

# TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TĂNG ÁP CẦU THANG

Thiên tai hỏa hoạn là điều mà con người không hề mong muốn nhưng không thể tránh khỏi và luôn phải tìm cách đối phó, làm giảm thiệt hại khi có thiên tai hay hỏa hoạn xảy ra. Tại Việt Nam trong những năm gần đây, do tốc độ xây dựng phát triển rất nhanh, hàng loạt những tòa nhà cao tầng đã được xây dựng. Và trong các tòa nhà đó, hệ thống hút khói và tăng áp cầu thang nhằm đảm bảo an toàn cho con người cũng đã được chú ý hơn.

Từ nhu cầu thực tế, các kỹ sư Nhiệt lạnh sau khi ra trường làm việc tại các công ty tư vấn thiết kế hay thi công đều ít nhiều phải tính toán thiết kế hệ thống báo cháy (Fire Fighting System), hệ thống hút khói và tăng áp cầu thang (Smoke Control System) nên tác giả luận văn này đã cố gắng đưa vào phần tính toán thiết kế hệ thống hút khói và tăng áp cầu thang.

Đây là một sự tìm tòi học hỏi nhằm bổ sung cho kiến thức đã học được ở trường. Điều này cũng phù hợp với xu hướng đào tạo bậc Đại học ở nước ta hiện nay đó là đào tạo cho sinh viên có khả năng tự đọc, tự học sau khi tốt nghiệp.

## **13.1. LỊCH SỬ VỀ SỰ RA ĐỜI CỦA HỆ THỐNG HÚT KHÓI VÀ TĂNG ÁP CẦU THANG.**

Ý tưởng về việc sử dụng phương pháp điều áp để kiểm soát sự di chuyển của khói không phải là một ý tưởng mới. Việc ứng dụng sự chênh áp để điều khiển sự di chuyển của khói đã bắt đầu được quan tâm trong suốt những năm 1950 của thế kỷ trước tại Anh và Australia.

Bộ tiêu chuẩn đầu tiên cho phép sử dụng việc điều áp như là một cách phòng chống hỏa hoạn đã được ra đời tại Australia vào năm 1957.

Tại Anh, công việc nghiên cứu vẫn tiếp tục cho đến những năm 1960 và 1970. Kết quả là đã cho ra đời bộ tiêu chuẩn BS5588 part 4:1978 và part 5:1991. Bộ tiêu chuẩn này sau đó đã được chỉnh sửa và cho xuất bản lại vào tháng 4 năm 1998.

Tại Việt Nam cuối những năm 90 của thế kỷ trước nhà nước cũng đã chú ý tới việc áp dụng hệ thống tăng áp cầu thang để đảm bảo an toàn cho con người bằng việc

cho ra đời hai tiêu chuẩn **TCVN 6160:1996 – Phòng cháy chữa cháy – Nhà cao tầng – Yêu cầu thiết kế** và **TCVN 6161:1996 – Phòng cháy chữa cháy – Chợ và trung tâm thương mại – Yêu cầu thiết kế**. Từ đó đến nay rất nhiều công trình đã áp dụng hệ thống tăng áp cầu thang và hút khói.



*Hình 13.1. Quạt tăng áp cầu thang trên mái nhà điều hành dự án công trình thủy điện Sơn La, Tỉnh Sơn La*

### **13.2. MỤC ĐÍCH CỦA VIỆC KIỂM SOÁT SỰ DI CHUYỂN CỦA KHÓI.**

Mục đích của bất kỳ một hệ thống kiểm soát sự di chuyển của khói nào cũng nhằm làm cho khói và khí độc không xâm nhập vào lối thoát hiểm trong một thời gian đủ để con người có thể thoát ra ngoài hoặc tìm được nơi trú ẩn.

### **13.3. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN**

Khi lửa cháy sẽ tạo ra khói và sự chênh lệch áp suất. Chính sự chênh lệch áp suất này sẽ đẩy khói di chuyển qua các khe hở. Tuy nhiên ta cũng có thể lợi dụng nguyên lý về sự chênh lệch áp suất để kiểm soát sự di chuyển của khói.

