

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-74386

(P2009-74386A)

(43) 公開日 平成21年4月9日(2009.4.9)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 4 B 39/12 (2006.01)	F 0 4 B 39/12 G	3 H 0 0 3
F 0 4 B 39/00 (2006.01)	F 0 4 B 39/00 1 O 2 V	

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号	特願2007-242446 (P2007-242446)	(71) 出願人	000001845 サンデン株式会社 群馬県伊勢崎市寿町20番地
(22) 出願日	平成19年9月19日 (2007.9.19)	(74) 代理人	100091384 弁理士 伴 俊光
		(72) 発明者	菱沼 孝行 群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内
		(72) 発明者	松原 優子 群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株式会社内
		Fターム(参考)	3H003 AC03 BB08 CD01

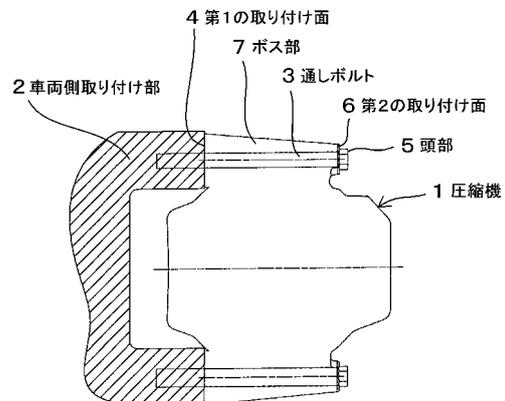
(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【要約】

【課題】 通しボルトを用いて圧縮機を車両側取り付け部に取り付ける場合において、簡単な改良にて、取り付け状態での振動を効果的に低減できるようにした圧縮機の構造を提供する。

【解決手段】 通しボルトを用いて車両側取り付け部に取り付けられる圧縮機において、圧縮機の車両側取り付け部への第1の取り付け面の面積を、通しボルトの頭部側の座面を形成する第2の取り付け面の面積よりも大きくし、両取り付け面の面積に大小関係を持たせることにより、取り付け状態における振動を抑えるようにした圧縮機。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

通しボルトを用いて車両側取り付け部に取り付けられる圧縮機において、圧縮機の前記車両側取り付け部への第 1 の取り付け面の面積を、前記通しボルトの頭部側の座面を形成する第 2 の取り付け面の面積よりも大きくし、両取り付け面の面積に大小関係を持たせることにより、取り付け状態における振動を抑えるようにしたことを特徴とする圧縮機。

【請求項 2】

前記第 1 の取り付け面の面積が、前記第 2 の取り付け面の面積の 1.1 倍以上である、請求項 1 に記載の圧縮機。

【請求項 3】

前記通しボルトが挿入される圧縮機のボス部の径が、前記第 2 の取り付け面側から前記第 1 の取り付け面側に向かって徐々に増大されている、請求項 1 または 2 に記載の圧縮機。

【請求項 4】

前記ボス部が複数設けられている、請求項 3 に記載の圧縮機。

【請求項 5】

前記車両側取り付け部がブラケットからなり、該ブラケットが車体または車両搭載エンジンに取り付けられるようになっている、請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両に搭載される圧縮機の本体の取り付け部の構造に関し、とくに、取り付け状態において振動および振動に伴うノイズを低減できるようにした圧縮機の構造に関する。

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される圧縮機は、主として車両用空調装置に一部品として組み込まれるが、この圧縮機は、通しボルトを用いて車両側取り付け部に取り付けられることが多い。また、圧縮機は、直接車体に取り付けられることもあるが、車両側取り付け部としてのブラケットに取り付けられ、そのブラケットが車体や車両搭載エンジンに取り付けられることが多い。

【0003】

例えば図 4 に示すように、圧縮機 101 は、車体や車両搭載エンジン 102 にブラケット 103 を介して取り付けられ、この取り付けに通しボルト 104 が用いられている。このような取り付け構造を有する圧縮機 101 においては、従来、圧縮機 101 の軽量化や取り付け状態における強度確保のために、車両側取り付け部（図示例では、ブラケット 103）への取り付け面 105 の面積と、その反対側の通しボルト 104 の頭部 106 の座面を形成する取り付け面 107 の面積とは、実質的に同じ面積とされていた。

【0004】

なお、従来公知技術として、圧縮機の放熱性能を高めるために圧縮機の取り付け用ボス部にフィンを設ける構造は知られているが（例えば、特許文献 1）、本発明のように振動低減を目的として取り付け用ボス部の構造を工夫した提案は見当たらない。

【特許文献 1】特開平 9 - 112419 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

そこで本発明の課題は、前述したような通しボルトを用いて圧縮機を車両側取り付け部に取り付ける場合において、簡単な改良にて、取り付け状態での振動を効果的に低減できるようにした圧縮機の構造を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【0006】

上記課題を解決するために、本発明に係る圧縮機は、通しボルトを用いて車両側取り付け部に取り付けられる圧縮機において、圧縮機の前記車両側取り付け部への第1の取り付け面の面積を、前記通しボルトの頭部側の座面を形成する第2の取り付け面の面積よりも大きくし、両取り付け面の面積に大小関係を持たせることにより、取り付け状態における振動を抑えるようにしたことを特徴とするものからなる。

