

THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG ỒNG KHÍ ĐỘNG VÒNG KÍN CỖ NHỎ, LÀM VIỆC Ở TỐC ĐỘ THẤP

DESIGN AND SIMULATION OF A SMALL, LOW-SPEED, CLOSED-LOOP WIND TUNNEL

Phan Thành Long¹, Nguyễn Quang Cu²

¹Trường Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng; ptlong@dut.udn.vn

²Công ty Mitsubishi Daesco Huế, Thừa Thiên Huế; quangcu97@gmail.com

Tóm tắt - Ống khí động đóng vai trò quan trọng trong việc nghiên cứu thực nghiệm về khí động học trong nhiều lĩnh vực. Trong đó, ống khí động vòng kín, với nhiều ưu điểm thường được sử dụng trong các trường đại học trên thế giới. Trong nghiên cứu này, với mục đích hướng đến việc chế tạo một ống khí động phục vụ nghiên cứu và giảng dạy, nhóm tác giả đã thiết kế một ống khí động vòng kín cỡ nhỏ, làm việc với tốc độ thấp, khoảng 20 m/s tại buồng thử. Các bộ phận chính của ống khí động được tính toán để xác định hình dáng và kích thước phù hợp. Đặc tính chuyển động của không khí trong ống khí động được đánh giá thông qua phương pháp mô phỏng số, từ đó cho thấy chất lượng và độ đồng đều của dòng chảy, đặc biệt là tại buồng thử. Kết quả mô phỏng cho thấy, ống khí động được thiết kế hoàn toàn có thể được chế tạo và sử dụng để nghiên cứu trong các trường đại học.

Từ khóa - Ống khí động cỡ nhỏ; khí động học; CFD.

Abstract - Wind tunnels play an important role in experimental research on aerodynamics in many fields. In particular, the closed-loop wind tunnel, with many advantages, is commonly used in universities around the world. In this study, with the aim of manufacturing a wind tunnel for researching and teaching, the author has designed a small closed-loop wind tunnel, working at low speed, about 20 m/s in the test section. The main components of the wind tunnel are calculated to have a suitable shape and size. The characteristics of air movement in the wind tunnel are evaluated by using the numerical method, showing the flow quality and uniformity, especially in the test section. The simulation results show that the designed wind tunnel could be manufactured and used for research in universities.

Key words - Small wind tunnel; Aerodynamics, Computational Fluid Dynamics (CFD).

1. Đặt vấn đề

Nghiên cứu thực nghiệm về khí động học ở tốc độ thấp có ý nghĩa rất quan trọng trong một số lĩnh vực như nghiên cứu các bài toán cơ bản của cơ học chất lỏng, thiết kế ô tô, tuốc bin gió, xây dựng... Việc nghiên cứu này thường được thực hiện trong các ống khí động cỡ nhỏ, kết hợp với các thiết bị đo đặc để đạt được các dữ liệu về lực cản, lực nâng, moment của không khí tác dụng lên vật thể. Trong trường hợp sử dụng các thiết bị đo đặc hiện đại, các thí nghiệm này có thể cho biết cả trường vận tốc của dòng chảy chuyển động qua vật thể [1].

Mặc dù, cùng với sự phát triển của các phương pháp mô phỏng số, đặc biệt là phương pháp CFD và khả năng tính toán của máy tính, một số nghiên cứu liên quan đến khí động học ở tốc độ thấp có thể thực hiện thông qua mô phỏng CFD để đạt được các thông số cần thiết [2]. Tuy nhiên, các nghiên cứu thực nghiệm trong ống khí động vẫn giữ một vai trò quan trọng, giúp thu được các kết quả chi tiết và đưa ra quyết định cuối trong quá trình thiết kế [1].

Ống khí động cỡ nhỏ tốc độ thấp thường được chia thành hai loại, ống khí động vòng hở và vòng kín. Ưu điểm của ống khí động vòng hở là chi phí xây dựng thấp và có thể sử dụng khối để trực quan hóa dòng chảy qua các vật thể thí nghiệm đặt trong ống. Nhược điểm của ống khí động vòng hở là chất lượng dòng chảy, đặc biệt là ở buồng thử không cao, công suất cần thiết của quạt cao hơn và do đó làm việc tạo ra tiếng ồn lớn hơn. Ngược lại, ống khí động vòng kín có ưu điểm là có thể tạo ra dòng chất dòng đồng đều nhờ sử dụng các cách hướng dòng, công suất cần thiết của quạt thấp hơn, do vậy hệ thống làm việc tạo ra tiếng ồn ít hơn. Tuy nhiên, chi phí

chế tạo của ống khí động vòng kín là cao hơn so với ống khí động vòng hở [3].