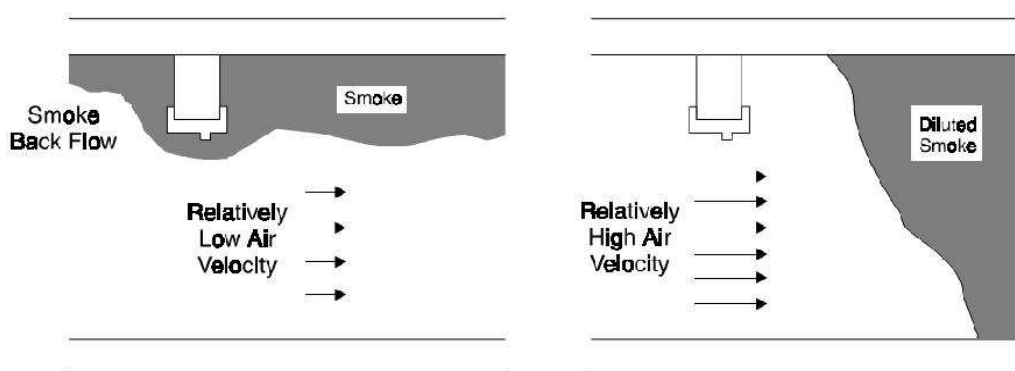
Hai nguyên lý cơ bản về điều khiển sự di chuyển của khói được định nghĩa bởi JH KLOTE:

*a) Sự chênh lệch về áp suất giữa hai phía của vật chắn khói (air barriers) có thể tác động đến sự di chuyển của khói. (Airflow can control smoke movement if the average VELOCITY is of sufficient magnitude.)*

b) Dòng khí lưu chuyển có thể tác động đến sự di chuyển của khói nếu vận tốc trung bình của dòng khí đủ lớn. (A PRESSURE difference across a barrier can act to control smoke movement.)

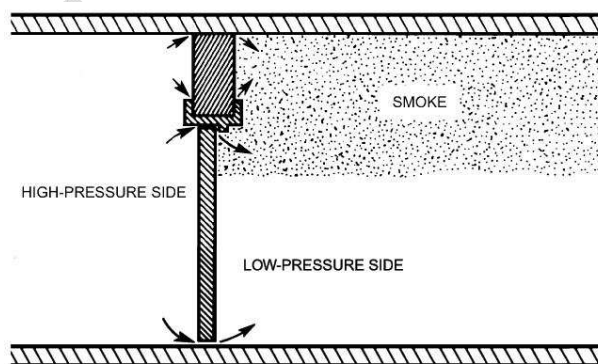
Tuy nhiên nguyên lý thứ hai chỉ là một trường hợp đặc biệt của nguyên lý thứ nhất bởi vì lưu chất di chuyển được là do sự chênh lệch áp suất hoặc do chênh lệch thế năng. Nhưng nếu chỉ xét riêng trong lĩnh vực kiểm soát sự lan tỏa của khói khi có hỏa hoạn thì tùy từng trường hợp cụ thể ta có thể ứng dụng nguyên lý thứ nhất hoặc nguyên lý thứ hai đã nêu ra ở trên. Thông thường ta có hai trường hợp:

**Trường hợp 1:** Khe hở lớn: cửa mở, v.v... ta áp dụng nguyên lý thứ hai.



Hình 13.2. Kiểm soát sự di chuyển của khói khi cửa mở

**Trường hợp 2:** Khe hở nhỏ: cửa đóng, chỉ còn những khe hở nhỏ v.v... ta áp dụng nguyên lý thứ nhất.



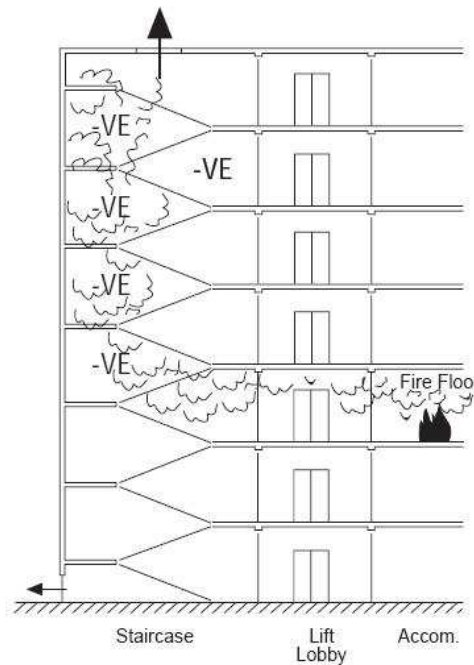
Hình 13.3. Kiểm soát sự di chuyển của khói khi cửa đóng

### 13.4. PHÂN LOẠI CÁC HỆ THỐNG KIỂM SOÁT SỰ DI CHUYỂN CỦA KHÓI

Có 2 hệ thống kiểm soát sự di chuyển của khói, đó là:

