{xy}	55
4.7.3. Mô phỏng khuếch tán ô nhiễm theo C_{xy}	55
5.1. Các phương pháp xử lý SO₂.....	56
5.2. Lựa chọn thiết bị xử lý SO₂.....	57
5.3. Tính toán hệ thống xử lý khí thải.....	59
5.3.1. Tính toán xử lý SO ₂	59
KẾT LUẬN.....	63
TÀI LIỆU THAM KHẢO	64

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH ẢNH

Bảng 1.1. Thiết bị nhà máy công cơ khí	12
Bảng 2.1. Các thông số tính toán bên trong và ngoài nhà.....	16
Bảng 2.2. Tổng tổn thất nhiệt.....	21
Bảng 2.3. Tính nhiệt tỏa ra do người	22
Bảng 2.4. Nhiệt độ lò	23
Bảng 2.5. Tổng nhiệt tỏa của lò	30
Bảng 2.6. Tổn thất nhiệt do làm nóng vật liệu	31
Bảng 2.7. Tổng kết nhiệt tỏa	31
Bảng 2.8. Tổng nhiệt bức xạ mặt trời.....	34
Bảng 2.9. Tổng nhiệt thừa bên trong công trình	34
Bảng 2.10. Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc lò.....	36
Bảng 2.11. Tính toán lưu lượng bụi hút cục bộ tại phân xưởng	37
Bảng 2.12. Tính toán lưu lượng hút khí tại bể mạ	38
Bảng 3.1. Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đoạn ống hút	46
Bảng 4.1. Thông số của nguồn thải.....	49
Bảng 4.2. Thống kê thành phần nhiên liệu của 2 ống khói	49
Bảng 4.3. Hệ số K_p của 2 ống khói	50
Bảng 4.4. So sánh nồng độ phát thải với nồng độ giới hạn của thông số SO_2 trong QCVN 05-2023/BTNMT	54
Bảng 5.1. Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đoạn ống hút của hệ thống xử lý SO_2	61
Hình 1.1. Vị trí tỉnh Quảng Trị trên bản đồ	9
Hình 1.2. Mặt bằng quy hoạch của khu công nghiệp QN	11
Hình 1.3. Sơ đồ dây chuyền gia công cơ khí của nhà máy	12
Hình 2.1. Cấu tạo của tường	16
Hình 2.2. Chia dải tính toán nền	17
Hình 2.3. Tổn thất nhiệt theo phương hướng.....	18
Hình 2.4. Tổn thất nhiệt do rò gió vào mùa hè.....	19
Hình 2.5. Tổn thất nhiệt do rò gió vào mùa đông	19

Hình 2.6. Kết cấu tường lò.....	23
Hình 2.7. Biểu đồ I – d.....	35
Hình 3.1. Phương án vạch tuyến số 1	42
Hình 3.2. Phương án vạch tuyến số 2	43
Hình 3.3. Sơ đồ không gian hệ thống thông gió.....	46
Hình 3.4. Chi tiết quạt N°12.....	48
Hình 5.1. Sơ đồ hệ thống xử lý SO ₂	58
Hình 5.2. Chi tiết thiết bị Scruber	60

DANH SÁCH CHỮ VIẾT TẮT

QT: Quảng Trị

QCVN: Quy chuẩn Việt Nam

BXD: Bộ xây dựng

BTNMT: Bộ Tài Nguyên Môi Trường

SPC: Sản phẩm cháy

CHƯƠNG 1: GIỚI THIỆU CHUNG

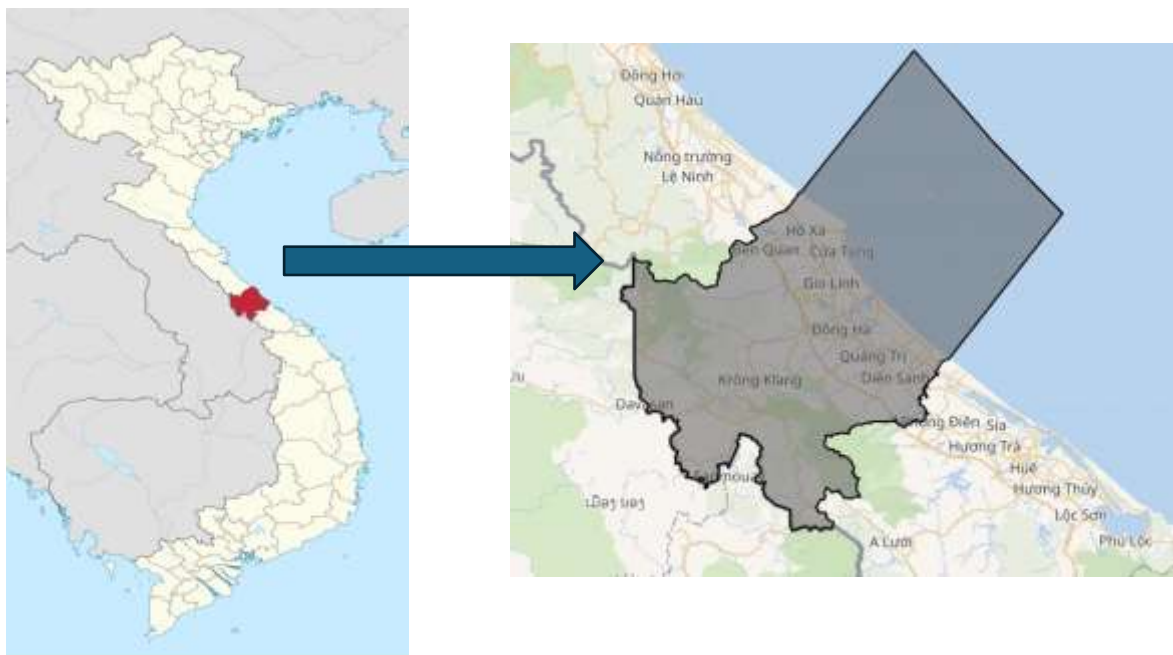
1.1. Giới thiệu chung về tỉnh Quảng Trị

Tỉnh Quảng Trị có diện tích là 473.744 ha, có 10 huyện, thị xã, thành phố gồm: Cam Lộ, Đakrông, Gio Linh, Hải Lăng, Hướng Hóa, Triệu Phong, Vĩnh Linh, đảo Cồn Cỏ và thành phố Đông Hà, thị xã Quảng Trị [1]. Năm 2020, dân số trung bình của tỉnh là 638.627 người [2]. Hiện tại, Quảng Trị thuộc đô thị loại II.

1.1.1. Vị trí địa lý

Tỉnh Quảng Trị nằm trên tọa độ địa lý từ $16^{\circ}18'$ đến $17^{\circ}10'$ vĩ độ Bắc, $106^{\circ}32'$ đến $107^{\circ}34'$ kinh độ Đông. [1]

- Phía Bắc giáp huyện Lệ Thủy, tỉnh Quảng Bình. [1]
- Phía Nam giáp huyện Phong Điền và A Lưới, tỉnh Thừa Thiên Huế. [1]
- Phía Đông giáp Biển Đông. [1]
- Phía Tây giáp tỉnh Savanakhét và Salavan, Cộng hòa Dân chủ Nhân dân Lào. [1]



Hình 1.1. Vị trí tỉnh Quảng Trị trên bản đồ

1.1.2. Điều kiện tự nhiên

Địa hình Quảng Trị thấp dần từ Tây sang Đông, Đông Nam và chia thành các dạng địa hình: Vùng núi cao phân bố ở phía Tây từ đỉnh dãy Trường Sơn đến miền đồi bát úp; Vùng trung du và đồng bằng nhỏ hẹp chạy dọc tỉnh; Kế đến là vùng cát nội đồng và ven biển. Do địa hình phía Tây núi cao, chiều ngang nhỏ hẹp nên hệ thống sông suối đều ngắn và dốc.

Có hệ thống sông ngòi khá dày đặc, mật độ trung bình 0,8 - 1,0 km/km². Do đặc điểm địa hình bề ngang hẹp, có dãy Trường Sơn ở phía Tây nên các sông của Quảng Trị có đặc điểm chung là ngắn và dốc. Toàn tỉnh có 03 hệ thống sông chính là sông Bến Hải, sông Thạch Hãn và sông Ô Lâu.

1.1.3. Điều kiện khí hậu

Điều kiện khí hậu mang đậm tính chất nhiệt đới gió mùa của tỉnh Quảng Trị, chịu ảnh hưởng của gió phơn Tây Nam và gió mùa Đông Bắc. Khí hậu phân thành 2 mùa: Mùa khô từ tháng 3 đến tháng 9, có sự xuất hiện của gió Tây Nam khô nóng làm cho mức nhiệt tăng, độ ẩm giảm thấp. Mùa mưa từ tháng 10 đến tháng 2 năm sau, chịu ảnh hưởng của gió mùa Đông Bắc làm cho nhiệt độ giảm kèm theo mưa bão và lũ lụt. [1]

- Nhiệt độ trung bình năm từ 24,5 – 25,5°C, cao nhất vào các tháng 6, 7, 8, trung bình 29-30°C thấp nhất vào các tháng 12, 1, 2, trung bình 20 - 22°C. [1]
- Lượng mưa trung bình năm từ 1.900 - 2.500 mm, lượng mưa cao nhất vào các tháng 9, 10, 11, trung bình 1200 – 1600 mm, thấp nhất vào các tháng 1, 2, 3, 4, trung bình 20 – 40mm. [1]
- Độ ẩm trung bình năm khoảng 81 - 85%, độ ẩm cao nhất vào các tháng 10, 11, trung bình 88 – 90%, thấp nhất vào các tháng 6, 7, 8, trung bình 75 – 80%. [1]
- Quảng Trị có số giờ nắng khá cao, trung bình 5 - 6 giờ/ngày, trung bình hàng năm là 1873 giờ. Các tháng có số giờ nắng cao thường vào tháng 5, 6, 7, 8 đạt trên 200 giờ. [1]

1.2. Tổng quan nhà máy gia công cơ khí NY tại tỉnh Quảng Trị

Nhà máy gia công cơ khí NY nằm ở huyện Gio Linh, tỉnh Quảng Trị có diện tích quy hoạch là 318,13 ha, tiếp giáp với: [3]

- Phía Bắc tiếp giáp xã Gio Châu, huyện Gio Linh [3]
- Phía Nam tiếp giáp tuyến đường 73 Đông [3]

- Phía Tây tiếp giáp khu dân cư xã Gio Châu, huyện Gio Linh [3]
- Phía Đông tiếp giáp khe thoát nước tự nhiên của khu vực [3]

Các ngành nghề, lĩnh vực được ưu tiên đầu tư trong khu công nghiệp: Cơ khí; sản xuất thiết bị điện tử, điện lạnh; Chế biến lâm sản, sản xuất hàng đồ gỗ mỹ nghệ; sản xuất các sản phẩm tiêu dùng.

Nhà máy gia công cơ khí NY có một ống khói, ống khói 2 đặt ở khu vực gần đó.



Hình 1.2. Mặt bằng quy hoạch của khu công nghiệp QN

1.3. Tổng quan chi tiết nhà sản xuất gia công cơ khí

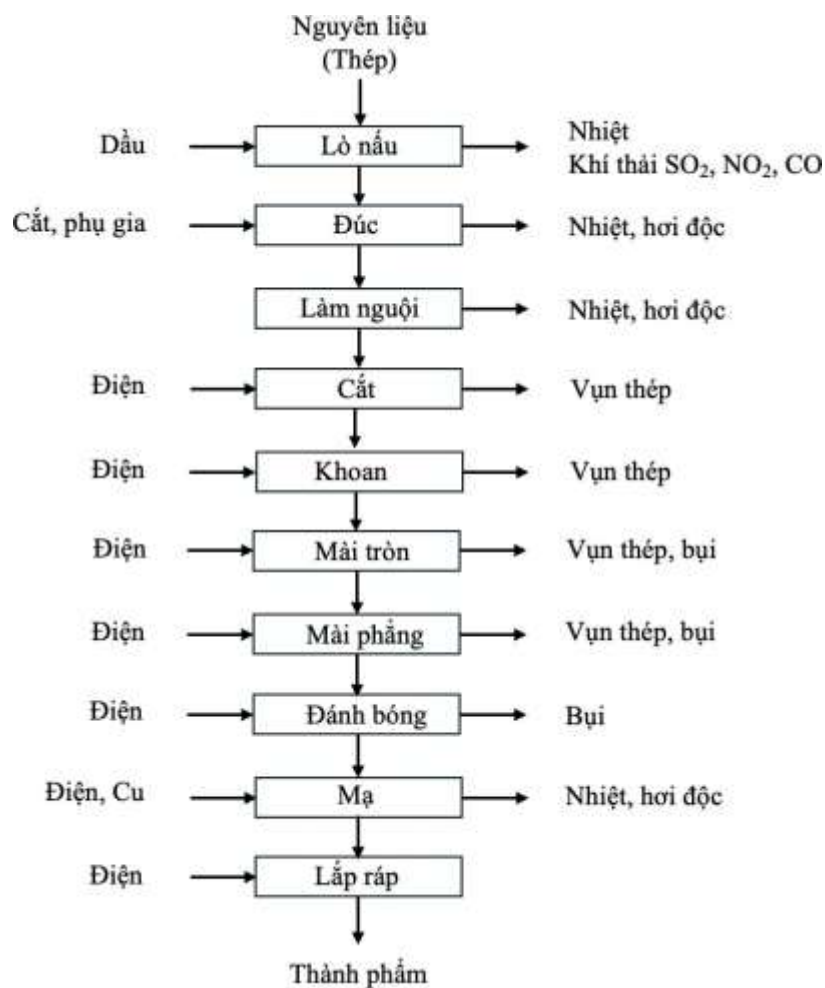
1.3.1. Sơ lược về nhà máy gia công cơ khí NY

Nhà máy có phân xưởng gia công với diện tích $42\text{m} \times 24\text{m} = 1008 \text{ m}^2$ bao gồm các thiết bị như sau:

Bảng 1.1. Thiết bị nhà máy công cơ khí

STT	Thiết bị	Số lượng	T/C độc hại	Công suất (KW)
1	Lò nấu	2	Nhiệt	2
2	Khuôn đúc	2	Nhiệt	2
4	Máy cắt	6		10
5	Máy khoan	6		0,5
6	Máy mài tròn	6	Bụi kim loại	3,5
7	Máy mài phẳng	6	Bụi kim loại	2,5
8	Máy đánh bóng	6		
9	Bể mạ	10	Hơi độc	
10	Lắp ráp	2		

1.3.2. Sơ đồ dây chuyền sản xuất của nhà máy



Hình 1.3. Sơ đồ dây chuyền gia công cơ khí của nhà máy

Thuyết minh quy trình gia công cơ khí:

Nguyên liệu ban đầu được đưa trực tiếp vào lò nấu ở nhiệt độ cao để cho các nguyên liệu được nấu nóng chảy. Sau khi nguyên liệu nóng chảy hoàn toàn, công nhân sẽ lấy thành phẩm từ lò nấu rồi rót sang khuôn đúc, tại đây sản phẩm sẽ chuyển trạng thái từ lỏng sang rắn, nhiệt tỏa ra từ khuôn đúc lớn. Hình dạng thành phẩm trong khuôn đúc được định hình và nguội, sau đó bằng cách rung lắc bằng tay để thành phẩm ra khỏi khuôn và đặt thành phẩm tại khu vực sau khi đúc. Tiếp theo, sản phẩm đưa qua bộ phận gia công để loại bỏ đi phần thừa của thiết bị cũng như thiết kế cho ra hình dạng phù hợp. 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 công cụ.

Sau khi hoàn thành các công đoạn trên, thành phẩm hoàn thiện sẽ đưa qua bộ phận lắp ráp tạo ra công cụ 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.

