



(12) BẢN MÔ TẢ SÁNG CHẾ THUỘC BẰNG ĐỘC QUYỀN SÁNG CHẾ

(19) Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam (VN)
CỤC SỞ HỮU TRÍ TUỆ

(11)



1-0037886

(51)^{2020.01} F24F 1/00; F04D 17/04

(13) B

(21) 1-2020-02314

(22) 27/09/2018

(86) PCT/JP2018/035991 27/09/2018

(87) WO 2019/065857 04/04/2019

(30) 2017-186489 27/09/2017 JP

(45) 25/12/2023 429

(43) 27/07/2020 388

(73) DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (JP)

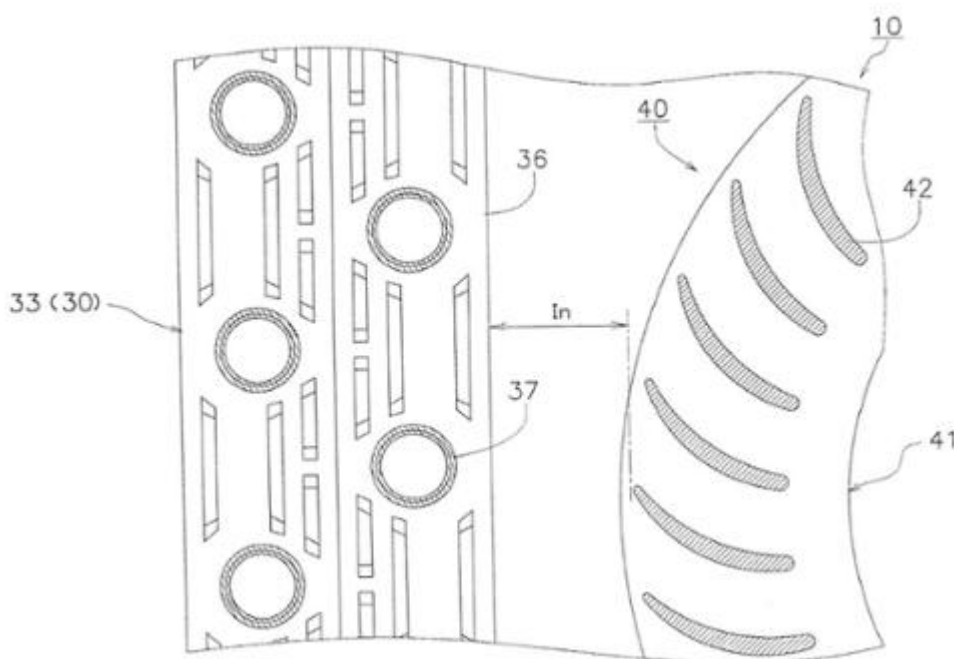
Osaka Umeda Twin Towers South, 1-13-1, Umeda, Kita-ku, Osaka-Shi, Osaka 530-0001, Japan

(72) NAKAI, Satoshi (JP).

(74) Công ty TNHH Tầm nhìn và Liên danh (VISION & ASSOCIATES CO.LTD.)

(54) MÁY ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

(57) Sáng chế đề xuất máy điều hòa không khí có độ yên tĩnh cao trong đó âm thanh của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ giảm. Máy điều hòa không khí (10) bao gồm bộ trao đổi nhiệt (30) và quạt thổi ngang (40). Quạt thổi ngang (40) có dạng hình trụ bao gồm nhiều bánh cánh quạt (41), mỗi trong số các bánh cánh quạt (41) bao gồm nhiều cánh (42) được bố trí theo hướng chu vi. Bộ trao đổi nhiệt (30) được bố trí ở phía trước của dòng không khí của quạt thổi ngang (40) có khe hở (In) có kích thước nhỏ hơn hoặc bằng 20% đường kính của mỗi trong số các bánh cánh quạt (41) giữa chúng. Bánh cánh quạt (41) được bố trí với ít nhất một trong các cánh được xếp dịch giữa mỗi hai bánh cánh quạt liền kề (41). Trong quạt thổi ngang (40), số lượng bánh cánh quạt (41) lớn hơn hoặc bằng 14 và nhỏ hơn hoặc bằng 30 được bố trí dọc theo trục quay.



Lĩnh vực kỹ thuật được đề cập

Sáng chế đề cập đến máy điều hòa không khí, và cụ thể là máy điều hòa không khí được trang bị quạt thổi ngang.

Tình trạng kỹ thuật của sáng chế

Nói chung đã biết rằng, quạt thổi ngang gây ra tiếng ồn có tần số của sản phẩm là số vòng quay trên giây N và số lượng cánh Z được bố trí trên chu vi của đường tròn ($N \times Z$) (Dưới đây, được gọi là âm thanh NZ) như được mô tả trong, ví dụ, tài liệu sáng chế 1 (JP 3460350 B1). Dưới đây, giá trị $N \times Z$ được gọi là NZ . Ngoài ra, cũng mong muốn là tạo ra tiếng ồn có các tần số gấp nhiều lần NZ , cụ thể, tiếng ồn của các âm thanh nằm trong khoảng từ $2NZ$ đến $3NZ$ càng nhiều càng tốt trong số các tiếng ồn do quạt thổi ngang sinh ra. Ngoài ra, đã biết hiện tượng trong đó âm thanh NZ và âm thanh $2NZ$ được tăng lên do việc giảm khoảng cách giữa quạt thổi ngang và bộ trao đổi nhiệt.

Tài liệu trích dẫn

Tài liệu sáng chế

Tài liệu sáng chế 1: JP 3460350 B1

Vấn đề kỹ thuật cần được giải quyết

Để khắc phục các nhược điểm nêu trên, trong quạt thổi ngang được mô tả trong tài liệu sáng chế 1, ví dụ, 10 bánh cánh quạt có cùng hình dạng được bố trí theo hướng trục quay, và bánh cánh quạt liền kề được xê dịch theo hướng chu vi để tạo thành độ lệch pha (góc nghiêng) giữa các bánh cánh quạt. Trong quạt thổi ngang của tài liệu sáng chế 1, một độ lệch pha được tạo thành khác với độ lệch pha khác để giảm âm thanh NZ và tương tự.

Tuy nhiên, thậm chí trong sáng chế về quạt thổi ngang được mô tả trong tài liệu sáng chế 1, không thể thu được đầy đủ tác dụng giảm âm thanh $2NZ$ và âm thanh $3NZ$.

Bản chất kỹ thuật của sáng chế

Mục đích của sáng chế là tạo ra máy điều hòa không khí có độ yên tĩnh cao, trong đó tiếng ồn của các âm thanh từ $2NZ$ đến $3NZ$ giảm.

Cách thức giải quyết vấn đề

Máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ nhất của sáng chế là máy điều hòa không khí bao gồm: quạt thổi ngang có dạng hình trụ, quạt thổi ngang bao gồm nhiều

bánh cánh quạt, mỗi trong số các bánh cánh quạt bao gồm nhiều cánh được bố trí theo hướng chu vi; và bộ trao đổi nhiệt được bố trí ở phía trước của dòng không khí của quạt thổi ngang có khe hở giữa quạt thổi ngang và bộ trao đổi nhiệt, khe hở có kích thước nhỏ hơn hoặc bằng 20% đường kính của mỗi trong số các bánh cánh quạt, trong đó các bánh cánh quạt được bố trí với ít nhất một trong các cánh được xếp dịch giữa mỗi hai bánh cánh quạt liền kề, và số lượng bánh cánh quạt được bố trí dọc theo trục quay lớn hơn hoặc bằng 14 và nhỏ hơn hoặc bằng 30 ở quạt thổi ngang.

Theo máy điều hòa không khí của khía cạnh thứ nhất, các tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ sinh ra trong bánh cánh quạt tương ứng có thể được triệt tiêu đầy đủ với nhau.

Máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ hai của sáng chế là máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ nhất trong đó quạt thổi ngang bao gồm 17 bánh cánh quạt hoặc nhiều hơn và 25 bánh cánh quạt hoặc ít hơn.

Theo máy điều hòa không khí của khía cạnh thứ hai, vì số lượng bánh cánh quạt là lớn hơn hoặc bằng 17, nên phạm vi thay đổi của tiếng ồn bao gồm các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ do biến động gây ra bởi dung sai của sự dịch pha (góc nghiêng) giảm. Ngoài ra, vì số lượng bánh cánh quạt là nhỏ hơn hoặc bằng 25, nên có thể ngăn không cho sức cản không khí thổi bởi các tấm phân cách trở nên quá lớn.

Máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ ba của sáng chế là máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ nhất hoặc thứ hai trong đó kích thước chiều dài của mỗi trong số các bánh cánh quạt theo hướng trục quay là nhỏ hơn hoặc bằng 40% đường kính của mỗi trong số các bánh cánh quạt ở quạt thổi ngang.

Theo máy điều hòa không khí của khía cạnh thứ ba, chiều dài của quạt thổi ngang cũng có thể giảm, và chiều dài của máy điều hòa không khí theo hướng trục quay có thể giảm.

Máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ tư của sáng chế là máy điều hòa không khí theo khía cạnh bất kỳ trong số các khía cạnh từ thứ nhất đến thứ ba trong đó bộ trao đổi nhiệt được bố trí có khe hở nhỏ hơn hoặc bằng 10% đường kính.

Theo máy điều hòa không khí của khía cạnh thứ tư, khoảng trống bị chiếm bởi bộ trao đổi nhiệt và quạt thổi ngang có thể giảm.

Máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ năm của sáng chế là máy điều hòa không khí theo khía cạnh bất kỳ trong số các khía cạnh từ thứ nhất đến thứ tư, trong đó đường kính lớn hơn hoặc bằng 90mm và nhỏ hơn hoặc bằng 150mm, và số vòng quay

là 700 vòng/phút hoặc nhiều hơn và 2000 vòng/phút hoặc nhỏ hơn ở quạt thổi ngang.

Theo máy điều hòa không khí của khía cạnh thứ năm, có thể thu được đầy đủ lượng không khí thổi nhờ các bánh cánh quạt.

Hiệu quả có lợi của sáng chế

Trong máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ nhất của sáng chế, có thể giảm tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ.

Trong máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ hai của sáng chế, có thể cung cấp một cách ổn định máy điều hòa không khí có hiệu suất thổi không khí mỹ mãn và độ yên tĩnh cao.

Trong máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ ba hoặc thứ tư của sáng chế, có thể tạo ra máy điều hòa không khí gọn nhẹ.

Trong máy điều hòa không khí theo khía cạnh thứ năm của sáng chế, có thể thu được đầy đủ hiệu suất thổi khí.

Mô tả vắn tắt các hình vẽ

Fig.1 là hình vẽ phối cảnh thể hiện hình dáng bên ngoài của máy điều hòa không khí theo một phương án của sáng chế.

Fig.2 là hình vẽ mặt cắt ngang của máy điều hòa không khí trên Fig.1.

Fig.3 là hình chiếu bằng cắt trích một phần của bánh cánh quạt của quạt thổi ngang.

Fig.4 là hình vẽ phối cảnh của một trong các bánh cánh quạt được nhìn theo hướng trục quay.

Fig.5 là hình vẽ phối cảnh mô tả góc nghiêng dùng cho nhiều bánh cánh quạt.

Fig.6 là hình vẽ mặt cắt ngang phóng to riêng phần của phần xung quanh bánh cánh quạt mô tả khe hở giữa bánh cánh quạt và bộ trao đổi nhiệt.

Fig.7 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số và cường độ âm thanh tương đối trong trường hợp ở đó góc nghiêng là $2,4^{\circ}$.

Fig.8 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số và cường độ âm thanh tương đối trong trường hợp ở đó góc nghiêng là $3,0^{\circ}$.

Fig. 9 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số và cường độ âm thanh tương đối trong trường hợp ở đó góc nghiêng là $4,5^{\circ}$.

Fig.10 là sơ đồ giản lược mô tả phương pháp mô phỏng khi các mức áp lực âm thanh được so sánh.

Fig.11 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là âm thanh xung quanh 1NZ, các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ, và tiếng ồn tần số thấp và góc nghiêng.

Fig.12 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa góc nghiêng và mức áp lực là 2,5NZ.

Fig.13 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số và mức áp suất âm thanh ở tiếng ồn tạo ra bởi 20 bánh cánh quạt được ghép nối với nhau với góc nghiêng là $3,0^{\circ}$.

Fig.14 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 11 bánh cánh quạt.

Fig.15 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 17 bánh cánh quạt.

Fig.16 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 20 bánh cánh quạt.

Fig.17 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 8 bánh cánh quạt.

Fig.18 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 11 bánh cánh quạt.

Fig.19 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 14 bánh cánh quạt.

Fig.20 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 15 bánh cánh quạt.

Fig.21 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 17 bánh cánh quạt.

Fig.22 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 20 bánh cánh quạt.

Fig.23 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số và góc nghiêng khác nhau ở 23 bánh cánh quạt.

Fig.24 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh

tương đối là âm thanh xung quanh 1NZ và góc nghiêng dùng cho số lượng bánh cánh quạt khác nhau.

Fig.25 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ và góc nghiêng dùng cho số lượng bánh cánh quạt khác nhau.

Fig.26 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp và góc nghiêng dùng cho số lượng bánh cánh quạt khác nhau.

Fig.27 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa số lượng bánh cánh quạt và cường độ âm thanh tương đối là các tiếng ồn có các tần số khác nhau trong trường hợp ở đó góc nghiêng là $3,0^\circ$.

Fig.28 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa góc nghiêng và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và mối tương quan giữa góc nghiêng và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ.

Fig.29 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa số lượng bánh cánh quạt và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và mối tương quan giữa góc nghiêng và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ.

Fig.30 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa số lượng bánh cánh quạt và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh dùng cho âm thanh 1NZ và âm thanh 2NZ.

Fig.31 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa kích cỡ của khe hở và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và mối tương quan giữa góc nghiêng và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ.

Fig.32 là đồ thị thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số có trong tiếng ồn và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh trong trường hợp bị cắt và trường hợp không có phần cắt rời.

Fig.33 là đồ thị thể hiện ví dụ về giá trị đo thực tế của tiếng ồn dùng cho 10 bánh cánh quạt không bằng nhau không có phần cắt rời.

Fig.34 là đồ thị thể hiện ví dụ về giá trị đo thực tế của tiếng ồn dùng cho 10 bánh cánh quạt không bằng nhau bị cắt.

Fig.35 là đồ thị thể hiện ví dụ về giá trị đo thực tế của tiếng ồn dùng cho 20 bánh cánh quạt không bằng nhau không có phần cắt rời.

Mô tả chi tiết sáng chế

(1) Kết cấu tổng thể

Fig.1 minh họa hình dáng bên ngoài của máy điều hòa không khí 10 theo một phương án của sáng chế, máy điều hòa không khí 10 được lắp trên tường WA. Dưới đây, tương quan vị trí giữa các chi tiết của máy điều hòa không khí 10 sẽ được mô tả sử dụng các hướng trước, sau, phải, trái, và lên trên và xuống dưới được chỉ ra bởi các mũi tên trên Fig.1. Hình dạng của máy điều hòa không khí 10 là tổ hợp cơ bản dựa trên dạng hình hộp chữ nhật kéo dài theo hướng từ trái sang phải. Bởi vậy, vỏ 20 cũng có dạng kéo dài theo hướng từ trái sang phải. Máy điều hòa không khí 10 bao gồm cửa thổi 11, kéo dài dọc theo hướng từ phải sang trái từ mặt dưới 20b qua mặt trước 20c của vỏ 20.

Khi máy điều hòa không khí 10 ở trạng thái ngừng, cửa thổi 11 bị đóng lại bởi một trong hai cánh che nằm ngang 13 và tấm mặt trước 12. Khi máy điều hòa không khí 10 thực hiện thao tác làm nóng hoặc thao tác làm nguội, thì một cánh che nằm ngang 13 và tấm mặt trước 12 xê dịch để đưa máy điều hòa không khí 10 vào trạng thái, trong đó cửa thổi 11 mở như được minh họa trên Fig.1.

Fig.2 minh họa kết cấu nằm ngang của máy điều hòa không khí 10 cắt theo mặt phẳng vuông góc với hướng từ phải sang trái ở phần có cửa thổi 11. Fig.2 minh họa trạng thái, trong đó cửa thổi 11 mở tương tự với Fig.1. Trong máy điều hòa không khí 10 có cửa thổi 11 mở, cửa hút 15 mở không chỉ ở mặt trên 20a, mà còn ở mặt trước 20c.

Bộ lọc không khí 16 được bố trí ở phía sau của cửa hút 15. Về cơ bản, tất cả không khí trong nhà được hút qua cửa hút 15 xuyên qua bộ lọc không khí 16. Bộ lọc không khí 16 loại bỏ bụi từ không khí trong nhà. Bộ trao đổi nhiệt 30 được bố trí ở phía sau của bộ lọc không khí 16.

Bộ trao đổi nhiệt 30 là bộ trao đổi nhiệt dạng lá hoặc ống bao gồm lá truyền nhiệt 36, được tạo ra là tấm kim loại mỏng, và ống truyền nhiệt 37, được tạo ra là ống kim loại. Bộ trao đổi nhiệt 30 bao gồm nhiều lá truyền nhiệt 36, mà được bố trí theo hướng từ phải sang trái của máy điều hòa không khí 10. Nhiều ống truyền nhiệt 37, kéo dài theo hướng từ phải sang trái, xuyên qua lá truyền nhiệt 36, mà có trong mặt phẳng kéo dài theo các hướng trên-dưới và trước-sau. Các ống truyền nhiệt 37 được kết nối với cửa vào môi chất làm lạnh và cửa ra môi chất làm lạnh của bộ trao đổi nhiệt 30, và môi chất làm lạnh chảy bên trong ống truyền nhiệt 37. Trong bộ trao đổi nhiệt 30, nhiệt được trao đổi giữa môi chất làm lạnh chảy bên trong ống truyền nhiệt 37 và không khí trong nhà chui qua lá truyền nhiệt 36. Bộ trao đổi nhiệt 30 có thể được chia thành phần

trao đổi nhiệt thứ nhất 31, nằm ở mặt trước của phần được uốn cong có dạng □, phần trao đổi nhiệt thứ hai 32, nằm ở mặt sau của phần có dạng □, phần trao đổi nhiệt thứ ba 33, được bố trí phía dưới phần trao đổi nhiệt thứ nhất 31, và phần trao đổi nhiệt thứ tư 34, được bố trí phía dưới phần trao đổi nhiệt thứ ba 33. Độ dài của phần trao đổi nhiệt thứ nhất 31, phần trao đổi nhiệt thứ hai 32, phần trao đổi nhiệt thứ ba, và phần trao đổi nhiệt thứ tư 34 theo hướng từ phải sang trái về cơ bản tương ứng với chiều dài của cửa thổi 11 theo hướng từ phải sang trái. Khoảng cách giữa tấm mặt trước 12 và phần trao đổi nhiệt thứ ba 33 trong suốt quá trình hoạt động, ví dụ, nằm trong khoảng từ 30mm đến 60mm.

Nhiều bánh cánh quạt 41 của quạt thổi ngang 40 được bố trí ở phía sau của bộ trao đổi nhiệt 30. Quạt thổi ngang 40 được trang bị một mô-tơ (không được minh họa trên hình vẽ) dẫn động các bánh cánh quạt 41. Trong máy điều hòa không khí 10, 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau theo hướng từ phải sang trái. Fig.3 minh họa toàn bộ kết cấu của 20 bánh cánh quạt 41. Trên Fig.3, các bánh cánh quạt 41 được cắt trích xấp xỉ một nửa trên trục quay, và các mặt cắt ngang của các bánh cánh quạt 41 cũng được minh họa. Tổng chiều dài L1 của 20 bánh cánh quạt 41 về cơ bản tương ứng với chiều dài của cửa thổi 11 theo hướng từ phải sang trái. Tổng chiều dài L1 của các bánh cánh quạt 41, ví dụ, nằm trong khoảng từ 500mm đến 1000mm. 20 bánh cánh quạt 41 được kết hợp với nhau bằng cách nối các phần biên 46 giữa các cánh 42 của các bánh cánh quạt 41 liền kề nhau và các tấm phân cách 43 bằng cách hàn siêu âm.

Như được minh họa trên Fig.4, mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 bao gồm 35 cánh 42, được bố trí trên chu vi của đường tròn. Trên Fig.4, các đường chấm gạch tỏa ra theo phương hướng kính từ tâm của tấm phân cách 43 chỉ ra các đường tham chiếu BL để xác định các góc chao nghiêng từ Pt1 đến Pt35. Đường tham chiếu BL là tiếp tuyến xuyên qua tâm điểm (trục quay) của chu vi ngoài của tấm phân cách 43 và tiếp xúc với mặt chu vi ngoài của mỗi trong số các cánh 42 khi được nhìn theo hướng trục quay. Không phải tất cả các góc chao nghiêng từ Pt1 đến Pt35 giữa các cánh liền kề 42 là bằng nhau, mà một số góc là khác nhau. Ví dụ, góc chao nghiêng Pt35 lớn hơn góc chao nghiêng Pt1. Trong phần mô tả sau đây, bánh cánh quạt trong đó tất cả các góc chao nghiêng từ Pt1 đến Pt35 bằng nhau được gọi là bánh cánh quạt có góc chao nghiêng đều, và bánh cánh quạt có các góc chao nghiêng không đều (có các góc chao nghiêng khác nhau ở các phần) được gọi là bánh cánh quạt có góc chao nghiêng không đều. 35 cánh 42 này được cố định vào tấm phân cách 43. Tuy nhiên, các cánh 42 của bánh cánh quạt 41 ở một đầu được cố định vào tấm đầu 44. Trục 45, kéo dài dọc theo

trục quay, được gắn vào tấm đầu 44. Độ dài của mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 tốt hơn là nhỏ hơn hoặc bằng 50 mm, và tốt hơn nữa là nhỏ hơn hoặc bằng 30 mm bởi vì 20 bánh cánh quạt 41 có thể được ghép nối với nhau có chiều dài L1 là 600 mm.

Theo phương án này, đường kính của một trong các đường tròn lớn nhất có các tâm trên trục quay và đi qua các đầu chu vi ngoài của các cánh 42 được xác định là đường kính D1 (tham chiếu đến Fig.4) của quạt thổi ngang 40. Cánh 42 bao gồm ba chỗ cắt rời 42a được tạo ra ở phía đầu chu vi ngoài. Đường kính của vòng tròn đi qua phần gần trục quay nhất ở các chỗ cắt rời 42a là nhỏ nhất. Tức là, đường kính D1 của quạt thổi ngang 40 là đường kính của vòng tròn đi qua phần ở đó các chỗ cắt rời 42a không được tạo ra ở phía đầu chu vi ngoài của mỗi cánh 42. Quạt thổi ngang 40 có khả năng thu được đầy đủ hiệu suất thổi khí, ví dụ, ở số vòng quay là 700 vòng/phút hoặc nhiều hơn và 2000 vòng/phút hoặc nhỏ hơn trong trường hợp đường kính D1 của bánh cánh quạt 41 lớn hơn hoặc bằng 90mm và nhỏ hơn hoặc bằng 150mm.