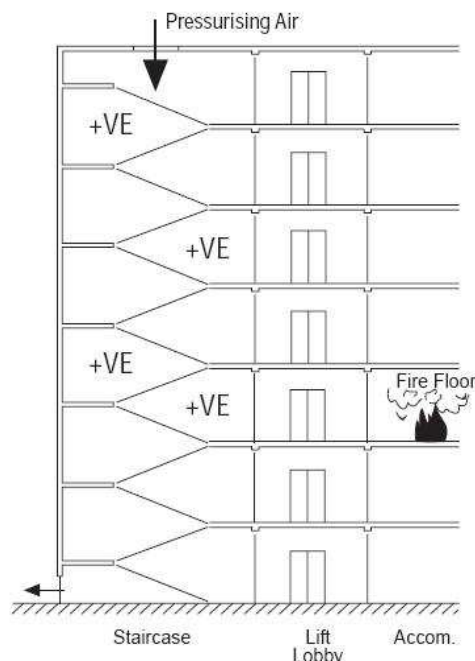
### 13.3.1. Kiểm soát sự di chuyển của khói sử dụng hệ thống thông gió (Smoke Ventilation)

Hệ thống này thường được sử dụng trong những không gian lớn như bãi đỗ xe, trung tâm mua sắm, trung tâm hội nghị triển lãm, v.v... Hệ thống này sẽ sử dụng hệ thống thông gió của công trình để thải khói và khí độc ra ngoài.



Hình 13.4. Kiểm soát sự di chuyển của khói bằng hệ thống thông gió

### 13.3.2. Kiểm soát sự di chuyển của khói sử dụng hệ thống điều áp (Pressurisation for Smoke Control)



Hình 13.5. Kiểm soát sự di chuyển của khói bằng hệ thống tăng áp cầu thang

Trong hệ thống này, người ta sẽ thiết kế một hệ thống đường ống cùng với quạt tăng áp để cấp khí cho lồng cầu thang hay phòng đệm (nếu có) để duy trì áp suất dương (khoảng 10Pa – 50Pa) khi có hỏa hoạn. Để ngăn không cho lửa cháy lan vào lồng cầu thang đảm bảo an toàn cho con người khi thoát hiểm.

### 13.5. CÁC THÔNG SỐ QUAN TRỌNG ẢNH HƯỞNG TỚI VIỆC CHỌN QUẠT

Hai thông số có ảnh hưởng lớn nhất đến kích cỡ của quạt cấp là:

#### 13.5.1 Vận tốc không khí qua các cửa đang mở. (The AIR VELOCITY through the OPEN DOORS.)

Sự ước lượng tương quan của Thomas chỉ ra rằng: với 2,4 MW nhiệt lượng của lửa cháy sẽ tạo ra ra khói di chuyển qua một cái cửa có bề rộng 0,9 m ở vận tốc 3-4 m/s. Tiêu chuẩn BS5588 Part 4:1978 yêu cầu vận tốc này cho những cửa mở liên tục.

Trong thực tế yêu cầu về vận tốc này không thể đạt được trong các tòa nhà có sử dụng phương pháp điều áp để kiểm soát sự di chuyển của khói. Và một sự thỏa hiệp là cần thiết. Cửa thường được mở một cách không liên tục, do đó vận tốc có thể được giảm.

Tiêu chuẩn BS5588 Part 4:1978 chỉ định vận tốc dòng khí qua cửa là 0,75 m/s trong suốt thời gian thoát hiểm.

Tiêu chuẩn BS5588 Part 5:1991 – 2 m/s cho chữa cháy.

### 13.5.2 Số lượng cửa hữu dụng được mở. (The number of EFFECTIVE OPEN DOORS)

Sự thay đổi của thông số này có tác động lớn nhất đến kích cỡ quạt

Theo bảng 14.1 số lượng cửa hữu dụng được mở thay đổi từ 1 (được chỉ định bởi BS5588 Part 4:1978) đến 4 (theo tiêu chuẩn N.B.C.C:1990 của Canada)