1.4. Các vấn đề môi trường ở nhà máy

1.4.1. Nguồn phát sinh ra khí thải

- Các thiết bị máy móc như thiết bị mài, đánh bóng, cắt, khoan phát sinh ra khí thải thành phần chính là bụi công nghiệp, ngoài ra còn có vụn thép
- Tại lò nấu phát sinh ra nhiệt, các loại khí thải như SO₂, CO, NO₂
- Quy trình đúc, phủ mạ và làm nguội phát sinh ra lượng nhiệt tỏa và hơi độc

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

- Bụi công nghiệp: khi hít phải bụi thì các tác hại của chúng đối với cơ thể phụ thuộc vào kích thước và thành phần của bụi. Bụi có kích thước bé hơn 10 μ rất hại với cơ thể người, các hạt có kích thước lớn hơn cũng bám vào niêm mạc tuyến hô hấp trên. Trường hợp bệnh trở nặng do bụi thâm nhập qua đường phổi, khi mắt tiếp xúc với bụi cũng dễ gây viêm giác mạc, các bệnh lý về mắt,...
- Đối với nhiệt: được phân bố từ nguồn tỏa theo tất cả các hướng và không bị không khí trong phòng ngăn cản. Không khí trong phân xưởng luôn ở trạng thái nóng và nó ảnh hưởng đến sức khỏe con người cũng như năng suất làm việc.
- Đối với bụi kim loại (thép): Cũng như hầu hết các loại bụi khác, hít thở phải bụi thép có thể gây kích ứng và làm tổn thương các mô mềm trong mũi, họng và miệng của người tiếp xúc. Điều này có thể dẫn đến viêm, đau, khó nuốt và kích ứng da.

- Đối với khí thải như SO₂: Gây ra các hiện tượng khó thở, nóng rát cổ họng – nghẹt mũi... Ngoài ra SO₂ còn có khả năng kết hợp với nước để phản ứng tạo thành H₂SO₄, axit này xâm nhập vào phổi đi vào hệ thống bạch huyết.
- Đối với hơi độc: Hơi các hợp chất xianua và axit xianhidric thâm nhập vào cơ thể qua đường hô hấp và tiêu hóa gây ngộ độc cấp tính.

1.4.3. Phương án đề xuất xử lý

- Đối với bụi và SO₂: hỗn hợp này sẽ được thu gom qua chụp hút, sau đó đưa vào tháp hấp thụ để loại bỏ SO₂, tiếp theo là quạt hút và cuối cùng là đưa ra ngoài môi trường. (QCVN 19:2009/BTNMT)
 - Đối với bụi kim loại: được thu gom bằng chụp hút, sau đó đi qua xyclon để tác bụi, tiếp tục qua quạt hút và thải ra môi trường bằng ống thải. (QCVN 19:2009/BTNMT)
 - Đối với nhiệt: Nhiệt thải từ các thiết bị làm nguội sẽ được thu gom qua chụp hút và thải trực tiếp ra môi trường qua ống thải.
 - Đối với hơi độc (HCl, HCN, Cl₂): thu gom bằng chụp hút, sau đó được đưa vào tháp hấp thụ để loại bỏ các chất độc hại, tiếp tục đưa qua quạt hút và cuối cùng là thải ra môi trường qua ống thải. (QCVN 05:2023/BTNMT)
- Sử dụng các tiêu chuẩn, quy chuẩn có liên quan:
- QCVN 02:2009/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 trực gió có vượt quy chuẩn hay không.

CHƯƠNG 2: TÍNH TOÁN NHIỆT THỪA, HÚT CỤC BỘ VÀ LƯU LƯỢNG THÔNG GIÓ

2.1. Thông số tính toán

2.1.1. Thông số tính toán bên ngoài nhà

Nhiệt độ không khí ngoài nhà và trong nhà không những thay đổi theo từng mùa trong năm mà còn theo từng giờ trong ngày đêm vì thế lượng nhiệt thừa thay đổi theo. Cần dựa vào điều kiện khí tượng của địa phương để có phương án thiết kế hệ thống thông gió phù hợp nhằm mục đích tạo ra môi trường tiện nghi cho hoạt động của người bên trong nhà.

a) Nhiệt độ không khí

Đối với mùa hè: Nhiệt độ bên ngoài công trình lấy theo nhiệt độ cao nhất trung bình của tháng nóng nhất (tháng 7) $t_{t-N(H)} = 34,7^{\circ}\text{C}$ (Bảng 2.3 – [4])

Đối với mùa đông: Nhiệt độ bên ngoài công trình lấy theo nhiệt độ thấp nhất trung bình của tháng lạnh nhất (tháng 1) $t_{t-N(D)} = 17,7^{\circ}\text{C}$ (Bảng 2.4 – [4])

b) Độ ẩm không khí (Bảng 2.10 – [4])

Độ ẩm trung bình của không khí vào mùa hè (tháng 7): $\varphi_{tt} = 70,5 \%$

Độ ẩm trung bình của không khí vào mùa đông (tháng 1): $\varphi_{tt} = 87,9 \%$

c) Vận tốc gió (Bảng 2.16 – [4])

Mùa hè: hướng gió chính là Tây Nam, vận tốc gió trung bình $V_{gio}^H = 4,9 \text{ m/s}$

Mùa đông: hướng gió chính là Đông Bắc, vận tốc gió trung bình $V_{gio}^D = 2,5 \text{ m/s}$

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				
$t_{t-N(H)}$ (°C)	$t_{T(H)}$ (°C)	V_{gio}^H (m/s)	Hướng gió	Độ ẩm (%)	$t_{t-N(D)}$ (°C)	$t_{T(D)}$ (°C)	V_{gio}^D (m/s)	Hướng gió	Độ ẩm (%)
34,7	35,7	0,0	Tây Nam	70,5	17,7	20	3,2	Đông Bắc	87,9

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:

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

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

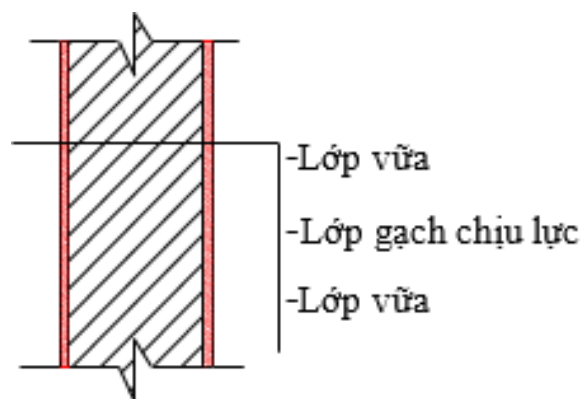
F - Diện tích kết cấu, [m²].

Δt^{tt} - Chênh lệch nhiệt độ hai bên kết cấu [°C] = $(t_{T^{tt}} - t_{N^{tt}}) \times \Psi$

Ψ - Hệ số kể đến vị trí của kết cấu bao che đối với không khí ngoài trời, $\Psi = 1$

a) Chọn kết cấu bao che

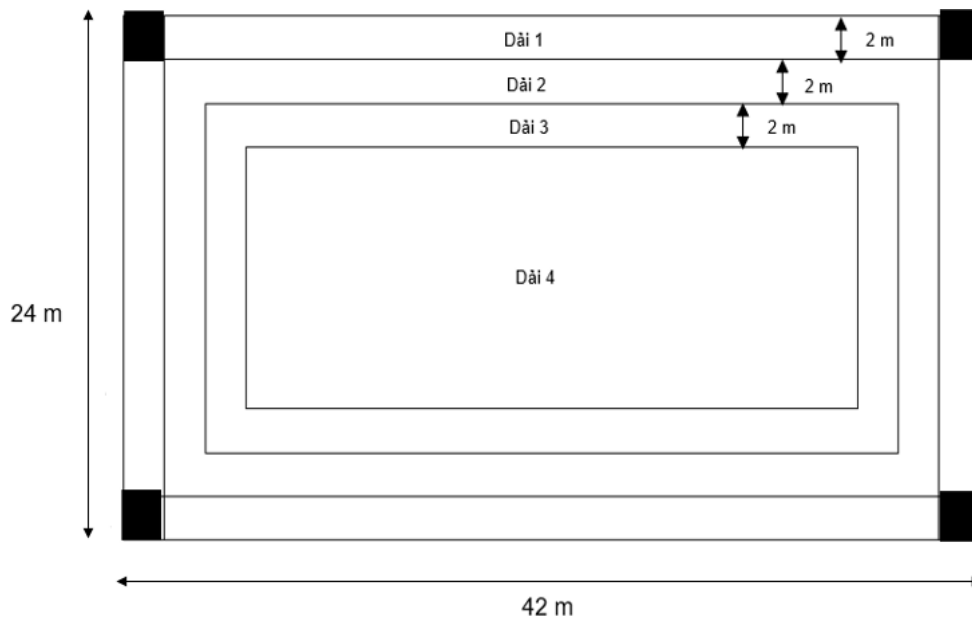
- Tường ngoài: tường chịu lực, gồm ba lớp (tra bảng phụ lục 3 – [4])



Hình 2.1. Cấu tạo của tường

- 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: $\lambda_1= 0,81$ [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: $\lambda_1= 0,7$ [W/m. $^{\circ}$ C]
 - Cửa sổ và cửa mái: làm bằng kính cửa sổ với các thông số:
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:
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: $\lambda_5=58$ [W/m. $^{\circ}$ C]
 - Phía dưới sử dụng tấm cách nhiệt chống nóng EPS có bề dày $\delta_6=10$ [mm]. Hệ số dẫn nhiệt $\lambda_6=0,093$ [W/m. $^{\circ}$ C]
 - Nền không cách nhiệt



Hình 2.1. Chia dải tính toán nền

b) Hệ số truyền nhiệt

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha T} + \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha N}} \text{ [W/m.}^{\circ}\text{C]}$$

Trong đó: α_T – hệ số trao đổi nhiệt mặt bên trong, $\alpha_T = 8,72$ [W/m².°C]
 α_N – hệ số trao đổi nhiệt mặt bên ngoài, $\alpha_N = 23,26$ [W/m².°C]
 δ_i – độ dày kết cấu thứ i [mm]
 λ_i – hệ số dẫn nhiệt của kết cấu thứ i [W/m².°C]

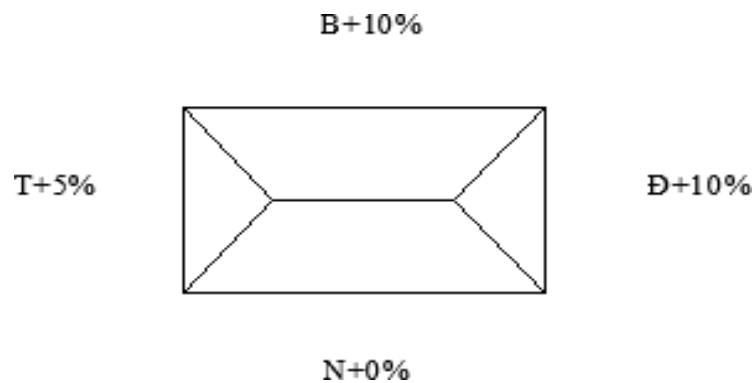
(Phụ lục 1.1. Tính hệ số truyền nhiệt K)

c) Diện tích kết cấu bao che

(Phụ lục 1.2. Diện tích kết cấu bao che)

d) Tính tổn thất nhiệt bổ sung theo phương hướng

Hướng nhà làm ảnh hưởng đến tổn thất nhiệt của nhà. Do đó, trong công thức tính toán này đối với các vị trí tường, cửa cần phải bổ sung thêm lượng nhiệt mất mát do quá trình trao đổi nhiệt bên ngoài tăng lên từ các hướng khác nhau:



Hình 2.3. Tổn thất nhiệt theo phương hướng

(Phụ lục 1.3. Tính toán truyền nhiệt qua kết cấu bao che và phương hướng vào mùa hè)

(Phụ lục 1.4. Tính toán nhiệt truyền qua kết cấu bao che và phương hướng vào mùa đông)

❖ Mùa hè

Tổn thất nhiệt qua kết cấu bao che $Q_{K\check{C}} = 6016$ [W] và tổn thất nhiệt theo phương hướng $Q_{P\check{H}} = 315$ [W]

❖ Mùa đông

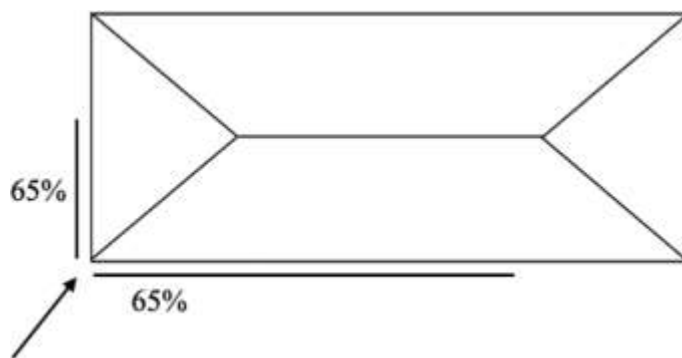
Tổn thất nhiệt qua kết cấu bao che $Q_{K\check{C}} = 13999$ [W] và tổn thất nhiệt theo phương hướng $Q_{P\check{H}} = 751$ [W]

2.2.2. Tổn thất nhiệt do rò gió

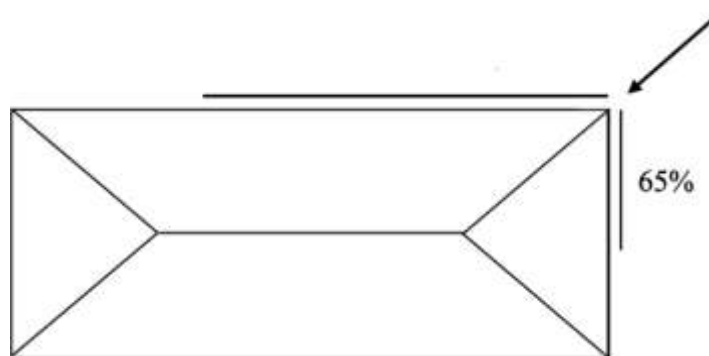
Hiện tượng không khí lạnh lọt vào nhà xảy ra bởi tác động của gió và một phần do nhiệt độ không khí bên ngoài thấp hơn nhiệt độ bên trong nhà nên khí rò gió qua các khe cửa đi vào sẽ làm giảm nhiệt độ bên trong nhà (tổn thất nhiệt) (trang 52 – [4])

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. Tổn thất nhiệt do rò gió vào mùa hè



Hình 2.5. Tổn thất nhiệt do rò gió vào mùa đông

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

$$Q = 0,279.G_{\text{gió}}.(t_T - t_N) \text{ [W]} \text{ (mục 2.1.2 – [5])}$$

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

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

a – hệ số phụ thuộc vào loại cửa.