Các cánh 42, mà được cố định vào tâm phân cách 43 hoặc tấm đầu 44, kéo dài dọc theo trục quay. Mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 được tạo ra, ví dụ, bằng cách đúc áp lực, và 35 cánh 42 và tấm phân cách 43 hoặc tấm đầu 44 được đúc liền khối. 20 bánh cánh quạt 41 này được bố trí ở các góc chao nghiêng bằng nhau từ Pt1 đến Pt35. Tức là, khi được nhìn theo hướng trục quay, các vị trí của 35 cánh 42 của bánh cánh quạt 41 liền kề nhau có thể được căn chỉnh.

Tuy nhiên, như được minh họa trên Fig.5, góc nghiêng (được đặt ở quạt thổi ngang 40. Góc nghiêng (là góc nhờ đó các cánh 42 được xếp dịch giữa bánh cánh quạt liền kề 41. Trong trường hợp này, giữa bánh cánh quạt liền kề 41, 35 cánh 42 của một bánh cánh quạt 41 được xếp dịch bởi θ từ 35 cánh 42 tương ứng của bánh cánh quạt 41 khác.

Nơi mà bánh cánh quạt 41 và bộ trao đổi nhiệt 30 gần nhau là một trong các chỗ mà tiếng ồn có xu hướng xuất hiện ở bánh cánh quạt 41. Fig.6 minh họa phần mà bộ trao đổi nhiệt 30 và bánh cánh quạt 41 gần nhau nhất theo cách mở rộng. Khi một khe hở được minh họa trên Fig.6 trở nên nhỏ hơn, tiếng ồn có xu hướng tăng. Khe hở In là khoảng cách từ đường tròn có đường kính D1 của quạt thổi ngang 40 đến lá trao đổi nhiệt 36 của bộ trao đổi nhiệt 30. Khe hở In có thể được gia tăng để giảm tiếng ồn. Tuy nhiên, khi khe hở In được gia tăng, độ sâu dp của máy điều hòa không khí 10 theo hướng trước-sau gia tăng một cách bất lợi. Độ sâu dp của máy điều hòa không khí 10, ví dụ, nằm trong khoảng từ 150mm đến 200mm, là tổng của đường kính D1 và độ dày của bộ trao đổi nhiệt 30.

(2) Kết cấu chi tiết

(2-1) Tương quan giữa góc nghiêng và tiếng ồn của bánh cánh quạt

Fig.7, Fig.8 và Fig.9 thể hiện mối tương quan giữa tần số và cường độ âm thanh tương đối có góc nghiêng khác nhau (trong các trường hợp, trong đó góc nghiêng là $2,4^\circ$, $3,0^\circ$, và $4,5^\circ$) dùng cho quạt thổi ngang 40 gồm 20 bánh cánh quạt 41. Các đồ thị trên Fig.7, Fig.8 và Fig.9 dựa vào các mô phỏng này. Như được thể hiện trên Fig.10, các mô phỏng được thực hiện theo cách mà, các nguồn âm thanh điểm được giả định là ở các tâm của bánh cánh quạt tương ứng 41, các âm thanh sinh ra từ các nguồn âm thanh điểm này được tổng hợp ở điểm đo MP để thu được tiếng ồn, và phép phân tích Fourier tiếng ồn thu được được thực hiện để tính cường độ âm thanh tương đối là tần số của mỗi đơn hàng. Sự lệch pha tương ứng với góc nghiêng được trao cho âm thanh tạo ra từ nguồn âm thanh điểm của mỗi trong số các bánh cánh quạt 41. Ngoài ra, điểm đo MP là điểm nằm trên các đường vuông góc đi qua các tâm của tất cả các bánh cánh quạt 41 theo hướng trục quay và tách biệt với các bánh cánh quạt 41 một khoảng định trước L2. Các mô phỏng này được tiến hành để kiểm tra xu hướng của mức độ áp suất âm thanh đối với mỗi tần số, và chỉ yêu cầu rằng các mức áp suất âm thanh có thể được so sánh. Bởi vậy, trên các đồ thị trên Fig.7, Fig.8 và Fig.9, trục tung biểu diễn mức độ âm thanh tương đối (cường độ âm thanh tương đối). Cường độ âm thanh tương đối được biểu diễn tương ứng với 60 dB được xác định là mức độ áp suất âm thanh trong trường hợp 10 bánh cánh quạt chao nghiêng đều không có chỗ cắt rời được ghép với nhau có góc nghiêng là 0° . Ví dụ, cường độ âm thanh tương đối là 20 dB nghĩa là mức độ áp suất âm thanh giảm 40 dB.

Trên Fig.7, Fig.8 và Fig.9, tần số được biểu diễn theo thứ tự quay. Tần số được biểu diễn là thứ tự quay thứ nhất tương ứng với số vòng quay của quạt thổi ngang 40 và, ví dụ, 15 Hz ($= 900 \text{ vòng/phút}/60 \text{ giây}$) khi số vòng quay của quạt thổi ngang 40 là 900 vòng/phút. Bởi vậy, trong trường hợp trên, tần số được biểu diễn thứ tự quay thứ hai là 30 Hz ($= 5 \times 2$). Ngoài ra, vì mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 bao gồm 35 cánh 42, nên tần số thứ 35 tương ứng với 1NZ. Ví dụ, trong trường hợp trên, 1NZ tương ứng với 525 Hz ($= 35 \times 900/60$).

Mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 là bánh cánh quạt có góc chao nghiêng không đều. Bởi vậy, có xu hướng là, không chỉ âm thanh có tần số là 1NZ (tần số thứ 35) trở nên lớn hơn, mà còn các âm thanh có các tần số xung quanh 1NZ (ví dụ, các tần số thứ 33, thứ 34, thứ 36 và thứ 37) trở nên lớn hơn. Bởi vậy, để phân tích tiếng ồn của bánh cánh quạt có góc chao nghiêng không đều 41, là thích hợp hơn để quan sát âm

thanh có các tần số ở khoảng định trước xung quanh 1NZ bao gồm các tần số gần với tần số 1NZ. Trên các đồ thị được thể hiện trên Fig.7 đến Fig.9, âm thanh có các tần số trong khoảng từ thứ 32 đến thứ 40 được xác định là tiếng ồn xung quanh 1NZ.

Ngoài ra, trên các hình vẽ từ Fig.7 đến Fig.9, âm thanh có tần số thấp hơn tiếng ồn xung quanh 1NZ được gọi là tiếng ồn tần số thấp. Trên các đồ thị được thể hiện trên các hình vẽ từ Fig.7 đến Fig.9, tiếng ồn tần số thấp là âm thanh bao gồm các âm thanh có các tần số thấp hơn hoặc bằng thứ 28. Ngoài ra, các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ là âm thanh bao gồm các âm thanh có các tần số từ thứ 70 đến thứ 110.

Fig.11 thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa cường độ âm thanh tương đối và góc nghiêng sử dụng đồ thị G1 của tiếng ồn xung quanh 1NZ, đồ thị G2 của tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ và đồ thị G3 của tiếng ồn tần số thấp trong trường hợp 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau. Các đồ thị trên Fig.11 được tạo ra trên cơ sở các đồ thị trên các hình vẽ từ Fig.7 đến Fig.9. Đồ thị G2 trên Fig.11 thể hiện rằng tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ có thể được giảm bằng cách tạo ra góc nghiêng nhỏ hơn. Cụ thể, khi góc nghiêng là $3,0^\circ$ và $2,4^\circ$, tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ giảm. Mặt khác, đồ thị G3 trên Fig.11 thể hiện rằng, tốt hơn là tạo ra góc nghiêng lớn hơn để cải thiện việc giảm tiếng ồn tần số thấp. Tức là, Fig.11 thể hiện mối quan hệ đánh đổi sao cho tiếng ồn tần số thấp được gia tăng bằng cách tạo ra góc nghiêng nhỏ hơn để cải thiện việc giảm tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ, và tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ được gia tăng bằng cách tạo ra góc nghiêng lớn hơn để giảm tiếng ồn tần số thấp.

Fig.12 thể hiện ví dụ về giá trị đo thực tế của âm thanh 2,5NZ thu được bằng cách thay đổi góc nghiêng trong trường hợp số vòng quay của quạt thổi ngang 40 gồm 20 bánh cánh quạt 41 là 900 vòng/phút. Đồ thị G2 trên Fig.11 và đồ thị trên Fig.12 có cùng xu hướng là có thay đổi nhỏ khi góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,5^\circ$ đến $3,0^\circ$, và sự nghiêng của đồ thị gia tăng từ góc nghiêng giữa $3,0^\circ$ và $3,5^\circ$.

Các đồ thị G11, G12, G13, G14, G15, G16, và G17 trên Fig.13 thể hiện mối tương quan giữa tần số và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh đo được thực tế bằng cách sử dụng quạt thổi ngang 40 gồm 20 bánh cánh quạt 41 và có góc nghiêng là $3,0^\circ$ và thay đổi số vòng quay của quạt thổi ngang từ 40 thành 1650 vòng/phút, 1500 vòng/phút, 1300 vòng/phút, 1100 vòng/phút, 1000 vòng/phút, 900 vòng/phút, và 800 vòng/phút. Fig.13 thể hiện rằng, vì số vòng quay giảm, nên mức áp suất âm thanh của âm thanh của mỗi tần số cũng giảm. Tất cả các đồ thị từ G11 đến G17 có số vòng quay khác nhau thể hiện rằng có xu hướng tương tự là mức áp suất âm thanh thay đổi với sự thay đổi về tần số.

Fig.14, Fig.15 và Fig.16 thể hiện mối tương quan giữa góc nghiêng và cường độ âm thanh tương đối là mỗi tần số. Fig.14, Fig.15 và Fig.16 lần lượt thể hiện các đồ thị trong các trường hợp mà số lượng bánh cánh quạt 41 là 11, 17 và 20. Tuy nhiên, các điều kiện khác với số lượng bánh cánh quạt 41 là giống nhau trong tất cả các đồ thị. Các đồ thị G21, G22, và G23 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là âm thanh xung quanh 1NZ trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 30 đến thứ 40. Các đồ thị G24, G25, G26 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 75 đến thứ 100. Các đồ thị G27, G28, G29 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 5 đến thứ 25. Có thể hiểu được từ việc so sánh giữa các đồ thị từ G27 đến G29 trên Fig. Fig.14, Fig.15 và Fig.16 có xu hướng là trở nên khó phát hiện điểm mà cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp có thể được giảm ở góc nghiêng nhỏ hơn thậm chí khi số lượng bánh cánh quạt 41 bị thay đổi. Mặt khác, có thể hiểu được từ việc so sánh giữa các đồ thị từ G24 đến G26 trên Fig.14, Fig.15 và Fig.16 rằng điểm của góc nghiêng, nơi âm thanh trở nên lớn bất thường khi góc nghiêng tăng được xê dịch về phía có góc nghiêng lớn hơn vì số lượng bánh cánh quạt 41 được gia tăng. Ví dụ, trong đồ thị G24 trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 11, tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ bất ngờ tăng khi góc nghiêng vượt quá $2,7^\circ$. Trên đồ thị G25 trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 17, tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ bất ngờ tăng khi góc nghiêng vượt quá góc nhất định giữa $2,7^\circ$ và $3,0^\circ$. Trên đồ thị G26 trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 20, tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ bất ngờ tăng khi góc nghiêng vượt quá góc nhất định giữa $3,0^\circ$ và $3,3^\circ$.

(2-2) Phạm vi thích hợp của góc nghiêng

Fig.17, Fig.18, Fig.19, Fig.20, Fig.21, Fig.22 và Fig.23 thể hiện các đồ thị trong các trường hợp mà số lượng bánh cánh quạt 41 lần lượt là 8, 11, 14, 15, 17, 20 và 23. Các giá trị của cường độ âm thanh tương đối trên các đồ thị này được tính bằng phương pháp mô tả ở trên tham chiếu đến Fig.10 tương tự với các hình vẽ từ Fig. 14 đến Fig.16. Độ dài của mỗi bánh cánh quạt 41 được điều chỉnh sao cho tổng chiều dài của các bánh cánh quạt 41 trở thành chiều dài bằng nhau thậm chí khi số lượng bánh cánh quạt 41 bị thay đổi. Sự điều chỉnh này cũng được thực hiện trên các đồ thị khác để so sánh sự biến động của số lượng bánh cánh quạt 41. Các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23 thể hiện các kết quả xem xét phạm vi thiết lập của góc nghiêng, mà với phạm vi này, việc giảm xấp xỉ 25 dB hoặc nhiều hơn của tiếng ồn xung quanh 1NZ và tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ có thể được mong đợi nhờ bánh cánh quạt chao nghiêng không đều và góc nghiêng.

Các đồ thị G31, G32, G33, G34, G35, G36, và G37 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là âm thanh xung quanh 1NZ có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 30 đến thứ 40 trong các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 8, 11, 14, 15, 17, 20 và 23. Các đồ thị G41, G42, G43, G44, G45, G46, và G47 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 70 đến thứ 110 trong các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 8, 11, 14, 15, 17, 20 và 23. Các đồ thị G51, G52, G53, G54, G55, G56, và G57 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ nhất đến thứ 20 trong các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 8, 11, 14, 15, 17, 20 và 23. Ngoài ra, các đồ thị G61, G62, G63, G64, G65, G66, và G67 thể hiện cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ nhất đến thứ 30 trong các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 8, 11, 14, 15, 17, 20 và 23.

Trên các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23, các khoảng được bao quanh bởi các khung hình chữ nhật là các khoảng, trong đó các giá trị của cường độ âm thanh tương đối trên các đồ thị từ G41 đến G37, các đồ thị từ G41 đến G47, các đồ thị từ G51 đến G57, và các đồ thị từ G61 đến G67 là nhỏ hơn hoặc bằng 35 dB. Khi nhiều bánh cánh quạt 41 được hàn siêu âm, ví dụ, sự biến đổi xấp xỉ $\pm 0,3^\circ$ có thể xuất hiện. Trong trường hợp này, dung sai dùng cho góc nghiêng tốt hơn được đặt là, ví dụ, $0,6^\circ$, và nó thể hiện rằng dung sai có thể được đặt là $0,6^\circ$ bằng cách sử dụng 17, 20 hoặc 23 bánh cánh quạt 41.

Fig.24 thể hiện các đồ thị từ G41 đến G37 trên các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23. Fig.25 thể hiện các đồ thị từ G41 đến G47 trên các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23. Fig.26 thể hiện các đồ thị từ G51 đến G57 trên các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23. Trên Fig. 24, khi góc nghiêng nhỏ trở nên lớn hơn, tất cả cường độ âm thanh tương đối trên các đồ thị từ G31 đến G37 thể hiện sự biến động của tiếng ồn xung quanh 1NZ. Tuy nhiên, mặc dù khoảng thời gian biến động là lớn và biên độ biến động cũng lớn khi số lượng bánh cánh quạt 41 nhỏ, khoảng thời gian biến động trở nên nhỏ hơn và biên độ biến động cũng trở nên nhỏ hơn vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng. Ngoài ra, các đồ thị từ G41 đến G37 có xu hướng nâng toàn bộ (khi giá trị trung bình của mỗi đồ thị được xem xét) theo hướng giảm cường độ âm thanh tương đối vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng. Ví dụ, trên đồ thị G31 thể hiện trường hợp mà số lượng bánh cánh quạt 41 là 8, khoảng xấp xỉ là $1,3^\circ$ (ví dụ, các đỉnh được nhận ra ở các góc nghiêng là $3,2^\circ$ và $4,7^\circ$), và biên độ biến động xấp xỉ bằng 10 dB (ví dụ, nhận ra rằng cường độ âm thanh

tương đối là 40 dB ở góc nghiêng là $3,2^\circ$ và xấp xỉ 30 dB ở góc nghiêng nằm trong khoảng từ $3,8^\circ$ đến $3,9^\circ$). Mặt khác, trên đồ thị G37 thể hiện trường hợp mà số lượng bánh cánh quạt 41 là 23, khoảng này xấp xỉ là $0,4^\circ$ (ví dụ, các đỉnh được nhận ra ở các góc nghiêng là $3,4^\circ$ và $3,8^\circ$), và biên độ biến động xấp xỉ là 5 dB (ví dụ, nhận ra rằng cường độ âm thanh tương đối xấp xỉ bằng 29 dB ở góc nghiêng là $3,02^\circ$ và xấp xỉ 24 dB ở góc nghiêng là $3,6^\circ$). Theo cách này, dễ dàng giảm tiếng ồn xung quanh 1NZ bằng cách gia tăng số lượng bánh cánh quạt 41.

Fig.25 thể hiện rằng cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ rơi vào khoảng từ 40 dB đến 50 dB và biến động xung quanh giá trị tương đối lớn khi góc nghiêng nằm trong khoảng từ $3,4^\circ$ đến $5,0^\circ$. Mặt khác, khi góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,0^\circ$ đến $3,0^\circ$, cường độ âm thanh tương đối rơi vào khoảng từ 20 dB đến 40 dB và có xu hướng tăng vì góc nghiêng tăng. Trong số các đồ thị từ G41 đến G47, trên các đồ thị G43 đến G47 thể hiện các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là từ 14 đến 23, cường độ âm thanh tương đối rơi vào khoảng từ 20 dB đến 35 dB khi góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,0^\circ$ đến $3,0^\circ$. Cụ thể, trong số các đồ thị này, trên các đồ thị G45, G46, và G47 thể hiện các trường hợp, trong đó số lượng bánh cánh quạt 41 là 17, 20 và 23, cường độ âm thanh tương đối rơi vào khoảng từ 20 dB đến 30 dB khi góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,0^\circ$ đến $3,0^\circ$.

Fig.26 thể hiện rằng cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp theo thứ tự quay từ thứ nhất đến thứ 20 có xu hướng giảm vì góc nghiêng tăng bất kể số lượng bánh cánh quạt 41. Ngoài ra, các đồ thị từ G51 đến G57 có xu hướng nâng toàn bộ (khi giá trị trung bình của mỗi đồ thị được xem xét) theo hướng giảm cường độ âm thanh tương đối vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng.

Fig.27 thể hiện sự thay đổi về cường độ âm thanh tương đối khi số lượng bánh cánh quạt 41 bị thay đổi với góc nghiêng được cố định ở $3,0^\circ$. Trên Fig.27, đồ thị G71 thể hiện sự thay đổi về cường độ âm thanh tương đối là âm thanh xung quanh 1NZ có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 30 đến thứ 40. Đồ thị G72 thể hiện sự thay đổi về cường độ âm thanh tương đối là các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 75 đến thứ 100. Đồ thị G73 thể hiện sự thay đổi về cường độ âm thanh tương đối là âm thanh xung quanh 2,5 NZ có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 75 đến thứ 90. Đồ thị G74 thể hiện sự thay đổi về cường độ âm thanh tương đối là tiếng ồn tần số thấp có các tần số trong phạm vi thứ tự quay từ thứ 5 đến thứ 25. Các đồ thị từ G71 đến G74 trên Fig.27 thể hiện rằng dễ dàng thiết đặt cường độ âm thanh thấp tương ứng vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng.

Tổ hợp trên Fig.25 và Fig.26 thể hiện rằng, đối với cùng số lượng bánh cánh quạt 41, góc nghiêng tốt hơn là được gia tăng để cải thiện việc giảm tiếng ồn tần số thấp, nhưng, mặt khác, góc nghiêng tốt hơn được giảm đến lớn hơn hoặc bằng $3,2^\circ$, và tốt hơn nữa được giảm đến nhỏ hơn hoặc bằng $3,0^\circ$ để cải thiện việc giảm tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ. Điều này tương ứng với các khoảng được chỉ ra bởi các khung hình chữ nhật mô tả ở trên tham chiếu đến các hình vẽ từ Fig.17 đến Fig.23. Ví dụ, góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,7^\circ$ đến $3,1^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là 14, góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,5^\circ$ đến $3,0^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là 15, góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,2^\circ$ đến $3,2^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là 17, góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,0^\circ$ đến $3,2^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là 20, và góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,0^\circ$ đến $3,2^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là 23. Tức là, các đồ thị trên thể hiện rằng góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,7^\circ$ đến $3,0^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 lớn hơn hoặc bằng 14, và góc nghiêng tốt hơn nằm trong khoảng từ $2,2^\circ$ đến $3,2^\circ$ khi số lượng bánh cánh quạt 41 là lớn hơn hoặc bằng 17.

Fig.28 thể hiện mối tương quan giữa góc nghiêng và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và mối tương quan giữa góc nghiêng và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp số vòng quay của các bánh cánh quạt 41 là 1100 vòng/phút. Ở chế độ trên đây, trong đó nhiều bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau, lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ là mức độ áp suất âm thanh nổi bật như âm thanh khác thường với các âm thanh có các tần số xung quanh âm thanh 2,4NZ. Trên Fig. 28, đồ thị G75 thể hiện sự thay đổi về mức áp suất âm thanh của tiếng ồn trong trường hợp 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau và đồ thị G76 thể hiện sự thay đổi về mức áp suất âm thanh của tiếng ồn trong trường hợp 11 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau. Ngoài ra, đồ thị G77 thể hiện lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau và đồ thị G78 thể hiện lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp 11 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau. Fig.28 thể hiện rằng âm thanh 2,4NZ có thể được giảm nhờ việc giảm góc nghiêng ở góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,4^\circ$ đến $3,0^\circ$ trong trường hợp có 20 bánh cánh quạt 41 và ở góc nghiêng nằm trong khoảng từ $3,0^\circ$ đến $4,5^\circ$ trong trường hợp có 11 bánh cánh quạt 41. Mức áp suất âm thanh của tiếng ồn là kết quả đo thực tế tiếng ồn sinh ra trong máy điều hòa không khí 10 bao gồm các bánh cánh quạt 41 lắp bên trong đó. Tiếng ồn cũng có thể được giảm nhờ việc giảm góc nghiêng ở góc nghiêng nằm trong khoảng từ $2,4^\circ$ đến $3,0^\circ$ trong trường hợp có 20 bánh cánh quạt 41 và ở góc nghiêng nằm trong khoảng từ $3,0^\circ$ đến $4,5^\circ$ trong trường hợp có 11 bánh cánh quạt 41.

