



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

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

(11)



1-0023450

(51)⁷ F16D 65/12; B61H 5/00

(13) B

(21) 1-2011-01879

(22) 17/12/2009

(86) PCT/JP2009/071032 17/12/2009

(87) WO2010/071169A1 24/06/2010

(30) 2008-324195 19/12/2008 JP

(45) 27/04/2020 385

(43) 25/09/2011 282A

(73) NIPPON STEEL CORPORATION (JP)

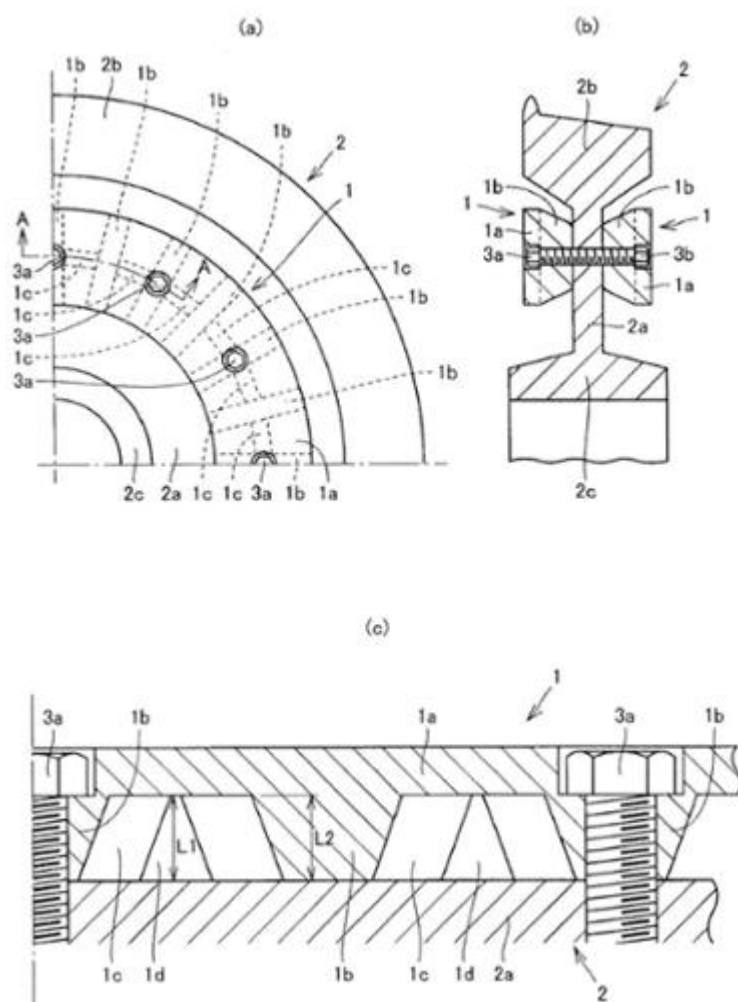
6-1, Marunouchi 2-chome, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8071, Japan

(72) FUJIMOTO Takahiro (JP); ASABE Kazutaka (JP); KATO Takanori (JP); NOGAMI Hiroshi (JP); KAWABE Hirotoshi (JP)

(74) Công ty TNHH một thành viên Sở hữu trí tuệ VCCI (VCCI-IP CO.,LTD)

(54) ĐĨA PHANH DỪNG CHO PHƯƠNG TIỆN ĐƯỜNG SẮT

(57) Sáng chế đề cập đến đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt, bao gồm phần tấm dạng vòng tròn có mặt trước là bề mặt ma sát và các gân nhô ra và được bố trí tỏa tròn trên mặt sau của phần tấm, phần tấm được cố định vào bánh xe, trong đó gân được bố trí giữa hai gờ tản nhiệt liền kề nhau, và khe hở mở rộng theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân hướng về mặt sau của phần tấm được bố trí trong phần giữa thuộc đường tròn của gân, nhờ đó khiến nó có thể ngăn ngừa biến dạng do nhiệt.



Lĩnh vực kỹ thuật được đề cập

Sáng chế đề cập đến đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt có phần dạng tấm là bề mặt ma sát được cố định vào bánh. Cụ thể là, sáng chế đề cập đến đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt nhằm ngăn không cho đĩa phanh biến dạng do nhiệt ma sát trong quá trình hãm.

Tình trạng kỹ thuật của sáng chế

Đã có các loại phanh má, phanh đai, phanh đĩa là các hệ thống hãm dùng cho các phương tiện vận tải đường bộ đặc biệt là các phương tiện đường sắt. Trong số các loại phanh này, phanh đĩa hiện đang được sử dụng ngày càng tăng cùng với việc làm tăng tốc độ và kích thước của các phương tiện.

Phanh đĩa là cơ cấu mà có được lực hãm nhờ ma sát giữa đĩa phanh và lớp đệm hãm. Trong đĩa phanh, lực hãm thường được tạo ra bằng cách đẩy lớp đệm hãm tỳ vào bề mặt ma sát của đĩa phanh dạng vòng tròn mà đĩa phanh này được cố định vào trục hoặc bánh bằng các bu lông. Tốc độ quay của trục hoặc bánh xe được điều chỉnh nhờ lực hãm để điều khiển tốc độ phương tiện.

Các phương tiện đường sắt siêu tốc như Shinkansen đã được cải tiến thêm về tốc độ, và thao tác của phương tiện này khi tốc độ vượt quá 300 km mỗi giờ được yêu cầu. Để tăng tốc các phương tiện đường sắt hơn nữa thì cần phải giảm trọng lượng phương tiện, và đĩa phanh trong đó phần tấm như một bề mặt ma sát được cố định trực tiếp vào bánh xe là phù hợp. Đó là bởi vì đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát này không cần thêm bộ phận chỉ dùng để cố định và vì vậy có thể có được trọng lượng nhỏ hơn so với đĩa phanh loại cố định ngoại biên bên trong thông thường.

Trong đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát thông thường, nhằm mục đích ngăn không cho đĩa phanh biến dạng do nhiệt ma sát trong quá trình hãm, như cong vênh chẳng hạn, phần lõm sẽ được lấp khít với phần lồi được tạo ra trên chi

tiết cần được cố định (chẳng hạn như bánh xe) được tạo ra trên bề mặt đĩa phanh cố định (tài liệu sáng chế 1). Đã có các đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát thông thường mà tổng tỷ lệ thể tích giữa các phần cố định và các phần cần được cố định được định mức tiêu chuẩn (tài liệu sáng chế 2).

Trong các đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát thông thường như vậy, nhược điểm là tiếng ồn tăng, chưa có tính toán nào được đưa ra chung cho nhược điểm như vậy, nhược điểm này đang trở thành vấn đề trong điều kiện di chuyển tốc độ cao như vượt quá 300 km mỗi giờ chẳng hạn.

Đĩa phanh quay với tốc độ cao cùng với bánh xe. Với việc quay này, không khí quanh đĩa phanh bị hút vào từ phía ngoại biên bên trong và được xả ra phía ngoại biên bên ngoài. Vì vậy, luồng không khí tốc độ cao xuất hiện trên phía mặt sau của đĩa phanh.

Luồng không khí có vai trò quan trọng để làm mát đĩa phanh, nhưng trong khoảng tốc độ cao như vượt quá 300 km mỗi giờ chẳng hạn, luồng không khí tốc độ cao không chỉ làm mát đĩa phanh mà còn gây ra tiếng ồn, tiếng ồn này được gọi là “tiếng ồn khí động”.