Đối với cửa đi, cổng ra vào: $a = 2$ (mục 2.1.3- [5])

Đối với hầm mái, cửa sổ 1 lớp, khung thép: $a = 0,65$ (mục 2.1.3- [5])

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 – [5])

Đối với mùa hè: $V_{gió(H)} = 4,9 \text{ m/s} \Rightarrow g_h = 11,5 \text{ [kg/h].}$

Đối với mùa đông: $V_{gió(Đ)} = 2,5 \text{ m/s} \Rightarrow g_h = 6,7 \text{ [kg/h].}$

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 Tây Nam

Tường đón gió hướng Tây: đón gió 65% diện tích thực có 4 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang

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

Tường đón gió hướng Nam: đón gió 65% diện tích thực có 8 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang, 1 cửa chính với 2 khe dọc và 2 khe ngang

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

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

❖ Mùa đông: có tổn thất nhiệt theo hướng Đông Bắc

Tường đón gió hướng Đông: đón gió 65% diện tích thực có 4 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang

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

Tường đón gió hướng Bắc: đón gió 65% diện tích thực có 8 cửa sổ với 5 khe dọc và 3 khe ngang, 1 cửa chính 2 khe dọc và 2 khe ngang

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

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

(Phụ lục 1.5. Tính toán tổn thất do rò gió)

2.2.3. Tính tổng tổn thất nhiệt

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

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

Bảng 2.2. Tổng tổn thất nhiệt

Mùa	$Q^{tt(KC)}$ (W)	$Q^{tt(\text{gió})}$ (W)	$Q^{tt(\text{bs})}$ (W)	ΣQ^{tt} (W)
Hè	6016	594	315	6925
Đông	13999	796	751	15546

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:

$$Q_{ts} = 10^3 \cdot N_{ts} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \quad [\text{W}] \quad (\text{mục 2.2.1 - [2]})$$

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 $a = 8 \div 12$, [W/m^2]. Chọn $a = 11$ [W/m^2]

F - diện tích sàn nhà $F = 42.24 = 1008$ [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: $Q_{ts} = 10^3 \cdot 11,088 \cdot 0,5 \cdot 0,94 = 5211,4$ [W].

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

$$Q_{dc} = \phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 \cdot 10^3 \cdot N \quad [\text{W}] \quad (\text{mục 2.2.2 - [4]})$$

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].

2.3.3. Tỏa nhiệt do người

Công thức tính toán: $Q_{người} = q_n \cdot n$ [W] (mục 2.2.5 – [4])

Trong đó: n – là số người trong phòng với n=56

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 – [4])

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 2.3. Tính nhiệt tỏa ra do người

STT	Mùa	t_T [°C]	q_n [W]	n [người]	$Q_{tỏa người}$ [W]
1	Hè	35,7	200	56	11200
2	Đông	20	205	56	11480

2.3.4. Tỏa nhiệt do lò nấu

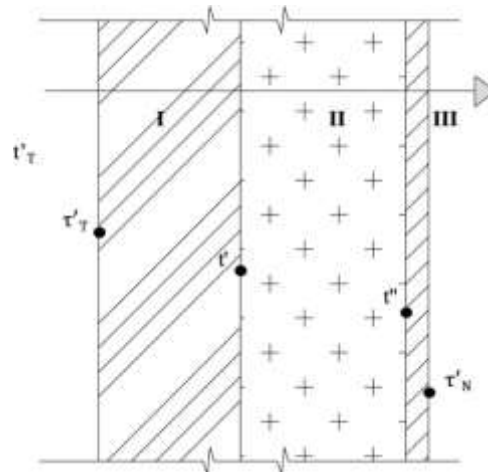
Khi tính toán tỏa nhiệt qua lò gặp nhiều vấn đề phức tạp vì tường lò có cấu tạo nhiều lớp vật liệu có sức kháng nhiệt đáng kể. Nhiệt tỏa từ lò nung là lượng nhiệt truyền qua kết cấu vỏ lò bao gồm thành, nóc, đáy và cửa lò lúc đóng và mở được tính riêng cho từng loại kết cấu này. Giả thiết cấu tạo của 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 –[4])

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

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

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



Hình 2.2. 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: $F_{\text{đỉnh}} = 1,5 \cdot 1,5 - 0,5 \cdot 0,5 = 2 \text{ [m}^2\text{]}$.
- Diện tích đáy lò: $F_{\text{đáy}} = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25 \text{ [m}^2\text{]}$.
- Diện tích thành lò: $F_{\text{thành}} = 4 \cdot 1,5 \cdot 2 = 12 \text{ [m}^2\text{]}$.
- Diện tích cửa lò: $F_{\text{cửa}} = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ [m}^2\text{]}$.
- Nhiệt độ trong lò: $t_T = 1400 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- Nhiệt độ ngoài lò: $t_N^l = t_T$.

Mùa hè: $t_N^l = t_T^H = 35,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Mùa đông: $t_N^l = t_T^Đ = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Bảng 2.4. Nhiệt độ lò

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

a) 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

$$Q_{TL} = K \cdot F_{TL} \cdot (\tau_T - \tau_N) = q \cdot F_{TL} \text{ [W]} \text{ (mục 2.2.6 - [5])}$$

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

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

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

q - cường độ dòng nhiệt truyền qua $1 m^2$ thành lò ($kcal/m^2.h$)

Giả sử nhiệt độ bề mặt trong của thành lò nhỏ hơn nhiệt độ trong lò $5^{\circ}C$

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

Giả thiết nhiệt độ :

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

+ Mùa đông: $\tau_N^D = 48 (^{\circ}C)$

- 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:

$$\tau_N^H = 60 (^{\circ}C) ; t_N^l = t_T^H = 35,7 (^{\circ}C)$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^H = L \cdot (\tau_N^H - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{H-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

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 điển của vật trong phòng, $C = 4,9 [W/m^2.^{\circ}K] = 4,9 [W/m.^{\circ}C]$.

$$\alpha_N^H = 2,56 \cdot (60 - 35,7)^{0,25} + \frac{4,9}{60 - 35,7} \cdot \left[\left(\frac{60 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,7 + 273}{100} \right)^4 \right] = 12,2 [W/m.^{\circ}C]$$

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

$$Q_N = \alpha_N^H \cdot (\tau_N^H - t_N^l) = 12,2 \cdot (60 - 35,7) = 296,46 [W]$$

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

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

Ta có: $\left| \frac{Q_{TL} - Q_N}{Q_{TL}} \right| = \left| \frac{320,4 - 296,46}{320,4} \right| = 0,07\%$. Sai số $< 2\% \Rightarrow$ Giả thiết thỏa mãn

Vậy nhiệt qua $1m^2$ thành lò: $Q_{TL}^H = \frac{320,4 + 296,46}{2} = 308,4 [W]$

Vậy nhiệt qua thành lò vào mùa hè: $Q_{TL}^H = Q_{TL}^H \cdot F_{TL} = 308,4 \cdot 12 = 3700,8 [W]$

❖ Mùa đông

$$\tau_N^D = 48 [^{\circ}\text{C}] ; t_N^I = t_T^D = 20 [^{\circ}\text{C}]$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^D = L \cdot (\tau_N^D - t_N^I)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{D-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^D + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^I + 273}{100} \right)^4 \right]$$

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 [W/m².°K] = 4,9 [W/m.°C]

$$\alpha_N^D = 2,56 \cdot (48-20)^{0,25} + \frac{4,9}{48-20} \cdot \left[\left(\frac{48+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20+273}{100} \right)^4 \right] = 11,5 [W/m.{}^{\circ}\text{C}]$$

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

$$Q_N = \alpha_N^D \cdot (\tau_N^D - t_N^I) = 11,5 \cdot (48 - 20) = 322 [W]$$

Lượng nhiệt truyền qua 1m² thành lò:

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

Ta có: $\left| \frac{Q_{TL} - Q_N}{Q_{TL}} \right| = \left| \frac{323,3 - 322}{323,3} \right| = 0,004\%$. Sai số < 2% => Giả thiết thỏa mãn.

Vậy nhiệt qua 1m² thành lò: $Q_{TL}^D = \frac{323,3 + 322}{2} = 322,65 [W]$.

Vậy nhiệt qua thành lò vào mùa đông: $Q_{TL}^2 D = Q_{TL}^D \cdot F_{TL} = 322,65 \cdot 12 = 3871,8 [W]$

Vậy nhiệt tỏa qua thành lò: $Q_{TL}^H = 3700,8 [W]$

$$Q_{TL}^D = 3871,8 [W].$$

b) 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.

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

$$Q_{NL}^H = 1,3 \cdot Q_H \cdot F_{NL} = 1,3 \cdot 308,4 \cdot 2 = 801,84 [W]$$

$$Q_{NL}^D = 1,3 \cdot Q_D \cdot F_{NL} = 1,3 \cdot 322,65 \cdot 2 = 837,2 [W]$$

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.

c) Nhiệt truyền qua đáy lò (Giả thiết có tấm kê)

Tổn thất nhiệt qua đáy lò thấp hơn tổn thất nhiệt qua tường và nóc lò. Tính toán lượng nhiệt tỏa ra tương đối phức tạp nên có thể tính gần đúng theo công thức sau:

$$Q_{\text{đáy lò}} = 0,7 \times q_{\text{đáy lò}} \times F_{\text{đáy lò}} \text{ [W]}$$

Trong đó: 0,7- hệ số hiệu chỉnh kể đến sự bốc lên của nhiệt

$q_{\text{đáy}}$ - cường độ dòng nhiệt truyền qua 1m^2 đáy

$$F_{\text{đáy lò}} = 2,25 \text{ m}^2$$

Giả sử nhiệt độ bề mặt trong của đáy lò nhỏ hơn nhiệt độ trong lò $5 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

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

Giả thiết nhiệt độ: bề mặt ngoài lò: Mùa hè: $\tau_N^H = 57 \text{ [}^\circ\text{C]}$, Mùa đông: $\tau_N^D = 46 \text{ [}^\circ\text{C]}$

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

❖ **Mùa hè:**

$$\tau_N^H = 57 \text{ [}^\circ\text{C]} ; t_N^l = t_T^H = 35,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^H = L \cdot (\tau_N^H - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{H-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó: L - Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào kích thước,

L = 1,5 đối với bề mặt ngang.

C_{qd} - hệ số bức xạ nhiệt qui diễn của vật trong phòng, $C = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} = 4,9 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{C]}$.

$$\alpha_N^H = 1,5 \cdot (57 - 35,7)^{0,25} + \frac{4,9}{57 - 35,7} \cdot \left[\left(\frac{57 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,7 + 273}{100} \right)^4 \right] = 9,6 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{C]}$$

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

$$Q_N = \alpha_N^H \cdot (\tau_N^H - t_N^l) = 9,6 \cdot (57 - 35,7) = 204,48 \text{ [W]}$$

Lượng nhiệt truyền qua 1m^2 bề dày đáy lò:

$$Q_{DL} = K \cdot (\tau_T - \tau_N^H) = 0,24 \cdot (1395 - 57) = 321,12 \text{ [W]}$$

Ta có: $\left| \frac{Q_{DL} - Q_N}{Q_{DL}} \right| = \left| \frac{321,12 - 204,48}{321,12} \right| = 0,36\%$. Sai số $< 2\%$ \Rightarrow Giả thiết thỏa mãn

$$\text{Vậy nhiệt qua } 1\text{m}^2 \text{ đáy lò: } Q_{DL}^H = \frac{321,12 + 204,48}{2} = 262,8 \text{ [W]}$$

Vậy nhiệt qua đáy lò vào mùa hè: $Q_{DL}^H = Q_{DL}^H \cdot F_{DL} = 0,7 \cdot 262,8 \cdot 2,25 = 413,91 \text{ [W]}$

❖ **Mùa đông:**

$$\tau_N^D = 46 \text{ [}^\circ\text{C]} ; t_N^l = t_T^D = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài

$$\alpha_N^D = L \cdot (\tau_N^D - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{D-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^D + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó: L - Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào kích thước đáy lò,

L = 1,5 đối với bề mặt ngang

C_{qd} - hệ số bức xạ nhiệt qui điển của vật trong phòng, C = 4,9 [W/m².°K] = 4,9 [W/m.⁰C]

$$\alpha_N^D = 1,5 \cdot (46-20)^{0,25} + \frac{4,9}{46-20} \cdot \left[\left(\frac{46+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20+273}{100} \right)^4 \right] = 9 \text{ [W/m.⁰C]}$$

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

$$Q_N = \alpha_N^D \cdot (\tau_N^D - t_N^l) = 9 \cdot (46 - 20) = 234 \text{ [W]}$$

Lượng nhiệt truyền qua 1m² đáy lò:

$$Q_{DL} = K \cdot (\tau_T - \tau_N^D) = 0,24 \cdot (1395 - 46) = 323,76 \text{ [W]}$$

Ta có: $\left| \frac{Q_{DL} - Q_N}{Q_{DL}} \right| = \left| \frac{323,76 - 234}{323,76} \right| = 0,28\%$. Sai số < 2% => Giả thiết thỏa mãn.

Vậy nhiệt qua 1m² đáy lò: $Q_{TL}^D = \frac{323,76 + 234}{2} = 278,88 \text{ [W]}$.

Vậy nhiệt qua đáy lò vào mùa đông: $Q_{TL}^D = Q_{TL}^D \cdot F_{TL} = 0,7 \cdot 278,88 \cdot 2,25 = 439,24 \text{ [W]}$

Vậy nhiệt tỏa qua đáy lò: $Q_{TL}^H = 413,91 \text{ [W]}$

$$Q_{TL}^D = 439,24 \text{ [W]}.$$

d) Nhiệt truyền qua cửa lò

Cấu tạo cửa lò thường có 2 lớp 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: $\delta_1 = 0,3\text{m}$; $\lambda_1 = 0,26 \text{ [W/m.⁰C]}$.

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

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].

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

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

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

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

❖ Mùa hè:

$$\tau_N^H = 61 \text{ [}^\circ\text{C]}; t_N^l = t_T^H = 35,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài:

$$\alpha_N^H = L \cdot (\tau_N^H - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{H-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^H + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

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/m².°K] = 4,9 [W/m.°C].

$$\alpha_N^H = 2,2 \cdot (61 - 35,7)^{0,25} + \frac{4,9}{61 - 35,7} \cdot \left[\left(\frac{61 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,7 + 273}{100} \right)^4 \right] = 11,45 \text{ [W/m.}^\circ\text{C]}$$

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

$$Q_N = \alpha_N^H \cdot (\tau_N^H - t_N^l) = 11,45 \cdot (61 - 35,7) = 289,7 \text{ [W]}$$

Lượng nhiệt truyền qua 1m² cửa lò:

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

Ta có: $\left| \frac{Q_{CL} - Q_N}{Q_{CL}} \right| = \left| \frac{320,16 - 289,7}{320,16} \right| = 0,095\%$. Sai số < 2 % => Giả thiết thỏa mãn.

Vậy nhiệt qua 1m² cửa lò: $Q_{CL}^H = \frac{320,16 + 289,7}{2} = 305 \text{ [W]}$.

Vậy nhiệt qua cửa lò vào mùa hè: $Q_{CL}^H = Q_{CL}^H \cdot F_{CL} \cdot \frac{z}{60} = 305 \cdot 0,25 \cdot \frac{50}{60} = 63,54 \text{ [W]}$.

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

❖ Mùa đông:

$$\tau_N^D = 49 \text{ [}^\circ\text{C]}; t_N^l = t_T^D = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Xác định hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài:

$$\alpha_N^D = L \cdot (\tau_N^D - t_N^l)^{0,25} + \frac{C_{qd}}{D-1} \cdot \left[\left(\frac{\tau_N^D + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_N^l + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Trong đó: L - Hệ số kích thước đặc trưng phụ thuộc vào vị trí của 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/m².°K] = 4,9 [W/m.°C].

$$\alpha_N^D = 2,2 \cdot (49-20)^{0,25} + \frac{4,9}{49-20} \cdot \left[\left(\frac{49+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20+273}{100} \right)^4 \right] = 10,8 [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

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

$$Q_N = \alpha_N^D \cdot (\tau_N^D - t^l) = 10,8 \cdot (49 - 20) = 313,2 [\text{W}]$$

Lượng nhiệt truyền qua 1m² cửa lò:

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

Ta có: $\left| \frac{Q_{CL} - Q_N}{Q_{CL}} \right| = \left| \frac{323,04 - 313,2}{323,04} \right| = 0,03\%$. Sai số < 2% => Giả thiết thỏa mãn.

Vậy nhiệt qua 1m² cửa lò: $Q_{CL}^D = \frac{323,04 + 313,2}{2} = 318,12 [\text{W}]$.