(2-3) Ảnh hưởng của số lượng bánh cánh quạt 41

Các thay đổi về cường độ âm thanh tương đối khi số lượng bánh cánh quạt 41 bị thay đổi đã được mô tả ở trên tham chiếu đến Fig.27. Trong bản mô tả này, ví dụ về mối tương quan giữa số lượng bánh cánh quạt 41 và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và ví dụ về mối tương quan giữa số lượng bánh cánh quạt 41 và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp số vòng quay là 1100 vòng/phút cũng được mô tả tham chiếu đến Fig.29. Trên Fig. 29, đồ thị G81 thể hiện sự thay đổi về giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và đồ thị G82 thể hiện sự thay đổi về lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ. Cả hai đồ thị G81, G82 thể hiện xu hướng là cả mức áp suất âm thanh lẫn lượng giảm nổi bật vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng. Tuy nhiên, có xu hướng là lượng giảm này được giảm khi số lượng bánh cánh quạt 41 lớn hơn hoặc bằng 17.

Fig.30 thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của âm thanh NZ và số lượng bánh cánh quạt. Đồ thị G86 là đồ thị tương ứng với âm thanh 1NZ và đồ thị G87 là đồ thị tương ứng với âm thanh 2NZ. Mức áp suất âm thanh giảm vì số lượng bánh cánh quạt 41 tăng ở cả âm thanh 1NZ lẫn âm thanh 2NZ. Cụ thể, có xu hướng là giảm mức áp suất âm thanh của âm thanh 2NZ được giảm khi số lượng bánh cánh quạt 41 là lớn hơn hoặc bằng 17.

(2-4) Ảnh hưởng của số lượng bánh cánh quạt 41

Fig.31 thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa khe hở In và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và mối tương quan giữa khe hở In và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp ở đó góc nghiêng là $3,0^\circ$, và số vòng quay là 1100 vòng/phút. Khe hở In là khoảng cách từ bánh cánh quạt 41 đến lá trao đổi nhiệt 36, và sự thay đổi về phạm vi từ 5mm đến 20mm trên Fig.31. Dữ liệu được thể hiện trên Fig.31 là dùng cho trường hợp trường hợp mà đường kính D1 của bánh cánh quạt 41 là 105mm. Bởi vậy, Fig.31 thể hiện dữ liệu của khe hở In nằm trong khoảng từ xấp xỉ 5% đến xấp xỉ 19% đường kính D1.

Trên Fig.31, đồ thị G91 thể hiện sự thay đổi về mức áp suất âm thanh của tiếng ồn trong trường hợp 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau và đồ thị G92 thể hiện sự thay đổi về mức áp suất âm thanh của tiếng ồn trong trường hợp 11 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau. Ngoài ra, đồ thị G93 thể hiện sự thay đổi về lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong trường hợp 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau và đồ thị G94 thể hiện sự thay đổi về lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ trong

trường hợp 11 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau. Các đồ thị G92 và G94 thể hiện rằng, trong 11 bánh cánh quạt 41, cả mức áp suất âm thanh của tiếng ồn lẫn lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ có xu hướng giảm vì khe hở In trở nên nhỏ hơn. Ngoài ra, cả mức áp suất âm thanh của tiếng ồn lẫn lượng âm thanh nổi bật 2,4 NZ có xu hướng biến đổi lớn theo kích cỡ của khe hở In. Mặt khác, các đồ thị G91 và G93 thể hiện rằng, trong 20 bánh cánh quạt 41, cả mức áp suất âm thanh của tiếng ồn lẫn lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ không thay đổi nhiều thậm chí khi khe hở In trở nên nhỏ hơn, và các khoảng biến đổi về mức áp suất âm thanh của tiếng ồn và lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ theo kích cỡ của khe hở In cũng nhỏ.

(2-5) Ảnh hưởng của các chỗ cắt rời 42a của cánh 42

Fig.32 thể hiện ví dụ về mối tương quan giữa tần số có trong tiếng ồn và giá trị tuyệt đối của mức áp suất âm thanh trong trường hợp có 20 bánh cánh quạt 41, khe hở In là 5 mm, góc nghiêng là $3,0^\circ$, và số vòng quay là 1400 vòng/phút. Trên Fig.32, đồ thị G101 thể hiện kết quả đo thực tế sử dụng các bánh cánh quạt 41, mỗi bánh cánh quạt này có các chỗ cắt rời 42a và đồ thị G102 thể hiện kết quả đo thực tế sử dụng các bánh cánh quạt 41, mỗi bánh cánh quạt này không có các chỗ cắt rời 42a. Đồ thị G101 và đồ thị 102 khác biệt lớn với nhau về lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ, là phần được bao quanh bởi hình elip trên Fig.32. Lượng âm thanh nổi bật là 2,4NZ có thể giảm xấp xỉ 3 dB bằng cách sử dụng các bánh cánh quạt 41, mỗi bánh cánh quạt có các chỗ cắt rời 42a so với trường hợp mà các bánh cánh quạt 41, mỗi bánh cánh quạt không có các chỗ cắt rời 42a được sử dụng.

(2-6) Tác dụng làm giảm âm thanh NZ

Fig.33 thể hiện kết quả phân tích giá trị đo thực tế của tiếng ồn đối với mười bánh cánh quạt chao nghiêng không đều 41, mỗi bánh cánh quạt không có các chỗ cắt rời 42a, các bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau có góc nghiêng là $4,5^\circ$. Fig.34 thể hiện kết quả phân tích giá trị đo thực tế của tiếng ồn đối với mười bánh cánh quạt chao nghiêng không đều 41, mỗi bánh cánh quạt này có các chỗ cắt rời 42a, các bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau có góc nghiêng được điều chỉnh thích hợp. Fig.35 thể hiện kết quả phân tích giá trị đo thực tế của tiếng ồn dùng cho 20 bánh cánh quạt chao nghiêng không đều 41, mỗi bánh cánh quạt không có các chỗ cắt rời 42a, các bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau có góc nghiêng được điều chỉnh thích hợp. Trên Fig.33, Fig.34 và Fig.35, các đồ thị G111 đến G118, các đồ thị G121 đến G128, và các đồ thị G131 đến G138 thể hiện các kết quả phân tích trong các trường hợp mà số vòng quay lần lượt là 1400 vòng/phút, 1300 vòng/phút, 1200 vòng/phút, 1100 vòng/phút,

1000 vòng/phút, 900 vòng/phút, 800 vòng/phút, và 700 vòng/phút. Có thể hiểu được từ việc so sánh giữa các phần được bao quanh bởi các hình elip trên các hình vẽ từ Fig.33, 34, và 35 là âm thanh có tần số tương ứng với NZ được giảm nhờ các chỗ cắt rời 42a và bằng cách nhân đôi số lượng bánh cánh quạt 41.

(3) Các cải biến

(3-1) Cải biến 1A

Trong phương án trên, giữa bánh cánh quạt liền kề 41, tất cả 35 cánh 42 của một bánh cánh quạt 41 được xếp dịch từ 35 cánh tương ứng 42 của bánh cánh quạt 41 khác nhờ việc thiết lập góc nghiêng. Cách sắp xếp nghiêng không đều có thể không giống như giữa các bánh cánh quạt liền kề 41. Ví dụ, bánh cánh quạt chao nghiêng không đều 41 có các độ nghiêng khác nhau có thể được sử dụng và các cánh 42 có thể được bố trí ở các vị trí giống nhau giữa các bánh cánh quạt liền kề 41. Theo cách này, không nhất thiết là tất cả các cánh tương ứng 42 được xếp dịch giữa các bánh cánh quạt liền kề 41, và chỉ yêu cầu rằng ít nhất một cánh 42 được xếp dịch giữa các bánh cánh quạt liền kề 41.

(3-2) Cải biến 1B

Trong phương án trên, ví dụ, tất cả 20 bánh cánh quạt 41 được ghép nối với nhau và tích hợp thành một thân ghép nối. Tuy nhiên, khi các bánh cánh quạt 41 được kết hợp với nhau, các bánh cánh quạt 41 có thể không là một thân ghép nối. Ví dụ, 10 bánh cánh quạt 41 một có thể được ghép nối và kết hợp với nhau để cấu thành hai thân ghép nối. Trong trường hợp này, hai thân ghép nối này được tạo kết cấu để quay cùng nhau.

(3-3) Cải biến 1C

Trong phương án trên, máy điều hòa không khí 10 là máy điều hòa không khí lắp trên tường mà được lắp trên tường WA. Tuy nhiên, máy điều hòa không khí 10 không bị giới hạn ở máy điều hòa không khí lắp trên tường. Ví dụ, máy điều hòa không khí 10 có thể là máy điều hòa không khí được treo trên trần nhà.

(4) Các đặc tính

(4-1)

Như đã mô tả ở trên, các bánh cánh quạt 41 được bố trí với ít nhất một trong các cánh 42 được xếp dịch giữa bánh cánh quạt liền kề 41. Phương án trên chủ yếu mô tả trường hợp mà số lượng bánh cánh quạt 41 là 20. Tuy nhiên, khi số lượng bánh cánh

quạt 41 được bố trí dọc theo trục quay lớn hơn hoặc bằng 14 và nhỏ hơn hoặc bằng 30 ở quạt thổi ngang 40, các tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ sinh ra trong bánh cánh quạt tương ứng 41 có thể được triệt tiêu đầy đủ với nhau. Kết quả là, tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ ở quạt thổi ngang 40 có thể bị giảm đầy đủ. Như đã mô tả ở trên, khi mức áp suất âm thanh trong khoảng cụ thể giữa 2 NZ và 3NZ (ví dụ các âm thanh có các tần số từ thứ 70 đến thứ 110 (tiếng ồn từ 2NZ đến 3NZ) trên bị giảm, nên có thể xác định rằng tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ bị giảm. Theo cách khác, việc xoay quanh âm thanh có tần số cụ thể cần giảm trong số các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ (ví dụ, âm thanh 2,4NZ hoặc âm thanh 2,5NZ mô tả ở trên), khi mức áp suất âm thanh của âm thanh có tần số tập trung, trong số các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ bị giảm, có thể xác định rằng tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ bị giảm. Khi sự giảm tiếng ồn của các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ được xác định trên cơ sở giảm mức áp suất âm thanh trong khoảng cụ thể từ 2NZ đến 3NZ, thì việc thiết lập phạm vi này có thể được thực hiện một cách thích hợp theo các tình huống, và không bị giới hạn ở ví dụ trên. Ngoài ra, khi việc xoay quanh âm thanh có tần số cụ thể, tần số của âm thanh để được tập trung có thể được xác định một cách thích hợp theo các tình huống, và không bị giới hạn ở ví dụ trên.

(4-2)

Khi số lượng bánh cánh quạt 41 là lớn hơn hoặc bằng 17, như được mô tả ở trên tham chiếu đến Fig.25, phạm vi biến động về tiếng ồn bao gồm các âm thanh từ 2NZ đến 3NZ do sự biến động gây ra bởi dung sai của sự dịch pha (góc nghiêng) giảm. Ngoài ra, vì số lượng bánh cánh quạt 41 là nhỏ hơn hoặc bằng 25, nên có thể ngăn không cho sức cản thổi khí bởi các tấm phân cách 43 trở nên quá lớn. Kết quả là, có thể cung cấp một cách ổn định máy điều hòa không khí 10 có hiệu suất thổi không khí mỹ mãn và độ yên tĩnh cao.

(4-3)

Khi kích thước chiều dài của mỗi trong số các bánh cánh quạt 41 theo hướng trục quay nhỏ hơn hoặc bằng 40% đường kính D1, chiều dài của quạt thổi ngang 40 cũng có thể giảm, và chiều dài của máy điều hòa không khí 10 theo hướng trục quay (chiều dài theo hướng từ phải sang trái) có thể giảm. Kết cấu này làm cho máy điều hòa không khí 10 gọn nhẹ.

(4-4)

Bộ trao đổi nhiệt 30 được bố trí có khe hở In nhỏ hơn hoặc bằng 10% đường

kính D1 của bánh cánh quạt 41. Kết cấu này cho phép khoảng trống bị chiếm bởi bộ trao đổi nhiệt 30 và quạt thổi ngang 40 cần giảm. Bởi vậy, độ sâu dp của máy điều hòa không khí 10 theo hướng trước-sau có thể giảm, cho phép máy điều hòa không khí 10 được tạo ra gọn nhẹ.

(4-5)

Phương án trên mô tả trường hợp mà đường kính D1 của bánh cánh quạt 41 là 105 mm. Tuy nhiên, quạt thổi ngang 40 có thể thu được đầy đủ hiệu suất thổi khí khi đường kính D1 của bánh cánh quạt 41 lớn hơn hoặc bằng 90mm và nhỏ hơn hoặc bằng 150mm, và số vòng quay là 700 vòng/phút hoặc nhiều hơn và 2000 vòng/phút hoặc nhỏ hơn.

Danh mục các số chỉ dẫn

10	máy điều hòa không khí
20	vỏ
30	bộ trao đổi nhiệt
36	lá truyền nhiệt
37	ống truyền nhiệt
40	quạt thổi ngang
41	quạt thổi
42	cánh
43	tấm phân cách

YÊU CẦU BẢO HỘ**1. Máy điều hòa không khí bao gồm:**

quạt thổi ngang (40) có dạng hình trụ, quạt thổi ngang bao gồm nhiều bánh cánh quạt (41), mỗi trong số các bánh cánh quạt bao gồm nhiều cánh (42) được bố trí theo hướng chu vi; và

bộ trao đổi nhiệt (30) được bố trí ở phía trước của dòng không khí của quạt thổi ngang có khe hở giữa quạt thổi ngang và bộ trao đổi nhiệt, khe hở có kích thước nhỏ hơn hoặc bằng 20% đường kính của mỗi trong số các bánh cánh quạt,

trong đó các bánh cánh quạt được bố trí với ít nhất một trong các cánh được xê dịch giữa mỗi hai bánh cánh quạt liền kề, và

số lượng bánh cánh quạt được bố trí dọc theo trục quay lớn hơn hoặc bằng 14 và nhỏ hơn hoặc bằng 30 ở quạt thổi ngang.

2. Máy điều hòa không khí theo điểm 1, trong đó quạt thổi ngang bao gồm 17 bánh cánh quạt hoặc nhiều hơn và 25 bánh cánh quạt hoặc ít hơn.

3. Máy điều hòa không khí theo điểm 1 hoặc 2, trong đó kích thước chiều dài của mỗi trong số các bánh cánh quạt theo hướng trục quay là nhỏ hơn hoặc bằng 40% đường kính của mỗi trong số các bánh cánh quạt ở quạt thổi ngang.

4. Máy điều hòa không khí theo điểm bất kỳ trong số các điểm từ 1 đến 3, trong đó bộ trao đổi nhiệt được bố trí có khe hở nhỏ hơn hoặc bằng 10% đường kính.

5. Máy điều hòa không khí theo điểm bất kỳ trong số các điểm từ 1 đến 4, trong đó đường kính lớn hơn hoặc bằng 90mm và nhỏ hơn hoặc bằng 150mm và số vòng quay là 700 vòng/phút hoặc nhiều hơn và 2000 vòng/phút hoặc nhỏ hơn ở quạt thổi ngang.