Để làm giảm tiếng ồn khí động một cách hiệu quả, thì cần phải ngăn chặn luồng không khí giữa mặt sau của phần tấm đĩa phanh cũng như các gờ tản nhiệt được tạo thành trên đó và phần tấm của bánh xe.

Những người nộp đơn đã đề xuất đĩa phanh (1) như được thể hiện trên Fig.10 trong đó các gân (1c) được liên kết theo đường tròn được bố trí trong các khoảng trống được xác định giữa mặt sau của phần tấm (1a) và các gờ tản nhiệt (1b), cả các thành phần của đĩa phanh (1), và phần tấm (2a) của bánh xe (2), để tối thiểu hóa tổng diện tích hở theo chiều đường tròn (tài liệu sáng chế 3). Trên Fig.10, số chỉ dẫn “1d” là khe hở giữa đỉnh của mỗi gân (1c) và phần tấm (2a) của bánh xe (2), đỉnh của gờ được cấu hình sao cho tạo ra kẽ hở. Số chỉ dẫn “2b” là phần vành của bánh xe (2). Số chỉ dẫn “2c” là phần vấu lồi của bánh xe (2), số chỉ dẫn “3a” là bu lông để cố định đĩa phanh (1), và số chỉ dẫn “3b” là đai ốc để cố định đĩa phanh (1).

Tài liệu sáng chế

Tài liệu sáng chế 1: Công bố đơn yêu cầu cấp bằng độc quyền sáng chế Nhật
Bản số 2001-311441

Tài liệu sáng chế 2: Công bố đơn yêu cầu cấp bằng độc quyền sáng chế Nhật
Bản số 2005-321091

Tài liệu sáng chế 3: Công bố đơn yêu cầu cấp bằng độc quyền sáng chế Nhật
Bản số 2007-205428

Tuy nhiên, trong trường hợp đĩa phanh được đề xuất trong tài liệu sáng chế 3, biến dạng của đĩa phanh bị gây ra do nhiệt ma sát trong quá trình hãm có thể có các nhược điểm tùy theo hình dạng của các gân được tạo ra trong các khoảng trống giữa mặt sau của phần tấm của đĩa phanh và các gờ tản nhiệt của đĩa phanh và phần tấm của bánh xe.

Bản chất kỹ thuật của sáng chế

Mục đích của sáng chế là đề xuất đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát dùng cho phương tiện đường sắt mà đĩa phanh có thể không bị biến dạng do nhiệt ma sát trong quá trình hãm trong trường hợp tạo ra các gân trong các khoảng trống giữa mặt sau của phần tấm của đĩa phanh và các khe hở của đĩa phanh và phần tấm của bánh xe.

Như được bộc lộ trong tài liệu sáng chế 3, để làm giảm tiếng ồn khí động, cần phải làm giảm tổng diện tích hở có trên mặt sau của đĩa phanh. Các tác giả đã làm các thực nghiệm và các phân tích khác nhau, hình dung ra điều kiện di chuyển tốc độ cao như vượt quá 300 km mỗi giờ, đối với bánh xe có lắp đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát, ngoài việc tìm ra ở trên.

Kết quả là, điều được xác nhận rằng hình dạng của gân được bố trí trong mỗi khoảng trống giữa mặt sau của phần tấm của đĩa phanh và các gờ tản nhiệt của đĩa phanh và phần tấm của bánh xe không gây bất kỳ ảnh hưởng nào đến hiệu quả làm giảm tiếng ồn khí động miễn là tổng diện tích hở là giống nhau. Chúng tôi nhận ra

rằng sự biến dạng của đĩa phanh do nhiệt ma sát có thể được ngăn ngừa bằng cách xác định đúng hình dạng gờ.

Fig.3 là ví dụ về các kết quả thực nghiệm và phân tích được tiến hành bởi các tác giả, thể hiện sự tương quan của tổng diện tích các khoảng hở còn lại trong các khoảng trống có các gân với mức tiếng ồn khí động thu được bởi các thực nghiệm, và thể hiện sự tương quan với lượng khí đi qua thu được bởi các phân tích.

Diện tích hở đề cập đến diện tích của khoảng hở mà được nhận ra khi được nhìn từ phía ngoại biên bên trong của đĩa phanh, trong các khoảng trống mà mỗi khoảng trống được xác định giữa mặt sau của phần tấm của đĩa phanh, các gờ tản nhiệt và các gân được bố trí trên mặt sau của nó, và phần tấm của bánh xe, khi đĩa phanh và bánh xe được cố định với nhau. Tổng diện tích hở đề cập đến tổng diện tích của các khoảng hở được bổ sung trong các khoảng trống theo chiều đường tròn liên quan đến không khí đi qua.

Từ Fig.3 rõ ràng rằng tổng diện tích hở nhỏ hơn sẽ gây ra tiếng ồn khí động thấp hơn, cụ thể hơn, tiếng ồn khí động có thể được giảm xuống khi tổng diện tích hở nhỏ hơn, chẳng hạn, từ nhỏ hơn hoặc bằng 10000 mm^2 đến nhỏ hơn hoặc bằng 7000 mm^2 và còn nhỏ hơn hoặc bằng 5000 mm^2 , và rõ ràng là hầu như không thay đổi lượng giảm tiếng ồn khí động trong trường hợp tổng diện tích hở là nhỏ hơn hoặc bằng 3000 mm^2 . Hơn nữa, rõ ràng là tổng diện tích hở nhỏ hơn sẽ cho lượng khí đi qua nhỏ hơn cũng như lượng giảm tiếng ồn khí động được mong đợi. Từ các kết quả này, rõ ràng là lượng giảm tiếng ồn khí động có thể được đánh giá bằng cách tính toán lượng không khí đi qua nhờ sử dụng sự phân tích lưu chất.

Các kết quả được thể hiện trên Fig.3 đã thu được bằng cách sử dụng thiết bị thử nghiệm tiếng ồn lăn bánh được thể hiện trên Fig.4 và bằng cách thiết đặt và thử nghiệm bánh xe 2 (đường kính bánh xe: 860 mm) được lắp đĩa phanh 1 được thể hiện trên Fig.1, trên thiết bị thử nghiệm tiếng ồn lăn bánh.

Thiết bị thử nghiệm tiếng ồn lăn bánh có cấu hình như được thể hiện trên Fig.4, trong đó bánh xe 2 cần được thử nghiệm được đỡ quay được bởi các ổ lăn 4

và được đẩy tỳ vào bánh profin ray 6 với kích thủy lực 5, và sau đó bánh profin ray 6 được quay với động cơ 7 nhờ đó làm quay bánh xe 2.

Trong thiết bị thử nghiệm tiếng ồn lăn bánh này, tốc độ được biểu thị theo tốc độ ngoại biên của bánh profin ray 6 và được xác định từ cả số vòng quay của động cơ 7 và đường kính (910 mm trong ví dụ này) của bánh profin ray 6. Khi số lượng vòng quay của động cơ 7 là khoảng 1750 vòng/phút, thì tốc độ biên là 300 km/h.