Vậy nhiệt qua cửa lò vào mùa đông:

$$Q_{CL}^D = Q_{CL}^D \cdot F_{CL} \cdot \frac{z}{60} = 318,12 \cdot 0,25 \cdot \frac{50}{60} = 66,27 [\text{W}]$$

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 khi của lò mở là: $Q_m = \frac{Q_{đóng}}{2} + q_{bx} \cdot \frac{10}{60} \cdot K \cdot F_c$

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

C - là hệ số bức xạ của vật liệu. Đối với vật đen tuyệt đối $C = 5,76 [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4]$.

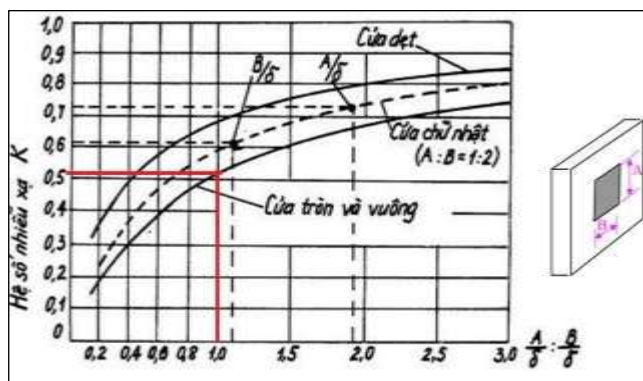
$T_T = 273 + t_T [^\circ\text{C}]$ t_T : nhiệt độ bên trong lò.

$T_{vlv} = 273 + t_{Nl} [^\circ\text{C}]$ t_{Nl} : nhiệt độ bên ngoài lò.

$$q_{bx}^I = 5,76 \cdot \left[\left(\frac{1400+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{35,7+273}{100} \right)^4 \right] = 450715 [\text{W/m}^2]$$

$$q_{bx}^D = 5,76 \cdot \left[\left(\frac{1400+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20+273}{100} \right)^4 \right] = 450814 [\text{W/m}^2]$$

K - Hệ số nhiễu xạ khi mở cửa lò. K phụ thuộc vào kích thước của lò và bề dày cửa lò $\delta=0,5m$ và cửa lò hình vuông. (tra biểu đồ hình 2.10_[3]).



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: $K_1 = 0,61$; $K_2 = 0,61 \Rightarrow K = \frac{0,61+0,61}{2} = 0,61$

Vận lượng nhiệt tỏa ra khi mở cửa lò là:

❖ Mùa hè:

$$Q_{CL}^{m\grave{o} (H)} = \frac{Q_{CL}^{đ\acute{o}ng(H)}}{2} + q_{bx}^H \cdot z \cdot F_{CL} \cdot K = \frac{64,02}{2} + 450715 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,25 \cdot 0,61 = 11487,68 \text{ (W)}$$

❖ Mùa đông:

$$Q_{CL}^{m\grave{o} (Đ)} = \frac{Q_{CL}^{đ\acute{o}ng(Đ)}}{2} + q_{bx}^Đ \cdot z \cdot F_{CL} \cdot K = \frac{64,02}{2} + 450814 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,25 \cdot 0,61 = 11490,2 \text{ (W)}$$

Vận nhiệt truyền qua cửa lò:

$$Q_{CL}^H = Q_{CL}^{đ\acute{o}ng (H)} + Q_{CL}^{m\grave{o} (H)} = 64,02 + 11487,48 = 11551,5 \text{ (W)}$$

$$Q_{CL}^Đ = Q_{CL}^{đ\acute{o}ng (Đ)} + Q_{CL}^{m\grave{o} (Đ)} = 64,02 + 11490,2 = 11554,22 \text{ (W)}$$

Bảng 2.5. Tổng nhiệt tỏa của lò

Mùa	$Q_{TL}(W)$	$Q_{NL}(W)$	$Q_{ĐL}(W)$	$Q_{CL}(W)$	$Q_{t\acute{o}ng (W)}$	$Q \text{ 2 lò (W)}$
Mùa hè	3700,8	801,84	413,91	11551,5	16468	32936
Mùa đông	3871,8	837,2	439,24	11554,22	16702,16	33404

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:

$$Q_{sp} = 0,279 \cdot G \cdot [C_l \cdot (t_d - t_{nc}) + i + C_r \cdot (t_{nc} - t_c)] \cdot \beta \quad [W] \quad (\text{mục 2.2.8} - [4])$$

Trong đó: G - khối lượng của vật nung trong 1 giờ, [kg/h]. $G_{sp} = 500$ [kg/h]. (giả định)

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

Thép: $C_r = 0,46 + 0,000193 \cdot (1227 + 273) = 0,7495$ [kJ/kg⁰C]. (bảng 2.8 - [2])

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

Thép: $C_l = 1,17$ [kJ/kg⁰C].

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

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

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

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 2.6. Tồn thất nhiệt do làm nóng vật liệu

Mùa	G_{sp} [kg/h]	C_l [kJ/kg. ⁰ C]	C_r [kJ/kg. ⁰ 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	35,7	96,3	0,5	80972
Đông	500	1,17	0,7495	1400	1300	20	96,3	0,5	81793

2.3.6. Tổng nhiệt tỏa

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

Bảng 2.7. Tổng kết nhiệt tỏa

Mùa	$Q_{TN}^{ngườì}$ (W)	Q_{TN}^{TS} (W)	$Q_{TN}^{ĐC}$ (W)	Q_{TN}^{sp} (W)	$Q_{TN}^{lò nấu}$ (W)	$\sum Q_{TN}$ (W)
Hè	11200	5211,4	29000	80972	32936	159320
Đông	11480	5211,4	29000	81793	33404	160889

2.4. Thu nhiệt bức xạ mặt trời vào mùa hè

Về mùa hè, ánh nắng mặt trời rất gay gắt, vì vậy lượng nhiệt do bức xạ mặt trời xuyên qua kết cấu truyền vào nhà rất lớn. Lượng nhiệt này phụ thuộc vào cường độ bức xạ mặt trời trên mặt phẳng kết cấu bao che và khả năng cản nhiệt bức xạ của bản thân kết cấu bao che. (mục 3.4 – [7])

Cửa kính trong suốt nên hầu hết năng lượng mặt trời xuyên qua được và đi vào nhà, bị hấp thụ kết quả là nhiệt độ trong phòng tăng cao. Kết cấu bao che là mái thì tia nắng phản chiếu một phần và bị hấp thụ một phần. Do mái có phần diện tích tiếp xúc với mặt trời với thời gian lớn nên ta phải tính thu nhiệt qua mái.

Tính toán thu nhiệt tính cho mùa hè và tính các kết cấu bao che là mái và cửa kính.

2.4.1. Thu nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính

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 – [4])

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]).

(Phụ lục 1.7. Tính toán nhiệt do bức xạ mặt trời qua cửa kính)

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:

$$Q_{bx}^{mái} = Q_{bx}^{\Delta t} + Q_{bx}^{A\tau} = [K_{mái} \cdot (t_{tg}^{TB} - t_T) + \alpha \cdot A_{\tau} \cdot \tau_T] \cdot F_{mái} \quad (W) \quad (\text{mục 2.3.2 – [4]})$$

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

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

K_m - hệ số truyền nhiệt của mái, $K_m = 2,414 \text{ W/m}^2$ (Bảng 2.3)

$F_{mái}$ - diện tích mái. $F_{mái} = 558,6 \text{ m}^2$

t_T - nhiệt độ trong nhà vào mùa hè, $t_T = t_T^H = 35,7^\circ\text{C}$

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

$$t_{tg}^{TB} = t_N^{TB} + \frac{\rho \cdot I^{TB}}{\alpha_N}$$

t_N^{TB} - Nhiệt độ trung bình của không khí ngoài nhà, $t_N^{TB} = 29,5^{\circ}\text{C}$ (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 trắng kẽm (Bảng 2.6 – [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^{TB} : cường độ bức xạ mặt trời trung bình trong ngày đêm.

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

Với $\sum I_{bx} = 6904$ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{ngày}$): 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

$$Q_{bx}^{At} = K_{mai} \cdot (t_{tg}^{TB} - t_{T\ mai}) \cdot F = 2,414 \cdot (37,35 - 35,7) \cdot 558,6 = 2224 \text{ (W)}$$

$Q_{bx}^{A\tau}$ - Lượng nhiệt truyền qua mái do dao động nhiệt độ

$$Q_{bx}^{A\tau} = \alpha_T \cdot A_{\tau T} \cdot F_{mai} \text{ (W)}$$

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

$A_{\tau T}$ - Biên độ dao động của nhiệt độ trên bề mặt bên trong. $A_{\tau T} = \frac{A_T^{tg}}{\tau}$

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)
 $t_{max}^{13} = 35,7^{\circ}\text{C}$; $t_N^{TB} = 29,3^{\circ}\text{C}$

$$A_t^N = 35,7 - 29,3 = 6,4 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

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

$$I_{\max} - I_{TB} = 543,7 - 288 = 509,08 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

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

Ψ - hệ số hiệu chỉnh do sự lệch pha $\Delta Z = Z_{t_{td}}^{\max} - Z_{t_n}^{\max}$ và tỉ số giữa biên độ của dao động nhiệt độ tương đương và nhiệt độ bên ngoài.

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

Dựa vào tỉ số: $\frac{A_t^{td}}{A_t^N} = \frac{7,14}{6,4} = 1,1 \Rightarrow \Psi = 0,96$ (bảng 2.10 - [2])

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

$$A_t^{tg} = (A_t^{td} + A_t^N) \cdot \Psi = (7,14 + 6,4) \cdot 0,96 = 13 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

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

$$A_{rT} = \frac{A_t^{tg}}{v} = \frac{13}{3} = 4,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

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

$$Q_{bx}^{Ar} = \alpha_T \cdot A_{rT} \cdot F_{\text{mái}} = 8,72 \cdot 4,34 \cdot 558,6 = 21140 \text{ (W)}$$

$$\text{Vậy } Q_{bx}^{\text{mái}} = Q_{bx}^{\Delta t} + Q_{bx}^{Ar} = 2224 + 21140 = 23364 \text{ (W)}$$

2.4.2. Tổng nhiệt bức xạ mặt trời

Bảng 2.8. Tổng nhiệt bức xạ mặt trời

Mùa	$Q_{bx}^{\text{kính}}$ (W)	$Q_{bx}^{\text{mái}}$ (W)	$\sum Q_{bx}$ (W)
Hè	7190	23364	30554

2.5. Tính toán nhiệt thừa bên trong công trình

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

Tổng nhiệt thừa vào mùa đông: $Q_{\text{thừa}}^D = Q_{\text{tỏa}}^D - Q_{\text{t.thất}}^D \text{ (W)}$

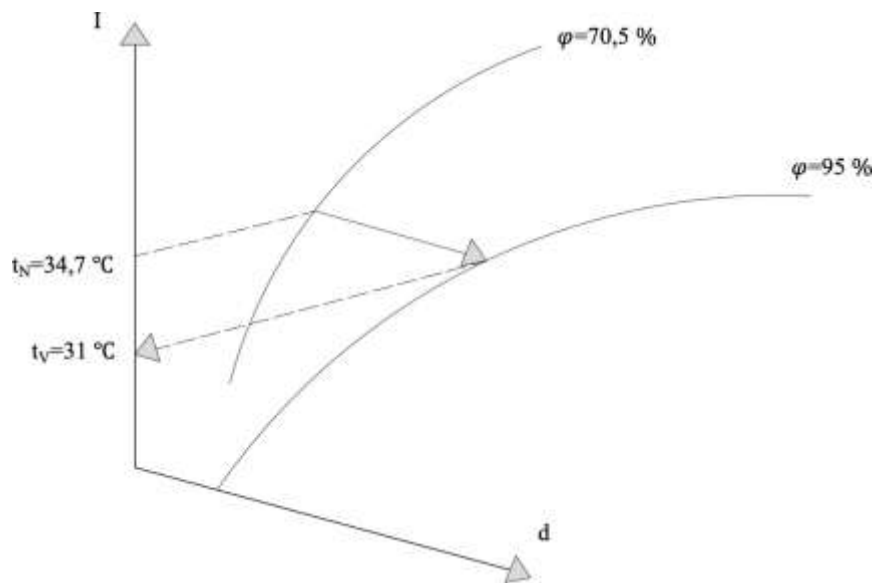
Bảng 2.9. Tổng nhiệt thừa bên trong công trình

Mùa	Tồn thất nhiệt	Toả nhiệt	Thu nhiệt	Q thừa (W)
	$\sum Q_{TT}$ (W)	$\sum Q_{TN}$ (W)	$\sum Q_{BX}$ (W)	
Hè	6925	159320	30554	182949
Đông	15546	160889	0	145343

2.6 Tính toán nhiệt độ sau buồng phun ẩm

Nhiệt độ không khí ngoài trời tương đối cao là $34,7^{\circ}\text{C}$, 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 Quảng Trị có nhiệt độ ngoài nhà là $t_N = 34,7[^{\circ}\text{C}]$, độ ẩm tương đối $\varphi_N = 70,5 [\%]$, không khí sẽ đi vào buồng phun ẩm, khi đó nhiệt độ của không khí sẽ thay đổi như sau: $t_v = 31 [^{\circ}\text{C}]$, độ ẩm: $\varphi_N = 95 [\%]$ (dựa vào biểu đồ Id - [5]).



Hình 2.7. Biểu đồ I – d

2.7. Tính toán hút cục bộ

Hút các không khí bị ô nhiễm trực tiếp tại nguồn phát sinh được gọi là hút cục bộ. Việc hút chụp bộ làm cho các khí độc không lan tỏa vào phòng, hút cục bộ là biện pháp thông gió hiệu quả nhất đối với phân xưởng sản xuất. [6]

2.7.1. Tính toán hút nhiệt tại các thiết bị tỏa nhiệt

a) 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 (mục 4.4.1 [6])

$$\text{Lưu lượng hút của chụp: } L = L_{dl} \cdot \frac{F_c}{F_n} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Trong đó: F_c, F_n - diện tích tiết diện miệng chụp, nguồn nhiệt, $[\text{m}^2]$.

$$L_{dl} - \text{lưu lượng dòng đối lưu, } L_{dl} = 64 \cdot \sqrt[3]{Q_{dl} \cdot F_n^2 \cdot Z} = 680,35 \text{ [m}^3\text{/h]}.$$

Z - khoảng cách từ bề mặt nguồn nhiệt đến miệng chụp, $z = 1$ [m].

$$Q_{dl} - \text{nhiệt đối lưu bên trên nguồn nhiệt [W]} \quad Q_{dl} = \alpha_{dl} \cdot F_n \cdot (t_n - t_{xq}) = 237,3 \text{ [W]}.$$

$$\alpha_{dl} - \text{hệ số trao đổi nhiệt đối lưu [W/m}^2\text{.}^\circ\text{C]} \quad \alpha_{dl} = 1,5 \cdot \sqrt[3]{t_n - t_{xq}} = 4,34 \text{ [W/m}^2\text{.}^\circ\text{C]}.$$

t_n, t_{xq} - nhiệt độ bề mặt nguồn nhiệt và không khí xung quanh, $[\text{}^\circ\text{C}]$.