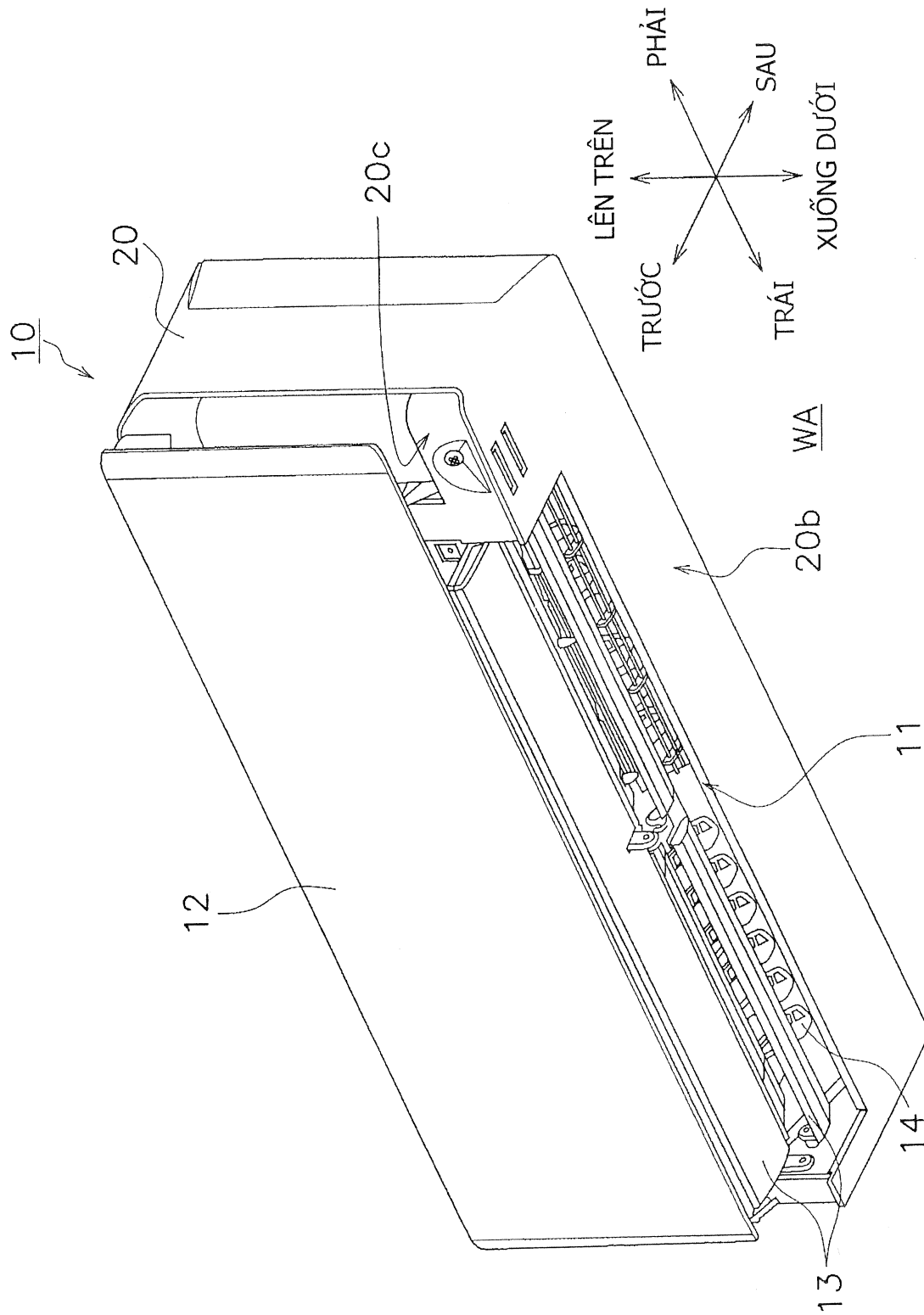


FIG. 1

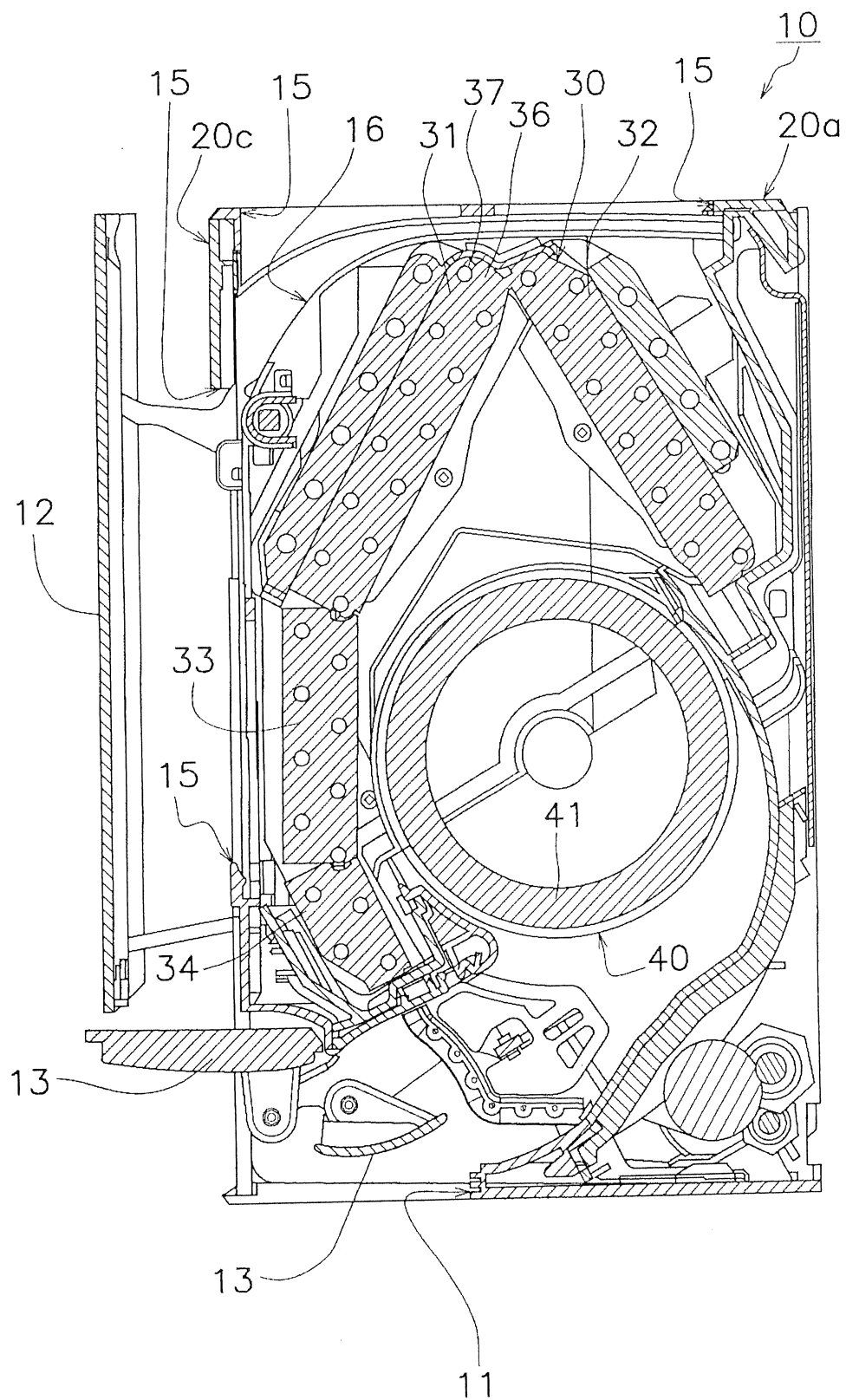


FIG. 2

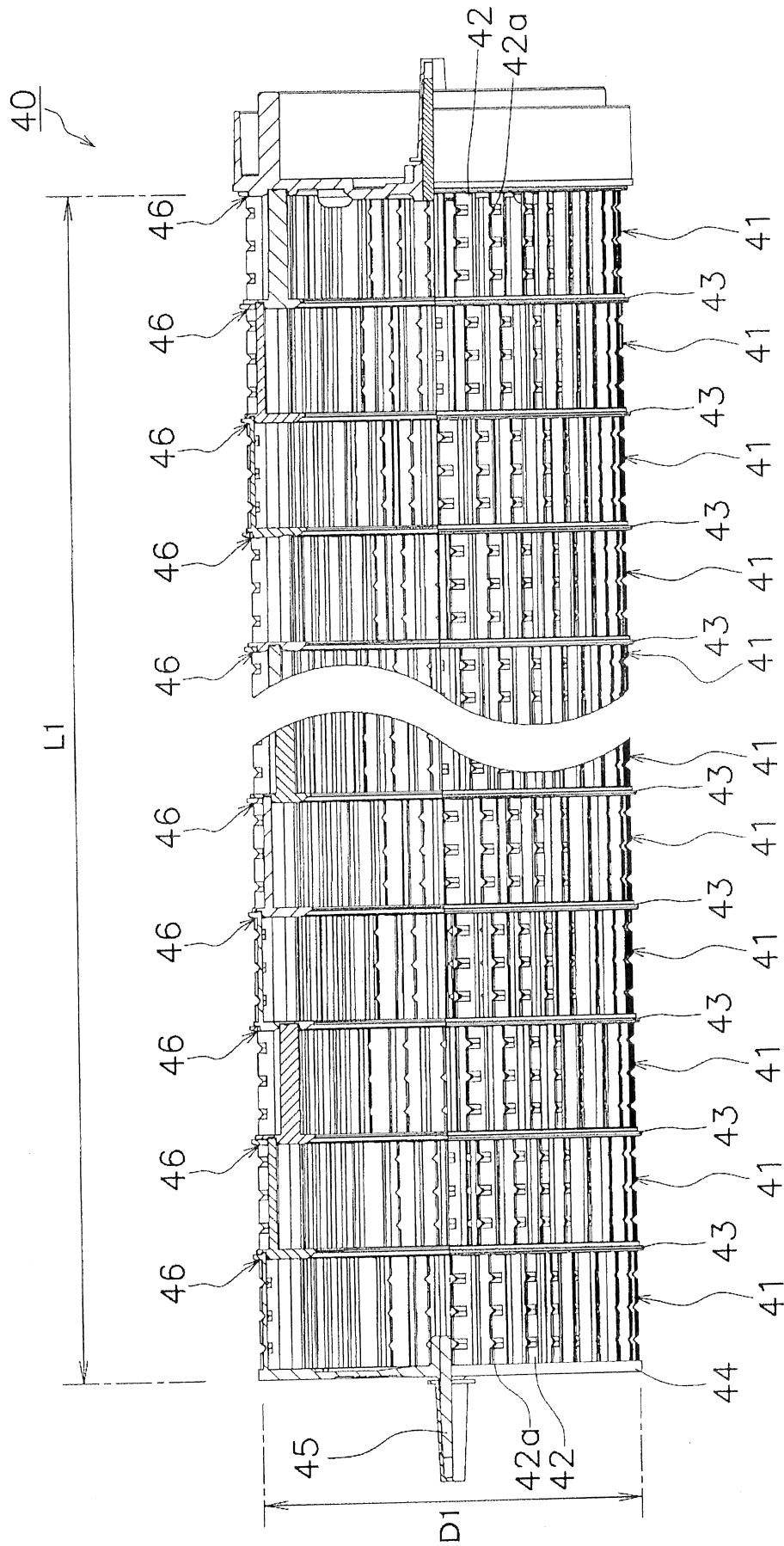


FIG. 3

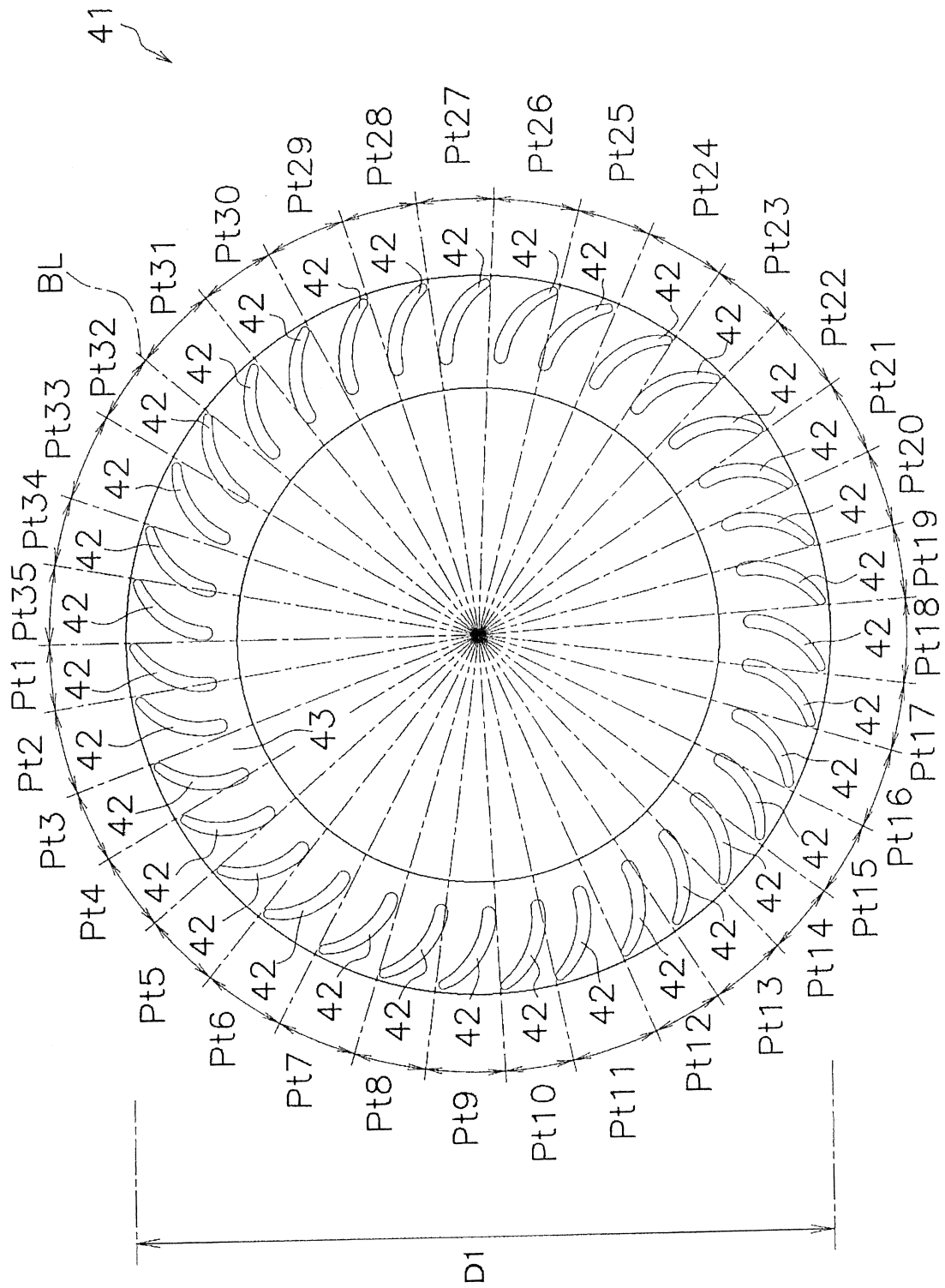


FIG. 4

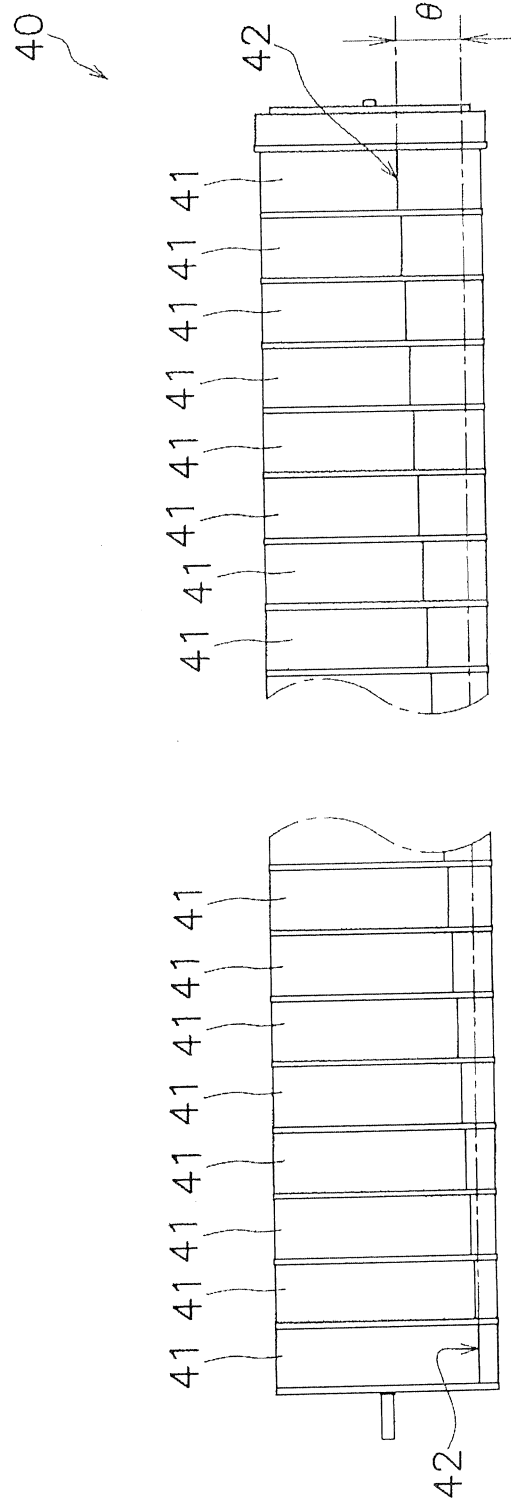


FIG. 5

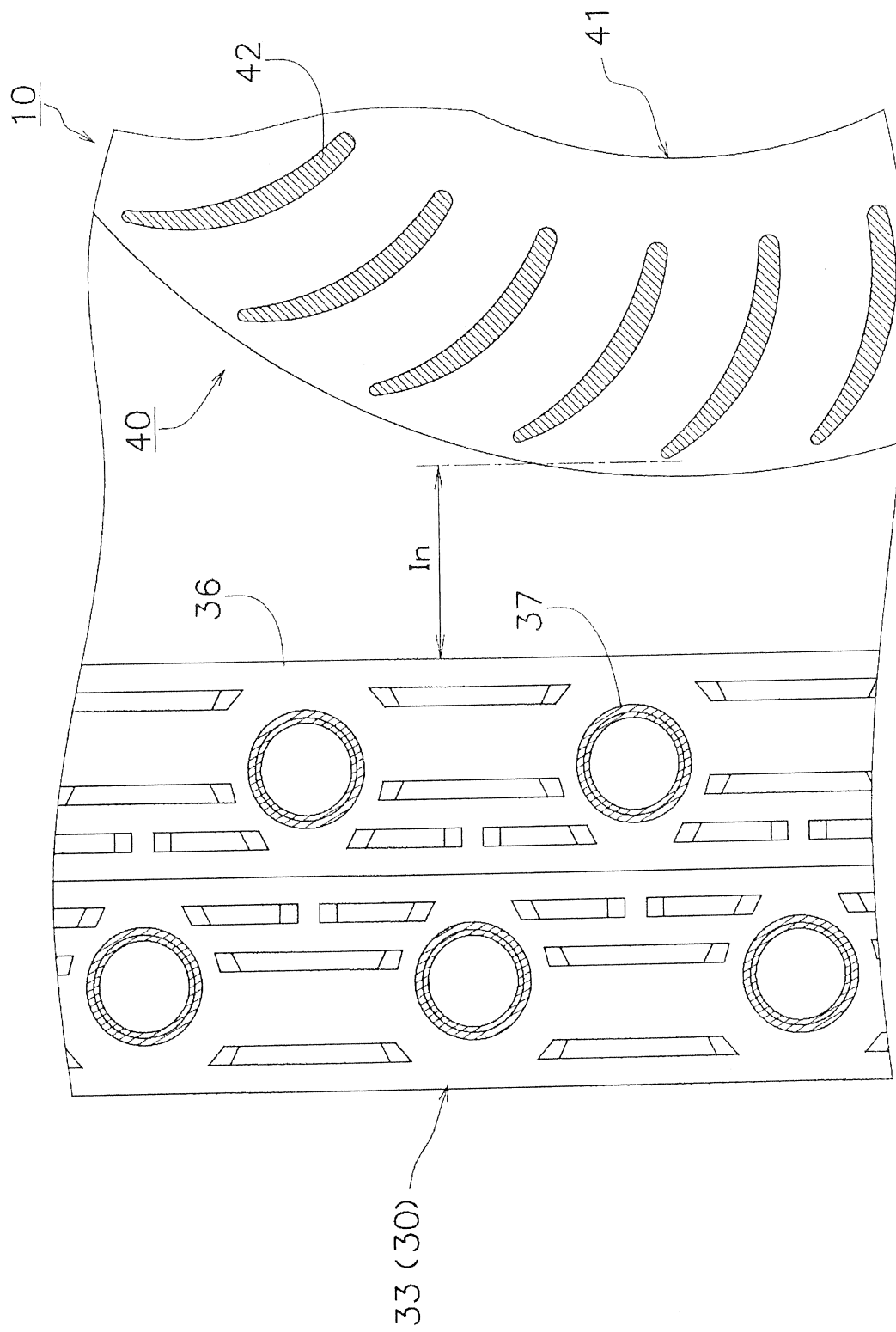


FIG. 6

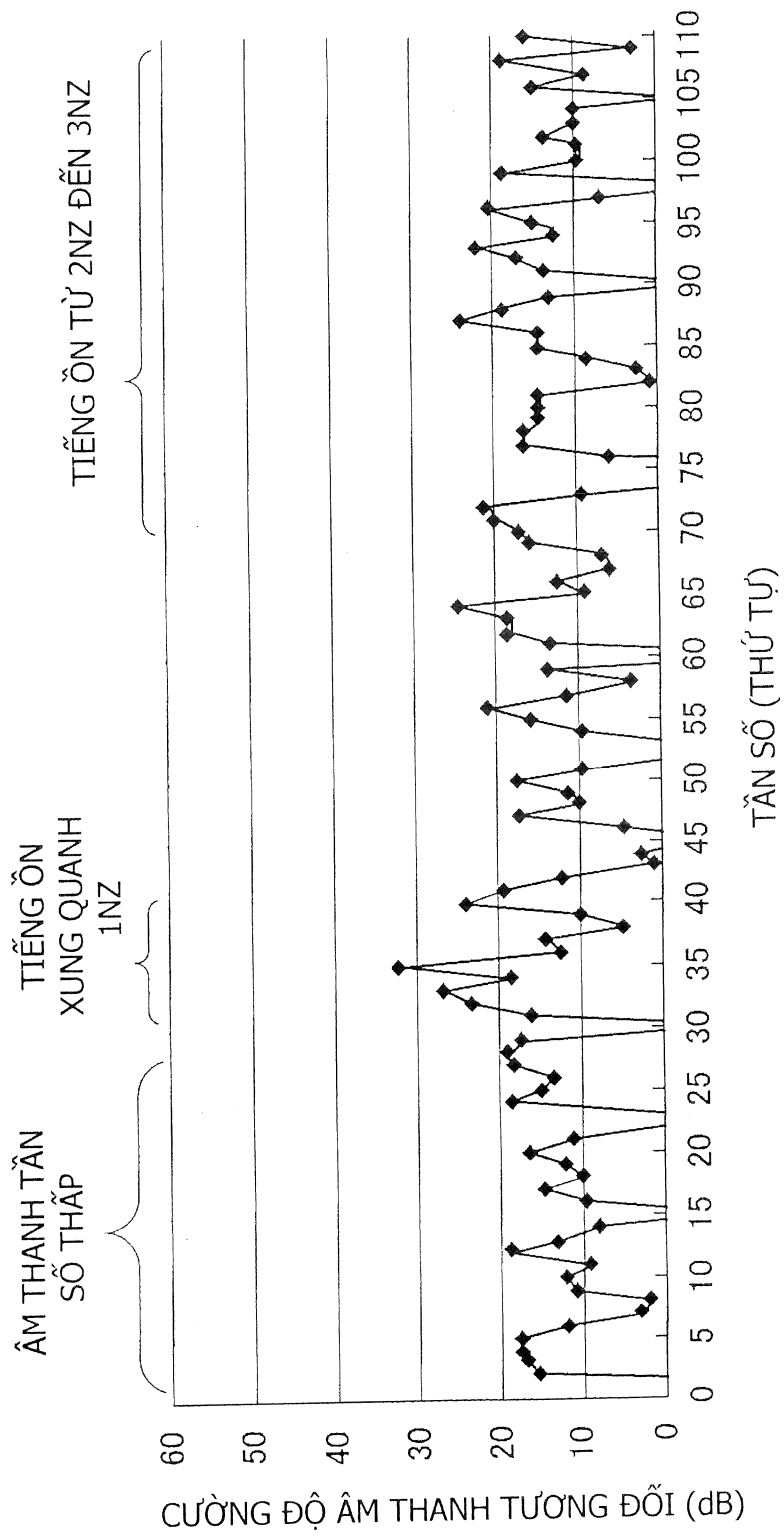


FIG. 7