**Bảng 13.1: So sánh các tiêu chuẩn tăng áp cầu thang**

Country	Code	Pressure (Pa)		Door Velocity	No. Of Effective Open Doors
		Min.	Max.		
U.K.	BS5588 Part 4:1978	50	60	0.75 m/sec	ONE (2 Doors on Fire Floor)
	BS5588 Part 5:1991	Not Relevant		2.00 m/sec	THREE (2 Doors on Fire Floor) (Exit and Lift Door)
Australia	AS1668 P.1	50	110	1.00 m/sec	THREE (2 Doors on 2 Floors) (Exit Door)
Singapore	CP13	50	110	1.00 m/sec	THREE (2 Doors on 2 Floors) (Exit Door)
Canada	N.B.C.C. 1990	No Mention		4.72 m <sup>3</sup> /sec + 0.094 m <sup>3</sup> /sec For every door	FOUR (2 Doors on 3 Floors) (Exit Door)
U.S.A.	U.B.C. 1988	37	-	No Mention	No Mention
	N.F.P.A. (92A) 1988	up to 45	133	No Mention	No Mention
U.K.	BS5588 Part 4: 1998	50	60	ESCAPE STAIRS 0.75m/sec	ONE (Class A & C System) TWO (Class D System) THREE (Class E system)
				Fire Fighting 2.00m/sec	THREE (Class B System)

### 13.6. HỆ THỐNG CẤP KHÍ (SUPPLY AIR SYSTEM)

Hệ thống điều áp có 2 hoặc đôi khi có 3 chế độ vận hành.

**Chế độ 1 – Cơ bản:** duy trì sự chênh lệch áp suất giữa vùng an toàn (thường là lòng trong cầu thang hay sảnh đệm) và vùng còn lại của tòa nhà là 50 Pa (theo tiêu chuẩn BS5588) khi tất cả các cửa đều đóng.

**Chế độ 2 – Khi con người thoát ra ngoài:** lúc này cửa thoát hiểm và một vài cửa khác sẽ được mở và hệ thống phải duy trì vận tốc khí qua cửa là 0,75 m/s. Hoặc duy trì sự chênh lệch áp suất 10 Pa khi cửa ở tầng có cháy đóng và một vài cửa khác được mở.

**Chế độ 3 – Chữa cháy:** duy trì vận tốc khí qua cửa là 2,0 m/s khi cửa ở tầng có cháy và một vài cửa khác mở.

Tất cả các hệ thống điều áp đều phải đáp ứng yêu cầu vận hành ở chế độ 1.

Đối với chế độ vận hành thứ 2 người ta còn chia ra các cấp độ phù hợp với từng loại công trình khác nhau.

**Bảng 13.2: Các cấp hệ thống điều áp và phạm vi ứng dụng**

Cấp hệ thống	Phạm vi ứng dụng
A	Công trình dân dụng (0,75 m/s)
B	Bảo vệ không gian dành cho cứu hỏa (2 m/s)
C	Thương mại (sử dụng đồng thời cho đi tản) (10 Pa và 0,75m/s)
D	Khách sạn và các cơ quan, không bao gồm các công trình đã đề cập ở cấp A (10 Pa và 0,75m/s)
E	Di tản (10 Pa và 0,75m/s)

### 13.7. LỰC MỞ CỬA

Lực mở cửa trong trường hợp có tăng áp cầu thang bao gồm 2 thành phần: lực lò xo cửa và lực do chênh lệch áp suất tạo ra. Muốn mở cửa phải tạo ra 1 lực lớn hơn tổng 2 lực thành phần trên. Do đó lực mở cửa không được quá lớn vì có thể gây khó khăn trong việc thoát hiểm. Theo ASHRAE lực mở cửa được tính theo công thức dưới đây:

$$F = F_{dc} + \frac{W.a.\Delta p}{2(W-d)}$$

Trong đó: F: Tổng lực mở cửa (N)

$F_{dc}$ : Lực do lò xo của cửa (N)

W: Bề rộng của cửa (m)

A: Diện tích cửa ( $m^2$ )

$\Delta p$ : Chênh lệch áp suất hai bên cửa (Pa)

d: Khoảng cách từ tay cầm cửa đến cạnh gần nhất (m)

### 13.8. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG

#### 13.8.1 Yêu cầu

Cấp hệ thống: vì đây là tòa nhà điều hành của một trường đại học (cơ quan, công sở) nên ta sẽ chọn cấp hệ thống là cấp D.

Mức tạo áp:

Khi tất cả cửa vào thang được đóng, gió cấp phải đủ để duy trì độ chênh lệch áp suất giữa lồng thang và sảnh đệm của tòa nhà là 50 Pa.

Khi các cửa được mở (3 cửa mở theo tiêu chuẩn BS5588 Part 4:1998) thì chênh lệch áp suất là 10 Pa và duy trì vận tốc gió qua cửa là 0,75 m/s.