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 2.10. Kết quả tính toán lưu lượng hút nhiệt từ nóc lò

Tên thiết bị	F_n [m ²]	F_c [m ²]	Z [m]	t_n [^o C]	t_{xq} [^o C]	α_{dl} [W/m ² . ^o C]	Q_{dl} [W]	L_{dl} [m ³ /h]	$2L_{lò}$ [m ³ /h]
Lò nấu	2,25	4	1	60	35,7	4,34	237,3	680,35	1209,5.2=2419

Chọn đường kính ống hút: $d = 400$ [mm].

$$\text{Vận tốc trong ống là: } V = \frac{L}{F} = \frac{4.1209,5}{\pi \cdot 0,4^2 \cdot 3600} = 2,67 \text{ [m/s]}.$$

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].

$$\text{Vận tốc trong ống là: } V = \frac{L}{F} = \frac{4.1209,5}{\pi \cdot 0,54^2 \cdot 3600} = 2,93 \text{ [m/s]}.$$

2.7.2. Hút bụi kim loại tại các thiết bị gia công

Trong các công đoạn gia công vật liệu, thì các máy móc sẽ sinh ra các loại bụi. Để hạn chế sự phát tán của dòng khói có bụi bên trong phân xưởng thì ta nên thu gom chúng lại và tại những vị trí phát sinh bụi ta lắp các chụp thu bụi. Chụp hút không gây cản trở đến sự làm việc của thiết bị.

$$\text{Công thức tính toán tổng quát: } L = 2500 \cdot n \cdot D^2 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Trong đó:

D : đường kính thiết bị, [m] và n là số máy.

Bảng 2.11. Tính toán lưu lượng bụi hút cục bộ tại phân xưởng

STT	Tên thiết bị	Đường kính D	Số lượng	L _{bụi}
		[m]	[thiết bị]	[m ³ /h]
1	Máy mài tròn	0,5	6	3750
2	Máy mài phẳng	0,6	6	5400
Tổng				9150

2.7.3. Tính toán hút hơi độc tại bể mạ

Bể mạ là nơi sinh ra các chất độc hại vì thế ta sử dụng bộ phận hút trên thành để hút khí độc tránh khí phân tán toàn xưởng.

Hút trên thành người ta bố trí dọc theo chiều dài của bể chứa, rãnh hút khí có chiều cao $h = 50-100$ [mm] cách bề mặt nước 1 khoảng H để tránh nước trong bể bị hút vào.

$H = (0,1 - 0,8) \cdot b$ nhưng không nhỏ hơn 150 [mm].

Bể mạ có kích thước $l \cdot b \cdot h = 1000 \cdot 500 \cdot 1000$. Bề rộng của bể mạ $b = 0,5$ [m] < 0,7 [m] nên ta sử dụng hút 1 bên thành.

Lưu lượng hút tính theo công thức: $L_h = n \cdot K_t \cdot K_d \cdot L_{lt}$ [m³/h].

Trong đó: n : số bể mạ.

K_d : Hệ số dự trữ tính đến ảnh hưởng của gió. $K_d = 1,5 - 1,75$ đối với bể ít chứa chất độc hại. Chọn $K_d = 1,75$.

K_t : Hệ số tính đến ảnh hưởng của sức hút đối với luồng không khí bị hút từ hai đầu ngang của bể. Đối với miệng hút đơn giản 1 bên thành:

$$K_t = \left(1 + \frac{b}{4l}\right)^2 = \left(1 + \frac{0,5}{4 \cdot 1}\right)^2 = 1,27$$

L_{lt} : Lưu lượng không khí hút lý thuyết:

$$L_{lt} = 3600 \cdot A \cdot \left(\frac{T_{dd} - T_p}{3 \cdot T_p}\right)^{3/4} \cdot (g \cdot b)^{1/4} \cdot l \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$L_{lt} = 3600 \cdot 0,35 \cdot \left(\frac{353 - 308,7}{3 \cdot 308,7}\right)^{3/4} \cdot (9,81 \cdot 0,5^3)^{1/4} \cdot 1 = 662,45 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Trong đó: A - Hệ số đặc trưng phụ thuộc vào cách hút 1 bên hay 2 bên,

hút 1 bên: $A = 0,35$.

b, l - Bề rộng và bề dài của bể, $b = 0,5$ [m], $l = 1$ [m].

G - Gia tốc trọng trường, $g = 9,81$ [m/s²].

T_p - Nhiệt độ tuyệt đối trong phòng. $T_p = 273 + 35,7 = 308,7$ [°K].

T_{dd} - Nhiệt độ tuyệt đối của bể mạ. $T_n = 273 + 80 = 353$ [°K].

ϕ - Góc mở rộng của luồng không khí bị hút. Đối với bề đứng độc lập, $\phi = \frac{3\pi}{2}$

Bảng 2.12. Tính toán lưu lượng hút khí tại bề mạ

Loại bề	Số lượng	K_d	A	ϕ	T_{dd} [°K]	T_p [°K]	g [m/s]	b [m]	l [m]	K_t	L_{lt} [m ³ /h]	L_h [m ³ /h]
Bề mạ	10	1,75	0,35	$\frac{3\pi}{2}$	353	308,7	9,81	0,5	1	1,27	662,45	14723

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 $Q_{NL} = 801,84$ [W] có hệ thống hút nên không tính tỏa nhiệt vào phòng. Vì vậy lượng nhiệt thừa cần được thông gió:

$$Q_{th} = Q_{thừa} - Q_{NL} - 0,7Q_{SP} = 182949 - 801,84 - (0,7 \cdot 80972) = 125467 \text{ [W]}.$$

Nhiệt thừa của phân xưởng là: $Q_{thừa} = 125467$ [W] = 451682[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, $t_{vlv} = t_r^H = 35,7$ [°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].

$$t_R = t_{vlv} + a \cdot (h_o - h_{vlv}) = 35,7 + 1,2 \cdot (10 - 2) = 45,3 \text{ [°C]}$$

t_v - nhiệt độ của không khí thổi vào phòng lấy bằng nhiệt độ sau khi đi qua buồng phun ẩm, $t_v = t_N = t_{bf} = 31$ [°C].

$$\gamma - \text{trọng lượng riêng của không khí: } \gamma = \frac{\gamma_0}{1 + \frac{t}{273}} = \frac{1,293}{1 + \frac{31}{273}} = 1,16 \text{ [kg/m}^3\text{]}.$$

Lưu lượng thông gió cho phân xưởng:

$$L_{TG} = \frac{Q_{th}}{C \cdot (t_r - t_v) \cdot \gamma} = \frac{451682}{1,005 \cdot (45,3 - 31) \cdot 1,16} = 27094 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

2.8.2. Tính số miệng thổi

Chọn 2 miệng thổi baturin và miệng thổi loa ba tầng với lưu lượng mỗi miệng thổi là 1200 [m³/h] là:

$$n = \frac{27094}{1200} = 22,58; \text{ chọn } n = 24 \text{ miệng.}$$

Như vậy tổng số miệng thổi là 24 miệng thổi, trong đó 20 miệng thổi loa ba tầng và 2 miệng thổi baturin.

Vậy lưu lượng thực tế: $L = 24 \cdot 1200 = 28800$ [m³/h].

$$\text{Hệ số an toàn là } n = \frac{L}{L_{TG}} = \frac{28800}{27094} = 1,06$$

2.9. Tính toán buồng phun ẩm

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

a) Chọn lưu tốc không khí đi qua tiết diện ngang của buồng phun $\rho\omega_k$

Thông thường người ta chọn $\rho\omega_k = 2,8 \div 3,2$ kg.m²/s, chọn $\rho\omega_k = 2,9$ [kg.m²/s]

b) 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

$$F_b = \frac{G}{\rho\omega_k} = \frac{28800}{3600 \times 2,8} = 2,86 \text{ m}^2$$

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 6,5 [m]

c) 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 $d_0 = 4$ mm

Chọn mật độ mũi phun trên tiết diện ngang của buồng phun n, chọn $n = 10$ cái/m²

Tính số mũi phun $N = F_b \cdot z \cdot n = 2,86 \cdot 2 \cdot 10 = 57,2$. Chọn 60 cái

Tính lượng nước cần phun: $G_n = \mu \cdot L = 1,5 \cdot 28800 = 43200$ [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 $a = 120 \text{ mm}$

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 hiện tượng trao đổi không khí bên trong và bên ngoài nhà một cách có tổ chức, dưới tác dụng các yếu tố tự nhiên như gió, nhiệt thừa, hoặc tổng hợp cả 2 yếu tố trên. Ở đây, ta có thể điều chỉnh được ở các cửa nơi gió vào (cửa sổ, cửa ra vào) và nơi gió ra (cửa mái). Trong phân xưởng sản xuất lượng nhiệt thừa tỏa ra từ thiết bị máy móc rất nhiều, nếu chỉ áp dụng phương án thông gió tự nhiên là một điều không khả thi và nó không thể đảm bảo cho sức khỏe, điều kiện lao động của công nhân. Tuy nhiên, nó có một ưu điểm là ít tốn chi phí.

3.1.2. Thông gió cơ khí

Đó là việc đưa gió vào ra khỏi phòng nhờ các hệ thống quạt hút và quạt đẩy. Hệ thống thông gió thường có: tuyến đường ống, máy quạt, buồng phun ẩm. Nhiệt độ môi trường luôn được đảm bảo, cung cấp đủ lượng không khí vì thế nó đáp ứng với điều kiện làm việc bên trong, không cần phải phụ thuộc vào thời tiết. Nhược điểm tốn chi phí đầu tư và vận hành.

3.1.3. Thông gió tự nhiên kết hợp với thông gió cơ khí

Là một sự kết hợp hiệu quả và an toàn khi hai phương án vận hành song song với nhau. Các sự cố về điện làm ảnh hưởng đến hoạt động của máy móc, thông gió tự nhiên sẽ là một phần không thể thiếu, nó sẽ hỗ trợ một cách tối ưu nhất. Chi phí cho thông gió cho phương án này chỉ cao hơn thông gió tự nhiên

3.1.4 Lựa chọn phương án thông gió

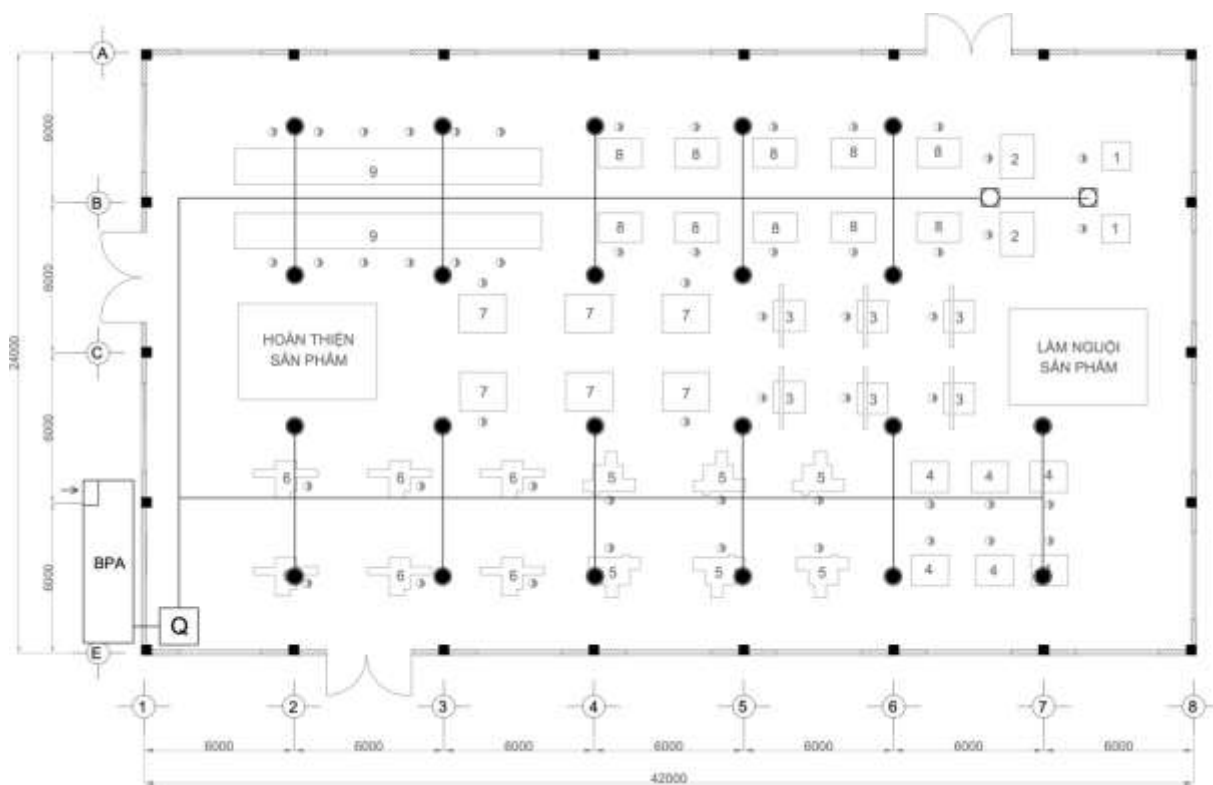
Dựa vào ưu, nhược điểm của từng phương án và quan trọng nhất là hiệu quả khi áp dụng các phương pháp trên để khử nhiệt thừa và bụi. Phương án thông gió tự nhiên kết hợp cơ khí sẽ là sự lựa chọn của tôi để áp dụng cho thiết kế hệ thống thông gió trong phân xưởng của mình

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

Quảng Trị là 34,7 °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 23 trong đó 21 miệng thổi loa ba tầng và 2 miệng thổi baturin đã tính toán ở phần trên. Theo mặt bằng đã cho, 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. Phương án vạch tuyến số 1

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).

a) Miệng thổi loa 3 tầng

Vận tốc trung bình tại miệng thổi loa 3 tầng:

$$C_0 = \frac{L}{F} = \frac{0,33}{0,2} = 1,65 \text{ [m/s]}.$$

Trong đó: L - Lưu lượng miệng thổi: $L = 1200$ [m³/h] = $0,33$ [m³/s].

F - Diện tích miệng thổi đường kính ống $d = 250$ [mm]

$$D = 2d = 500 \text{ [mm]}. \text{ Vậy } F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,2 \text{ [m}^2\text{]}.$$

b) Miệng thổi Baturin

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:

$$C_0 = \frac{L}{F} = \frac{0,33}{0,2} = 1,65 \text{ [m/s]}.$$

Trong đó: L- Lưu lượng miệng thổi, $L = 1200$ [m³/h] = $0,33$ [m³/s].

F - Diện tích miệng thổi (đường kính ống $d = 250$ [mm])

$$D = 2d = 500 \text{ [mm]}. \text{ Vậy } F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,2 \text{ [m}^2\text{]}.$$

Vận tốc trung bình tại vị trí làm việc của công nhân: $C_x = C_0 \cdot \frac{0,226}{\frac{x}{d} + 0,145}$ [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].

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

$$\text{Miệng thổi } L = 1200 \text{ [m}^3\text{/h]: } C_x = 1,65 \cdot \frac{0,226}{\frac{0,08 \cdot 1,5}{0,25} + 0,145} = 0,6 \text{ [m/s]}.$$

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

3.3.2. Tính toán thủy lực cho hệ thống thông gió

a) Phương pháp tính toán

Các bước tính toán thủy lực hệ thống đường ống thông gió gồm:

Bước 1: Chọn tuyến ống bất lợi nhất (phụ lục 2.1) làm nhánh chính để tính toán. Mạch ống bất lợi nhất là mạch dài nhất, có nhiều trở ngại cục bộ nhất. Cuối cùng đánh số thứ tự cho mỗi đoạn từ ngọn đến gốc. Chọn nhánh 1--2--3--4--5--6--7--8—Q [hình 3.3] là nhánh chính

Bước 2: Vì lưu lượng đã biết ta tự chọn đường kính ống thế nào để cho đường kính luôn tăng dần đồng thời kết hợp với chọn vận tốc sao cho nó tăng dần và v nằm trong khoảng 5-12 [m/s].

Bước 3: Khi biết vận tốc, lưu lượng và đường kính, ta dùng các bảng ở phụ lục 6 trong giáo trình thông gió [4] ta sẽ tra ra được tổn thất áp suất đơn vị R .

Bước 4: Tính tổn thất cục bộ qua các chương ngại vật dựa theo hệ số cản cục bộ của chúng ở phụ lục 7 trong giáo trình thông gió [4]

Bước 5: Lập bảng tính để tính các thông số còn lại: $\Delta P_{tp} = \Delta P_{ms} + \Delta P_{cb}$ [kg/m²]
Trong đó: ΔP_{tp} - tổng tổn thất, [kg/m²].