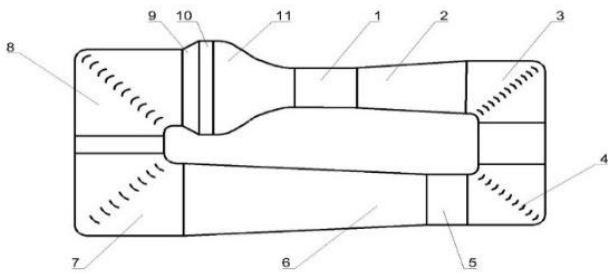
Với mục đích hướng đến việc chế tạo một ống khí động phục vụ cho việc nghiên cứu và đào tạo, trong bài báo này, nhóm tác giả sẽ trình bày về việc thiết kế một ống khí động vòng kín cỡ nhỏ, có thể đạt đến vận tốc khoảng 20 m/s tại buồng thử, với kích thước phù hợp với phòng thí nghiệm dự kiến đặt ống khí động này. Việc thiết kế ống khí động cỡ nhỏ, đặc biệt là ống khí động vòng kín tương đối phức tạp. Các yếu tố quan trọng cần phải xem xét trong quá trình thiết kế gồm chất lượng và độ đồng đều của dòng chảy trong ống khí động cũng như giá thành, quá trình chế tạo và khả năng nâng cấp trong tương lai. Một số nghiên cứu về thiết kế ống khí động làm việc ở tốc độ thấp đã được thực hiện, ví dụ Barlow và các đồng nghiệp [1], Cattafesta [4], Bell và Mehta [5], Lindgren và Johansson [6], và Calautit [7]. Dựa trên kết quả của các nghiên cứu này, hình dáng và kích thước của các bộ phận quan trọng trong ống khí động sẽ được xác định. Chất lượng dòng chảy của không khí trong ống khí động sẽ được đánh giá thông qua mô phỏng số CFD, từ đó có thể kết luận về khả năng làm việc của ống khí động đã được thiết kế.

2. Thiết kế ống khí động

2.1. Tổng quan về ống khí động vòng kín

Cấu tạo của ống khí động vòng kín được biểu diễn như trên Hình 1.

Từ Hình 1 có thể thấy, ống khí động vòng kín gồm nhiều bộ phận quan trọng được ghép nối với nhau. Các bộ phận này sẽ được thiết kế lần lượt trong các phần tiếp theo của bài báo.



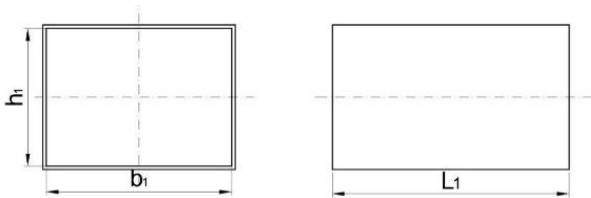
Hình 1. Sơ đồ bố trí chung của ống khí động vòng kín

1 – Buồng thử; 2 – Ống phân kỳ thứ nhất; 3, 4 – Ống chuyển hướng nhỏ; 5 – Quạt; 6 – Ống phân kỳ thứ hai; 7, 8 – Ống chuyển hướng lớn; 9 – Phần nối; 10 – Ống tổ ong; 11 – Nón phễu

2.2. Buồng thử

Buồng thử là nơi đặt các mô hình thử nghiệm và lắp đặt các thiết bị quan sát, đo đạc. Phần đầu của buồng thử được nối với nón phễu, đầu ra của buồng thử ống phân kỳ thứ nhất. Kích thước buồng thử cũng như vận tốc dòng khí đi qua buồng thử quyết định kích thước của các chi tiết khác cũng như kích thước tổng thể của ống khí động. Chính vì vậy, việc thiết kế ống khí động bắt đầu từ việc thiết kế buồng thử, từ đó tính toán các bộ phận còn lại dựa vào kích thước của buồng thử.

Trong nghiên cứu này, buồng thử được chọn là dạng hình hộp chữ nhật, có các kích thước cơ bản như Hình 2. Đối với buồng thử dành cho các mẫu thử là mô hình ô tô, tỉ lệ chiều cao/chiều rộng của buồng thử được chọn là $b/h \approx 4/3$ [1]. Để thỏa mãn các yếu tố về kích thước tổng thể của ống khí động, không gian bố trí, giá thành và mục đích sử dụng, kích thước chiều cao và bề rộng buồng thử được chọn lần lượt là $b_1 = 0,6$ m và $h_1 = 0,42$ m.



Hình 2. Kích thước hình học cơ bản của buồng thử

Đường kính thủy lực của buồng thử là:

$$D_{H1} = \frac{4A_1}{p_1} = 0,5 \text{ m} \quad (1)$$

Trong đó, A_1 là diện tích tiết diện và p_1 là chu vi ướt của buồng thử.

Chiều dài của buồng thử được xác định dựa vào kích thước b_1 và h_1 của buồng thử. Để dòng khí đi vào buồng thử từ nón phễu trở nên đồng nhất trước khi thổi qua vật thể thử nghiệm, chiều dài quãng đường cần thiết phải xấp xỉ một nửa đường kính thủy lực của buồng thử, do vậy $L_1 > 0,5 \cdot D_{H1}$. Tuy nhiên, nếu chiều dài $L_1 > 3 \cdot D_{H1}$ sẽ làm tăng độ dài lớp biên của dòng chảy tại đầu vào của ống phân kỳ. Chính vì vậy, trong thiết kế này, chiều dài của buồng thử được chọn là $L_1 = 2 \cdot D_{H1} = 1$ m.