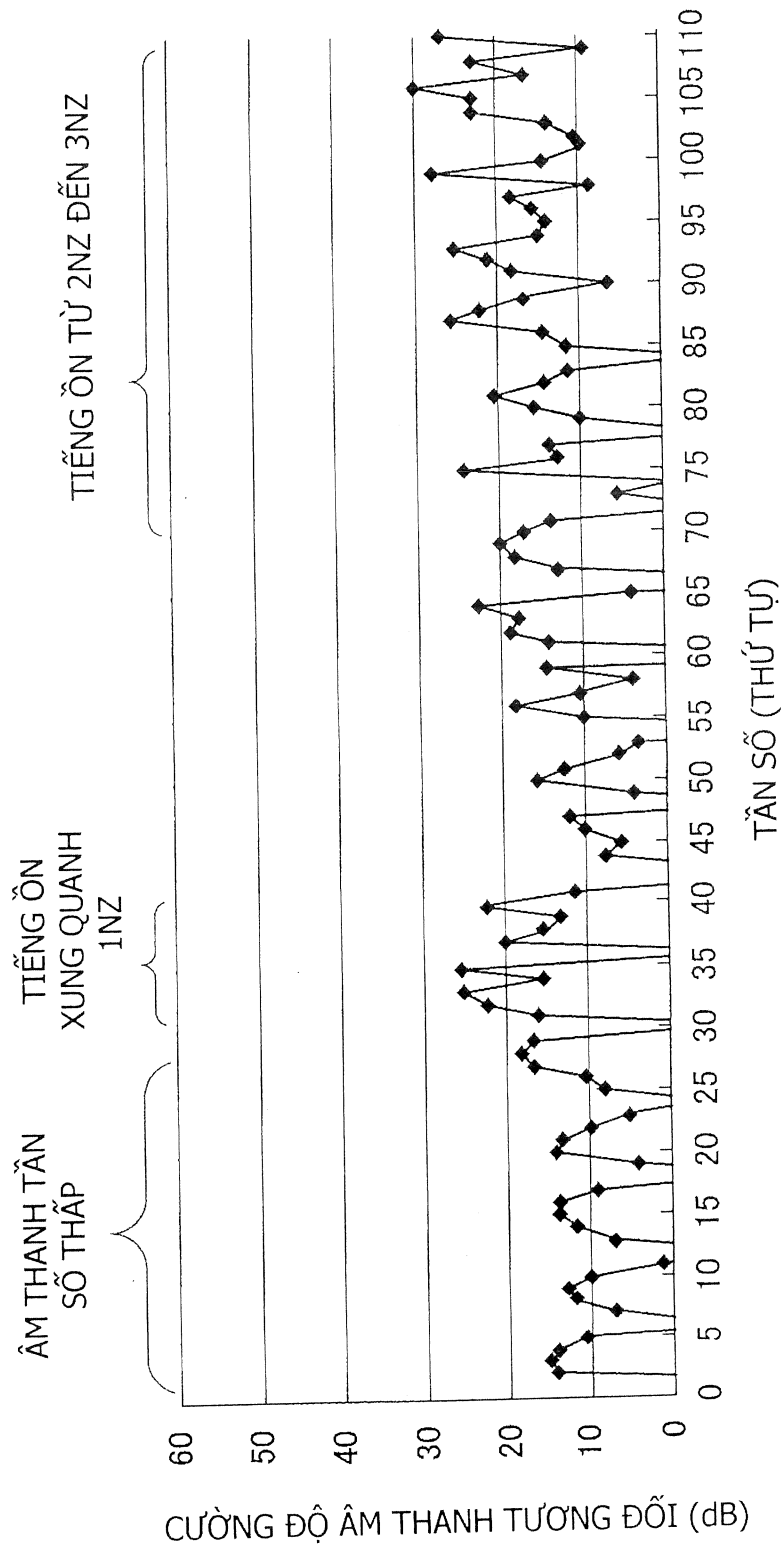


FIG. 8

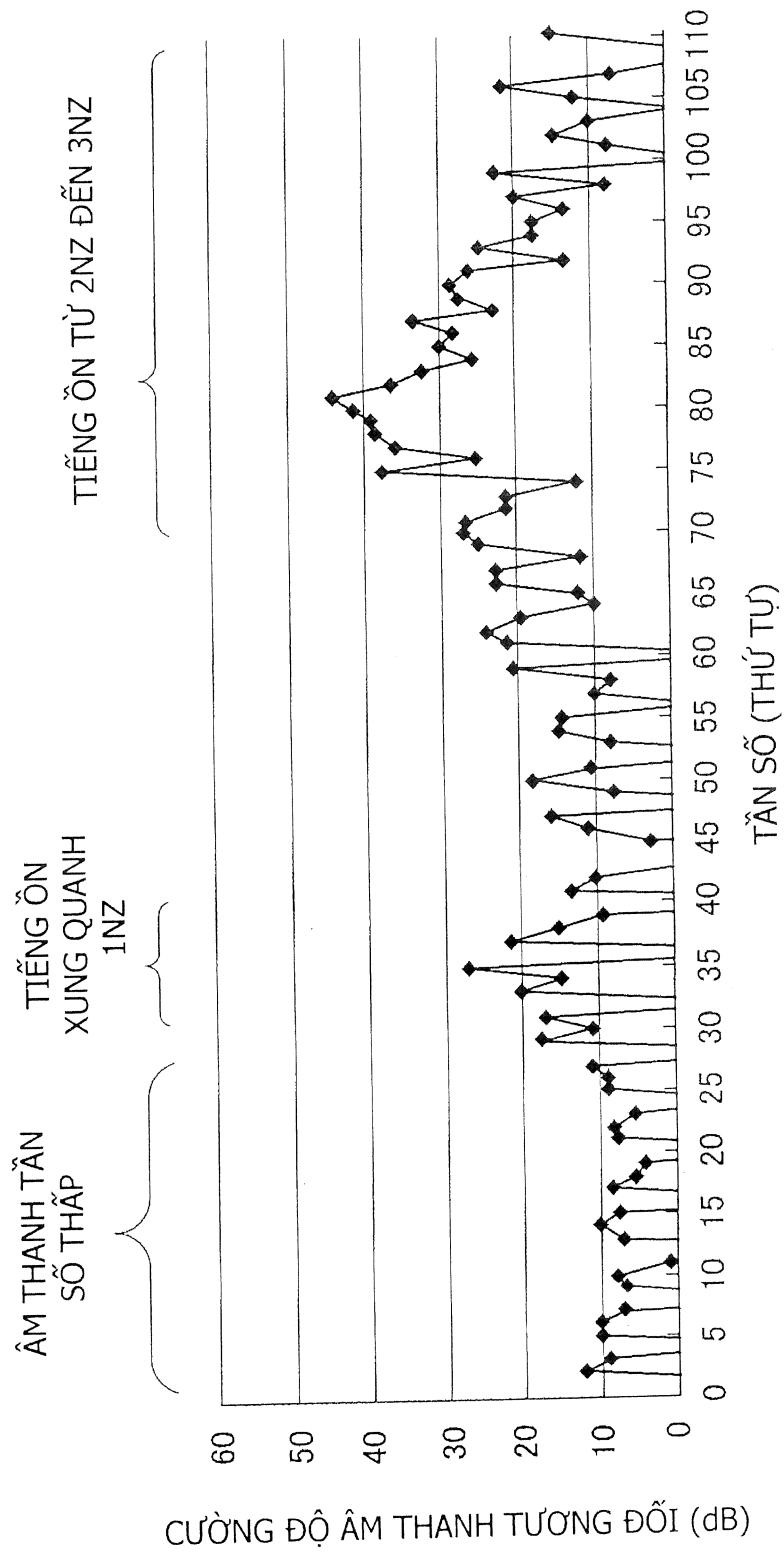


FIG. 9

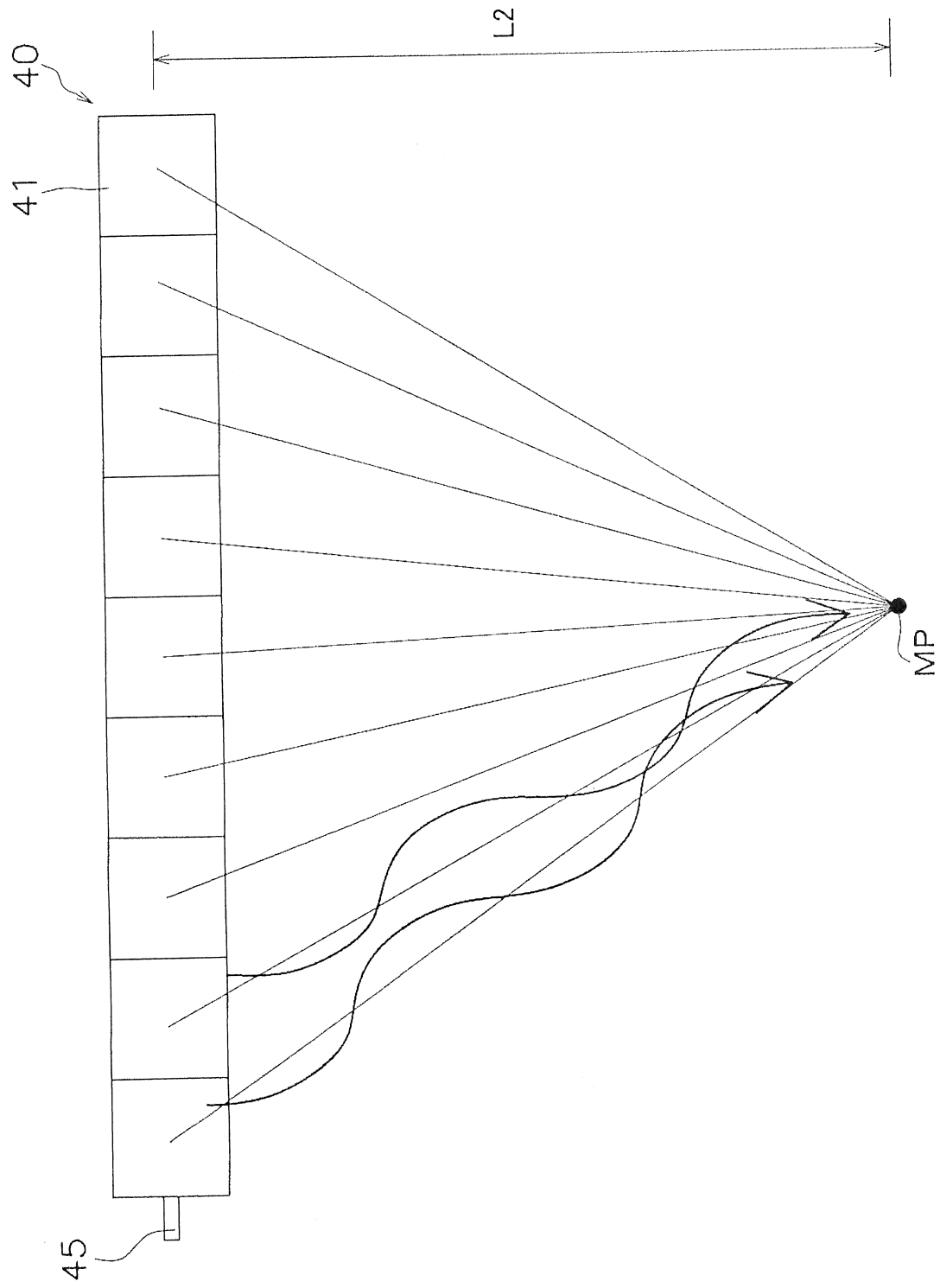


FIG. 10

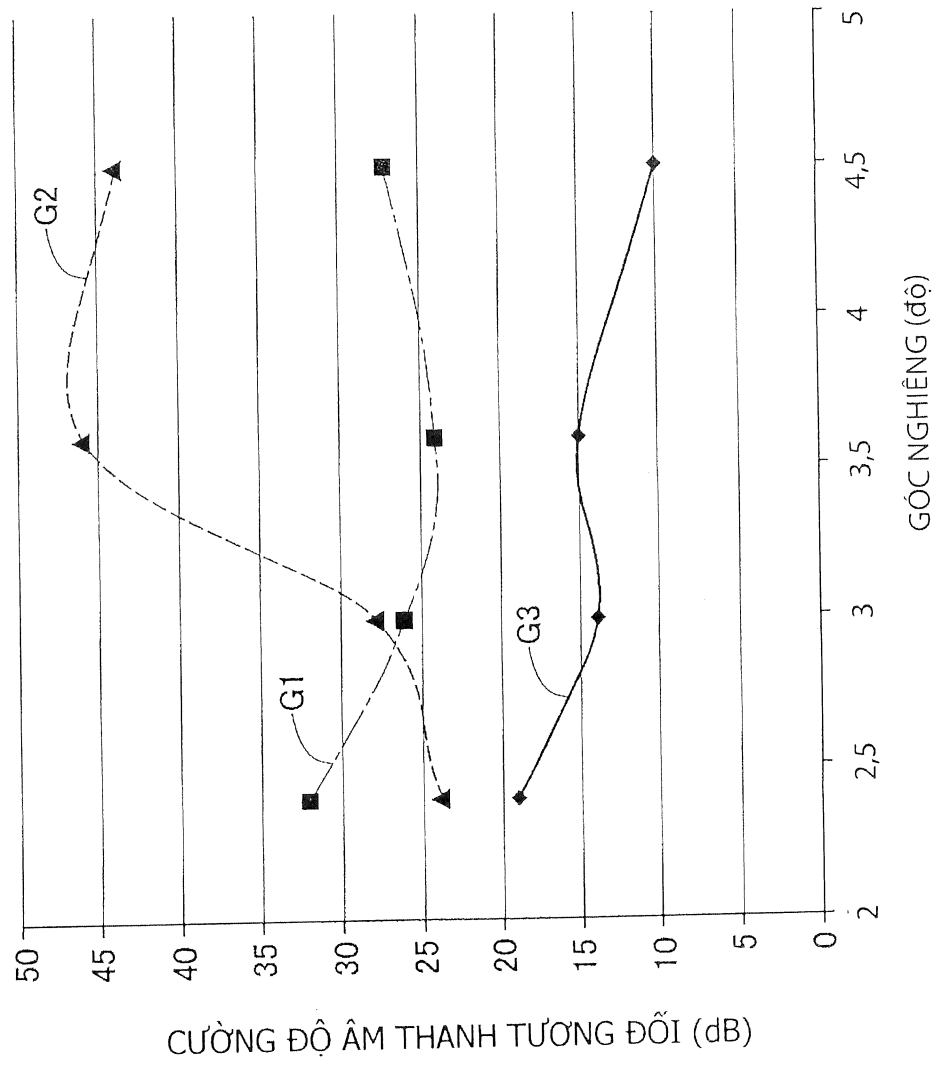


FIG. 11

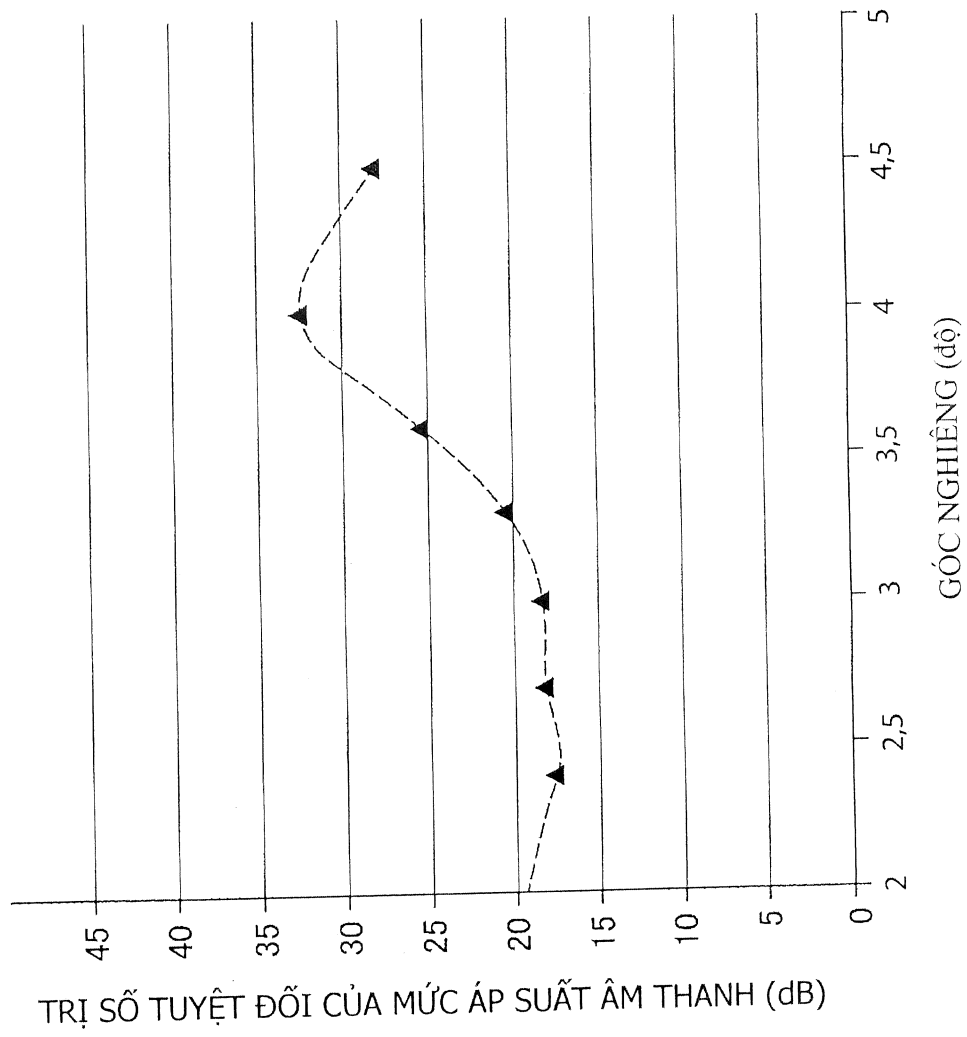


FIG. 12

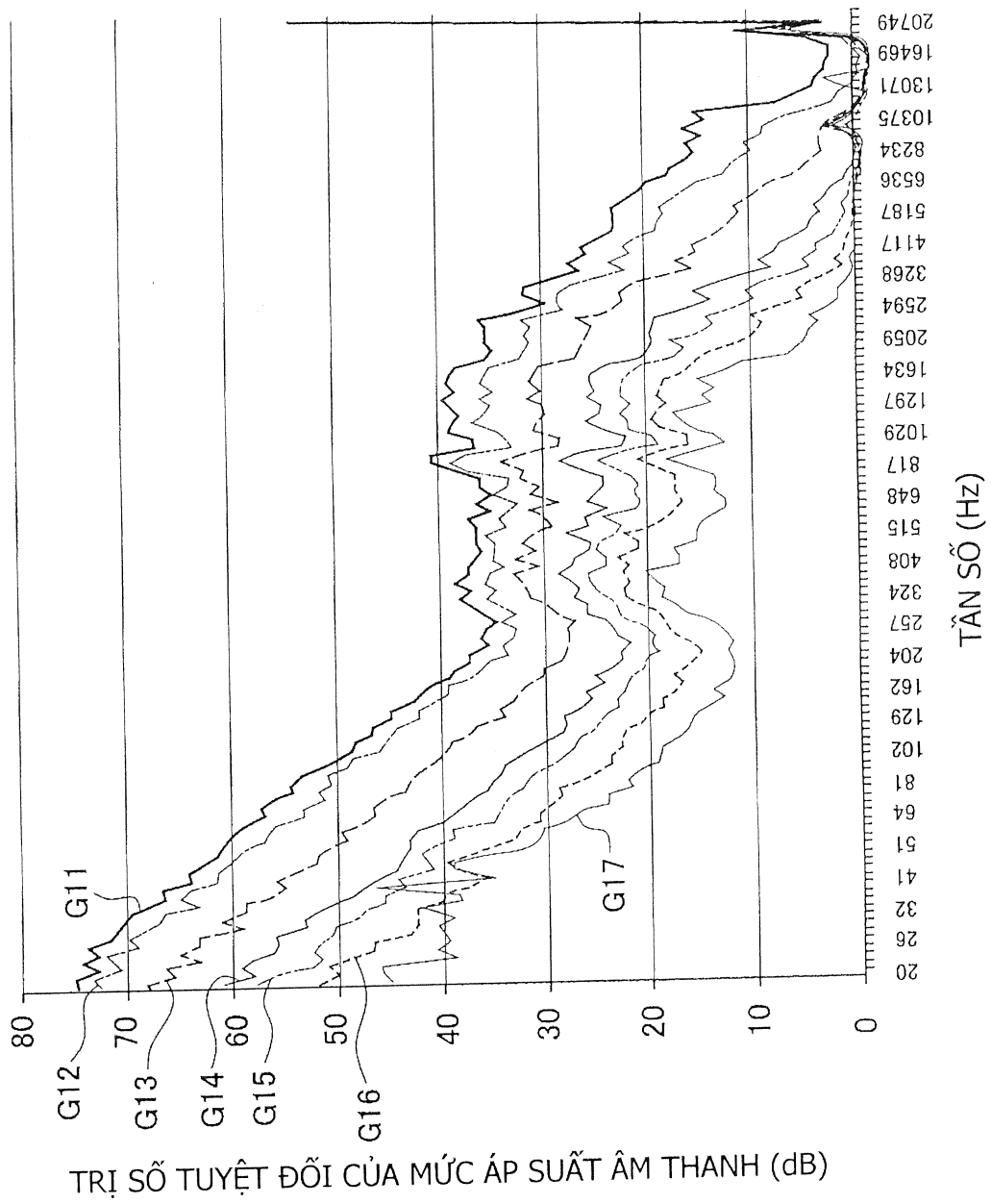


FIG. 13

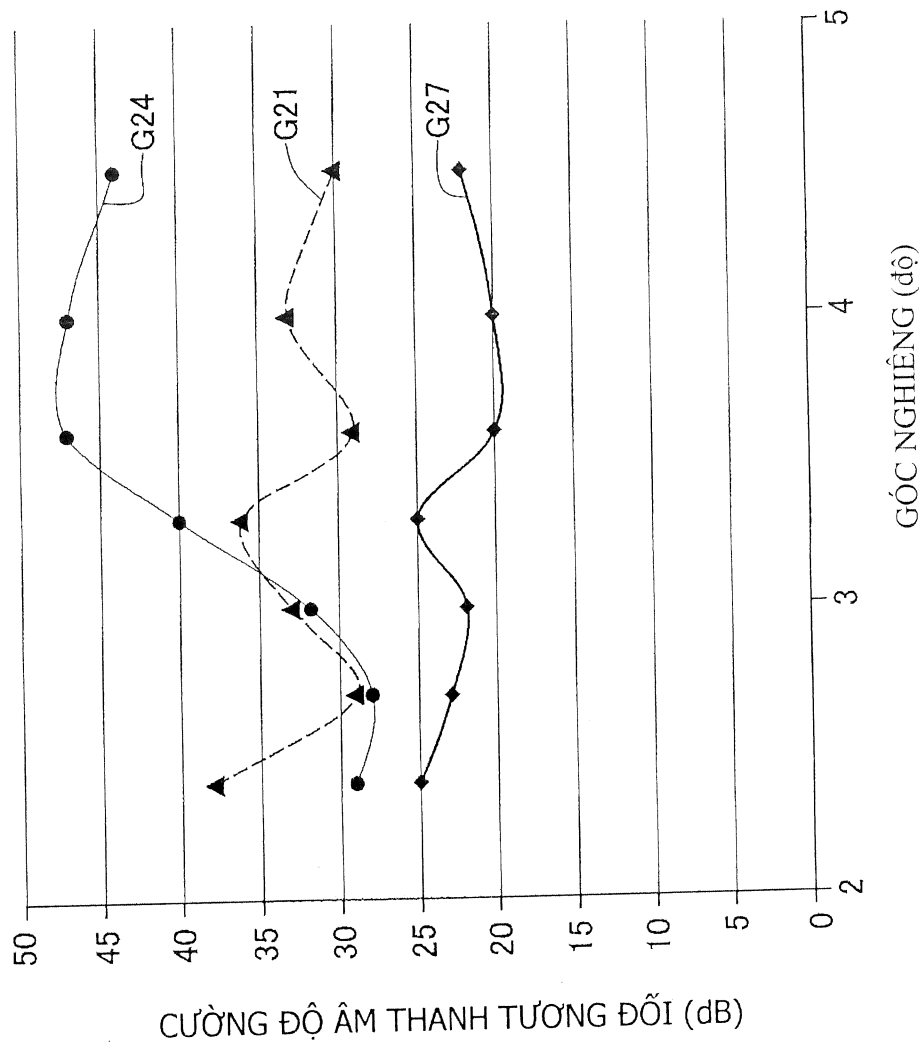


FIG. 14