【0007】

後述の解析結果に示すように、上記両取り付け面の面積に大小関係を持たせることにより、他の部位における形状の変更に比べ、はるかに効率のよい振動低減効果が得られる。したがって、この部分の形状や構造の簡単な改良により、取り付け状態における圧縮機の振動を効果的に低減できるようになる。しかも、両取り付け面の面積に大小関係を持たせるだけであるから、圧縮機外形形状の大きな変更は不要であり、軽量性を維持しつつ、所望の振動低減が達成可能となる。

10

【0008】

上記両取り付け面の面積の大小関係としては、例えば、上記第1の取り付け面の面積が、上記第2の取り付け面の面積の1.11倍以上であることが好ましい。これは、後述の解析結果における、第1の取り付け面を形成するボス部の外半径が9mmであるときに、第2の取り付け面におけるボス部の外半径を9.5mmにした場合に相当している。

【0009】

また、上記両取り付け面間に所定の面積大小関係を持たせるに際し、例えば、上記通しボルトが挿入される圧縮機のボス部の径が、第2の取り付け面側から第1の取り付け面側に向かって徐々に増大されている構造を採用することができる。このようにすれば、急激な形状変化部を生じさせずに所望の面積大小関係を持たせることができ、応力集中の発生を防止した望ましい強度特性を実現しつつ、振動を低減することが可能になる。このようなボス部は複数設けることができ、各ボス部について同様の構造を採用すればよい。

20

【0010】

さらに、圧縮機の車両側取り付け部への取り付け構造については、実質的に任意の形態を採り得る。例えば、車両側取り付け部がブラケットからなり、該ブラケットが車体または車両搭載エンジンに取り付けられるようになっている構造を採用できる。

【発明の効果】

30

【0011】

このように、本発明に係る圧縮機によれば、通しボルトが用いられる車両側取り付け部への取り付け構造において、第1の取り付け面と第2の取り付け面との間に所定の面積の大小関係を持たせるだけの簡単な改良にて、取り付け状態での圧縮機の振動を効果的に低減できる。また、圧縮機外形形状の大きな変更は不要であるから、圧縮機全体の軽量性を維持しつつ、所望の振動低減が達成可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

以下に、本発明の望ましい実施の形態を図面を参照しながら説明し、かつ、本発明の有意性を、コンピュータ解析を用いた品質工学実験の結果を参照しながら説明する。

40

図1は、本発明の一実施態様に係る圧縮機の概略取り付け状態を示している。図1において、圧縮機1は、通しボルト3を用いて車両側取り付け部2に取り付けられる。この圧縮機1において、圧縮機1の車両側取り付け部2への第1の取り付け面4の面積が、通しボルト3の頭部5側の座面を形成する第2の取り付け面6の面積よりも大きくされている。これら両取り付け面4、6の面積間に大小関係を持たせることにより、取り付け状態における圧縮機1の振動を抑えるように構成されている。本実施態様では、通しボルト3は圧縮機1のボス部7に形成されたボルト穴に挿入されているが、このボス部7の径が、第2の取り付け面6側から第1の取り付け面4側に向かってテーパ状に徐々に増大されるように構成されている。

【0013】

50

このように第1の取り付け面4と第2の取り付け面6との間に面積の大小関係を持たせることにより、圧縮機1の取り付け状態における振動を低減することができるが、その振動低減効果が、他の部位の形状等を変更する場合に比べて、はるかに大きいことを確認するために、以下のような解析を行った。

【0014】

図2の(a)、(b)、(c)に示すように、本発明の構成を含むように各部の寸法を表1に示すように変更した圧縮機1について、有限要素法を利用しつつ、圧縮機1の振動に及ぼす影響をコンピュータ解析した。すなわち、図2に示す各部(A~H)の寸法を変更した場合についてモデル的にコンピュータ解析し、その寸法変更が振動にどの程度影響を及ぼすかを(影響度を)解析した。なお、図2における10は、本発明における車両側取り付け部としてのブラケットを示しており、該ブラケット10が車体または車両搭載エンジンに取り付けられるようになっている。

【0015】

対象となる測定および解析箇所は、図2および表1に示すように、

A：通しボルトを挿入するボス部根元側の肉盗みの有無(表1には変更因子としてボス抜きと表記)

B：ボス部根元側に一体的に設けたリブの圧縮機本体ハウジング表面からの垂線に対する角度(表1には変更因子としてボス抜きと表記)

C：ボス部の長さ(表1には変更因子としてボス長さとして表記)

D：ボス部根元側部分の肉厚(表1には変更因子としてボス根元厚として表記)

E：ボス部の第1の取り付け面の外半径(表1には変更因子として第1の取り付け面側ボス外半径として表記、ボス部の第2の取り付け面の外半径は、各条件とも9mmである。)