Trong quá trình đo, thước đo mức âm thanh chính xác 8 được đặt cách 300 mm so với bánh xe 2 để đo tiếng ồn được phát từ bánh xe 2 trong khi quay (gia trọng của thước đo mức âm thanh chính xác 8 là FLAT (trong điều kiện không đặt gia trọng) và các đặc tính động lực là FAST). Hơn nữa, mức tiếng ồn khí động được tính bằng cách lấy mức tiếng ồn của bánh xe được lắp đĩa phanh trừ mức tiếng ồn khi khoang hở được đóng kín hoàn toàn.

Các tốc độ thử nghiệm được thiết đặt ở mỗi khoảng 10 km/h giữa 200 đến 360 km/h theo tốc độ biên của bánh profin ray 6. Sau khi đo bằng thước đo mức âm thanh chính xác 8, quá trình phân tích tần số được thực hiện bởi phép biến đổi Fourier nhanh nhờ sử dụng bộ phân tích tần số 9 và gia trọng đặc trưng “A” (xem Fig.5) được áp dụng, tiếp theo là quá trình xử lý 1/3 dải octa, và cả đặc trưng tần số và toàn bộ giá trị được đánh giá.

Đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt theo sáng chế đã được hoàn thành dựa trên các phát hiện được đề cập ở trên, và là đĩa phanh loại cố định bề mặt ma sát dùng cho phương tiện đường sắt. Để ngăn chặn đĩa phanh biến dạng do nhiệt ma sát, đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt theo sáng chế bao gồm phần tấm dạng vòng tròn có mặt trước là bề mặt ma sát, và các gờ tản nhiệt nhô ra được bố trí theo đường tròn trên mặt sau của phần tấm, phần tấm được cố định vào bánh xe, trong đó gân được bố trí giữa hai gờ tản nhiệt liền kề, và ở vị trí giữa đường tròn trong gân, khe hở được bố trí theo đường tròn có độ sâu theo chiều từ phần đầu cạnh bánh xe của gờ về phía mặt sau của phần tấm.

Theo sáng chế, do ở vị trí giữa thuộc đường tròn trong gờ được bố trí trên mặt sau của đĩa phanh, nên khe hở có độ sâu theo chiều từ phần đầu cạnh bánh xe của gờ hướng về mặt sau của phần tấm, biến dạng do nhiệt ma sát có thể được ngăn chặn một cách hiệu quả thậm chí trong đĩa phanh loại cổ định bề mặt ma sát.

Mô tả vắn tắt các hình vẽ

Fig.1 là sơ đồ thể hiện phần chính của đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt theo sáng chế trong trường hợp tỷ số độ sâu ($L1/L2$) của khe hở được bố trí trong mỗi gân là 1, trong đó Fig.1(a) là hình chiếu bằng của góc phần tư của đĩa phanh, Fig.1(b) là mặt cắt của phần bán nguyệt, và Fig.1(c) là hình cắt khai triển từ đường A-A trên Fig.1(a).

Fig.2 là sơ đồ thể hiện phần chính của đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt theo sáng chế trong trường hợp tỷ số độ sâu ($L1/L2$) của khe hở được bố trí trong mỗi gân nhỏ hơn 1, trong đó Fig.2(a) là hình chiếu bằng của góc phần tư của đĩa phanh, Fig.2(b) là hình cắt của phần bán nguyệt, và Fig.2(c) là hình cắt khai triển từ đường A-A trên Fig.2(a).

Fig.3 là sơ đồ thể hiện các mối liên quan của tổng diện tích khoảng hở được tạo ra trong các khoảng trống với các mức độ tiếng ồn khí động thu được qua thực nghiệm và với lượng khí đi qua thu được qua phân tích.

Fig.4 là sơ đồ giải thích sơ lược thiết bị thử nghiệm tiếng ồn lăn bánh.

Fig.5 là sơ đồ thể hiện đường cong gia trọng đặc trưng “A”.

Fig.6 là sơ đồ thể hiện tương quan của tần số trung tâm với mức tiếng ồn trong quá trình di chuyển ở tốc độ 360 km mỗi giờ.

Fig.7 là sơ đồ thể hiện tương quan giữa tỷ số độ sâu ($L1/L2$) của khe hở được bố trí trong mỗi gân và lượng khí đi qua, mà thu được nhờ phương pháp phân tích lưu chất.

Fig.8 là sơ đồ thể hiện các kết quả đánh giá về các lượng biến dạng đĩa phanh thu được bằng cách sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn.

Fig.9 là sơ đồ thể hiện kết quả đánh giá về tiếng ồn phanh của đĩa phanh.

Fig.10 là sơ đồ thể hiện đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt được bộc lộ trong tài liệu sáng chế 3, trong đó Fig.10(a) là hình chiếu bằng của một phần tư đĩa phanh, Fig.10(b) là hình cắt của phần bán nguyệt, và Fig.10(c) là hình cắt khai triển từ đường A-A trên Fig.10(a).

Mô tả chi tiết sáng chế

Đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt theo phương án của sáng chế sẽ được mô tả dưới đây dựa vào các hình vẽ trên Fig.1 và Fig.2.

Hình vẽ trên Fig.1 và Fig.2 minh họa phần chính của đĩa phanh 1 dùng cho phương tiện đường sắt theo sáng chế, đĩa phanh 1 được cố định vào phần tấm 2a của bánh xe 2 bằng các bu lông cố định 3a và các đai ốc cố định 3b. Như được thể hiện trên Fig.1 và Fig.2, đĩa phanh 1 bao gồm phần tấm dạng vòng tròn 1a với mặt trước đóng vai trò là bề mặt ma sát. Các gờ tản nhiệt 1b được bố trí tỏa tròn, mỗi gờ được nhô ra từ mặt sau của phần tấm 1a. Một cặp đĩa phanh 1 được bố trí sao cho kẹp phần tấm 2a của bánh xe 2, và các phần tấm đĩa phanh 1a được cố định vào bánh xe 2 bằng các bu lông cố định 3a và các đai ốc 3b trong trạng thái mà các chóp của các gờ tản nhiệt 1b tiếp xúc với phần tấm 2a của bánh xe 2. Kết quả là, tạo ra các khoảng trống hình thang, các khoảng trống này được xác định bởi mặt của của phần tấm 1a của đĩa phanh 1, các gờ tản nhiệt 1b được bố trí trên mặt sau này, và phần tấm 2a của bánh xe 2.

Trong đĩa phanh 1 theo sáng chế, các gân hình thang 1c được nhô ra và được bố trí theo đường tròn, một gân trong một khoảng trống, nằm giữa hai gờ tản nhiệt 1b liền kề và được xác định bởi mặt sau của phần tấm 1a của đĩa phanh 1 và phần tấm 2a của bánh xe 2. Các gân 1c được thể hiện trên Fig.1 và Fig.2 được bố trí ở vị trí giữa bán kính của đĩa phanh 1.

Ở vị trí giữa theo đường tròn trong mỗi gân 1c, có một khe hở hình thang 1d có độ sâu theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân 1c hướng về mặt sau của phần tấm đĩa phanh 1a. Việc tạo ra các khe hở 1d này khiến nó có thể ngăn chặn đĩa phanh 1 biến dạng do nhiệt ma sát gây ra.