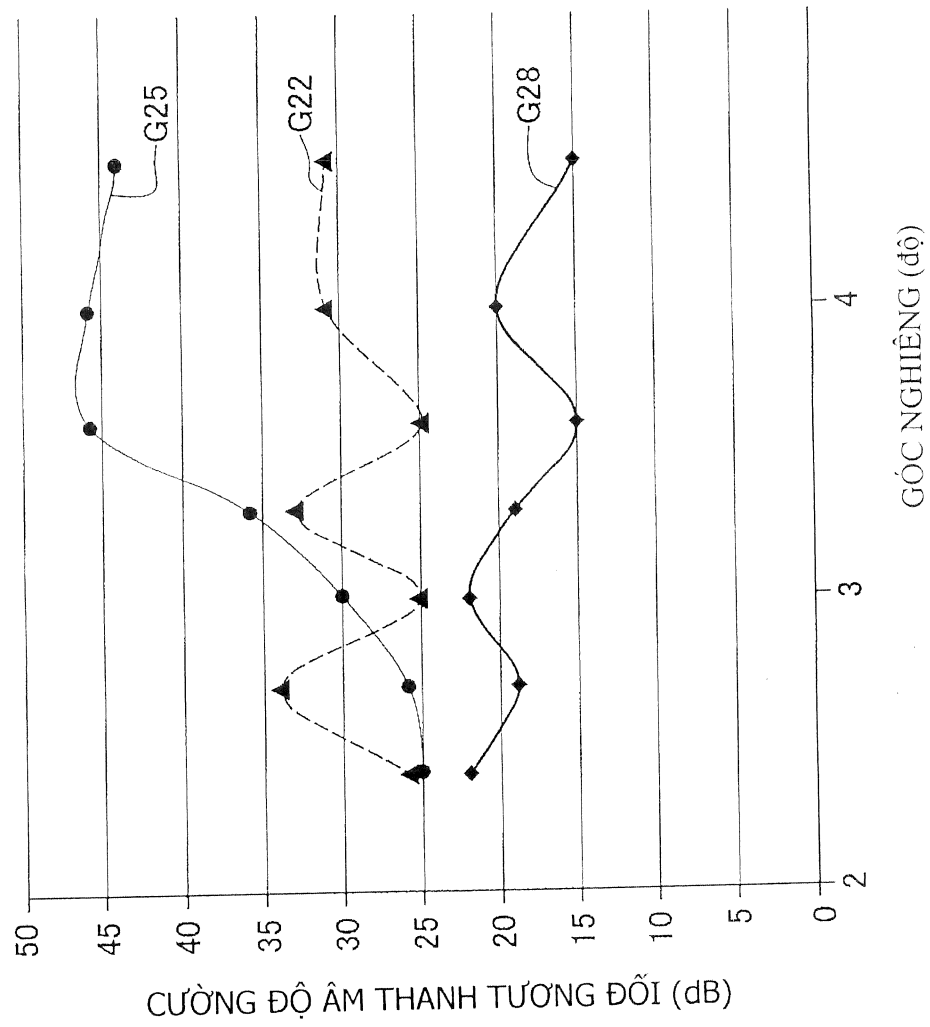


FIG. 15

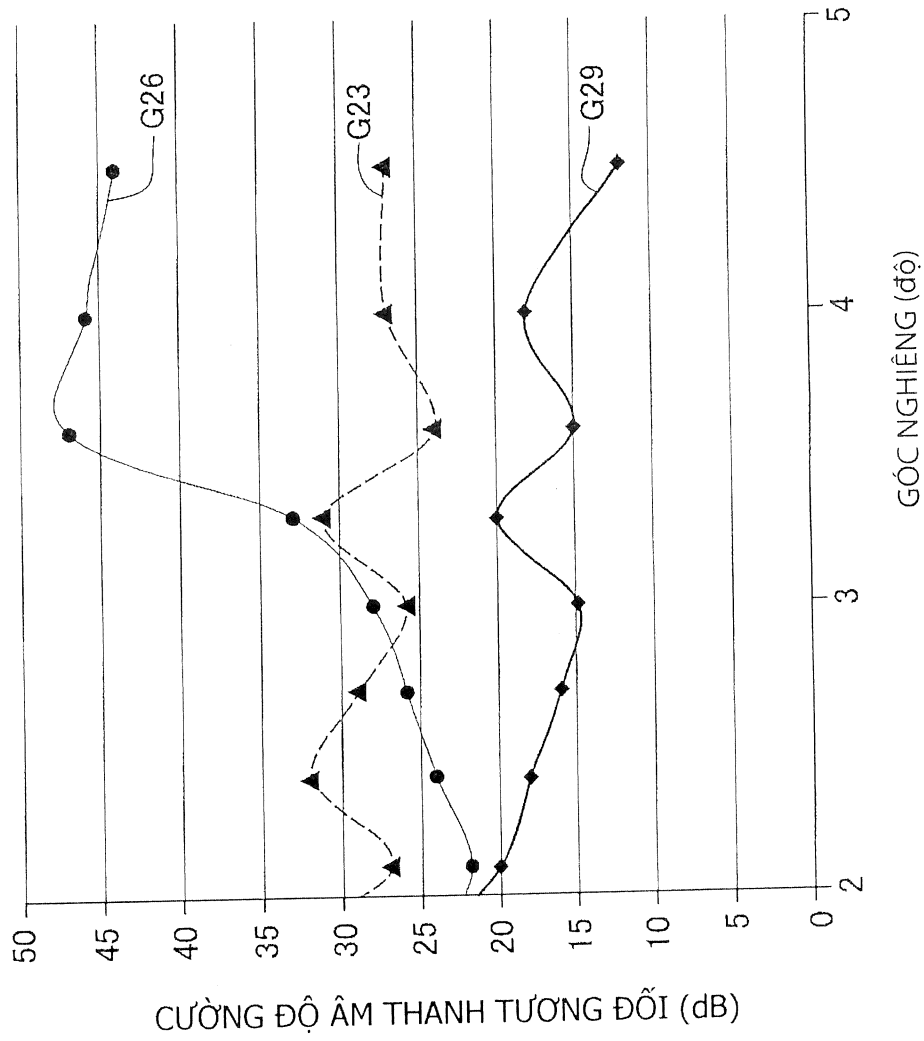


FIG. 16

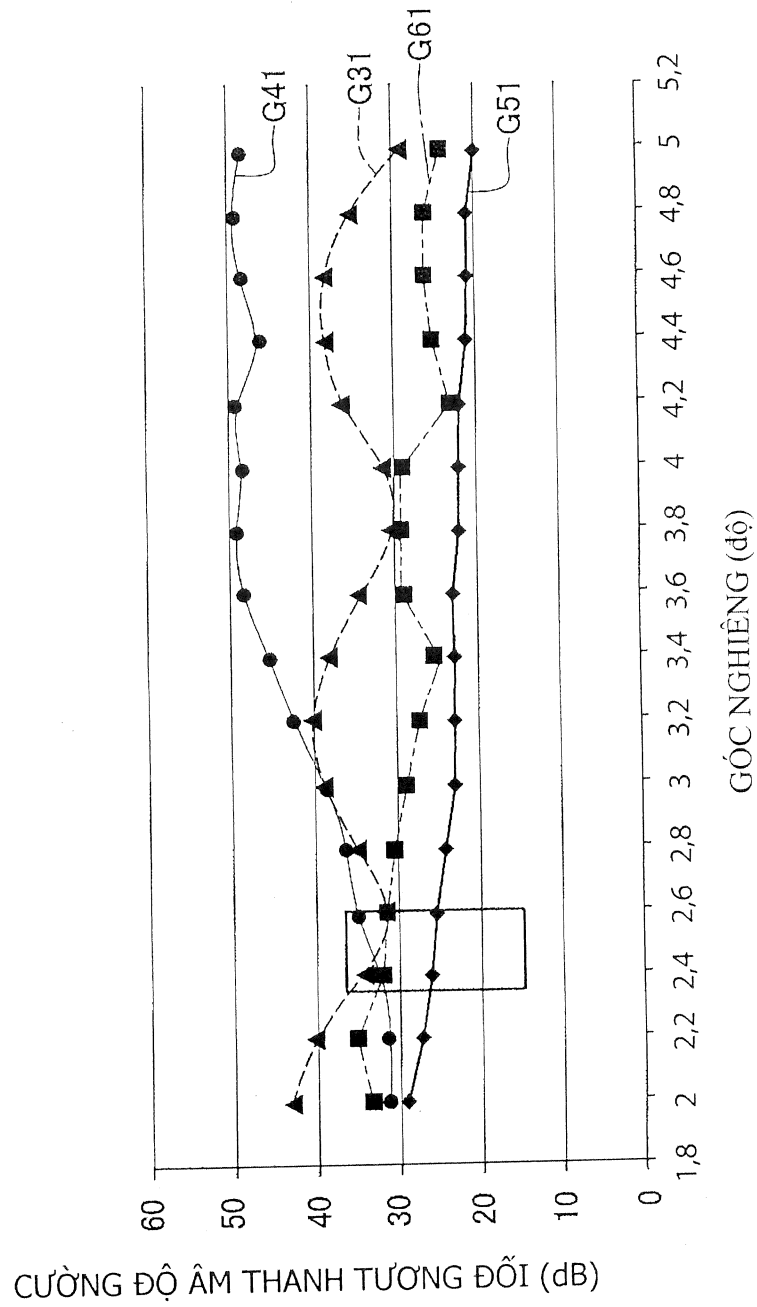


FIG. 17

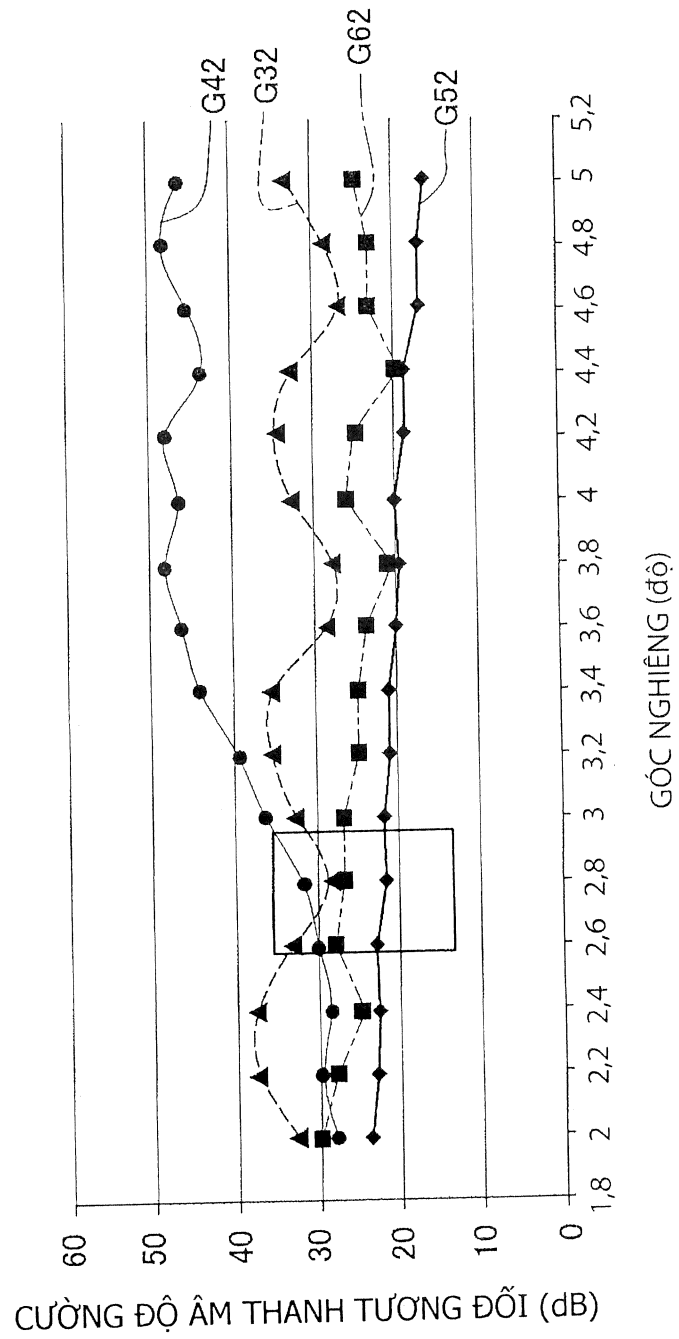


FIG. 18

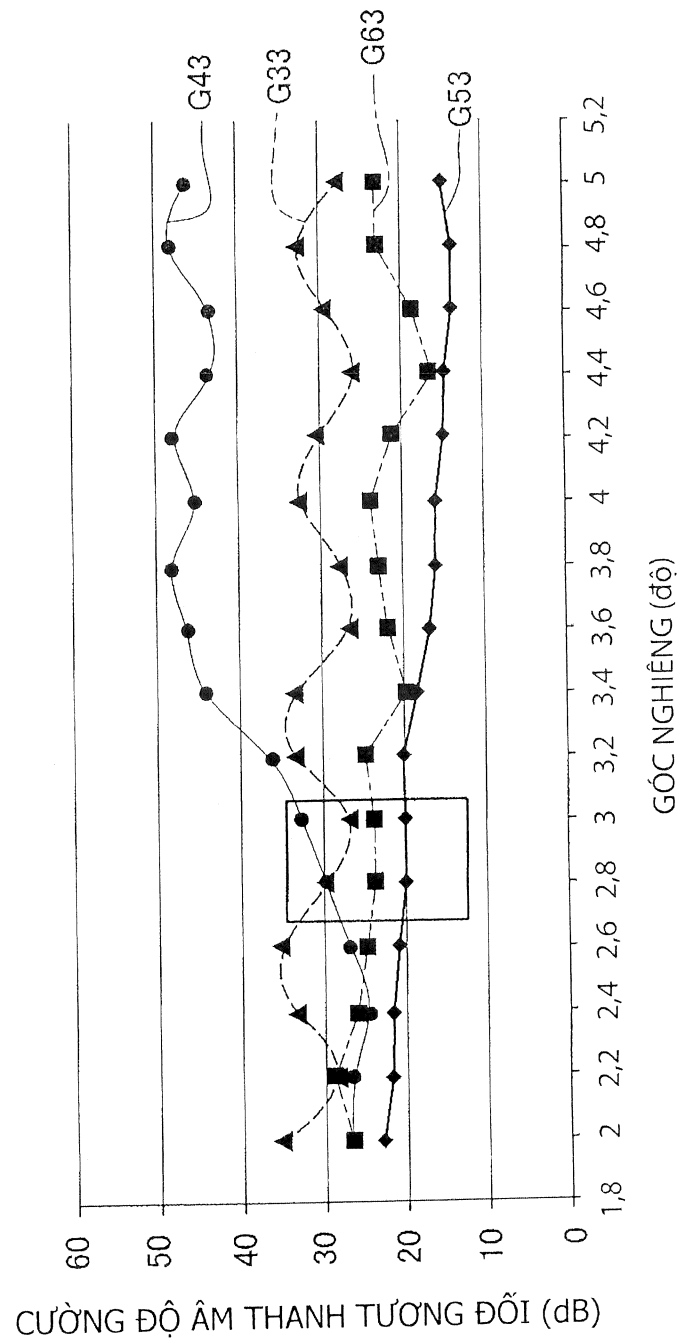


FIG. 19

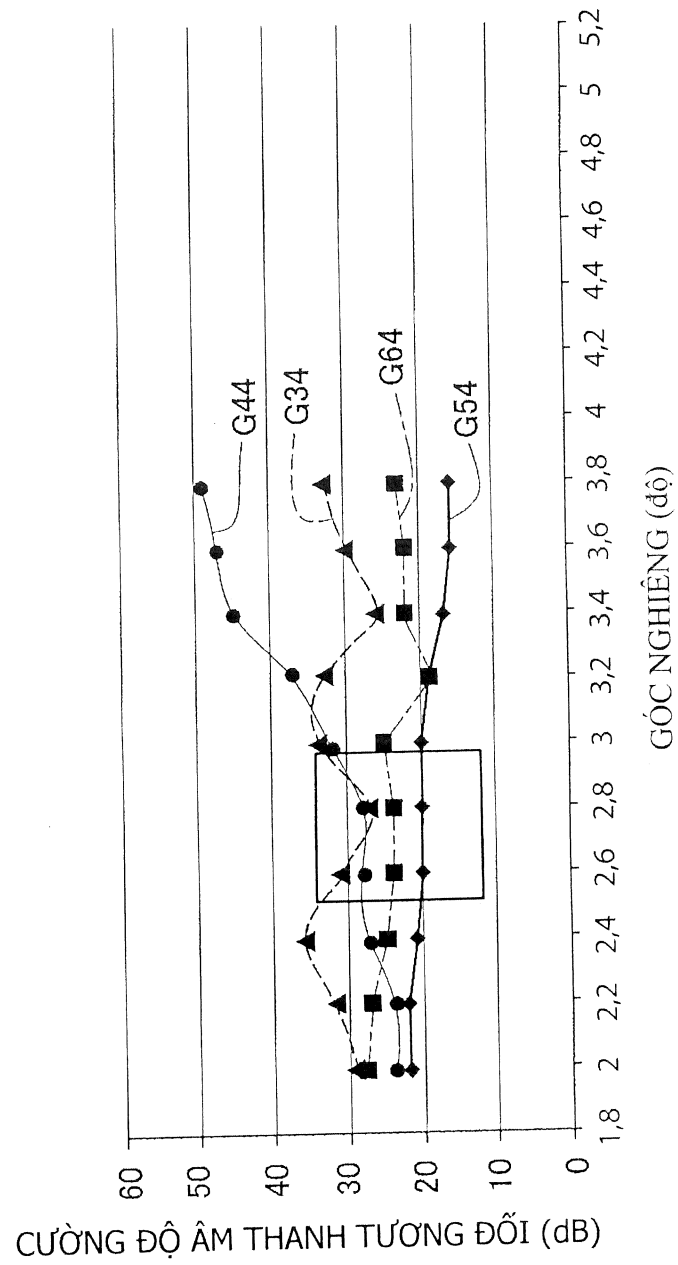


FIG. 20

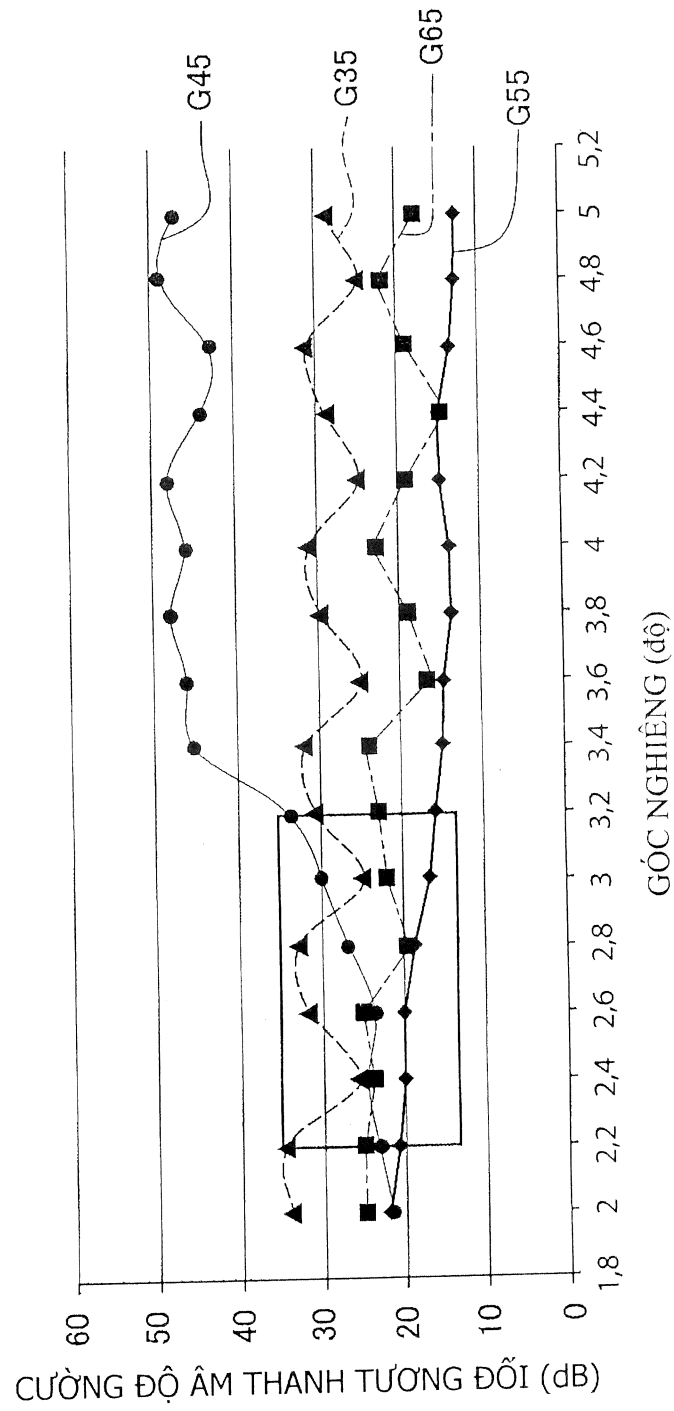


FIG. 21