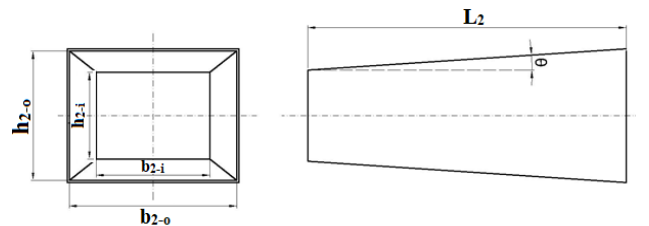
2.3. Ống phân kỳ thứ nhất

Ống phân kỳ thứ nhất được lắp ngay sau buồng thử. Ống có tiết diện tăng dần theo chiều dài, nhằm phục hồi cột áp tĩnh của dòng chảy thông qua việc giảm cột áp động

(giảm vận tốc dòng chảy), nhờ đó giảm được tổn thất. Kích thước đầu vào của ống chính là kích thước của buồng thử. Do vậy mặt cắt ngang của ống được chọn là hình chữ nhật. Các kích thước cần xác định là chiều dài của ống và kích thước mặt đầu ra hoặc góc loe của ống.

Các kích thước cơ bản của ống phân kỳ thứ nhất được biểu diễn như Hình 3. Ký hiệu A_{2-i} và A_{2-o} là tiết diện đầu vào và đầu ra của ống, $AR_2 = A_{2-o}/A_{2-i}$ là tỉ số diện tích tiết diện đầu ra/đầu vào của ống. D_{H2-i} và D_{H2-o} lần lượt là đường kính thủy lực của mặt cắt vào và mặt cắt ra của ống, R_{2-i} và R_{2-o} lần lượt là các bán kính thủy lực tương ứng. L_2 là chiều dài của ống, θ_2 là góc mở rộng của thành ống so với phương ngang, được xác định như sau:

$$\theta_2 = \arctan \left(\frac{D_{H2-o}}{2} \frac{\sqrt{AR_2} - 1}{L_2} \right) \quad (2)$$



Hình 3. Kích thước cơ bản của ống phân kỳ thứ nhất

Đối với ống phân kỳ thứ nhất, chiều dài của ống phải lớn hơn bốn lần chiều dài buồng thử, góc θ không được lớn hơn $3 \sim 4^\circ$ và tỉ số $AR < 2,5$ để tránh hiện tượng tách thành lớp biên chảy rối ở phía cuối ống. Nếu góc θ càng lớn, hiện tượng tách lớp biên xảy ra càng mạnh, gây ra biến động áp suất tác dụng ngược lại phía buồng thử, làm giảm độ đồng đều áp suất và vận tốc. Trong thiết kế này, tỉ số AR_2 được chọn là 2 và góc θ_2 là 3° . Tiết diện vào của ống trùng với tiết diện mặt cắt ngang của buồng thử, do vậy A_{2-i} là $0,252 \text{ m}^2$, b_{2-i} là $0,6$ m, h_{2-i} là $0,42$ m. Tiết diện đầu ra của ống là:

$$A_{2-o} = AR_2 \cdot A_{2-i} = 0,504 \text{ m}^2 \quad (3)$$

Từ đây, chiều cao, chiều rộng và đường kính thủy lực của tiết diện ra được xác định như sau:

$$h_{2-o} = \sqrt{AR_2} \times h_{2-i} = 0,6 \text{ m} \quad (4)$$

$$b_{2-o} = \sqrt{AR_2} \times b_{2-i} = 0,85 \text{ m} \quad (5)$$

$$D_{H2-o} = \frac{4A_{2-o}}{p_{2-o}} = 0,5 \text{ m} \quad (6)$$

Với các thông số đã được xác định, từ công thức (2), chiều dài của ống phân kỳ thứ nhất là:

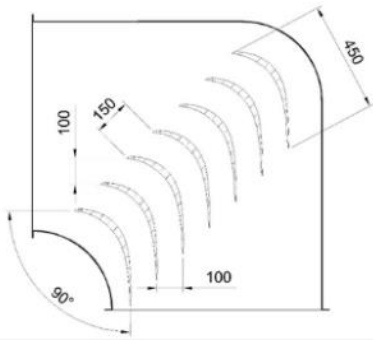
$$L_2 = \left(\frac{D_{H2-o}}{2} \frac{\sqrt{AR_2} - 1}{\tan \theta_2} \right) = 1,94 \text{ m} \quad (7)$$

2.4. Ống chuyển hướng nhỏ

Trong ống khí động vòng kín, các ống chuyển hướng là bộ phận giúp làm chuyển hướng dòng chảy một góc 90° , giúp dòng khí có thể lưu thông tuần hoàn. Bên trong các ống này có lắp các cánh hướng dòng. Số lượng, kích thước và biên dạng của các cánh này quyết định tổn thất cột áp động của dòng khí khi chuyển hướng. Theo Hình 1, trong

ống khí động thiết kế có hai ống chuyển hướng nhỏ được đặt sau ống phân kỳ thứ nhất.

Biên dạng của các cánh hướng dòng được thiết kế sao cho khi đổi hướng, dòng chảy không bị rối loạn hay tạo ra những vùng bất thường, đồng thời đảm bảo tổn thất năng lượng qua chúng là nhỏ nhất. Khi số lượng cánh nắn dòng trong một ống tăng lên, tổn thất áp suất khi chuyển hướng dòng chảy giảm đi, nhưng mặt khác lại khiến tổn thất do ma sát với bề mặt các cánh tăng lên. Vì vậy, cần cân bằng giữa kích thước các cánh, số lượng cánh và khoảng cách giữa các cánh. Vì hai ống chuyển hướng nhỏ (3) và (4) được đặt ngay sau ống phân kỳ thứ nhất nên kích thước các mặt ghép của chúng bằng với mặt ra của ống phân kỳ. Diện tích mặt cắt của chúng không đổi dọc theo chiều dài. Biên dạng cánh được tham khảo từ [4] với số lượng là 7 cánh nắn dòng cho mỗi ống chuyển hướng nhỏ. Kích thước của ống chuyển hướng nhỏ được biểu diễn như trên Hình 4.