Theo các kết quả thực nghiệm và các kết quả phân tích được tạo ra bởi các tác giả, khi đĩa phanh được cố định vào bánh xe 2, tốt hơn là diện tích các khoảng hở, mà được nhận biết trong các khoảng trống được tạo ra giữa phần tấm 1a, các gờ 1b và các gân 1c của đĩa phanh 1 và phần tấm 2a của bánh xe 2 khi được nhìn từ phía ngoại biên bên trong của đĩa phanh 1, cụ thể là, tổng diện tích mặt cắt của các khe hở 1d, mỗi khe hở mở theo chiều mặt cắt ngang dọc theo đường tròn của gân 1c, trên hình vẽ được nhìn từ đường A-A, như được thể hiện trên các hình vẽ Fig.1(c) và Fig.2(c), là nhỏ hơn 7000 mm².

Lý do đó là, sự liên quan giữa tần số tâm đã được xử lý 1/3 dải octa với mức độ tiếng ồn trong quá trình di chuyển ở 360 km mỗi giờ, như được thể hiện trên Fig.6, tiếng ồn khí động trong dải tần số là từ 800 đến 1250 Hz xét theo tần số tâm có thể bị giảm đáng kể trong trường hợp tổng diện tích hở của các khe hở 1d là 7000 mm².

Để xác nhận hiệu quả làm giảm tiếng ồn, lượng không khí đi qua lưu thông dọc theo mặt sau của đĩa phanh 1 do bánh xe 2 quay ở tốc độ 2220 vòng/phút được xác định từ đường kính (860 mm) của bánh xe 2, được đánh giá bởi sự phân tích lưu chất trong mỗi ví dụ được thể hiện trên bảng 1 dưới đây, tốc độ di chuyển dự tính ở 360 km mỗi giờ. Hơn nữa, sự phân tích phần tử hữu hạn được thực hiện dựa trên điều kiện tương đương với việc đập các phanh khẩn cấp ba lần trong quá trình chuyển động ở tốc độ 360 km/h, và lượng biến dạng của đĩa phanh 1 được đánh giá.

Đĩa phanh là đĩa thép đã rèn dùng cho Shinkansen, có đường kính bên trong là 444 mm, đường kính bên ngoài là 720 mm, và chiều dài là 47,5 mm từ bề mặt ma sát đến phần tiếp xúc bánh xe. Đĩa phanh có mười hai lỗ cố định bu lông mỗi tâm lỗ này nằm trên đường tròn có đường kính 580 mm, và nó được cố định bằng mười hai bu lông ở các vị trí thuộc đường tròn cách đều nhau.

Nhằm mục đích so sánh, quá trình phân tích lưu chất và phân tích phần tử hữu hạn còn được tiến hành đối với đĩa phanh không có gân (ví dụ so sánh 1) và đĩa phanh (ví dụ so sánh 2) có hình dạng được thể hiện trên Fig.10 được tạo ra mà

không có các khe hở ở các vị trí giữa thuộc đường tròn của các gân. Các hiệu quả của các ví dụ từ 1 đến 7 theo sáng chế, có các gân với hình dạng được thể hiện trên Fig.1 hoặc Fig.2, được xác nhận.

Bảng 1

	Tổng diện tích hở (mm ²)	L1/L2	Tỷ lệ lượng lưu thông của không khí	Tỷ lệ cong	Lưu ý
Ví dụ 1	3000	0,2	0,15	1,14	Fig.2
Ví dụ 2	3000	0,25	0,16	1,14	Fig.2
Ví dụ 3	3000	0,4	0,15	1,14	Fig.2
Ví dụ 4	3000	0,5	0,16	1,14	Fig.2
Ví dụ 5	3000	1	0,14	1,06	Fig.1
Ví dụ 6	4600	1	0,24	1,05	Fig.1
Ví dụ 7	7000	1	0,36	1,05	Fig.1
Ví dụ so sánh 1	20000	---	1,00	1,00	Không có gân
Ví dụ so sánh 2	3000	—	0.17	1,16	Fig.10

Fig.7 là sơ đồ thể hiện tương quan giữa tỷ lệ độ sâu của khe hở được tạo ra trong mỗi gân ((độ sâu L1 của khe hở 1d theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân 1c hướng về mặt sau của phần tâm 1a)/(độ cao L2 của gân 1c từ mặt phía bánh xe của gân này hướng về mặt sau của phần tâm 1a)) và lượng không khí đi qua, mà thu được bởi phương pháp phân tích lưu chất.

Rõ ràng là trên Fig.7, trong các ví dụ từ 1 đến 5, mỗi ví dụ thể hiện tổng diện tích khe hở bằng nhau, lượng không khí đi qua hầu như không đổi bất luận các tỷ số độ sâu (L1/L2) đối với các khe hở được tạo ra trong các gân. Như được thể hiện trên Fig.3, vì lượng không khí đi qua rõ ràng có ảnh hưởng tới lượng giảm tiếng ồn khí động, nên rõ ràng là mức tiếng ồn khí động cũng cần xấp xỉ bằng nhau theo mối liên quan được thể hiện trên Fig.7.

Fig.8 là sơ đồ thể hiện các kết quả đánh giá của lượng biến dạng đĩa phanh thu được nhờ sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn. Từ Fig.8, điều được công nhận là các ví dụ từ 1 đến 5 mỗi ví dụ là trường hợp có các khe hở được mở rộng theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân hướng về mặt sau của phần tâm ở

các vị trí giữa của các gân, có sự biến dạng đĩa phanh nhỏ hơn khi so sánh ví dụ 2 so sánh 2 mặc dù có các gân, tổng diện tích hở tại đó cần phải bằng nhau.

Hơn nữa, khi tổng diện tích hở bằng nhau, lượng biến dạng của đĩa phanh đặc biệt nhỏ trong ví dụ 5 trong đó tỷ số độ sâu ($L1/L2$) của các khe hở được tạo ra trong các gân là 1, khi so sánh với các ví dụ từ 1 đến 4 trong đó tỷ số độ sâu ($L1/L2$) không lớn hơn 0,5. Từ thực tế này, lưu ý rằng trong trường hợp theo sáng chế, tốt hơn là thiết đặt độ sâu khe hở $L1$ là không nhỏ hơn một nửa của độ cao tổng thể của gân $L2$. Còn được nhận ra rằng, tốt hơn là thiết đặt độ sâu khe hở $L1$ bằng 0,8 lần hoặc bằng độ cao tổng thể của gân $L2$.

Hơn nữa, từ các kết quả thu được trong các ví dụ 6 và 7, điều được lưu ý là mặc dù tổng diện tích khe hở khác nhau, sự biến dạng đĩa phanh có thể được tạo ra nhỏ bằng cách tạo ra một khe hở mà mở rộng từ mặt phía bánh xe của gân hướng về mặt sau của phần tấm, trong phần giữa của mỗi gân.

Như được thể hiện trên Fig.3, tiếng ồn khí động hầu như không thay đổi khi tổng diện tích hở không lớn hơn 3000 mm^2 . Vì vậy, trong các phân tích trên Fig.7 và Fig.8, các diện tích mặt cắt tối thiểu của các khe hở được thiết đặt chủ yếu là 3000 mm^2 sao cho các dạng gân bị thay đổi.

Như được thể hiện trong các ví dụ 6 và ví dụ 7, tương tự các ví dụ từ 1 đến 5, lượng biến dạng đĩa phanh được giữ thấp hơn trong ví dụ so sánh 2 thậm chí gia tăng tổng diện tích hở. Nghĩa là, có thể duy trì lượng biến dạng tương đương mặc dù tổng diện tích hở bị thay đổi phụ thuộc vào lượng giảm đích của tiếng ồn khí động.