ΔP_{ms} - tổn thất áp suất ma sát trên cả đoạn ống, $\Delta P_{ms} = R.l$ [kg/m²].

ΔP_{cb} - tổn thất áp suất cục bộ, $\Delta P_{cb} = \sum \xi . P_d$ [kg/m²].

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

l - Chiều dài của đoạn ống, [m].

$\sum \xi$ - là hệ số sức cản cục bộ (phụ lục 7 [3]).

$P_d - P_d = \frac{v^2}{2.g} \rho$ là áp suất động của dòng chảy trong ống, [kg/m²].

Bước 6: Từ bảng tính thủy lực ta sẽ => lưu lượng và tổng tổn thất thủy lực để chọn quạt.

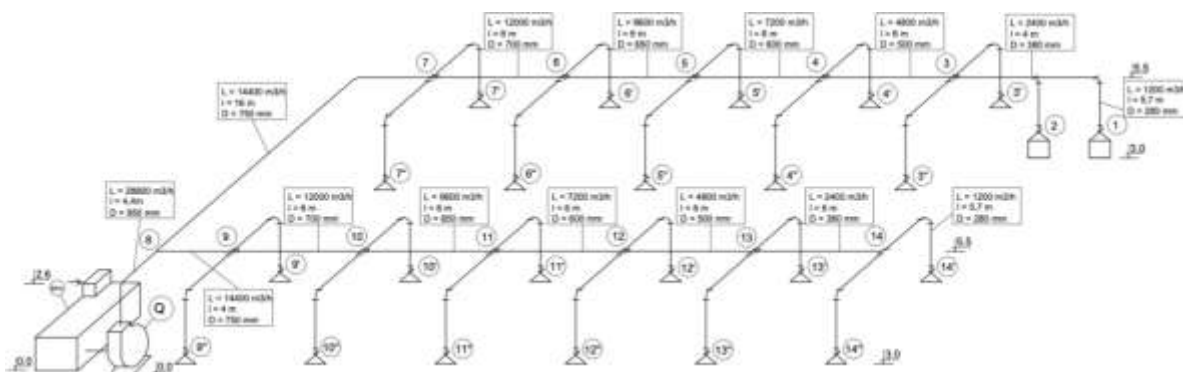
Tính toán thủy lực:

(Phụ lục 2.1. Tính toán thủy lực tuyến ống chính 1 – Q)

(Phụ lục 2.2. Tính toán thủy lực tuyến ống phụ 14' - 8)

3.3.3. Sơ đồ không gian của hệ thống thông gió

Sau khi có kết quả tính toán thủy lực, ta dựa vào số liệu để vẽ sơ đồ không gian



Hình 3.3. Sơ đồ không gian hệ thống thông gió
(Phụ lục 2.4. Thống kê vật liệu trong hệ thống thông gió)

3.4. Tính toán chọn quạt

Tính tổn thất cho ống hút:

Chọn ống có đường kính 1000 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 (Phụ lục 6 - [4]) R= 0,099

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

$$\Delta P_{ms} = 0,099 \cdot 1 = 0,099 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

- 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 = 7,38 [kG/m²]

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

Bảng 3.1. 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	

Vậy: $\Delta P_{cb} = P_{đ} \cdot \Sigma\xi = 7,38 \cdot 4,6 = 33,95$ (kg/m²)

$$\Delta P_{tp} = 0,099 + 33,95 = 34$$
 (kg/m²)

Vậy tổng tổn thất: $\Sigma\Delta P_{tp} = \Delta P_{tp}^h + \Delta P_{tp}^d = 34 + 18,27 = 52,27$ [kg/m²].

Từ lưu lượng $L = 28800$ [m³/h] và tổn thất $\Sigma\Delta P_{tp} = 52,27$ [kg/m²] và dựa vào biểu đồ đặc tính và kích thước của một số loại quạt thông dụng (phụ lục 4_[4]). Ta chọn được loại quạt cần là quạt II 4-70 N⁰12 có các thông số: số vòng quay $n = 500$ [vòng/phút] và hiệu suất quạt $\eta = 79$ [%].

Công suất động cơ điện:

$$N = \frac{K \cdot L \cdot \Delta P}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{trd}} = \frac{1,1 \cdot 28800 \cdot 52,27}{3600 \cdot 102 \cdot 0,79 \cdot 0,96 \cdot 0,91} = 6,54$$
 [kW]

Trong đó:

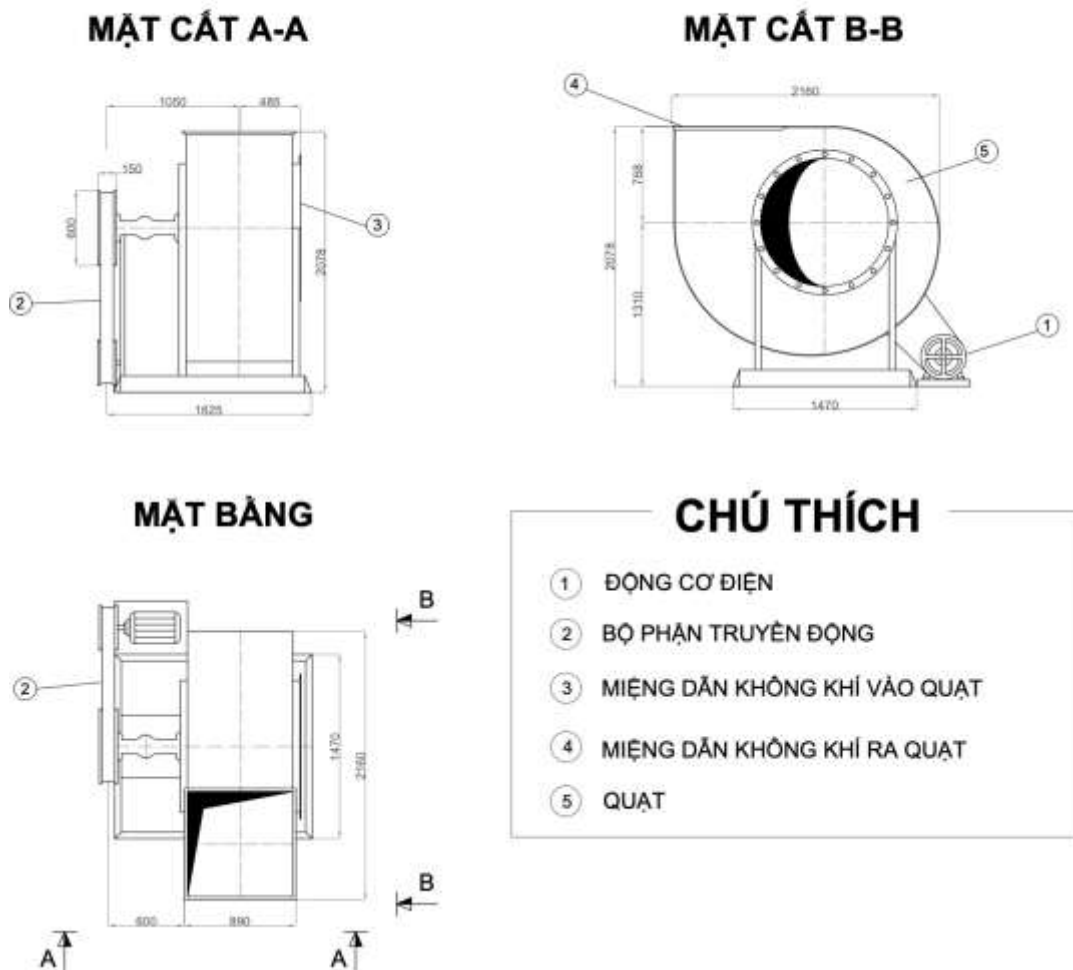
η_{tr} - hệ số kể đến tổn thất trong ổ trục, ổ bi, ($\eta_{tr} = 0,95 - 0,97$) chọn $\eta_{tr} = 0,96$.

η_{trd} - hệ số truyền động giữa động cơ và quạt, ($\eta_{trd} = 0,9 - 0,95$) chọn $\eta_{trd} = 0,91$

(Phụ lục 2.5. Kích thước quạt N⁰12)

QUẠT N°12

TỶ LỆ 1:20



Hình 3.4. Chi tiết quạt N°12

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 của nguồn thải

Ống khói	Loại nhiên liệu	B [kg/h]	h [m]	Nhiệt độ khói [°C]
1	Dầu FO	1121	19	135
2	Than CAM3QN	1023	24	141

Bảng 4.2. Thống kê thành phần nhiên liệu của 2 ống khói

Nhiên liệu	Cp	Hp	Np	Op	Sp	Ap	Wp
Dầu FO	83,4	10	0,2	0,2	2,9	0,3	3
Than CAM3QN	74	3,1	0,4	2,5	0,5	13,5	6

4.1.2. Thông số khí tượng tại tỉnh Quảng Trị

❖ Mùa hè

Nhiệt độ ngoài công trình: $t_N^H = 29,5$ [°C] (nhiệt độ không khí trung bình cao nhất tháng 7 ở Quảng Trị (bảng 2.2_[4])).

Độ ẩm: $\varphi_{tt}^H = 70,5$ [%] (độ ẩm tương đối của không khí trung bình vào tháng 7 ở Quảng Trị, bảng 2.10_[4]).

Vận tốc gió mùa hè: $v_{gio}^H = 3,8$ [m/s] (lấy theo trạm Đông Hà, bảng 2.15_[4]).

Từ 2 giá trị $t = 29,5$ [°C] và $\varphi = 70,5$ [%] (tra biểu đồ I-d_[4]) ta có $d = 18,2$ [g/kgKK].

Hướng gió chính là hướng Tây Nam

4.2. Tính sản phẩm cháy

(Phụ lục 3.1. Tính toán sản phẩm cháy của các ống khói)

4.3. Hiệu suất xử lý của nhà máy

Nồng độ phát thải:

$$C = \frac{M}{L_t}$$

Trong đó: M – tải lượng ô nhiễm [g/m³]

L_t – Lưu lượng khối (SPC) ở điều kiện thực tế [m³/s]

(Phụ lục 3.2. Nồng độ phát thải của các ống khói)

Áp dụng QCVN 19:2009/BTNMT là Quy chuẩn kỹ thuật Quốc Gia về khí thải công nghiệp nồng độ tối đa cho phép của bụi và các chất vô cơ, ta sẽ tính toán theo công thức sau: C_{cf} = K_v.K_p.C_{QC19}

Trong đó: C_{cf} – 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]

K_v – hệ số vùng, khu vực tại thành phố Đông Hà (mục 2.4 – [11])

Vì thành phố Đông Hà (tỉnh Quảng Trị) thuộc đô thị loại II => K_v = 0,8

K_p – hệ số lưu lượng nguồn thải quy định tại mục 2.2 – [11]

Ta có L_t [m³/s] tải lượng chất ô nhiễm đã tính ở phần sản phẩm cháy. Muốn xác định được K_p ta phải quy đổi đơn vị ở L_t [m³/s] sang L_t [m³/h], hệ số được xác định ở bảng sau:

Bảng 4.3. Hệ số K_p của 2 ống khói

Thông số	Ống khói 1	Ống khói 2
	Hè	Hè
L _t (m ³ /s)	7,25	5,24
L _t (m ³ /h)	26100	18864
K _p	0,9	0,9

C_{QC19} – Nồng độ của bụi và các chất vô cơ quy định tại mục 2.2 – [11]

Vì nhà máy gia công cơ khí hoạt động vào năm 2008 nên ta chọn cột B theo QCVN 19:2009/BTNMT

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

Nồng độ của bụi và các chất vô cơ trong khí thải được quy đổi sang nồng độ phát thải ô nhiễm ở mét khối chuẩn 25 [°C] như sau:

$$C_{25^{\circ}C} = \frac{C_{T_{khôi}} \cdot 1000 \cdot (273+25)}{273 + T_{khôi}} \text{ [mg/Nm}^3\text{]}$$

Công thức xác định hiệu suất xử lý:

$$\eta = \frac{(C - C_{cf})}{C} \quad [\%]$$

Trong đó: C – nồng độ phát thải của ống khói [mg/Nm³]

C_{cf} – nồng độ cho phép xả thải ra ngoài môi trường [mg/Nm³]

Kết quả tính toán nồng độ phát thải và hiệu suất xử lý khí thải của 2 ống khói (Phụ lục 3.3. Tính toán nồng độ phát thải và hiệu suất xử lý khí thải)

Ta có nhận xét:

Đối với ống khói 1: nồng độ SO₂, CO vượt so với quy chuẩn.

Đối với ống khói 2: nồng độ Bụi, CO, SO₂ vượt so với quy chuẩn.

Vì vậy phải có biện pháp xử lý khí thải trước khi thải ra môi trường.

4.4. Tính toán đường kính ống khói

Ta có công thức: $\omega = \frac{L_t}{F} = \frac{4.L_t}{\pi.D^2}$ [8]

$$\text{Suy ra: } D = \sqrt{\frac{4.L_t}{\pi.\omega}}$$

Trong đó: L_t – Lưu lượng khói (SPC) ở điều kiện thực tế

ω - nằm trong khoảng 8-16 [m/s], ta chọn 10 [m/s]

Đối với ống khói 1 vào mùa hè:

$$\text{Ta có: } D = \sqrt{\frac{4.L_t}{\pi.\omega}} = \sqrt{\frac{4.7,25}{3,14.10}} = 0,961 \text{ [m]} \Rightarrow \text{Chọn } D = 1 \text{ [m]}$$

⇒ Vận tốc phụt ra khỏi miệng ống thực tế: $\omega = \frac{4.L_t}{\pi.D^2} = \frac{4.7,25}{3,14.1^2} = 9,23 \text{ [m/s]}$ (nằm trong khoảng 8 – 16 m/s)

Vậy D = 1 là hợp lý

Đối với ống khói 2 vào mùa hè:

$$\text{Ta có: } D = \sqrt{\frac{4.L_t}{\pi.\omega}} = \sqrt{\frac{4.5,24}{3,14.12}} = 0,82 \text{ [m]} \Rightarrow \text{Chọn } D = 0,9 \text{ [m]}$$

⇒ Vận tốc phụt ra khỏi miệng ống thực tế: $\omega = \frac{4.L_t}{\pi.D^2} = \frac{4.5,24}{3,14.0,9^2} = 8,24 \text{ [m/s]}$ (nằm trong khoảng 8 – 16 m/s).

4.5. Tính chiều cao hiệu quả của ống khói

Chiều cao hiệu quả của ống khói được xác định theo công thức:

$$H = h + \Delta h$$

Trong đó: h - Chiều cao thực của ống khói, [m].

Δh - Độ nâng của trục vệt khói, được xác định theo công thức Davidson:

$$\Delta h = D \cdot \left(\frac{\omega}{u}\right)^{1,4} \cdot \left(1 + \frac{\Delta T}{T_{khói}}\right) \text{ [m]} \quad (\text{mục 3.2 - [9]})$$

Trong đó: D - đường kính của miệng ống khói, [m].

ω - vận tốc phụt ra khỏi miệng ống khói, [m/s]. $\omega = \frac{L_t}{F} = \frac{4L_t}{\pi D^2}$ [m], Chọn 10

L_t - lưu lượng khói thải ở điều kiện thực tế, [m³/s].