Hình 4. Các kích thước của ống chuyển hướng nhỏ

2.5. Ống phân kỳ thứ hai

Trên Hình 1, ống phân kỳ thứ hai được ký hiệu là (6) và đặt nằm sau quạt, có nhiệm vụ làm giảm vận tốc của dòng chảy trước khi vào ống chuyển hướng lớn, từ đó giảm tổn thất cột áp qua các ống chuyển hướng này. Thiết kế của ống phân kỳ thứ hai tương tự ống phân kỳ thứ nhất, với các ký hiệu tương ứng là A_{6-i} , A_{6-o} , D_{H6-i} , D_{H6-o} , b_{6-i} , h_{6-i} , b_{6-o} , h_{6-o} , AR_6 và θ_6 . Nếu chọn tỉ số AR_6 là 2 và θ_6 là 3° , tiết diện đầu vào của ống phân kỳ thứ hai bằng với tiết diện đầu ra của ống phân kỳ thứ nhất, cũng như tiết diện của hai ống chuyển hướng nhỏ, do vậy b_{6-i} là 0,85 m, h_{6-i} là 0,6 m. Từ đây ta có:

$$A_{6-o} = AR_6 \cdot A_{6-i} = 1,02 \text{ m}^2 \quad (8)$$

$$h_{6-o} = \sqrt{AR_6} \times h_{6-i} = 0,85 \text{ m} \quad (9)$$

$$b_{6-o} = \sqrt{AR_6} \times b_{6-i} = 1,2 \text{ m} \quad (10)$$

$$D_{H6-o} = \frac{4A_{6-o}}{P_{6-o}} = 0,7 \text{ m} \quad (11)$$

Chiều dài của ống phân kỳ thứ hai là:

$$L_6 = \left(\frac{D_{H6-o}}{2} \frac{\sqrt{AR_6} - 1}{\tan \theta_6} \right) = 2,76 \text{ m} \quad (12)$$

2.6. Ống chuyển hướng lớn

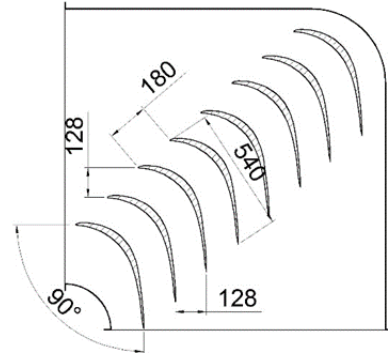
Hai ống chuyển hướng lớn được ký hiệu là (7) và (8) trên Hình 1. Chúng được lắp đặt phía sau ống phân kỳ thứ hai để chuyển hướng dòng chảy trước khi đi vào buồng ổn định. Thiết kế của ống chuyển hướng lớn giống ống chuyển hướng nhỏ, trong đó sử dụng 8 cánh nắn dòng có biên dạng đã được

sử dụng trong phần trước. Tiết diện của ống chuyển hướng lớn trùng với tiết diện đầu ra của ống phân kỳ thứ hai, do vậy:

$$b_{7-i} = b_{7-o} = b_{8-i} = b_{8-o} = 1,2 \text{ m} \quad (13)$$

$$h_{7-i} = h_{7-o} = h_{8-i} = h_{8-o} = 0,85 \text{ m} \quad (14)$$

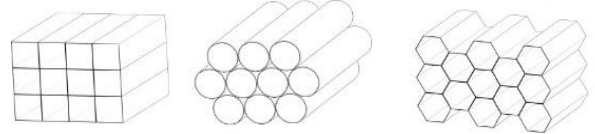
Các kích thước khác được thể hiện trên Hình 5.



Hình 5. Các kích thước của ống chuyển hướng lớn

2.7. Buồng ổn định

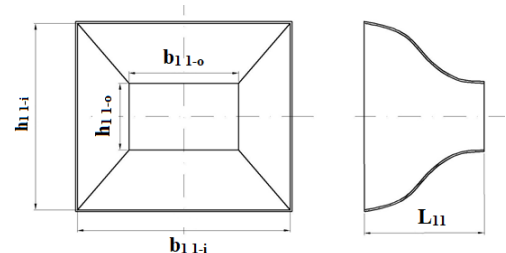
Buồng ổn định, chứa bộ hướng dòng và các lưới bên trong, được đặt ở phía sau ống chuyển hướng lớn số 8. Buồng ổn định có tác dụng loại bỏ các nhiễu loạn vận tốc theo phương không trùng với phương của dòng chảy, bằng cách đưa dòng chảy qua một cấu trúc dạng tổ ong. Cấu trúc tổ ong này chia dòng chảy vào nhiều ống nhỏ đặt xếp chồng lên nhau phương của dòng chảy, có tác dụng duỗi thẳng dòng khí, loại bỏ các nhiễu loạn cũng như xoáy lốc. Tiết diện cắt ngang của các ống này có thể là hình tròn, vuông hoặc lục giác, với các hệ số tổn thất tương ứng là 0,3; 0,22 và 0,2.