Trong phương tiện đường sắt tốc độ cao, không chỉ tiếng ồn khí động được tạo ra trong quá trình di chuyển của phương tiện, mà còn có tiếng ồn hãm bị gây ra do ma sát giữa đĩa phanh và lớp đệm hãm trong khi hãm phanh. Tiếng ồn hãm có thể do thực tế là sự rung không ổn định hay còn được gọi là rung tự kích thích bị tăng lên trong đĩa phanh do ma sát trong quá trình hãm.

Vì vậy, ngoài quá trình phân tích ở trên, các mô hình phân tích tương ứng với các đĩa phanh có các tỷ số độ sâu khe hở khác nhau ($L1/L2$) được chuẩn bị và

sau đó mỗi mô hình trải qua sự phân tích chế độ rung nhờ sử dụng phương pháp phân tử hữu hạn, sau đó đánh giá đối với tiếng ồn hãm. Việc đánh giá này được thực hiện theo cách sau đây. Tỷ lệ giảm chấn của độ rung tự kích thích được tạo ra trong mỗi mô hình phân tích được biểu diễn theo tỷ lệ trên tỷ lệ giảm chấn của độ rung tự kích thích được tạo ra trong mô hình phân tích không có gân và sau đó việc đánh giá được thực hiện với tỷ lệ (chỉ số tiếng ồn) dưới dạng chỉ số. Chỉ số tiếng ồn càng nhỏ, càng ngăn chặn tiếng ồn hãm tốt hơn.

Fig.9 là sơ đồ thể hiện kết quả đánh giá tiếng ồn hãm của đĩa phanh. Từ kết quả được thể hiện trên hình vẽ này, lưu ý là tiếng ồn hãm bị chặn lại do việc tạo ra các gân có hoặc không có các khe hở. Điều cũng được công nhận là tiếng ồn hãm được ngăn chặn tốt hơn khi tỷ lệ độ sâu khe hở gân ($L1/L2$) nằm trong khoảng từ 0,8 đến 1 so với trong trường hợp gờ không có khe hở ($L1/L2=0$).

Từ phần mô tả ở trên, tốt hơn là độ sâu khe hở $L1$ được thiết đặt bằng 0,8 lần hoặc lớn bằng độ cao tổng thể của gân $L2$ để ngăn không cho đĩa phanh biến dạng do nhiệt ma sát cũng như ngăn tiếng ồn khi hãm.

Không cần phải nói rằng sáng chế không bị giới hạn vào các ví dụ ở trên, và phương án có thể được cải biến phù hợp trong phạm vi như cải biến nằm trong phạm vi của lĩnh vực kỹ thuật được mô tả trong yêu cầu bảo hộ đính kèm.

Chẳng hạn, trong các trường hợp được thể hiện trên Fig.1 và Fig.2, các gân 1c được bố trí ở vị trí giữa gần như tỏa tròn trong đĩa phanh 1. Tuy nhiên, như được bộc lộ trong tài liệu sáng chế 3, vị trí tỏa tròn của gân không gây ra bất kỳ ảnh hưởng nào lên việc làm giảm tiếng ồn khí động và ảnh hưởng của nó về lượng biến dạng đĩa phanh cũng nhỏ. Vì vậy, cũng theo sáng chế, vị trí tỏa tròn của gân có thể được thiết đặt ở vị trí ngoại biên bên trong hoặc vị trí ngoại biên bên ngoài thay vì vị trí giữa tỏa tròn, khác với vị trí được thể hiện trên Fig.1 hoặc Fig.2.

Mặc dù, trong các trường hợp được thể hiện trên Fig.1 và Fig.2, tất cả các chóp của các gân 1c không có các khe hở 1d tiếp xúc với bánh xe 2, tất cả các chóp không có các khe hở 1d không nhất thiết phải tiếp xúc với bánh xe. Khi các chóp

của các gân 1c không tiếp xúc với bánh xe 2 và các kẽ hở tồn tại giữa các chóp gân và bánh xe 2, tổng diện tích hở sẽ được xác định bao gồm cả các kẽ hở.

Hơn nữa, trong các trường hợp được thể hiện trên Fig.1 và Fig.2, mặc dù các cạnh đối diện không song song của khe hở hình thang 1d được tạo ra ở vị trí giữa thuộc đường tròn của mỗi gân 1c song song với các cạnh tương ứng của gân 1c, nhưng chúng không nhất thiết phải song song. Hình dạng của mỗi khe hở 1d không bị giới hạn là hình thang, mà có thể là dưới dạng hình chữ nhật chẳng hạn.

Sáng chế có thể ứng dụng không chỉ cho đĩa phanh dùng cho phương tiện đường sắt mà còn có thể ứng dụng cho đĩa phanh cho ô tô và xe máy.

Danh mục các số chỉ dẫn

1: đĩa phanh, 1a: phần tấm, 1b: gờ, 1c: gân, 1d: khe hở, 2: bánh xe, 2a: phần tấm, 2b: phần mép, 2c: phần mayơ, 3a: bu lông cố định, 3b: đai ốc cố định

YÊU CẦU BẢO HỘ

1. Đĩa phanh (1) dùng cho phương tiện đường sắt trong đó phần tấm dạng vòng tròn (1a) có mặt trước là bề mặt ma sát và các gờ tản nhiệt (1b) được nhô ra và được bố trí theo đường tròn trên mặt sau của phần tấm, phần tấm được tạo kết cấu để được cố định vào bánh xe, khác biệt ở chỗ:

gân (1c) được bố trí giữa các gờ tản nhiệt liền kề (1b), và

khe hở (1d) mở rộng theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân (1c) về phía mặt sau (1a) của phần tấm được bố trí tại phần giữa đường tròn của gân (1c).

2. Đĩa phanh theo điểm 1, khác biệt ở chỗ, tỷ số ($L1/L2$) của độ sâu khe hở ($L1$) trên độ cao gân ($L2$) là nằm trong khoảng từ 0,5 đến 1, độ sâu khe hở theo chiều từ mặt phía bánh xe của gân (1c) về phía mặt sau của phần tấm (1a), độ cao của gân từ mặt phía bánh xe của gân (1c) đến mặt sau của phần tấm (1a).

3. Đĩa phanh theo điểm 1 hoặc 2, khác biệt ở chỗ, tổng diện tích các khoảng hở, mỗi khoảng hở được tạo ra bởi khe hở (1d) trong mặt cắt dọc theo đường tròn của gân, không lớn hơn 7000 mm^2 trong trạng thái mà đĩa phanh (1) được cố định vào bánh xe (2).

4. Đĩa phanh theo điểm bất kỳ trong số các điểm từ điểm 1 đến điểm 3, khác biệt ở chỗ, đĩa phanh này còn bao gồm các chóp của các gờ tản nhiệt (1b) được tạo kết cấu để tiếp xúc với phần tấm (2a) của bánh xe (2).

5. Đĩa phanh theo điểm bất kỳ trong số các điểm từ điểm 1 đến điểm 4, khác biệt ở chỗ, các gân (1c) hình thang được bố trí theo đường tròn.

6. Cụm đĩa phanh xe dùng cho phương tiện đường sắt bao gồm đĩa phanh (1) theo điểm bất kỳ trong số các điểm từ điểm 1 đến điểm 5, trong đó đĩa phanh (1) được cố định vào bánh xe (2).