Hệ thống này được áp dụng cho thang thoát hiểm, việc tạo áp sẽ thực hiện bằng quạt li tâm đặt trên mái. Quạt này sẽ cấp khí tạo áp thông qua gain điều áp, phân phối tới mỗi tầng nhờ miệng gió.

Lực mở cửa vào buồng thang không lớn hơn 110N

Tất cả cấp cấp nguồn và điều khiển đều phải sử dụng cấp chống cháy.

Nguồn điện cấp cho quạt điều áp sẽ là nguồn ưu tiên.

Mỗi khu vực điều áp cần cung cấp đường thoát gió để tránh trường hợp quá áp.

Sự vận hành của tất cả hệ thống điều áp sẽ được điều khiển trực tiếp từ tủ báo cháy tự động bất cứ khi nào có tín hiệu báo “cháy” từ trung tâm báo cháy. Nút nhấn khẩn cấp để khởi động hệ thống điều áp được lắp đặt không quá 1m tính từ cửa ra vào cầu thang, bên ngoài lồng thang. Hệ thống không được ngừng trừ khi có chế độ ngắt bằng tay.

Mỗi hệ thống sẽ được cung cấp công tắc điều khiển on / off ở tủ điều khiển chữa cháy chính.

#### 13.8.2 Tính toán hệ thống

##### a) Khi tất cả các cửa đều đóng

$Q = 0,83 \cdot A_E \cdot \sqrt{p}$  (theo hướng dẫn của tiêu chuẩn Anh, công thức A.11 trang 84 TL [12])

$$A_E = 10 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,02}{\sqrt{0,01^2 + 0,02^2}} = 0,0894 m^2, \text{ theo bảng diện tích khe cửa.}$$

$$p = 50 Pa$$

$$\Rightarrow Q = 0,83 \cdot 0,0894 \cdot \sqrt{50} = 0,525 m^3 / s$$

Cộng thêm 50%  $\Rightarrow Q_s = 1,5.0,525 = 0,7875m^3 / s$

**Bảng 13.3: Diện tích khe cửa theo tiêu chuẩn BS5588**

Type of Door	Size	Crack Length (m)	Leakage Area (m <sup>2</sup> )
Single Leaf in Frame Opening into Pressurised Space	2 m x 800 mm	5.6	0.01
Single Leaf in Frame Opening Outwards	2 m x 800 mm	5.6	0.02
Double Leaf with or without Central Rebate	2 m x 1.6 m	9.2	0.03
Lift Door	2 m High x 2 m Wide	8.0	0.06

**b) Khi có 3 cửa mở (cửa ở tầng có cháy, cửa ở tầng kế tầng có cháy và cửa thoát hiểm ở tầng trệt).**

$$Q = n.A.v + 0,83.A_E.\sqrt{p} = 3.1,6.0,75 + 0,83.0,0626.\sqrt{10} = 3,76m^3 / s$$

$$\text{Với } A_E = 7 \cdot \frac{0,01.0,02}{\sqrt{0,01^2 + 0,02^2}} = 0,0626m^2$$

$v = 0,75m / s$ , vận tốc dòng khí qua cửa

$n$ : số cửa mở

$$\text{Dự phòng 15\%} \Rightarrow Q = 3,76.1,15 = 4,32m^3 / s$$

So sánh giá trị  $Q$  từ mục a) và mục b) ta chọn  $Q = 4,32m^3 / s$

**c) Tính toán đường ống dẫn khí**

- Bằng cách tính lưu lượng đi qua từng đoạn, sau đó tra đồ thị ở hình 10.5 trang 336, TL[2] với tổn thất áp suất 1 Pa/m ( 1 Pa/m ), ta được đường kính tương đương của mỗi đoạn. Tiếp theo, ta tra bảng 9.4, trang 321, TL[2], ta xác định kích thước ống chữ nhật có đường kính tương đương gần nhất và nhỏ hơn đường kính tương đương vừa tra được của mỗi đoạn ống. Kết quả được trình bày trong bảng sau:

**Bảng 13.4. Kết quả tính toán đường ống gió cho hệ thống tăng áp cầu thang**

Đoạn ống	Lưu lượng (l/s)	Đường kính tương đương (mm)	Tiết diện ống chữ nhật (mmxmm)	Vận tốc (m/s)	Chiều dài (m)	Tổn thất (Pa/m)
Quạt – T.10	4320	783,4	1300x425	8,96	1,3	1
T.10 – T.9	3888	752,7	1250x400	8,74	3,6	1
T.9 – T.8	3456	719,7	1250x375	8,50	3,6	1
T.8 – T.7	3024	684,1	1200x350	8,23	3,6	1
T.7 – T.6	2592	645,2	1200x325	7,93	3,6	1
T.6 – T.5	2160	602,1	1100x300	7,59	3,6	1
T.5 – T.4	1728	553,2	1100x250	7,19	3,6	1
T.4 – T.3	1296	496,1	1000x225	6,70	3,6	1
T.3 – T.2	864	425,6	800x200	6,07	3,6	1
T.2 – T.1	432	327,6	500x200	5,14	3,6	1