Hình 6. Các dạng cấu trúc tổ ong trong buồng ổn định

Để đơn giản hóa cho việc chế tạo và tiết kiệm kinh phí, buồng ổn định được lựa chọn là loại ống hình vuông, chiều dài mỗi cạnh là 2 cm. Kích thước chiều cao và chiều rộng của buồng ổn định bằng với kích thước đầu vào của nón phễu, sẽ được xác định trong phần sau. Chiều dài của buồng ổn định được chọn phù hợp với kích thước chung của ống khí động, L_{10} là 0,5 m.

2.8. Nón phễu



Hình 7. Các kích thước cơ bản của nón phễu

Nón phễu là bộ phận được đặt trước buồng thử, phía sau buồng ổn định, nhằm tăng tốc độ dòng khí trước khi vào buồng thử, đồng thời không làm tăng sự xáo trộn dòng khí, giúp dòng khí trở nên đồng đều hơn trước khi vào buồng thử. Các thông số cơ bản của nón phễu là tỉ số tiết

diện mặt vào và ra $AR_{11} = A_{11-i}/A_{11-o}$, chiều dài của ống L_{11} và kích thước các cạnh mặt đầu vào b_{11-i} , h_{11-i} và biên dạng mặt trong thành ống (Hình 7).

Theo [1], hệ số AR_{11} thường được chọn trong khoảng từ 5 ~ 10 để cân bằng giữa yếu tố kích thước, chi phí chế tạo và tổn thất qua khu vực buồng ổn định. Do điều kiện về không gian bố trí và kinh phí chế tạo, hệ số AR_{11} trong thiết kế này được chọn là 5. Vì tiết diện ra của nón phễu được nối với buồng thứ, do vậy kích thước của tiết diện ra trùng với tiết diện của buồng thứ, b_{11-o} là 0,6 m; h_{11-o} là 0,42 m. Từ đây, chiều rộng miệng vào:

$$b_{11-i} = \sqrt{AR_{11}} \times b_{11-o} = 1,34 \text{ m} \quad (15)$$

Chiều cao của miệng vào nón phễu:

$$h_{11-i} = \sqrt{AR_{11}} \times h_{11-o} = 0,94 \text{ m} \quad (16)$$

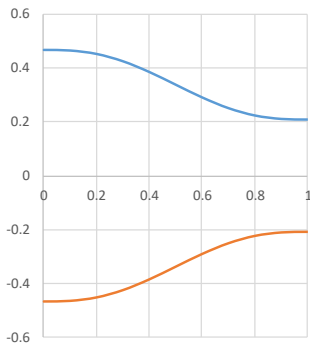
Biên dạng đường bao thành ống nón phễu quyết định chất lượng của dòng chảy qua buồng thứ. Vì vậy việc thiết kế đường bao có ảnh hưởng lớn đến chất lượng dòng khí qua buồng thứ. Do nón phễu có dạng đối xứng nên chỉ cần xét cho một nửa nón phễu phía trên và nửa bên phải. Các nghiên cứu từ [5] chỉ ra rằng, với phương trình biên dạng đường bao có bậc nhỏ hơn năm sẽ làm tăng chiều dài của ống phễu, trong khi bậc lớn hơn năm sẽ làm hạn chế chiều dài, ảnh hưởng đến độ đồng đều của dòng khí ở đầu ra, cũng chính là đầu vào của buồng thứ. Vì vậy, biên dạng đường bao của nón phễu trên mặt phẳng thẳng đứng có dạng đường bậc 5 [5]:

$$y = H_i - (H_i - H_o)(6\psi^5 - 15\psi^4 + 10\psi^3) \quad (17)$$

Trong đó: $H_i = 0,5.h_{11-i} = 0,47 \text{ m}$; $H_o = 0,5.h_1 = 0,16 \text{ m}$; $\psi = x/L_{11}$, với x là hoành độ của một điểm nằm trên đường bao của nón phễu. Chiều dài của nón phễu được chọn là L_{11} là 1 m, phương trình (17) được viết lại như sau:

$$y = 0,47 - 1,86x^5 + 4,65x^4 - 3,1x^3 \quad (18)$$

Biên dạng đường bao của nón phễu trên mặt phẳng thẳng đứng được biểu diễn trong Hình 8.



Hình 8. Biên dạng đường bao trên mặt phẳng đứng

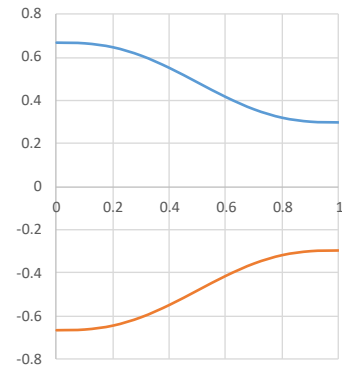
Tương tự, trên mặt phẳng ngang, biên dạng đường bao của nón phễu có dạng như sau:

$$y = B_i - (B_i - B_o)(6\psi^5 - 15\psi^4 + 10\psi^3) \quad (19)$$

Trong đó, $B_1 = 0,5.b_{11-i} = 0,67 \text{ m}$; $B_2 = 0,5.b_1 = 0,3 \text{ m}$. Từ đây, phương trình đường bao là:

$$y = 0,67 - 2,22x^5 + 5,55x^4 - 3,7x^3 \quad (20)$$

Và được biểu diễn trên Hình 9.