7. Cụm đĩa phanh xe theo điểm 6, khác biệt ở chỗ, đĩa phanh (1) này là một trong hai đĩa phanh (1) được bố trí để kẹp phần tấm (2a) của bánh xe (2).

FIG. 1

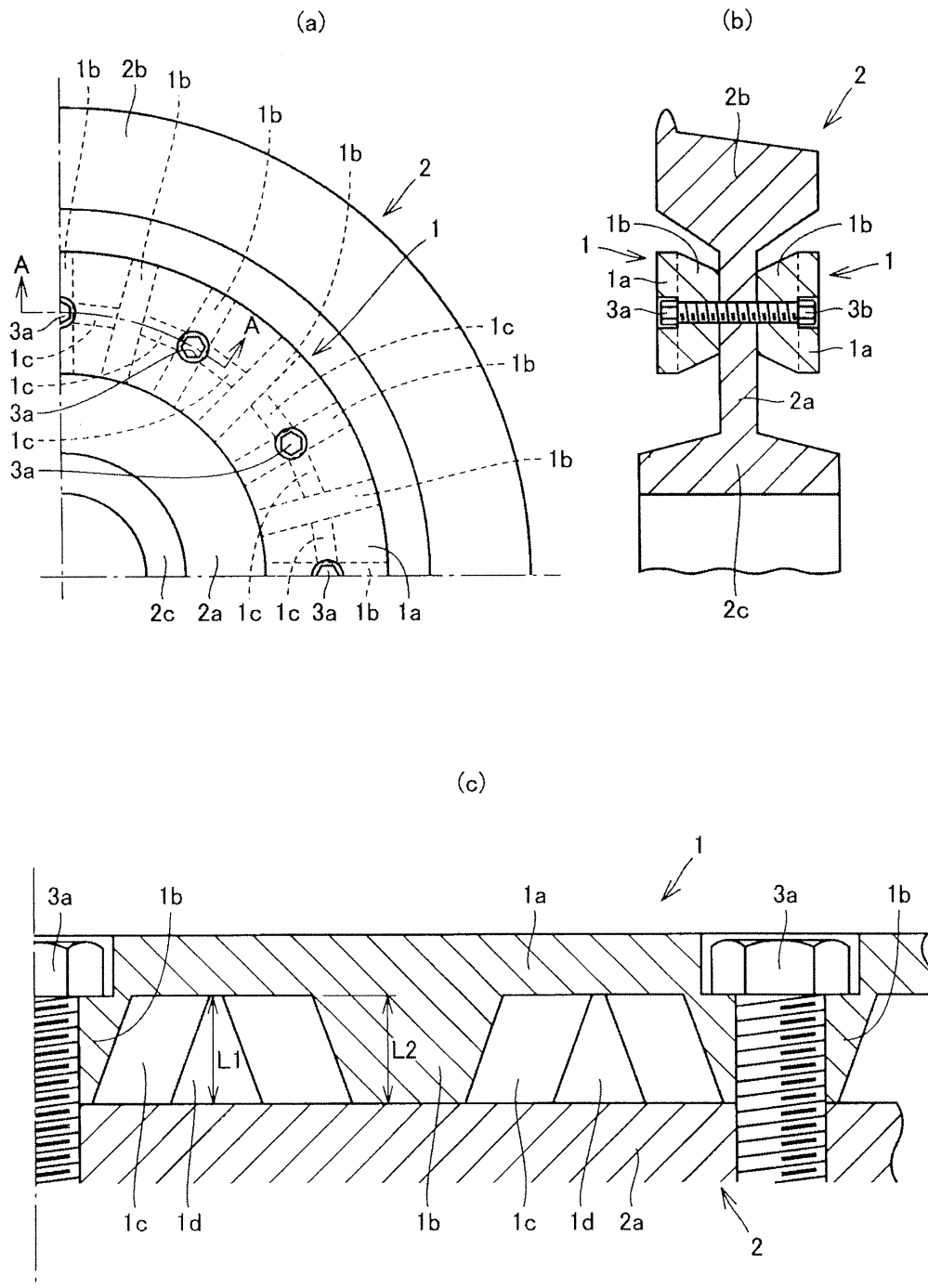


FIG. 2