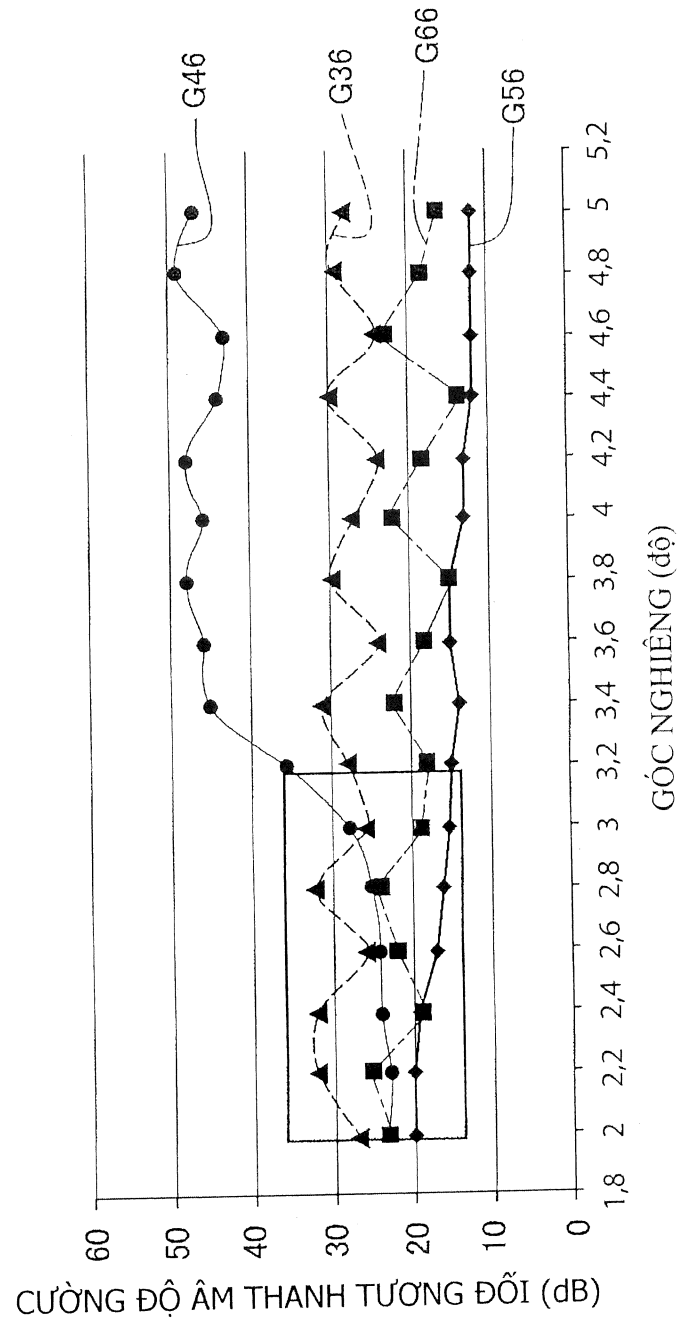


FIG. 22

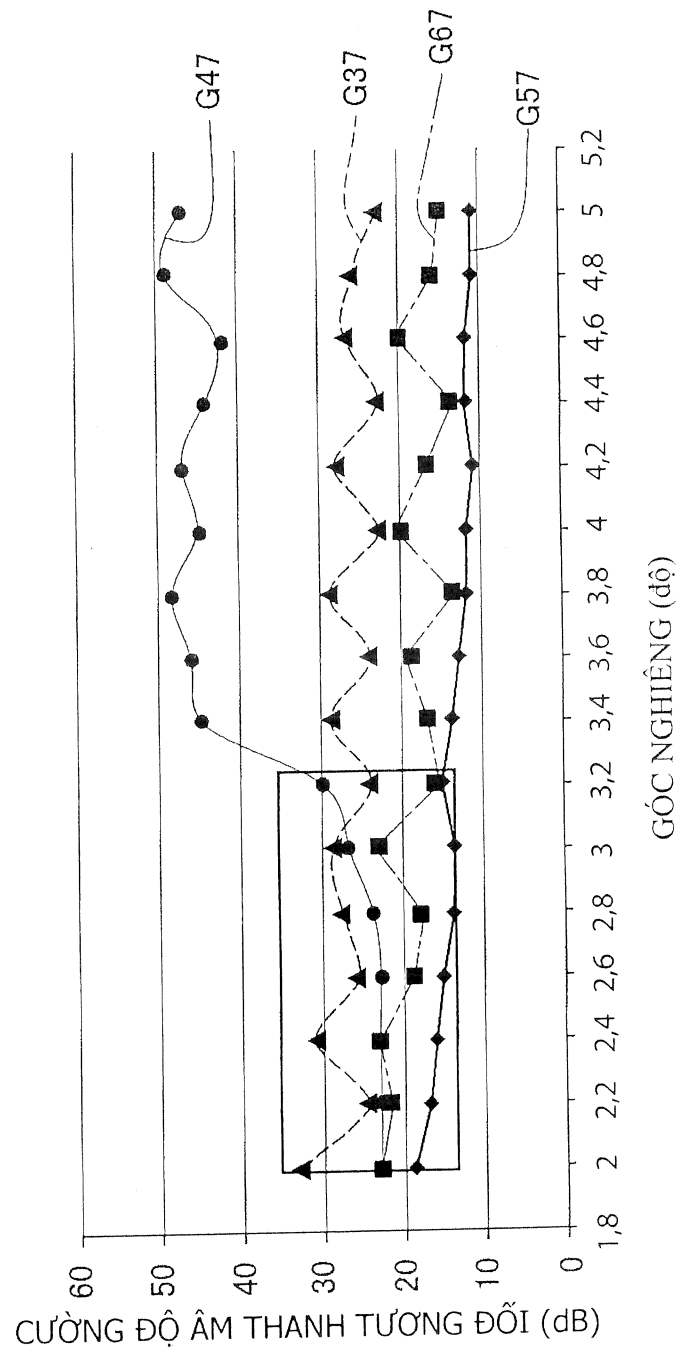


FIG. 23

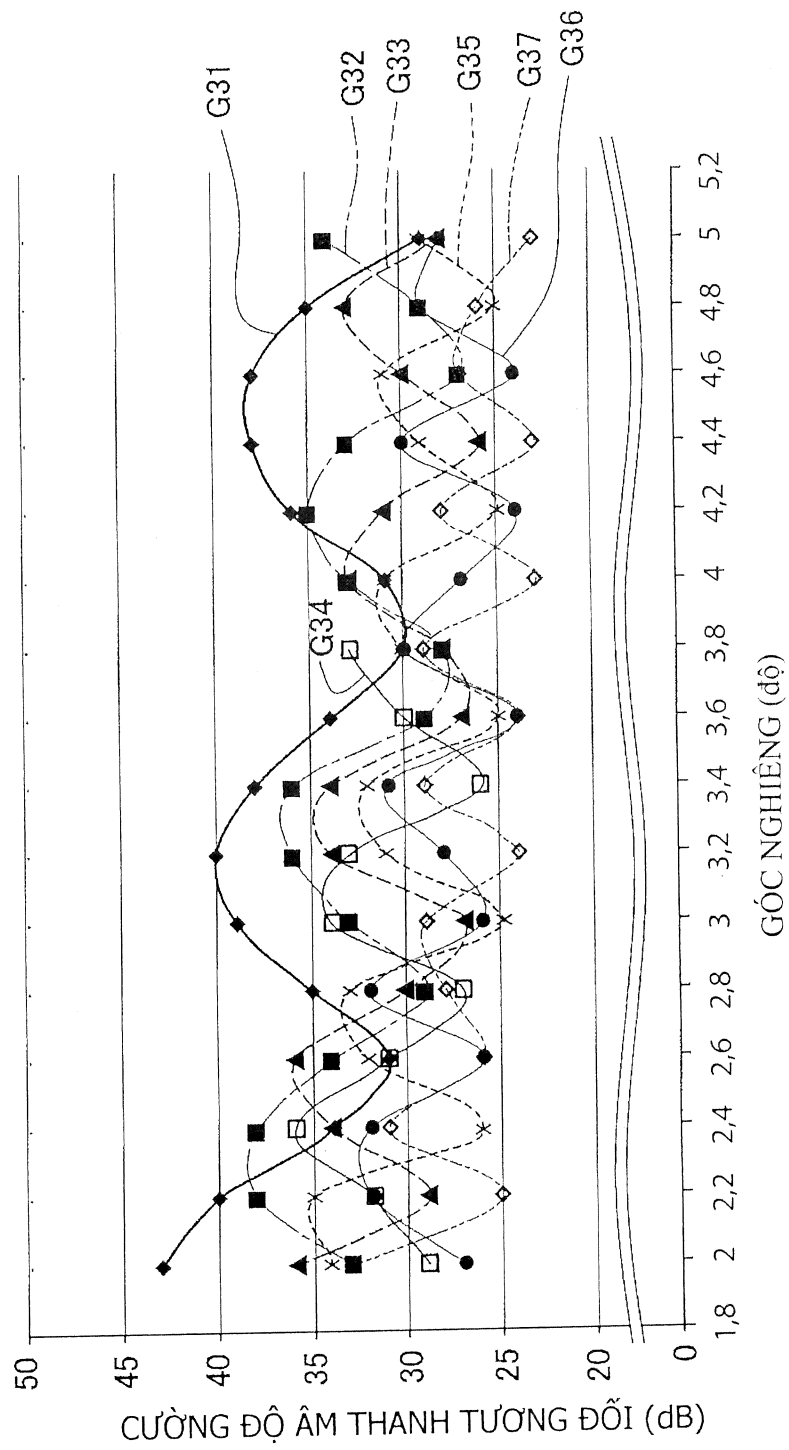


FIG. 24

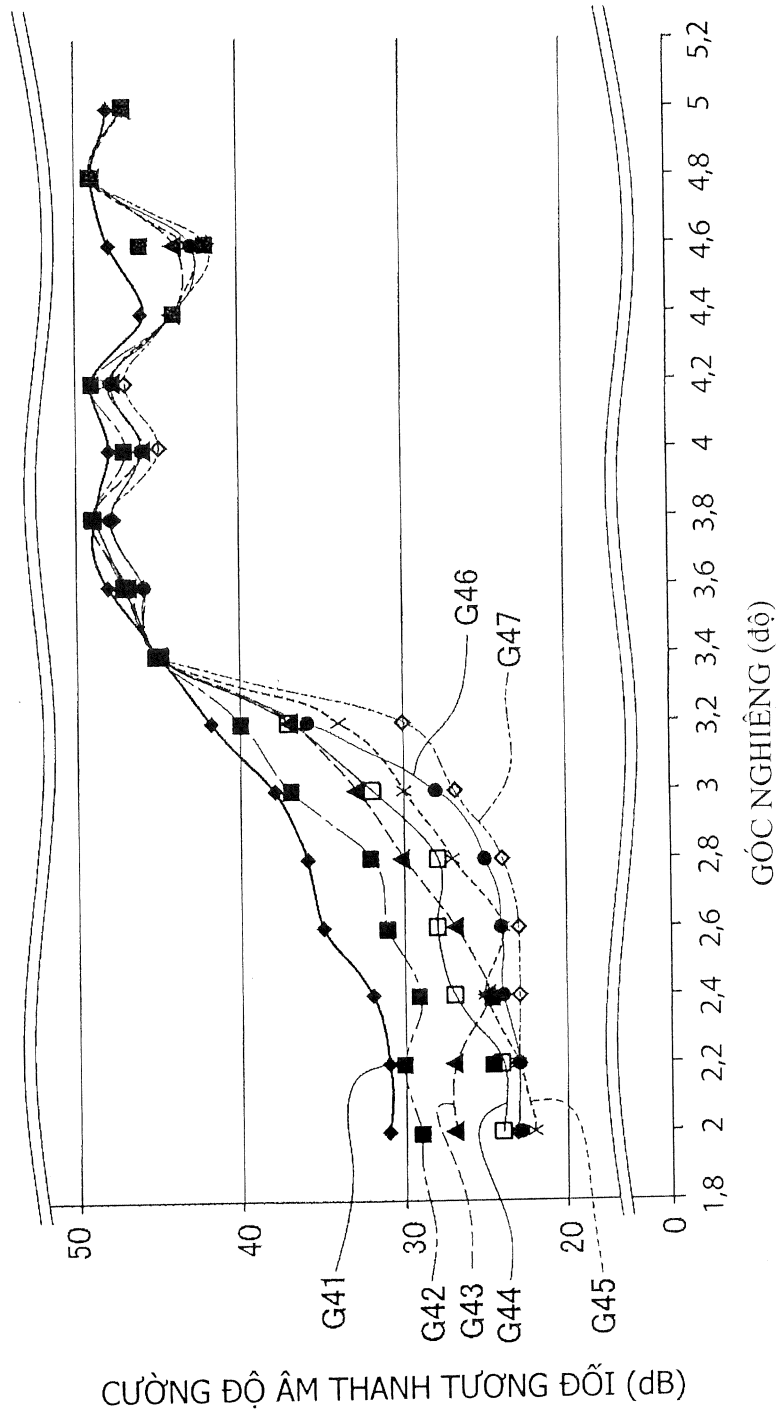


FIG. 25

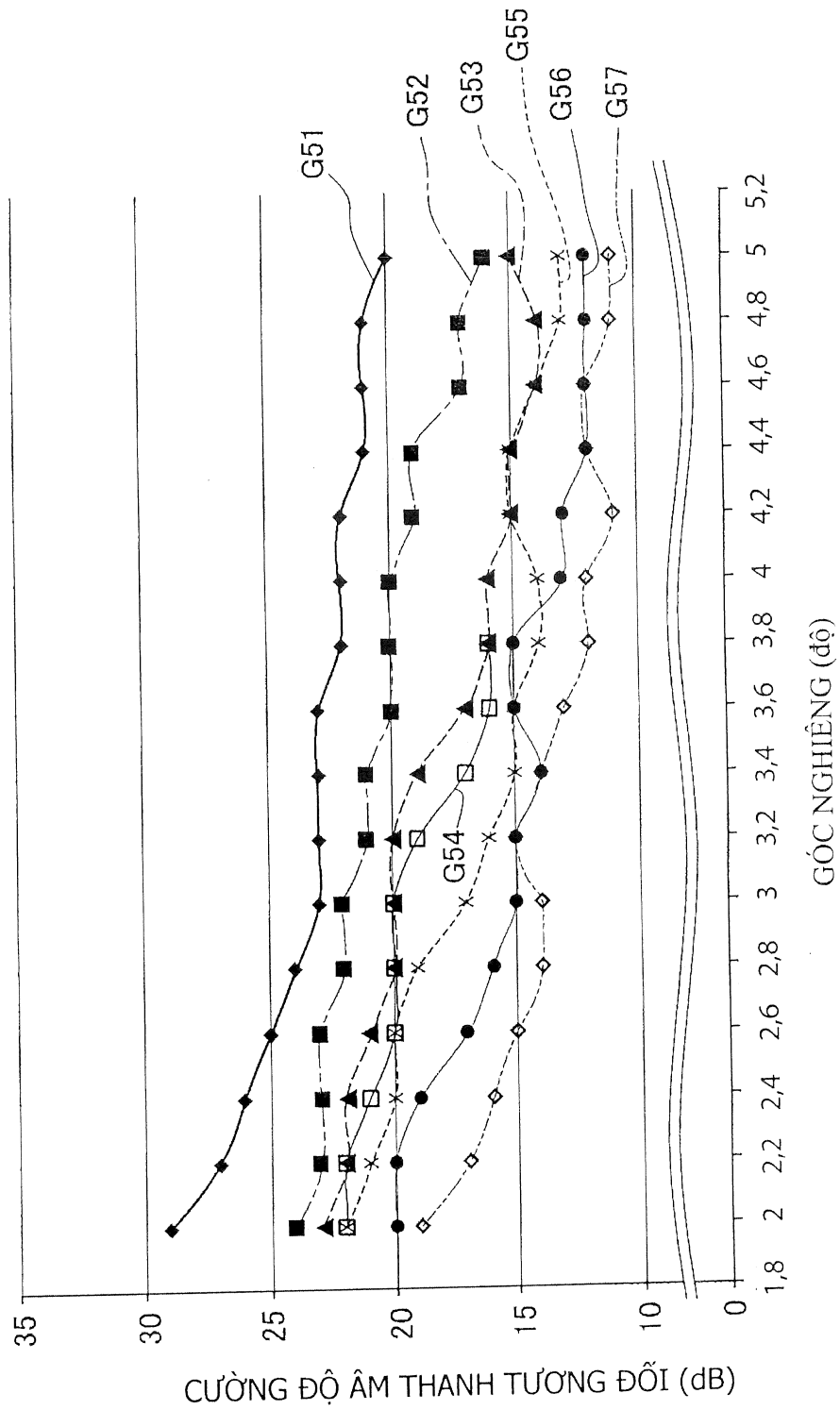


FIG. 26

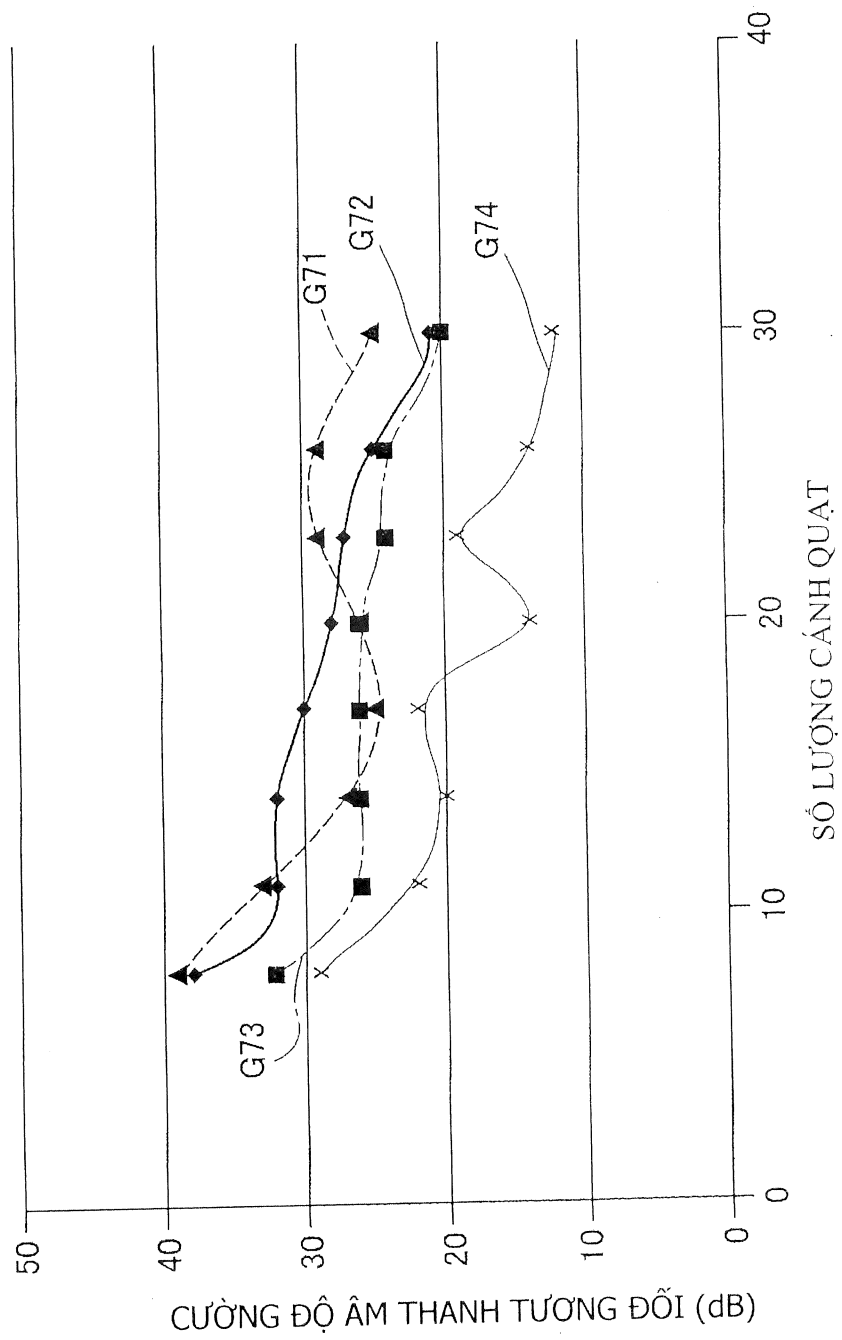


FIG. 27

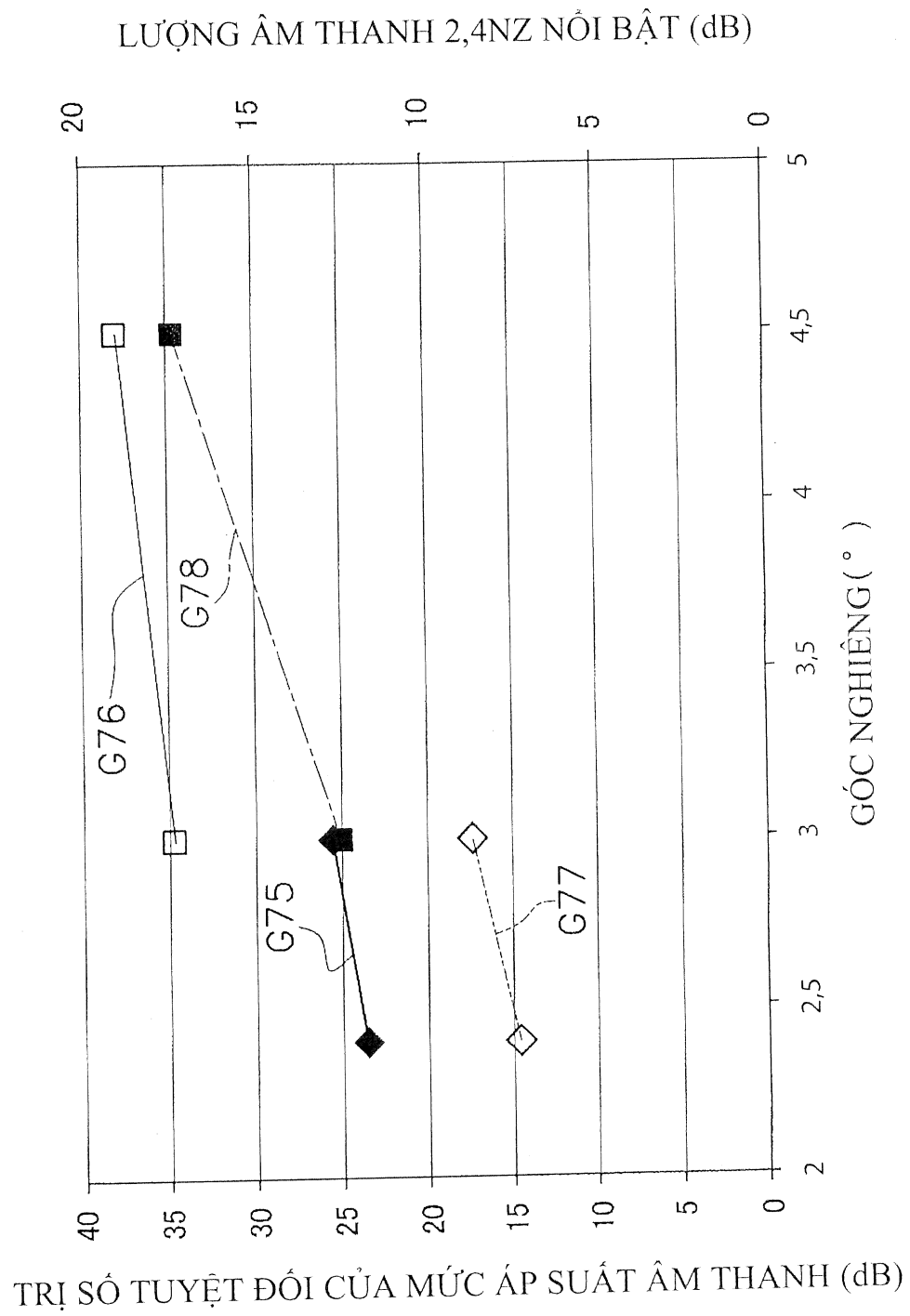


FIG. 28