Hình 9. Biên dạng đường bao trên mặt phẳng ngang

2.9. Tổn thất áp suất trong ống khí động

Tổng tổn thất áp suất của dòng khí trong ống khí động được xác định để tính công suất quạt cần thiết. Tổn thất xảy ra tại tất cả các bộ phận của ống khí động, được tổng kết trong Bảng 1.

Từ Bảng 1 có thể thấy, tổng tổn thất áp suất trong ống khí động là 105,22 Pa. Đây chính là tổn thất mà quạt phải khắc phục. Chính vì vậy, nó là cơ sở để chọn quạt cho ống khí động trong phần sau.

Bảng 1. Tổn thất áp suất trong ống khí động

STT	Bộ phận	Hệ số tổn thất [TLTK]	Tổng tổn thất áp suất [Pa]
1	Buồng thứ	0,023 [8]	12,25
2	Ống phân kỳ thứ nhất	0,079 [8]	23,8
3	Ống phân kỳ thứ hai	0,079 [8]	5,96
4	Ống chuyển hướng nhỏ	0,152 [8]	40,5
5	Ống chuyển hướng lớn	0,158 [8]	10,52
6	Buồng ổn định	0,22 [1]	10,65
7	Nón phễu	0,008 [9]	1,54

2.10. Quạt

Trong ống khí động, quạt được lắp ngay đầu ra của ống chuyển hướng nhỏ. Quạt sử dụng trong ống khí động là quạt hướng trục, có các đoạn nối dạng chuyển tiếp tròn – vuông để lắp ghép vào ống khí động. Kích thước các mặt của đoạn nối phải phù hợp với tiết diện vào của ống phân kỳ thứ hai và tiết diện ra của ống chuyển hướng nhỏ. Chính vì vậy, quạt sử dụng trong thiết kế này có đường kính mặt lắp ghép là d_5 là 95 cm, chiều rộng và chiều cao các mặt của đoạn nối b_5 là 0,85 m; h_5 là 0,6 m.

Nếu giả sử vận tốc của dòng khí tại buồng thứ là 20 m/s theo yêu cầu thiết kế ban đầu, và bỏ qua rò rỉ lưu lượng của không khí khi đi chuyển trong ống khí động, lưu lượng của không khí qua buồng thứ, cũng chính là lưu lượng của quạt là:

$$Q = v.A_1 = 20 \times 0,252 = 5,04 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (21)$$

Từ tính toán trong phần trước, tổn thất áp suất trong ống khí động cần khắc phục là 105,22 Pa. Đối với quạt công nghiệp hướng trục, sử dụng động cơ điện ba pha dẫn động qua dây đai, hiệu suất được chọn là $\eta = 0,4$ [10]. Từ đây có thể xác định công suất cần thiết của quạt:

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} \approx 1,33 \text{ kW} \quad (22)$$

Từ các tính toán trong phần này, kích thước ống khí động thiết kế được tổng kết trong Bảng 2.

Bảng 2. Thông số kích thước của ống khí động

STT	Bộ phận	Kích thước chính
1	Buồng thử	$h_1 = 0,42$ m
		$b_1 = 0,6$ m
		$L_1 = 1$ m
2	Ống phân kỳ thứ nhất	$\theta_2 = 3^\circ$
		$AR_2 = 2$
		$L_2 = 1,94$ m
		$b_{2-i} = 0,6$ m
		$h_{2-i} = 0,42$ m
		$b_{2-o} = 0,85$ m
		$h_{2-o} = 0,6$ m
3	Ống phân kỳ thứ hai	$\theta_6 = 3^\circ$
		$AR_6 = 2$
		$L_6 = 2,76$ m
		$b_{6-i} = 0,85$ m
		$h_{6-i} = 0,6$ m
		$b_{6-o} = 1,2$ m
		$h_{6-o} = 0,85$ m
4	Ống chuyển hướng nhỏ	$b_3 = b_4 = 0,85$ m
		$h_3 = h_4 = 0,6$ m
		$n = 7$
5	Ống chuyển hướng lớn	$b_7 = b_8 = 1,2$ m
		$h_7 = h_8 = 0,85$ m
		$n = 8$
6	Buồng ổn định	$L_{10} = 0,5$ m
		$b_{10-i} = b_{10-o} = 1,34$ m
		$h_{10-i} = h_{10-o} = 0,94$ m
7	Nón phễu	$b_{11-i} = 1,34$ m
		$h_{11-i} = 0,94$ m
		$b_{11-o} = 0,6$ m
		$h_{11-o} = 0,42$ m
		$L_{11} = 1$ m
8	Quạt	$b_5 = 0,85$ m
		$h_5 = 0,6$ m

3. Mô phỏng dòng chảy trong ống khí động

3.1. Thiết lập thông số mô phỏng

Để đánh giá khả năng làm việc của ống khí đã được thiết kế, đặc tính của dòng chảy trong ống khí động được xem xét và dự đoán thông qua phương pháp mô phỏng số CFD, sử dụng phần mềm thương mại ANSYS Fluent [11]. Trong phương pháp CFD, việc phân tích dòng chảy được thực hiện thông qua việc giải gần đúng các phương trình chủ đạo của dòng chảy. Các phương trình chủ đạo này biểu diễn các định luật bảo toàn khối lượng và bảo toàn động lượng.