U_z - vận tốc gió ở chiều cao miệng ống khói: $u_z = u_{10} \left(\frac{h}{10}\right)^n$ [m/s].r

Trong đó: u_{10} - vận tốc gió ở độ cao 10 [m]. lấy thông số vận tốc ta tra được ở QCVN 02:2009/BXD ($u_{10} = 3,8$ m/s)

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 3.4. Tính toán chiều cao hiệu quả ống khói)

4.6. Xác định nồng độ cực đại C_{max} theo trục gió

Xác định nồng độ cực đại trên mặt đất C_{max} tại khoảng cách x trên trục gió thổi:

$$C_{max} = \frac{0,1656 \cdot M}{u_z \cdot \sigma_y \cdot H}, \text{ (mg/m}^3\text{)}$$

$$\text{Hệ số khuếch tán } \sigma_z: \sigma_z(C_{max}) = \frac{H}{\sqrt{2}} \text{ và } \sigma_z = bx^c_{max} + d$$

Trong đó: M: tải lượng ô nhiễm, (g/m³).

H: Chiều cao hiệu quả của ống khói, (m)

x_{max} : khoảng cách xuôi theo chiều gió kể từ nguồn của nồng độ cực đại, (km)

a, b, c, d là hệ số phụ thuộc vào cấp độ ổn định của khí quyển. Với cấp độ ổn định loại C ta có a = 104, b = 61, c = 0,911, d = 0

u_z : vận tốc gió ở chiều cao miệng ống khói, (m/s)

y: khoảng cách từ các điểm tính trên mặt ngang theo chiều vuông góc với trục vật khói cách tìm vật khói, (m)

σ_z, σ_y : hệ số khuếch tán của khí quyển theo phương ngang z, y được xác định theo biểu đồ hoặc công thức thực nghiệm, (m)

❖ Ống khói 1:

Nồng độ cực đại trên mặt đất C_{max} tại khoảng cách x trên trục gió thổi:

$$C_{1max} = \frac{0,1656.M}{u_z.\sigma_y.H} = \frac{0,1656.18,05.1000}{3,8.29,04.23,38} = 1,16 \text{ (mg/m}^3\text{)}$$

Hệ số khuếch tán σ_z, σ_y :

$$\sigma_{1z(Cmax)} = \frac{\sigma_z}{\sqrt{2}} = \frac{23,38}{\sqrt{2}} = 16,53 \text{ (m) Và } \sigma_z = bx^c_{max} + d \text{ (m)}$$

$$\Rightarrow x_{1max} = \left(\frac{\sigma_z - d}{b} \right)^{1/c} = \left(\frac{16,53 - 0}{61} \right)^{1/0,911} = 0,24 \text{ (km)}$$

$$\sigma_{1y} = a. (x_{1max})^{0,894} = 104. 0,24^{0,894} = 29,04 \text{ (m)}$$

❖ Ống khói 2:

Nồng độ cực đại trên mặt đất C_{max} tại khoảng cách x trên trục gió thổi:

$$C_{2max} = \frac{0,1656.M}{u_z.\sigma_y.H} = \frac{0,1656.2,84.1000}{3,8.34,39.27,85} = 0,13 \text{ (g/m}^3\text{)}$$

Hệ số khuếch tán σ_z, σ_y :

$$\sigma_{2z(Cmax)} = \frac{\sigma_z}{\sqrt{2}} = \frac{27,85}{\sqrt{2}} = 19,7 \text{ (m) Và } \sigma_z = bx^c_{max} + d \text{ (m)}$$

$$\Rightarrow x_{2max} = \left(\frac{\sigma_z - d}{b} \right)^{1/c} = \left(\frac{19,7 - 0}{61} \right)^{1/0,911} = 0,29 \text{ (km)}$$

$$\sigma_{2y} = a. (x_{2max})^{0,894} = 104. 0,29^{0,894} = 34,39 \text{ (m)}$$

(Phụ lục 3.5. Nồng độ cực đại C_{max} của hai ống khói)

Hiệu suất xử lý khi khói thải khếch tán ra môi trường không khí xung quanh và so sánh nồng độ C_{max} với giá trị giới hạn các thông số cơ bản không khí xung quanh.

$$\eta = \frac{(C_{max} - C_{cf})}{C_{max}}, (\%)$$

Trong đó: C_{max} : nồng độ cực đại của SO_2 của ống khói khi phát thải ra môi trường không khí xung quanh, (mg/m^3)

C_{cf} : nồng độ giới hạn của thông số SO_2 trong không khí xung quanh, (mg/m^3) (Bảng 1 – QCVN 05:2023/BTNMT)

$$\text{Ống khói 1: } H_{SO_2}^1 = \frac{100\% \cdot (C_{1max} - C_{cf})}{C_{1max}} = \frac{100 \cdot (1,16 - 0,35)}{1,16} = 69,83\%$$

$$\text{Ống khói 2: } H_{SO_2}^2 = \frac{100\% \cdot (C_{2max} - C_{cf})}{C_{2max}} = \frac{100 \cdot (0,13 - 0,35)}{0,13} = -169,23\%$$

Bảng 4.4. So sánh nồng độ phát thải với nồng độ giới hạn của thông số SO_2 trong QCVN 05-2023/BTNMT

Thông số	Nồng độ phát thải (mg/m^3)		Nồng độ giới hạn QCVN 05:2023 (mg/m^3)	So sánh với QCVN 05:2023		Hiệu suất xử lý η (%)	
	Ống 1	Ống 2		Ống 1	Ống 2	Ống 1	Ống 2
SO_2	0,24	0,29	0,35	Đạt	Đạt	69,83	-169,23

=> Nhận xét: Nồng độ thông số SO_2 của ống khói 1 khi phát thải ra môi trường không khí xung quanh vượt quá, ống khói 2 đạt so với nồng độ giới hạn được qui định trong QCVN 05-2023/BTNMT Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng không khí xung quanh.

4.7. Tính khuếch tán ô nhiễm theo mô hình Gauss

4.7.1. Nồng độ ô nhiễm theo trục gió C_x

$$C_x = \frac{M'}{\pi \sigma_y \sigma_z} \text{EXP}\left(\frac{-H^2}{2\sigma_z^2}\right) [g/m^3]$$

Trong đó: M' - tải lượng ô nhiễm còn lại sau khi đã xử lý [g/m^3]

$$M' = \frac{M \cdot (100 - \eta)}{100}$$

H - Chiều cao hiệu quả của ống khói [m]

u- vận tốc gió ở chiều cao miệng ống khói [m/s]

y - khoảng cách từ các điểm tính trên mặt ngang theo chiều vuông góc với trục vệt khói cách tìm vệt khói [m]

σ_z, σ_y - hệ số khuếch tán của khí quyển theo phương ngang z, y được xác định theo biểu đồ hoặc công thức thực nghiệm, (m)

(Phụ lục 4.1 Đồ thị biểu diễn nồng độ SO₂ theo trục gió Cx trước xử lý)

(Phụ lục 4.1 Đồ thị biểu diễn nồng độ SO₂ theo trục gió Cx sau xử lý)

4.7.2. Nồng độ ô nhiễm C_{xy}

Nồng độ chất ô nhiễm trên mặt đất (z = 0) xác định theo công thức:

$$C_{x,y} = \frac{M}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \text{EXP} \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{y^2}{\sigma_y^2} + \frac{H^2}{\sigma_z^2} \right) \right] \text{ [g/m}^3\text{]}$$

Trong đó: M - tải lượng ô nhiễm còn lại sau khi đã xử lý [g/m³]

H – Chiều cao hiệu quả của ống khói [m]

u- vận tốc gió ở chiều cao miệng ống khói [m/s]


y – khoảng cách từ các điểm tính trên mặt ngang theo chiều vuông góc với trục vệt khói cách tìm vệt khói [m]


σ_z, σ_y - hệ số khuếch tán của khí quyển theo phương ngang z, y được xác định theo biểu đồ hoặc công thức thực nghiệm, (m)


4.7.3. Mô phỏng khuếch tán ô nhiễm theo C_{xy}

Sử dụng phần mềm METI – LIS với mục đích mô phỏng khuếch tán ô nhiễm môi trường không khí trên mặt đất.

Chú thích:

 0,02 < C_{xy}(SO₂) < 0,17 [mg/m³]

 0,17 < C_{xy}(SO₂) < 0,35 [mg/m³]

 C_{xy}(SO₂) > 0,35 [mg/m³]

(Phụ lục 5.1. Mô phỏng khuếch tán khí SO₂ của 2 ống khói trên mặt đất trước xử lý)

(Phụ lục 5.2. Mô phỏng khuếch tán khí SO₂ của 2 ống khói trên mặt đất sau xử lý)

=> **Nhận xét:** Sau khi xử lý bằng thiết bị Srubber, nồng độ ô nhiễm của SO₂ đã đạt QCVN 19:2009/BTNMT đồng thời đạt QCVN 05:2023/BTNMT cho nên không cần thực hiện thêm các giải pháp xử lý khác.

CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ HỆ THỐNG XỬ LÝ KHÍ THẢI

Dựa vào dữ liệu đề bài và tính toán sản phẩm cháy, hiệu suất xử lý của các chất ô nhiễm theo QCVN 19:2009/BTNMT cho cả bốn ống khói, được phân tích như sau:

Ống khói 1 nhiên liệu là dầu FO sẽ sinh ra SO_2

Ống khói 2 nhiên liệu là than sẽ sinh ra bụi

Từ bảng tính hiệu suất được tính ở trên, ta đưa ra kết luận: hai chất SO_2 , CO ở hai ống khói đều vượt QCVN 19:2009/BTNMT và có hiệu suất đều lớn hơn 0. Còn bụi chỉ có ống 2 vượt QCVN 19:2009/BTNMT và có hiệu suất đều lớn hơn 0

Kết luận: phân xưởng phải xử lý SO_2 , CO, bụi. Riêng CO việc xử lý khó khăn nên khi giảm CO thường dùng cải tiến thiết bị hoặc thay đổi công nghệ và kiểm soát điều kiện làm việc để nâng cao hiệu suất của quá trình cháy nhiên liệu tạo điều kiện để quá trình cháy diễn ra hoàn toàn

Lựa chọn xử lý SO_2 của ống khói 1 vào mùa hè ($\eta = 79,91\%$) vào mùa vì hiệu suất của ống này lớn hơn ống còn lại. Từ đó, ta sẽ chọn thiết bị xử lý phù hợp với hợp chất SO_2

5.1. Các phương pháp xử lý SO_2

Bao gồm hai phương pháp là phương pháp hấp thụ và phương pháp hấp thụ (mục B _trang 82 [9])

a) Hấp thụ khí SO_2 bằng nước: là phương pháp đơn giản để loại bỏ khí SO_2 trong khí thải, nhất là trong khói từ các lò công nghiệp.

Ưu điểm: rẻ tiền, dễ tìm, hoàn nguyên được.

Nhược điểm:

- Hiệu suất không cao 50 %
- Mức độ hòa tan của khí SO_2 trong nước giảm khi nhiệt độ nước tăng cao, do đó nhiệt độ nước cấp vào hệ thống hấp thụ khí SO_2 phải đủ thấp.
- Muốn giải thoát khí SO_2 khỏi nước thì nhiệt độ nước cao phải nung nóng lên đến 100 [$^{\circ}\text{C}$] vì thế tốn rất nhiều năng lượng, chi phí nhiệt lớn.

b) Hấp thụ khí SO_2 bằng dung dịch sữa vôi: là phương pháp được áp dụng rất rộng rãi trong công nghiệp vì hiệu quả xử lý cao, nguyên liệu rẻ tiền.

Ưu điểm:

- Hiệu quả hấp thụ SO_2 bằng sữa vôi đạt 90-98% [8]

- Công nghệ đơn giản, chi phí đầu tư ban đầu không lớn, chi phí vận hành thấp
- Nguyên liệu vôi được sử dụng một cách hoàn toàn, cụ thể từ cặn bùn từ hệ thống xử lý khí thải ra có thể làm chất kết dính trong xây dựng

Nhược điểm: đóng cặn ở thiết bị do tạo thành CaSO_4 và CaSO_3 gây tắc nghẽn các đường ống và ăn mòn thiết bị.

c) Xử lý khí SO_2 bằng ammoniac: phương pháp này hấp thụ khí SO_2 bằng dung dịch ammoniac tạo muối amoni sunfit và amoni bisunfit. ở Việt Nam phương pháp này Việt Nam ít sử dụng vì thu được lưu huỳnh đơn chất ít còn phức tạp

Ưu điểm: Hiệu quả cao, chất hấp thụ dễ kiếm và thu được muối amoni sunfit và amoni bisunfit là các sản phẩm cần thiết.

Nhược điểm: rất tốn kém, chi phí đầu tư và vận hành rất cao.

d) Xử lý khí SO_2 bằng magie oxit:

Ưu điểm: có thể làm sạch khí nóng mà không cần làm lạnh sơ bộ, thu được axit sunfuric như là sản phẩm của sự thu hồi, hiệu quả xử lý cao, MgO dễ kiếm và rẻ.

Nhược điểm: quy trình công nghệ phức tạp, vận hành khó, chi phí cao, tổn hao MgO khá nhiều.

e) Xử lý khí SO_2 bằng kẽm oxit:

Ưu điểm: có thể làm sạch khí ở nhiệt độ khá cao (200- 50 [°C]).

Nhược điểm: có thể hình thành ZnSO_4 làm cho việc tái sinh ZnO bất lợi về kinh tế nên phải thường xuyên tách chúng ra và bổ sung lượng ZnO tương đương.

f) Hấp phụ khí SO_2 bằng than hoạt tính

Ưu điểm: sơ đồ hệ thống đơn giản, có thể áp dụng được cho mọi quá trình công nghệ có thải khí SO_2 một cách liên tục hay gián đoạn, cho phép làm việc được với khí thải có nhiệt độ cao (trên 100 [°C]).

Nhược điểm: tùy thuộc vào quá trình hoàn nguyên có thể là tiêu hao nhiều vật liệu hấp phụ hoặc sản phẩm thu hồi được có lẫn nhiều axit sunfuric và tận dụng khó khăn, phải xử lý tiếp mới sử dụng được.

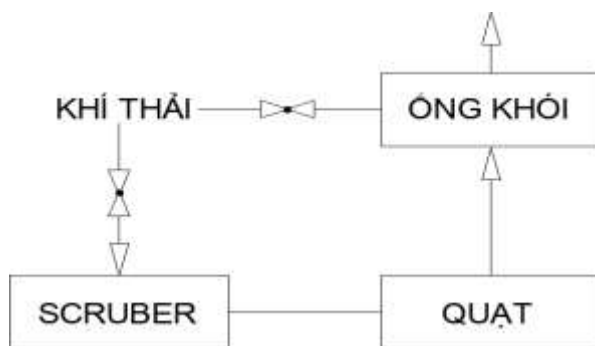
5.2. Lựa chọn thiết bị xử lý SO_2

Thiết bị xử lý SO_2

Căn cứ vào hiệu suất cần xử lý $H = 79,91\%$, lưu lượng cần xử lý $L_t = 7,25 \text{ [m}^3/\text{s]} = 26100 \text{ [m}^3/\text{h]}$ của ống khói 1. Dựa vào ưu, nhược điểm của từng phương pháp, phải chọn sao cho phù hợp với hiệu suất cần xử lý, phạm vi áp dụng của nó, không gian của phân

xường, điều kiện kinh tế. Đối với các phương pháp được phân tích ở trên thì tôi chọn lựa chọn thiết bị xử lý SO₂ là tháp hấp thụ có vật liệu đệm (Scrubber) với dung dịch hấp thụ là nước vì nó có các ưu điểm sau phương pháp hấp thụ khí SO₂ bằng nước vì:

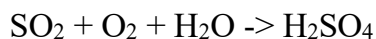
- Hiệu quả hấp thụ của nước ≈ 50% [8]
- Nước là nguyên liệu rẻ tiền, dễ kiếm nên phương pháp này áp dụng khá nhiều
- Máy móc dễ chế tạo, vận hành
- Chi phí chế tạo không cao
- Xử lý được với các khoảng nhiệt độ dao động
- Xử lý được nhiều loại khí và hỗn hợp khí thải



Hình 5.1. Sơ đồ hệ thống xử lý SO₂

Dòng khí chứa SO₂ từ lò đốt theo đường ống dẫn vào thiết bị xử lý là tháp lọc có vật liệu đệm. Khí thải đi từ dưới lên, dung dịch hấp thụ đi từ trên xuống nhờ hệ thống phun làm ẩm ướt toàn bộ bề mặt lớp vật liệu đệm. Vật liệu đệm là các khâu trụ rỗng có kích thước 25x3. Ở đây ta sử dụng vật liệu đệm là các khâu sứ được đổ lộn xộn. Khi khí thải đi qua lớp vật liệu đệm đã được phun ướt thì nó sẽ bị giữ lại khí thải theo ống dẫn ra ngoài.