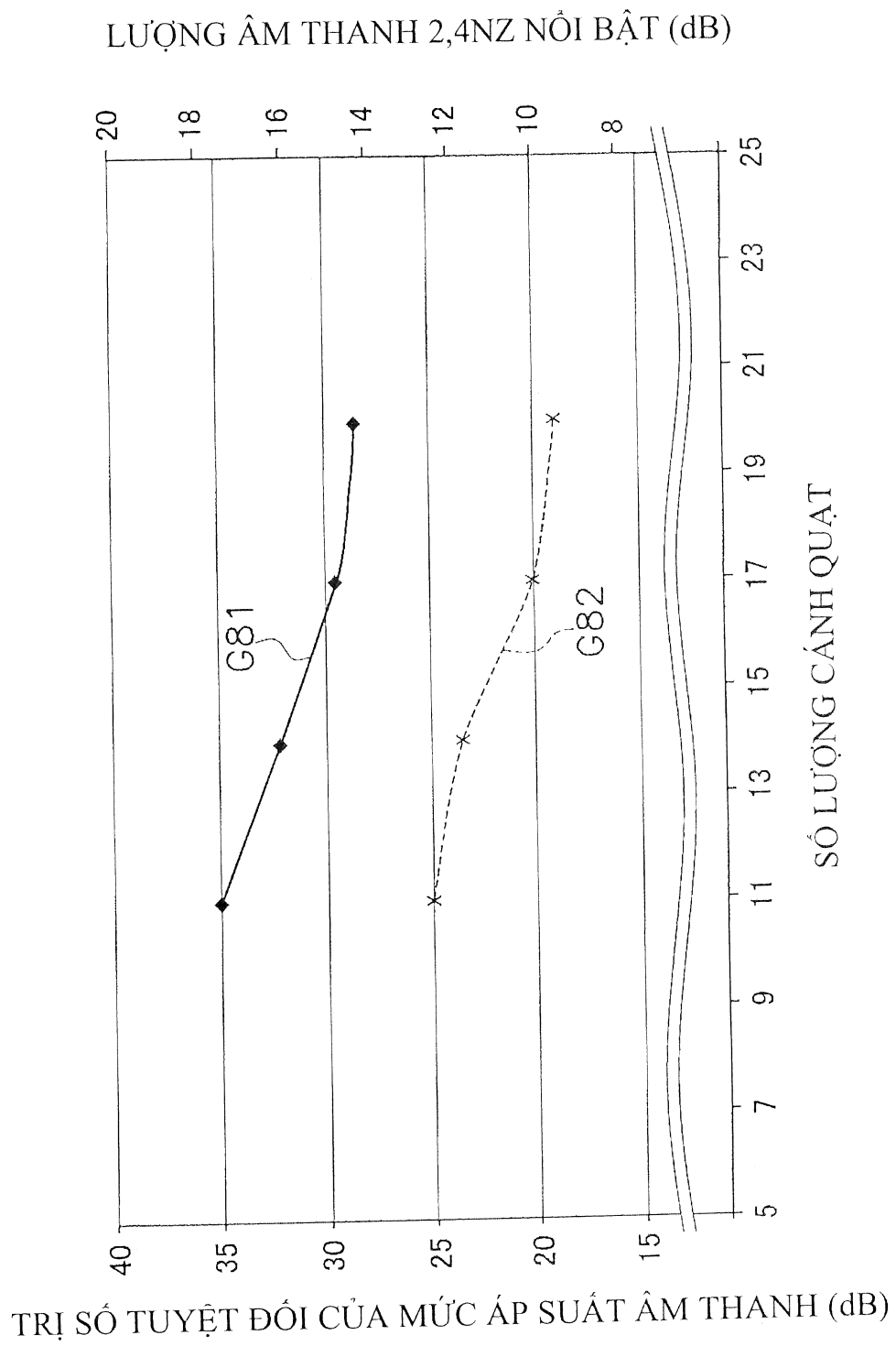


FIG. 29

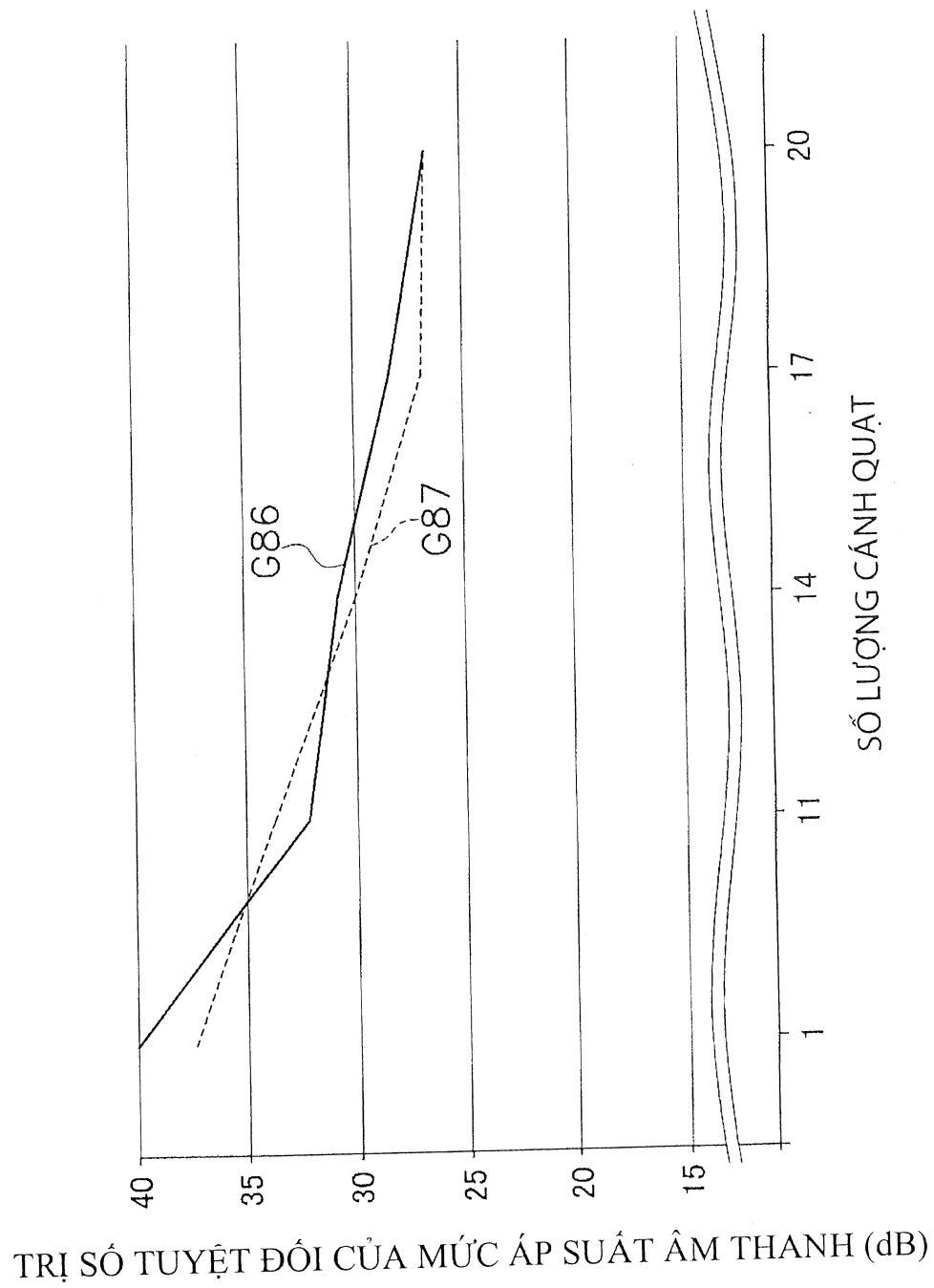


FIG. 30

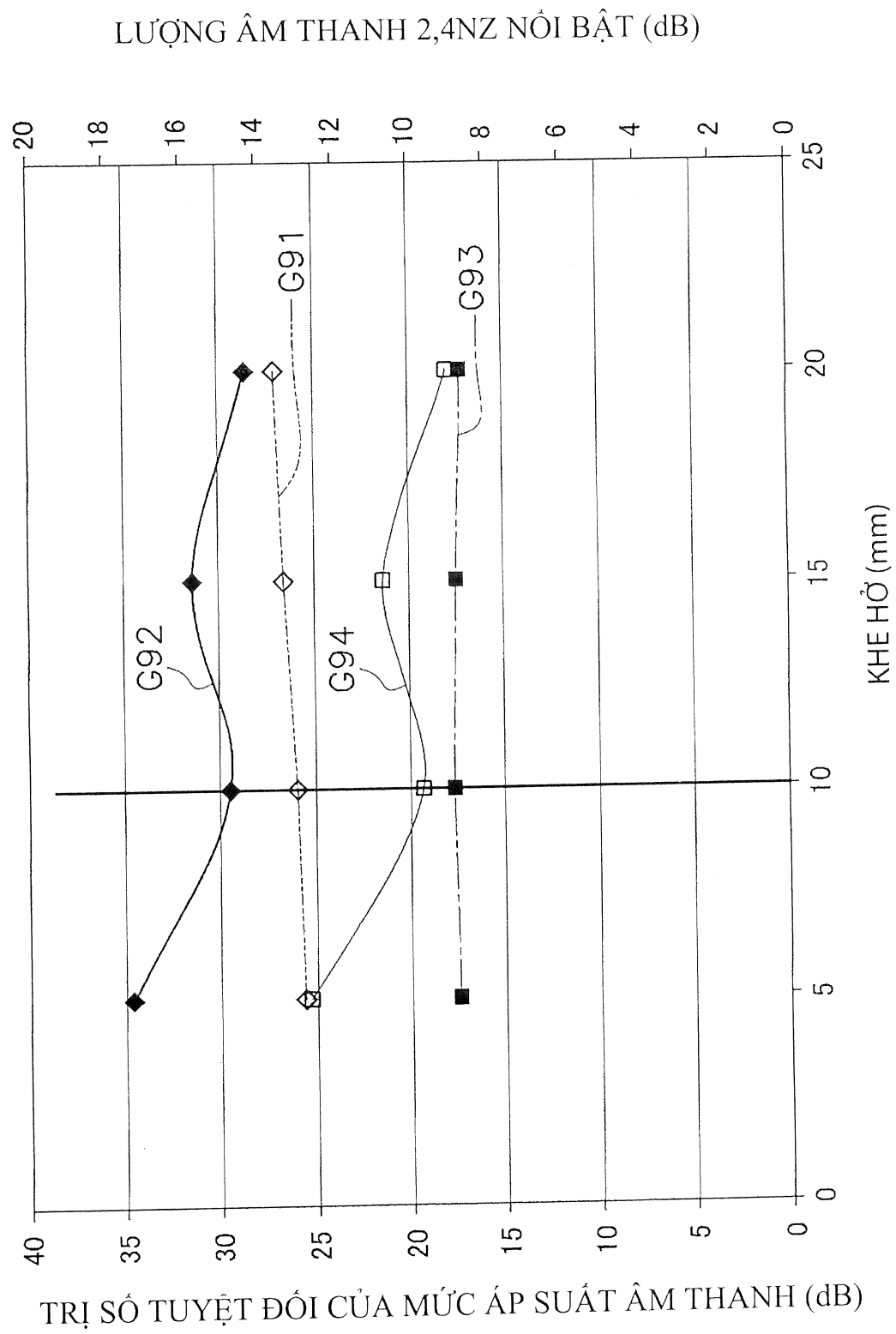


FIG. 31

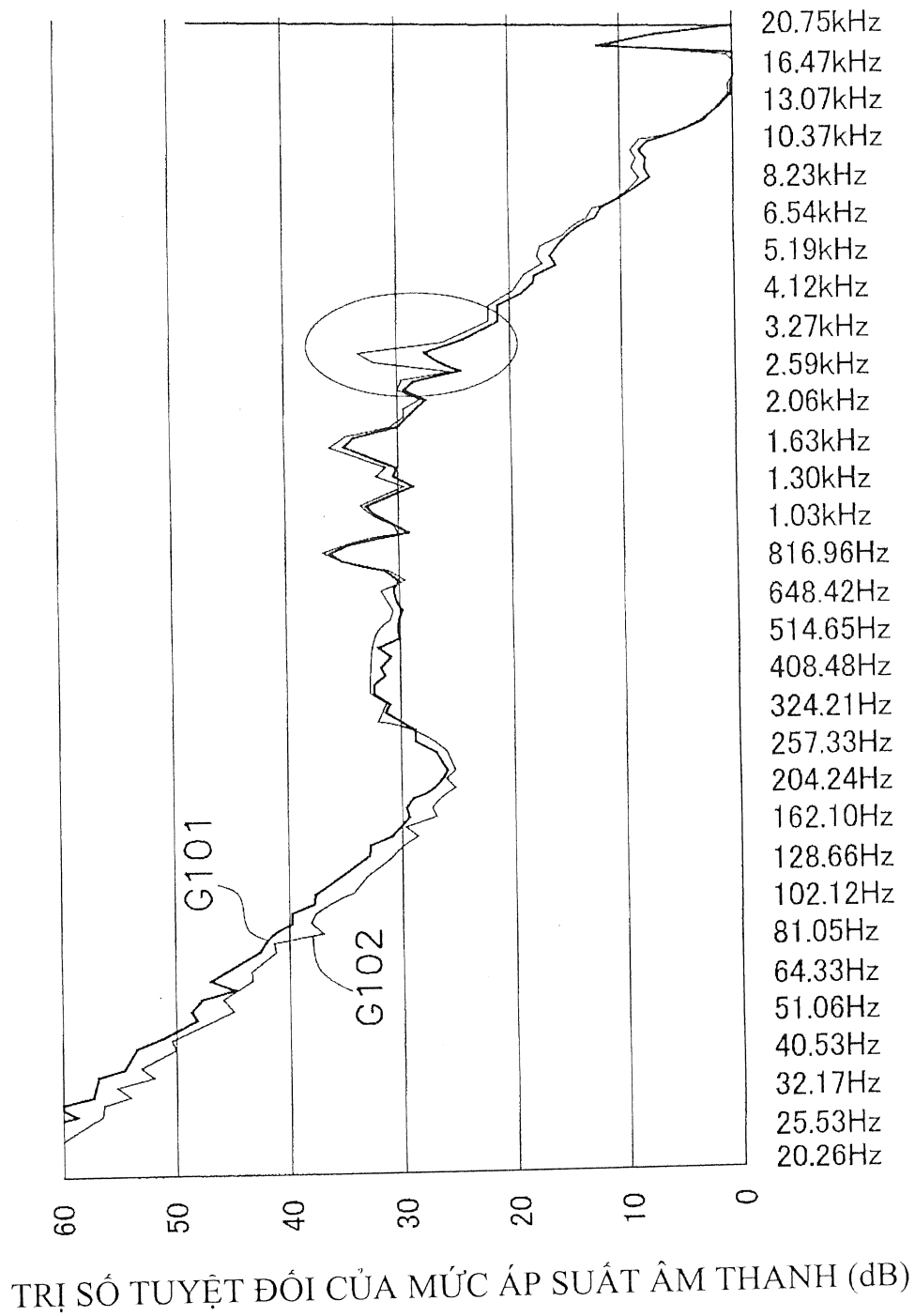


FIG. 32

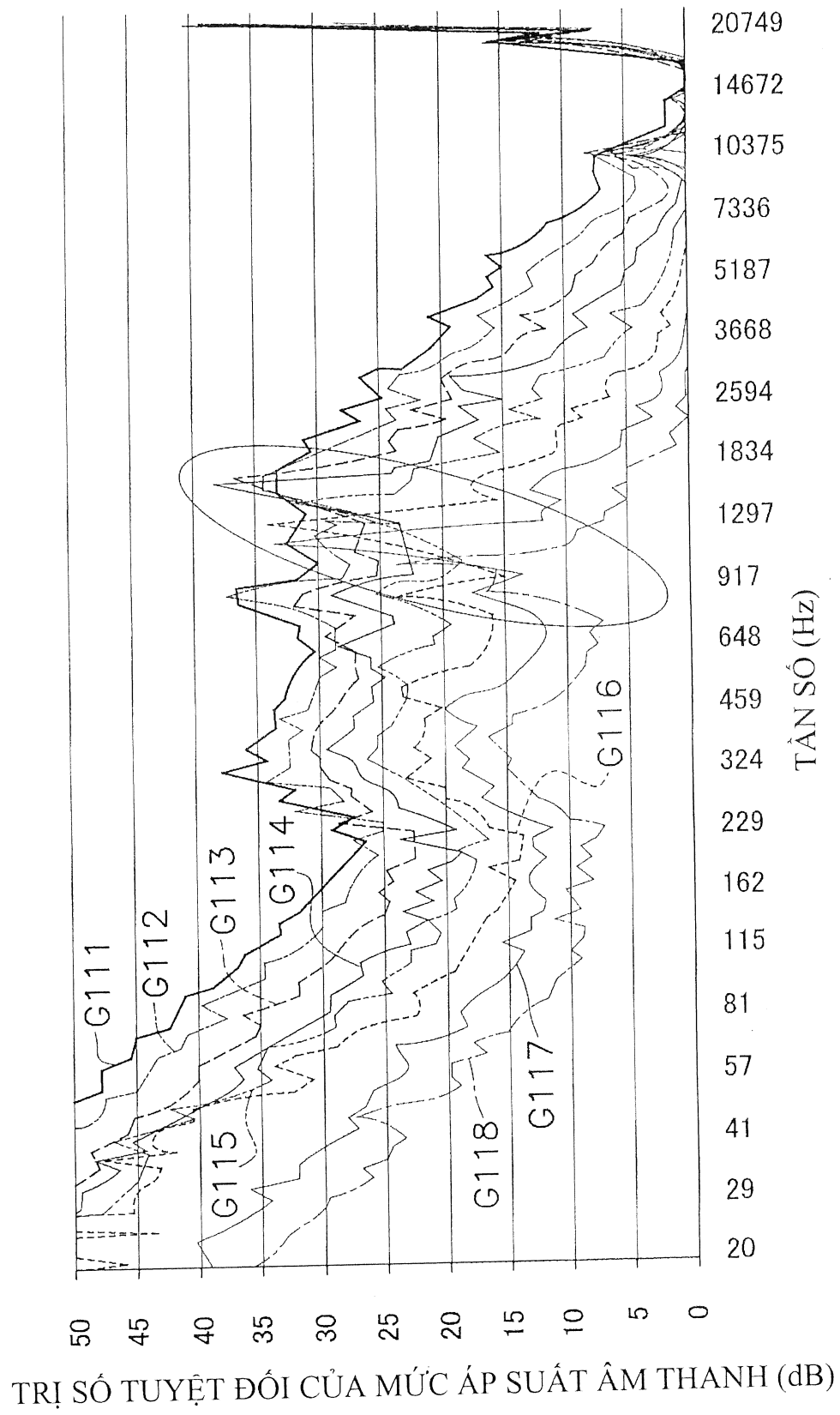


FIG. 33

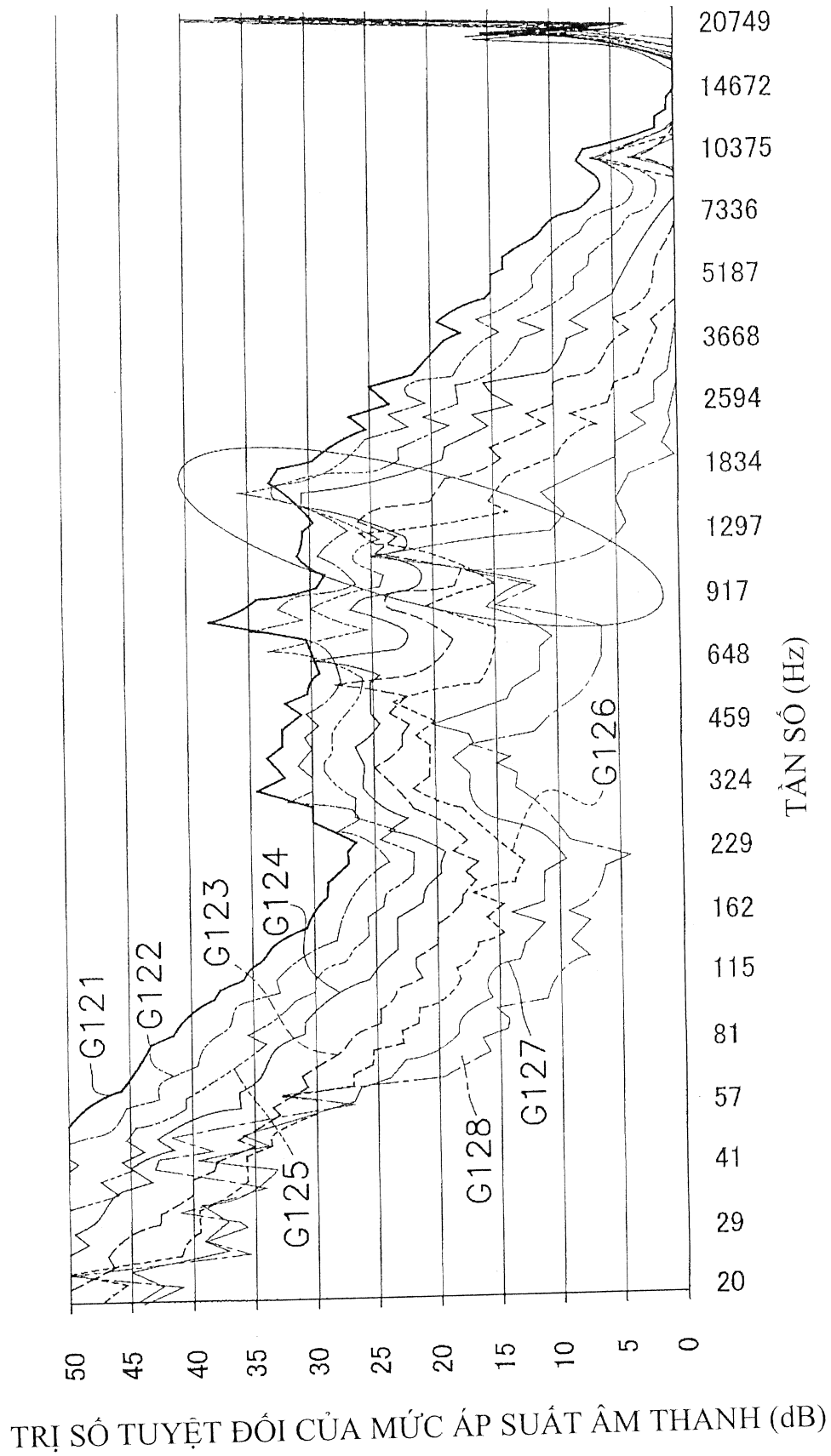


FIG. 34

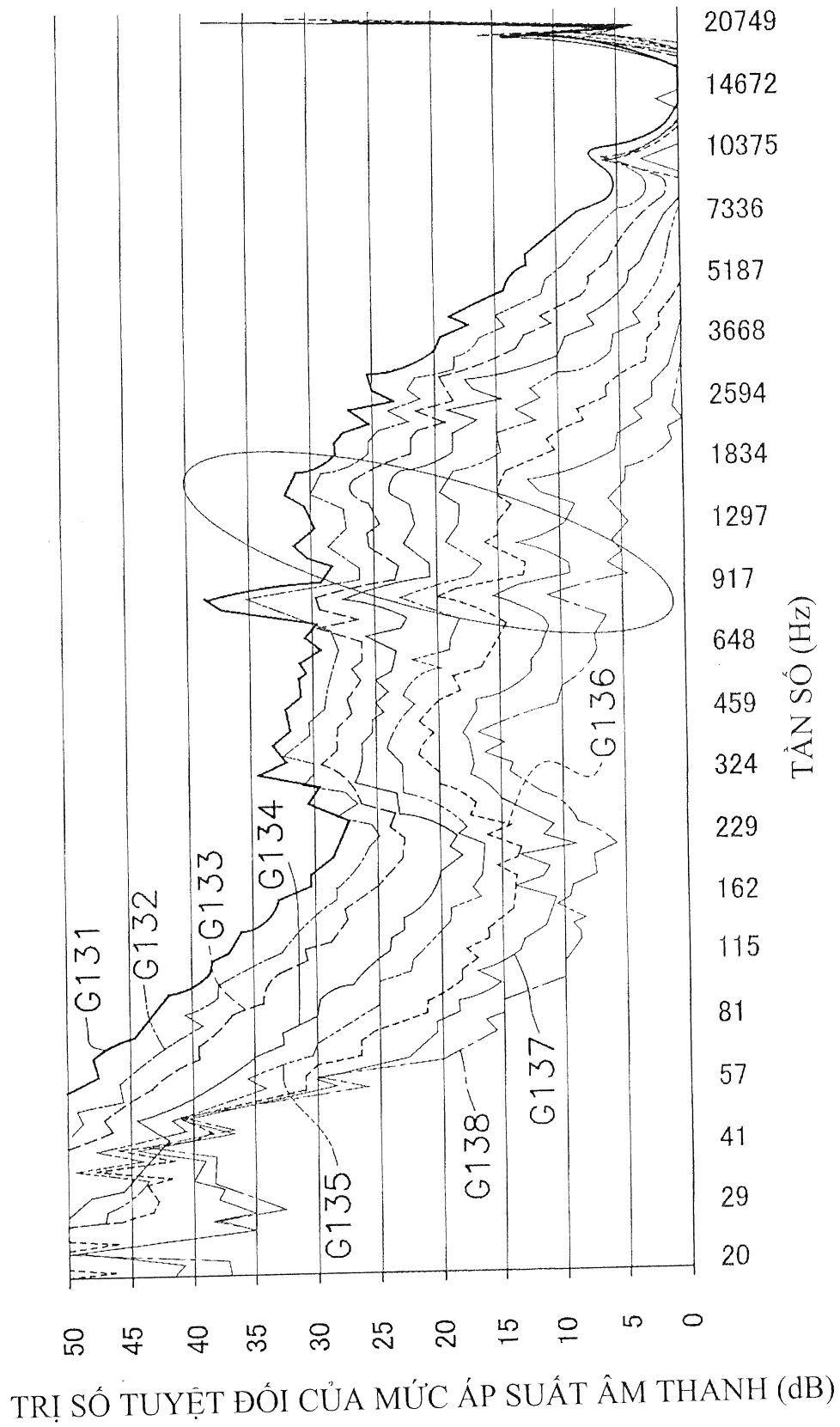


FIG. 35