Đối với dòng chảy ổn định và không nén được, định luật bảo toàn khối lượng biểu diễn dưới dạng phương trình liên tục như sau [12]:

$$\left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = 0 \quad (23)$$

Trong đó, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng; u , v và

w tương ứng là các thành phần vận tốc theo phương x , phương y và phương z của chất lỏng.

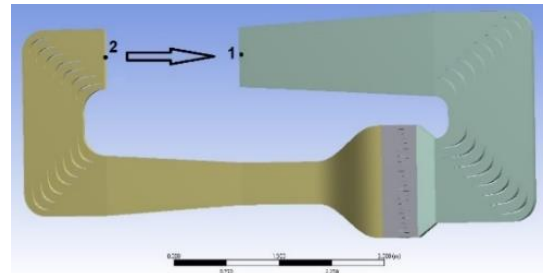
Định luật bảo toàn động lượng, thường được gọi là phương trình Navier-Stokes, trong dòng chảy 3 chiều, ổn định và không nén được có dạng như sau [12]:

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho f_x \quad (24)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho f_y \quad (25)$$

$$\rho \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho f_z \quad (26)$$

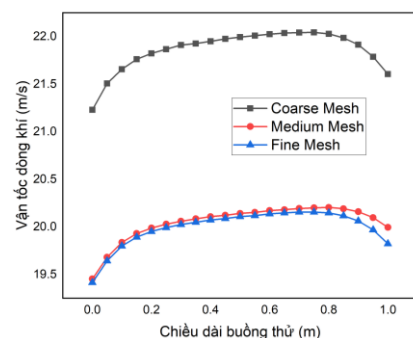
Trong đó, p là áp suất của chất lỏng; f_x , f_y và f_z lần lượt là lực khối trên một đơn vị khối lượng theo phương x , phương y và phương z .



Hình 10. Điều kiện biên vào 1: intake fan, điều kiện biên ra 2: áp suất dư bằng 0

Để đơn giản hóa cho việc tính toán, dòng chảy qua quạt không được đánh giá. Thay vào đó, tổn thất áp suất trong khí động được xác định trong phần trước, cũng chính là cột áp của quạt được gán cho điều kiện biên đầu vào (intake fan với áp suất bằng 105,22 Pa), điều kiện biên đầu ra áp suất được đặt giá trị bằng 0 (Hình 10). Các thành rắn được giả sử nhẵn hoàn toàn, độ nhám bề mặt bằng 0.

Lưới được sử dụng trong mô phỏng này là loại lưới tứ giác không cấu trúc. Sự phụ thuộc của kết quả mô phỏng vào số lượng phần tử lưới được kiểm tra và thể hiện trong Hình 11. Trong đó, sự thay đổi vận tốc của không khí dọc theo đường trung tâm của buồng thử được đánh giá cho 03 trường hợp: Lưới thô (2.596.431 phần tử), lưới trung bình (4.950.075 phần tử) và lưới mịn (6.267.618 phần tử). Kết quả cho thấy, sự khác nhau trong trường hợp lưới trung bình và lưới mịn là không đáng kể. Chính vì vậy, trong nghiên cứu này, lưới trung bình được sử dụng để xem xét. Với cấu hình lưới này, giá trị trung bình của độ trực giao (orthogonal quality) và độ lệch (skewness) của lưới lần lượt là 0,717 và 0,28.

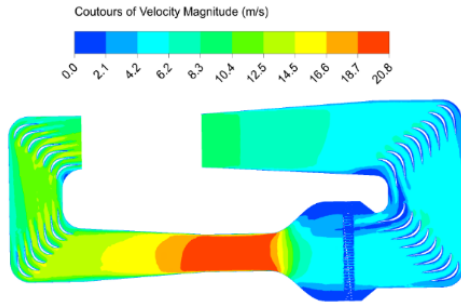


Hình 11. Kiểm tra sự phụ thuộc vào lưới tính toán

Mô hình rối được sử dụng là $k-\omega$ SST. Đây là mô hình rối đảm bảo cân bằng giữa độ chính xác và thời gian tính toán. Chế độ giải được chọn là chế độ ổn định, với giải thuật SIMPLE với bước lặp là 2000 bước. Các thiết lập khác lấy theo giá trị mặc định của phần mềm.

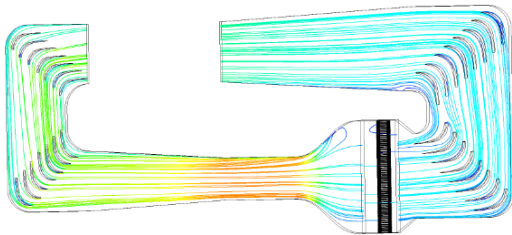
3.2. Kết quả mô phỏng

Đặc tính dòng chảy trong ống khí động được đánh giá thông qua phần mềm ANSYS Fluent. Hình 12 biểu diễn phân bố vận tốc trong ống khí động. Kết quả cho thấy vùng vận tốc trong buồng thử rất đồng đều, trong khi đó, nhờ sự hiện diện của các cánh nắn dòng tại các ống chuyển hướng, dòng chảy qua vùng này không bị xáo trộn nhiều, do vậy giảm được tổn thất áp suất của dòng chảy.