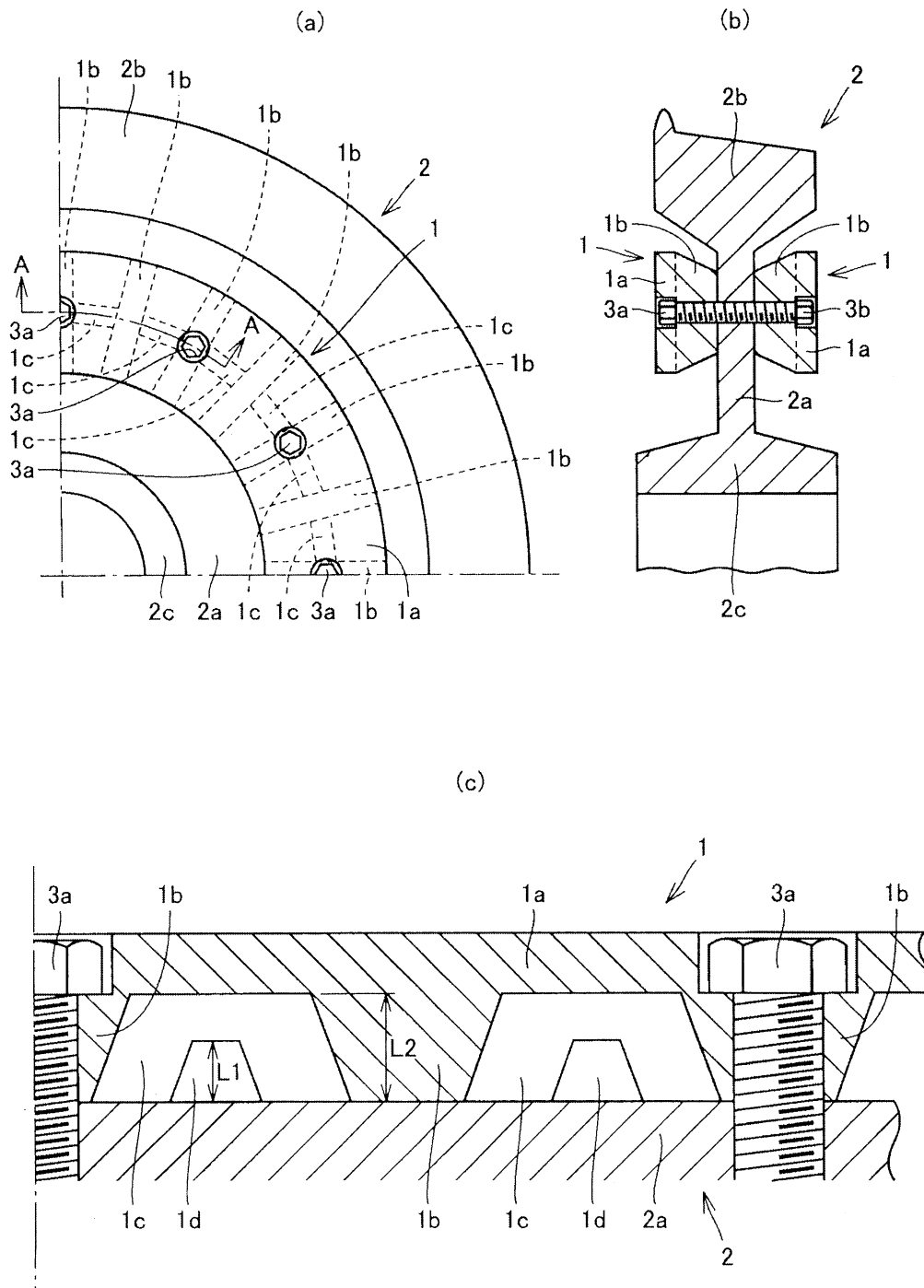


FIG. 3

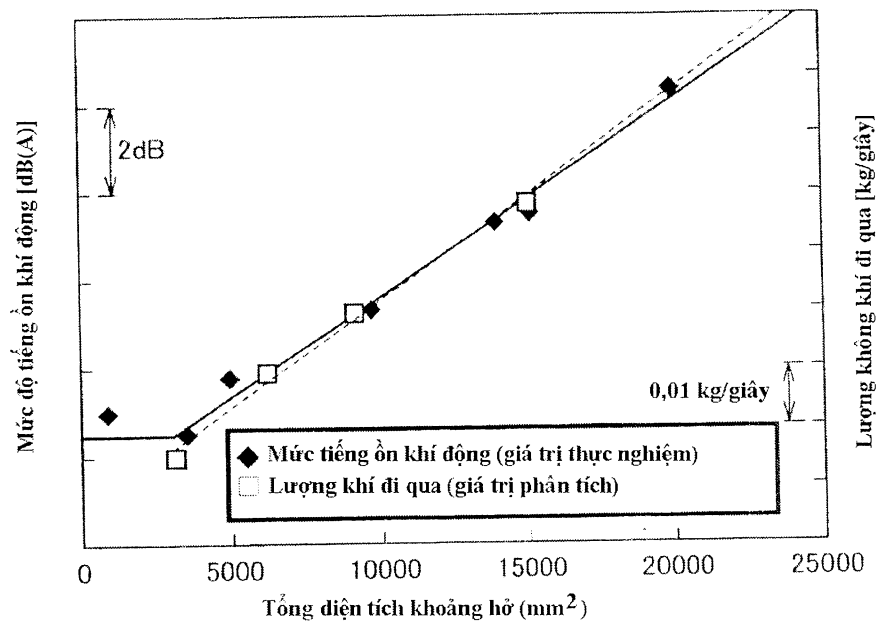


FIG. 4

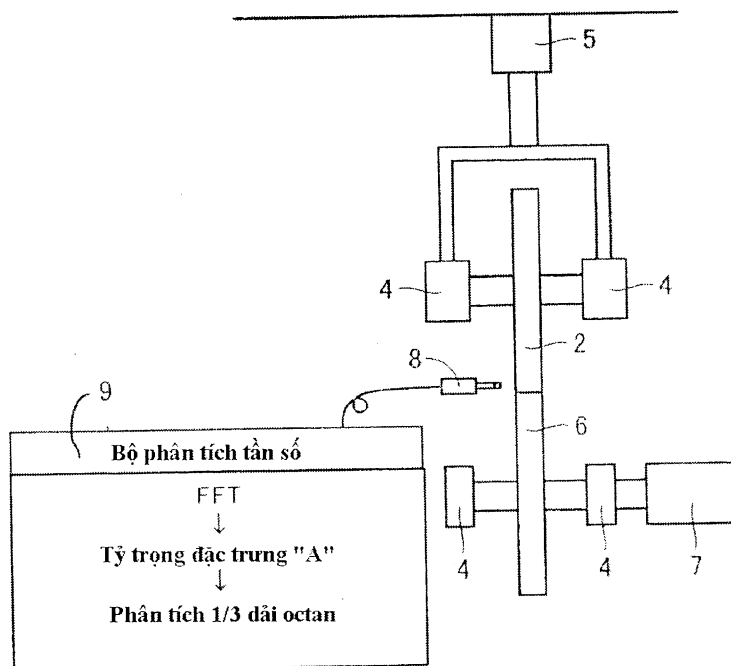


FIG. 5

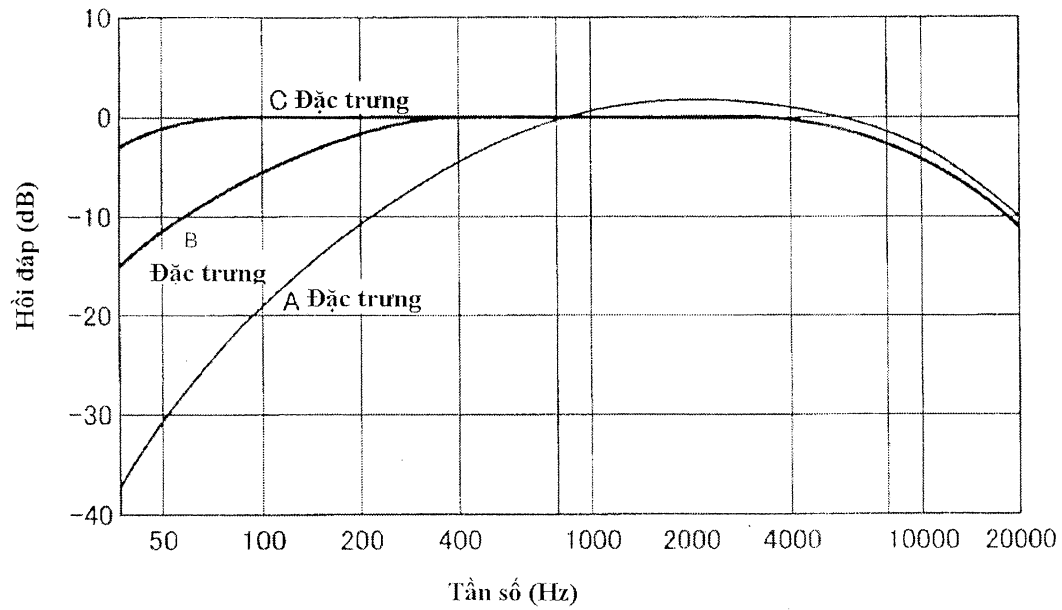


FIG. 6

Đặc trưng tần số [360km/h]