Phản ứng hóa học xảy ra trong quá trình xử lý như sau:



Trong tháp, quá trình hấp thụ xảy ra, hợp chất SO₂ bị nước giữ lại. Khí sạch đi ra ngoài, nước cuốn theo bị giữ lại ở tấm chắn còn khí sạch thoát ra ngoài thiết bị.

Dung dịch axit qua bơm được đưa vào thiết bị trao đổi nhiệt. Tại đây, nhiệt độ được đưa lên 100⁰C, SO₂ và nước thoát ra dạng hơi được đưa vào tháp giải thoát khí để khí SO₂ thoát ra sau đó thiết bị ngưng tụ để ngưng tụ phần hơi nước còn lại.

5.3. Tính toán hệ thống xử lý khí thải

5.3.1. Tính toán xử lý SO₂

Tính toán thiết bị:

Lưu lượng thải của ống khói là: $L_t = 7,25$ [m³/s].

Thể tích của tháp: $V = L.T$ [m³]

Với T là thời gian lưu khí lại trong thiết bị; $T = 1-3$ [s], chọn $T = 2$ s (vì hiệu suất phải cần đi xử lý là 79,91%)

$\Rightarrow V = 7,25 \cdot 2 = 14,5$ [m³].

Chiều cao công tác của thiết bị: $H_{CT} = \omega \cdot T = 2 \cdot 2 = 4$ [m].

Trong đó: T - thời gian lưu khí lại trong thiết bị ($T = 1-3$ [s]), chọn $T = 2$ [s]

ω - vận tốc dòng khí qua thiết bị ($\omega = 1-3$ [m/s]), chọn $\omega = 2$ [m/s]

Diện tích tiết diện ngang của scrubber mà không khí đi qua: $F = \frac{V}{H} = \frac{14,5}{5,4} = 2,63$ [m²].

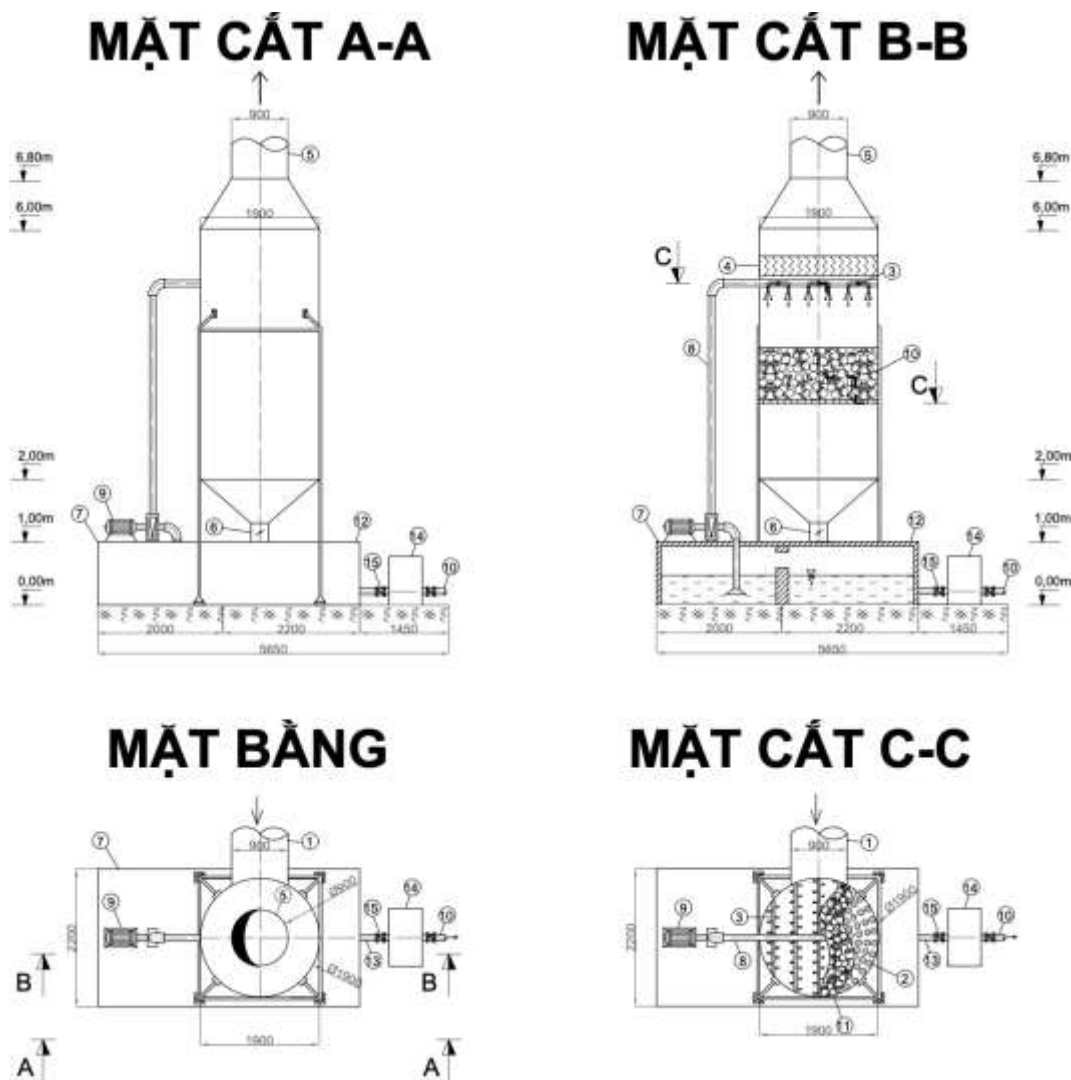
Đường kính của thiết bị: $D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,63}{\pi}} = 1,83$ [m]; chọn $D = 1,9$ [m].

Chiều cao xây dựng của scrubber: $H = H_{CT} + h_1 + h_2 = 4 + 0,8 + 1 = 5,8$ [m].

Trong đó: h_1 - chiều cao lắp đặt phía trên thiết bị ($h_1 = 0,5-1$ [m]), chọn $h_1 = 0,5$ [m].

h_2 - chiều cao lắp đặt phía dưới thiết bị ($h_2 = 0,7-1,2$ [m]), chọn $h_2 = 1$ [m].

Trong thiết bị scrubber có lớp vật liệu rỗng, có khả năng hấp thụ SO₂ cao. Để tăng khả năng hấp thụ SO₂ trong thiết bị và tăng hiệu suất xử lý ta chọn chiều cao của lớp vật liệu rỗng là 1 [m].



Hình 5.2. Chi tiết thiết bị Scruber

Tính toán đường ống:

Lưu lượng thải trong ống $L = 7,25 \text{ [m}^3/\text{s]} = 26100 \text{ [m}^3/\text{h]}$, chọn đường kính ống dẫn $d = 900 \text{ [mm]}$, ta tra phần mềm DH-ven 2 ta có $v = 11,4 \text{ [m/s]}$, $R = 0,11 \text{ [kg/m}^2/\text{m]}$ và $P_d = 7,73 \text{ [kg/m}^2]$

Tính tổn thất của hệ thống:

Do tổn thất ma sát nhỏ nên có thể bỏ qua chỉ tính tổn thất cục bộ

Trong đó: ΔP_{tp} : tổng tổn thất, $[\text{kg/m}^2]$.

ΔP_{ms} : tổn thất áp suất ma sát trên cả đoạn ống, $\Delta P_{ms} = R \cdot l \text{ [kg/m}^2]$.

ΔP_{cb} : tổn thất áp suất cục bộ, $\Delta P_{cb} = \sum \xi \cdot P_d \text{ [kg/m}^2]$.

Bảng 5.1. Thống kê hệ số sức cản cục bộ trên đoạn ống hút của hệ thống xử lý SO₂

Tổn thất	Chi tiết	ξ	Số lượng	$\Sigma\xi$	Tổng
Tổn thất trên đoạn ống hút	Van điều chỉnh (lá chắn)	0,3	1	0,3	1,55
	Ngoặt 45 ⁰ (R= 1,5D)	0,25	1	0,25	
	Ngoặt 90 ⁰ (R= 1,5D)	0,4	2	0,8	
	Loa áp quạt	0,1	1	0,1	
	Chuyển tiết diện	0,1	1	0,1	

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_{ms} + \Delta P_{cb} = R \cdot l + \sum \xi \cdot P_d = 0,11 \cdot 18,1 + 1,55 \cdot 7,73 = 13,97 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

Đối với đường ống đẩy:

Hệ số sức cản cục bộ trên đường ống gồm:

Côn chuyển tiết diện từ vuông sang tròn: 1 cái $\xi_0 = 0,1$.

Ngoặt 45⁰ (R= 1,5D): 1 cái: $\xi_0 = 0,25$.

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_{ms} + \Delta P_{cb} = R \cdot l + \sum \xi \cdot P_d = 0,11 \cdot 7 + (0,1 + 0,25) \cdot 7,73 = 3,47 \text{ [kg/m}^2\text{]}.$$

Tổn thất qua thiết bị:

Tổn thất qua thiết bị: $\Delta P_{TB} = 153 \text{ [kg/m}^2\text{]}$ (bảng 11,6 [8]).

Vậy tổng tổn thất qua hệ thống:

$$\Delta P = \Delta P_{tp} + \Delta P_{TB} = 13,97 + 3,47 + 153 = 170,44 \text{ [kg/m}^2\text{]}.$$

Lựa chọn quạt:

Quạt được chọn đáp ứng với yêu cầu: $L = 26100 \text{ [m}^3\text{/h]}$, $\Delta P_{tp} = 170,44 \text{ [kg/m}^2\text{]}$

Dựa vào biểu đồ đặc tính và kích thước của một số loại quạt thông dụng (phụ lục 4 [5]). Ta chọn quạt IJ 4-70 N⁰⁸ có các thông số: số vòng quay $n = 2400 \text{ [vòng/phút]}$ và hiệu suất quạt $\eta = 77 \text{ [%]}$.

Công suất động cơ điện:

$$N = \frac{K \cdot L_k \cdot \Delta P_k}{102 \cdot \eta \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{trd}} \text{ [kW]}$$

Trong đó: η - Hiệu suất của quạt, 77%

η_{tr} - hệ số kể đến tổn thất trong ổ trục, ổ bi, ($\eta_{tr} = 0,95-0,97$) chọn $\eta_{tr} = 0,96$.

η_{trd} - hệ số truyền động giữa động cơ và quạt, ($\eta_{trd} = 0,9-0,95$) chọn $\eta_{trd} = 0,9$.

L_k - lưu lượng quạt, $L_k = 26100 \text{ [m}^3\text{/h]}$

ΔP_k - áp lực của quạt 166,68 $\text{[kg/m}^2\text{]}$

$$\text{Vậy: } N = \frac{1,1 \cdot 26100 \cdot 170,44}{102 \cdot 0,77 \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 3600} = 18,03 \text{ [kW]}$$

(Phụ lục 3.6. Kích thước quạt N⁰⁸)

(Phụ lục 3.7. Thống kê vật liệu hệ thống xử lý khí thải)

KẾT LUẬN

Đồ án tốt nghiệp với đề tài: “Thiết kế hệ thống thông gió và kiểm soát ô nhiễm môi trường cho nhà máy gia công cơ khí NY tỉnh Quảng Trị” được thực hiện nhằm đáp ứng nhu cầu đảm bảo điều kiện lao động an toàn, vệ sinh trong các nhà máy công nghiệp, đồng thời tuân thủ các quy chuẩn kỹ thuật về môi trường hiện hành.

Việc lựa chọn phương pháp thông gió cho nhà máy được căn cứ vào đặc tính sản xuất và quy mô của phân xưởng. Sau khi tiến hành tính toán chi tiết các thông số kỹ thuật trong phân xưởng, đồ án đưa ra hai phương án tối ưu:

- Thông gió tự nhiên kết hợp với thông gió cơ khí có sử dụng buồng phun âm.
- Hút khí tự nhiên kết hợp thông gió cơ khí.

Thông gió hợp lý không chỉ giúp giải quyết hiệu quả vấn đề nhiệt độ, bụi và các chất độc hại phát sinh trong môi trường làm việc, mà còn góp phần nâng cao năng suất và đảm bảo an toàn cho người lao động.

Đối với khí SO₂ phát sinh trong quá trình sản xuất, hệ thống thu gom và xử lý bằng thiết bị scrubber được đề xuất, nhằm đảm bảo chất lượng không khí trong nhà xưởng theo đúng các quy chuẩn: QCVN 19:2009/BTNMT và QCVN 05:2023/BTNMT.

Từ kết quả tính toán khuếch tán của các ống khói trong khu công nghiệp, phương án kiểm soát ô nhiễm không khí khu vực lân cận cũng được đề xuất thông qua việc lắp đặt thiết bị xử lý phù hợp, hạn chế tối đa ảnh hưởng đến môi trường xung quanh.

Tuy đã nỗ lực tính toán và lựa chọn công nghệ một cách kỹ lưỡng, nhưng trong quá trình thực hiện, không thể tránh khỏi những thiếu sót nhất định. Kính mong quý thầy cô và các bạn góp ý để đồ án được hoàn thiện hơn.

Đồ án tốt nghiệp là cơ hội quý báu để em tiếp cận thực tế, tổng hợp lại kiến thức đã học trong suốt quá trình học tập tại trường. Qua việc thực hiện đồ án, em đã học hỏi được rất nhiều kinh nghiệm trong lựa chọn công nghệ, phương pháp thông gió, xử lý khí thải cũng như cách xây dựng lộ trình làm việc khoa học, tạo tiền đề cho công việc sau này.

Em xin chân thành cảm ơn sự hướng dẫn tận tình của thầy cô, cùng sự hỗ trợ của bạn bè đã giúp em hoàn thành đồ án này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Báo cáo tình trạng môi trường 2020 tỉnh Quảng Trị, từ <<https://www.quangtri.gov.vn>>
- [2] Dân số - Xã hội tỉnh Quảng Trị, từ < <https://www.quangtri.gov.vn>>
- [3] Quyết định về việc thành lập khu công nghiệp Quán Ngang số 17/2008/QĐ-UBND
- [4] QCVN 02:2009/BXD. *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia số liệu điều kiện tự nhiên dùng trong xây dựng.*
- [5] TS.Nguyễn Đình Huấn (2015). *Giáo trình thông gió.* NXB Xây dựng, Hà Nội
- [6] Hoàng Thị Hiền (2010). *Thiết kế thông gió công nghiệp.* NXB Xây dựng, Hà Nội
- [7] Võ Chí Chính. *Giáo trình điều hòa không khí.* NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [8] Trần Ngọc Chân (2011). *Giáo trình kỹ thuật thông gió.* NXB Xây dựng, Hà Nội.
- [9] Bài giảng Kiểm soát ô nhiễm môi trường không khí
- [10] Trần Ngọc Chân. *Ô nhiễm không khí và xử lý khí thải tập 1, 2, 3.* NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [11] QCVN 19:2009/BTNMT. *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về khí thải công nghiệp đối với bụi và các chất vô cơ.*
- [12] QCVN 05:2023/BTNMT. *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng không khí xung quanh.*