- Từ kích thước tiết diện ống chữ nhật vừa chọn, ta tra được đường kính tương đương chính xác của đoạn ống và lại tra trong bảng 10.5 ở trên để xác định vận tốc và tổn thất áp suất. Tuy nhiên riêng đối với tổn thất áp suất, vì khi ta tra kích thước ống luôn chọn gần bằng 1 nên để công việc thiết kế dễ dàng mà không ảnh hưởng nhiều đến kết quả tính toán, ta lấy tổn thất áp suất tính toán luôn bằng 1 Pa/m.

**d) Tính chọn quạt**

**Tổn thất áp suất dọc đường ống dẫn khí (tổn thất áp suất)**

$$p = 44.1 = 44 \text{ (Pa)}$$

### Tổn thất cục bộ

Tổn thất áp suất tại đoạn cong (đường ống chỉ có 1 đoạn cong)

$$p_{cb} = \beta \cdot p_d = 0,18 \cdot 0,602 \cdot 8,96^2 = 8,7 \text{ Pa}$$

Với  $\beta = 0,18$  (bảng 10.11a trang 348, TL [3])

Tổn thất áp suất tại tiết diện ống thu hẹp dần

$$p_{cb} = \beta \cdot p_d$$

$$\beta = 0,05 \text{ (bảng 10.27 trang 363, TL [3])}$$

$$p_d = 0,602 \cdot V^2$$

$$\Sigma p_{cb} = 0,602 \cdot 0,05 \cdot \Sigma V_i^2$$

$$= 0,602 \cdot 0,05 \cdot (8,96^2 + 8,74^2 + 8,5^2 + 8,23^2 + 7,93^2 + 7,59^2$$

$$7,19^2 + 6,7^2 + 6,07^2 + 5,14^2)$$

$$= 17,37 \text{ Pa}$$

Tổn thất áp suất tại các đoạn ống rẽ nhánh

Trở lực cục bộ theo ống chính

$$\beta_{c,s} = 0,01 \text{ (theo bảng 10.34a trang 370, TL [3])}$$

$$\Rightarrow p_{cb} = 0,602 \cdot \Sigma V_i^2 \cdot 0,01 = 3,47 \text{ Pa}$$

Trở lực cục bộ theo ống nhánh

$$\beta_{Q-10} = 0,77 \text{ (theo bảng 10.41 trang 377, TL [3])}$$

$$\beta_{10-9} = 0,77$$

$$\beta_{9-8} = 0,76$$

$$\beta_{8-7} = 0,75$$

$$\beta_{7-6} = 0,75$$

$$\beta_{6-5} = 0,72$$

$$\beta_{5-4} = 0,69$$

$$\beta_{4-3} = 0,71$$

$$\beta_{3-2} = 0$$

$$\Rightarrow p_{cb} = 0,602 \cdot 5,14^2 \cdot \Sigma \beta_i = 94,15 \text{ Pa}$$

Tổn thất tại miệng vào của ống dẫn

$$\beta = 0,52$$

$$\Rightarrow p_{cb} = 0,602 \cdot 5,14^2 \cdot 0,52 \cdot 10 = 82,7 \text{ Pa}$$

Tổn thất áp suất tại miệng thổi

$$\beta = 0,51$$

$$\Rightarrow p_{cb} = 0,602 \cdot 5,14^2 \cdot 0,52 \cdot 10 = 81,1 \text{ Pa}$$

⇒ Tổng áp suất tĩnh

$$\Delta p = 81,1 + 82,7 + 94,15 + 3,47 + 17,37 + 8,7 + 44 = 331,5 \text{ Pa}$$

Từ 2 thông số tổng áp suất tĩnh và lưu lượng, sử dụng phần mềm FAN SELECTOR của hãng KRUGER ta tìm được quạt li tâm với Model BSB630/CM (CLI) với các thông số kỹ thuật (xem Phụ lục 4): (bảng xuất ra từ chương trình lựa chọn quạt của hãng Kruger).