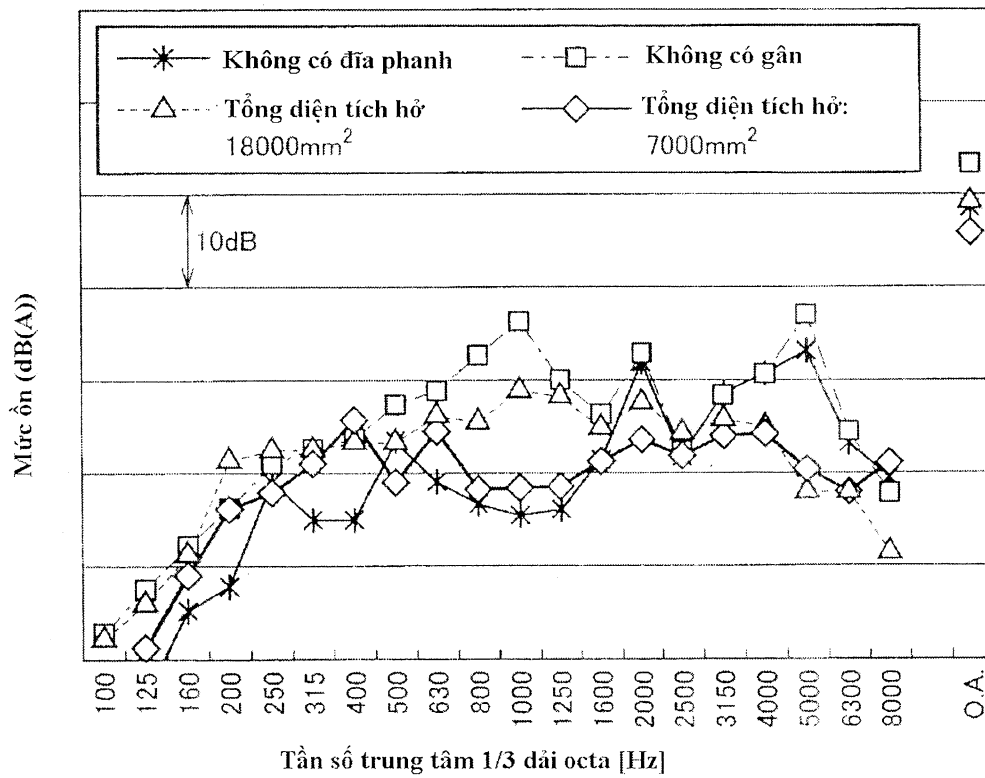


FIG. 7

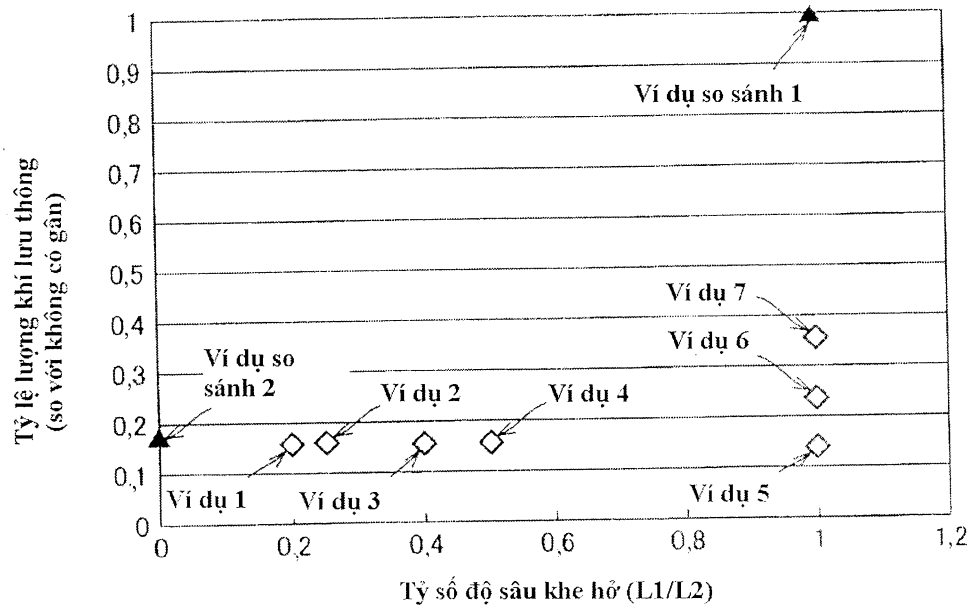


FIG. 8

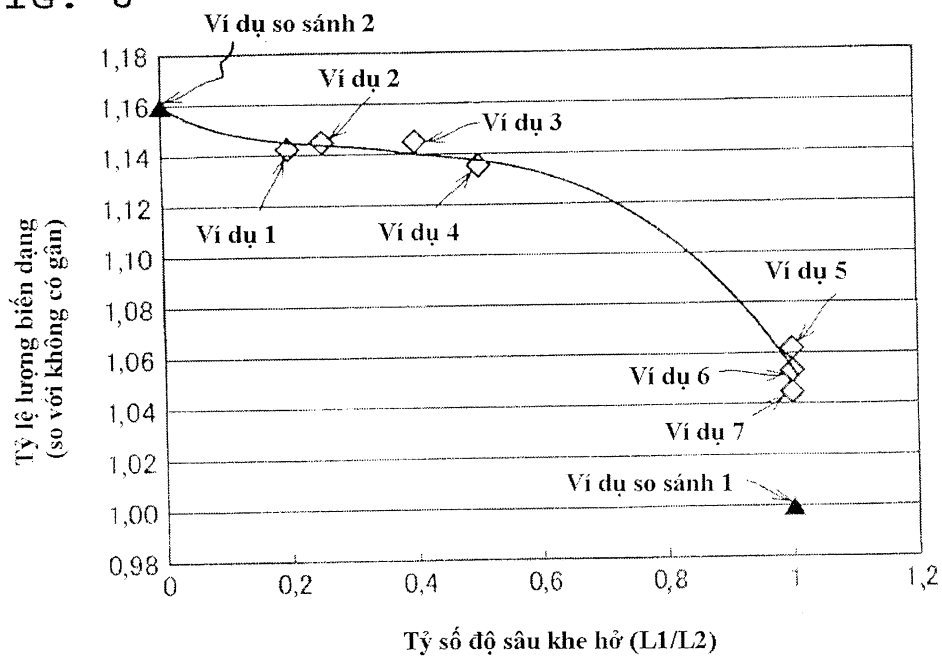


FIG. 9

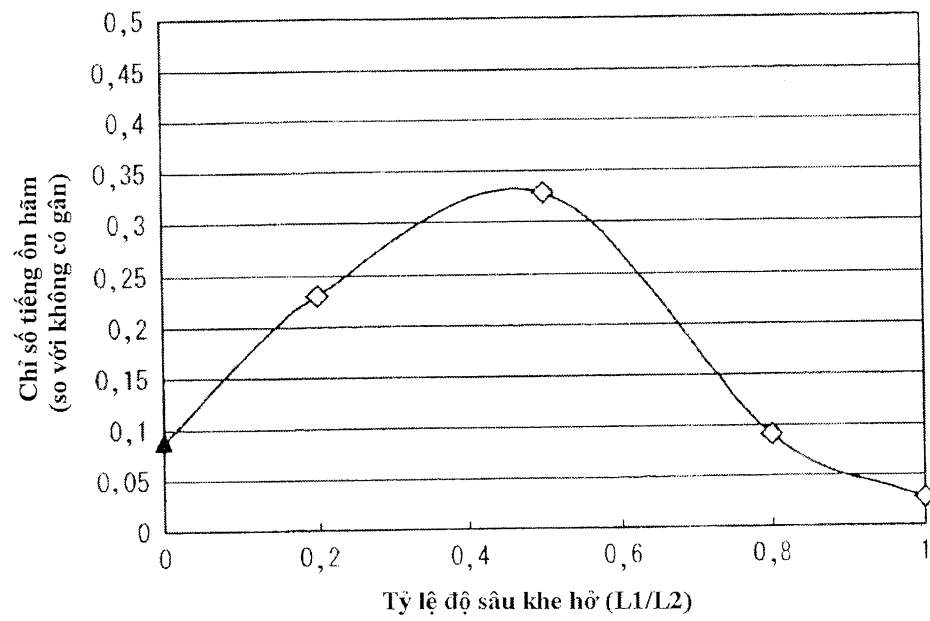


FIG. 10