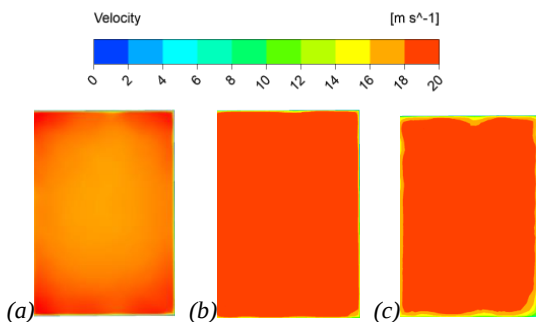
Hình 12. Phân bố vận tốc trong ống khí động

Đường dòng của dòng chảy trong ống khí động được thể hiện trong Hình 13. Trong đó, có thể nhận thấy dòng chảy là đều và ổn định trong toàn bộ ống khí động, chỉ xuất hiện một số xoáy nhỏ tại một vài khu vực cục bộ trong ống.



Hình 13. Đường dòng của dòng chảy trong ống khí động

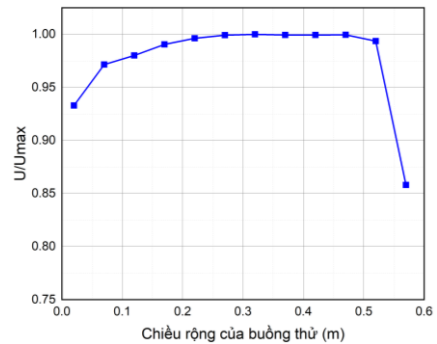
Để thấy rõ hơn phân bố vận tốc trong buồng thử, xét ba tiết diện đặt tại ba vị trí đầu, giữa và cuối buồng thử (Hình 14). Kết quả cho thấy, phân bố vận tốc tại giữa buồng thử rất đều. Đây là vị trí đặt các mẫu thí nghiệm, do vậy kết quả này cho thấy kết quả thí nghiệm sử dụng ống khí động này hoàn toàn có thể tin cậy.



Hình 14. Phân bố vận tốc của không khí trong buồng thử
(a): mặt cắt đầu, (b): mặt cắt giữa; (c): mặt cắt cuối

Cuối cùng, profil vận tốc của dòng khí tại mặt cắt giữa

của buồng thử được biểu diễn như trên Hình 15. Một lần nữa, kết quả cho thấy, sự đồng đều của dòng khí tại vị trí buồng thử.



Hình 15. Profil vận tốc của dòng khí vị mặt cắt giữa buồng thử

4. Kết luận

Ống khí động vòng kín cỡ nhỏ, tốc độ thấp được tính toán, thiết kế để xác định các kích thước cơ bản và chọn công suất làm việc của quạt. Đặc tính dòng chảy của không khí chuyển động trong ống khí động này sau đó được đánh giá thông qua phương pháp mô phỏng số CFD, sử dụng phần mềm ANSYS Fluent. Kết quả mô phỏng cho thấy dòng chảy của không khí trong ống khí động ổn định, không xuất hiện các khu vực dòng chảy bị xoáy và rối. Phân bố vận tốc của không khí tại buồng thử rất đồng đều, và có đạt đến giá trị thiết kế khoảng 20 m/s. Các kết quả này cho thấy, thiết kế của ống khí động hoàn toàn phù hợp và có thể được sử dụng làm cơ sở để chế tạo một ống khí động trong thực tế, phục vụ việc nghiên cứu và giảng dạy về khí động học.

Lời cảm ơn: Bài báo này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng với đề tài có mã số: T2019-02-08.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J. B. Barlow, W. H. Rae Jr., và A. Pope, *Low-speed Wind Tunnel Design*, NXB Wiley & Sons Ltd., 1999.
- [2] E. Turkel, "Preconditioning techniques in computational fluid dynamic", *Annu. Rev. Fluid Mech.*, Tập 31, Số 1, 1999, Trang 385–416.
- [3] R. D. Mehta và P. Bradshaw, "Design rules for small low speed wind tunnels", *Aeronaut. J.*, Tập 83, 1979, Trang 443–453.
- [4] L. Cattafesta, C. Bahr, và J. Mathew, "Fundamentals of Wind-Tunnel Design", *Encyclopedia of Aerospace Engineering*, NXB John Wiley & Sons, 2010.
- [5] J H Bell và R. D. Mehta, "Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels", *NASA Contractor Report*, 1988.
- [6] B. Lindgren và A. V Johansson, "Design and Evaluation of a Low-Speed Wind-Tunnel with Expanding Corners", 2002.
- [7] J. K. Calautit, H. N. Chaudhry, B. R. Hughes, và L. F. Sim, "A validated design methodology for a closed-loop subsonic wind tunnel", *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Tập 125, 2014, Trang 180–194.
- [8] Miguel A. González Hernández, *Design Methodology for a Quick and Low-Cost Wind Tunnel*, Polytechnic University of Madrid, Spain, 2013.
- [9] Denis Ngene, Jack Ombuoro, *Conceptual Design Of A Low Speed Wind Tunnel*, Department of Aerospace and Aviation Engineering, The Technical University Of Kenya, 2016.
- [10] Nguyễn Văn May, *Bom quạt máy nén*, NXB Khoa học & Kỹ thuật, 2006.
- [11] <https://www.ansys.com/>, truy cập vào ngày 23/11/2020
- [12] J.D. Anderson, *Computational fluid dynamics: the basics with application*, McGraw-Hill, 1995.