F：シリンダヘッド側ボス部根元側部分の肉厚(表1には変更因子としてシリンダヘッド側ボス根元厚として表記)

G：クランク室を形成する壁の肉厚(表1には変更因子としてクランク室壁厚として表記)

H：フロントハウジングの肉厚(表1には変更因子としてフロントハウジング厚として表記)である。各箇所の寸法変更の具体的な数値については表1に示す。

【0016】

【表1】

L18直交表を用いた品質工学実験 因子と水準値

測定箇所	変更因子	水準			単位
		1	2	3	
A	ボス抜き	あり	なし		
B	ボスリブ	0	15	30	°
C	ボス長さ	60	70	80	mm
D	ボス根元厚	11	13	15	mm
E	第1の取り付け面側ボス外半径	8.5	9	9.5	mm
F	シリンダヘッド側ボス根元厚	13	15	17	mm
G	クランク室壁厚	3.5	4	4.5	mm
H	フロントハウジング厚	3	3.5	4	mm

【0017】

図2に示した試験モデルにて、FEM(有限要素法)周波数応答解析を行った。ここで、周波数応答解析とは、正弦波形で変動する荷重(調和荷重)に対する、線形構造系の定常応答(調和応答)を計算する解析であり、静的解析とは異なり、動特性も考察できるものである。入力荷重として、圧縮機軸方向の調和荷重を設定し、その荷重を周波数0~2000Hzの範囲での振動荷重として、表1に示したように各寸法を変更した時にその寸

法変更が振動のレベルに対してどの程度の影響を及ぼすかを、感度（影響度）（dB）の度合として解析した。結果を図3に示す。図3においては、表1に示した各寸法条件時の感度を示しており、例えばE2は、ボス部の第2の取り付け面の外半径が9mmのときにボス部の第1の取り付け面の外半径も9mmとした場合（つまり、現状の、第1、第2の取り付け面の面積が同じである場合）を示しており、E2は、ボス部の第2の取り付け面の外半径が9mmのときにボス部の第1の取り付け面の外半径を9.5mmとした場合（つまり、本発明における、第1の取り付け面の面積を第2の取り付け面の面積よりも大きくした場合）を示している。

【0018】

図3に示すように、変更因子Eは、圧縮機の振動に関し、他の変更因子に比べ、はるかに大きな影響度を有していることが分かる。そして、図3におけるマイナスdBの値がマイナス方向に大きくなるほど、圧縮機の振動レベルを低減できることを示しているので、第1の取り付け面の面積を第2の取り付け面の面積よりも大きくすることにより、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅にできることが分かる。この図3および表1に示した例では、変更因子Eとして、ボス部の第2の取り付け面の外半径を9mmとした前提において、ボス部の第1の取り付け面の外半径を従来の9mmから9.5mmにすることで、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅にできる。面積比は半径の2乗で効いてくるから、第1の取り付け面の面積を第2の取り付け面の面積よりも1.11倍以上大きくすることにより、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅にできることになる。

【0019】

このような振動低減効果は、基本的に、圧縮機のタイプにかかわらず、得られるものと考えられる。また、複数のボス部に対して同様の形態を適用することにより、より確実に振動低減効果が得られるものと考えられる。

【産業上の利用可能性】

【0020】

本発明に係る圧縮機の構造は、取り付け状態における振動の低減が要求されるあらゆる圧縮機に適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明の一実施態様に係る圧縮機の取り付け状態の一例を示す概略構成図である。

【図2】図1の圧縮機の取り付け状態における振動レベルの測定箇所を示す斜視図（（a）および（c））と平面図（b）である。

【図3】図1の圧縮機において図2に示した各部の寸法を変更した場合の振動に及ぼす影響度を解析するための感度特性図である。

【図4】従来の圧縮機の取り付け構造の一例を示す概略構成図である。

【符号の説明】

【0022】

- 1 圧縮機
- 2 車両側取り付け部
- 3 通しボルト
- 4 第1の取り付け面
- 5 通しボルトの頭部
- 6 第2の取り付け面
- 7 ボス部
- 10 ブラケット

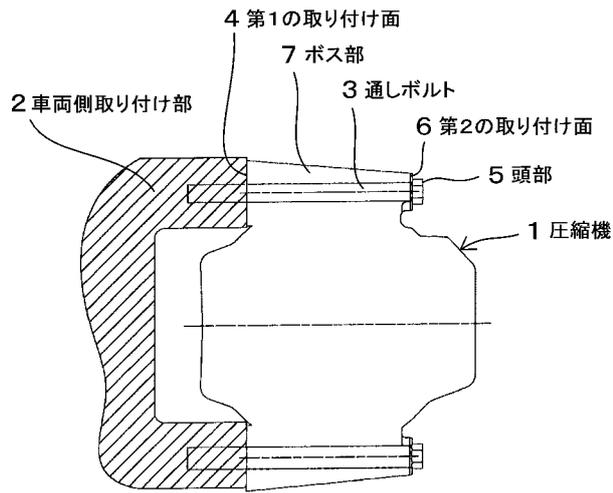
10

20

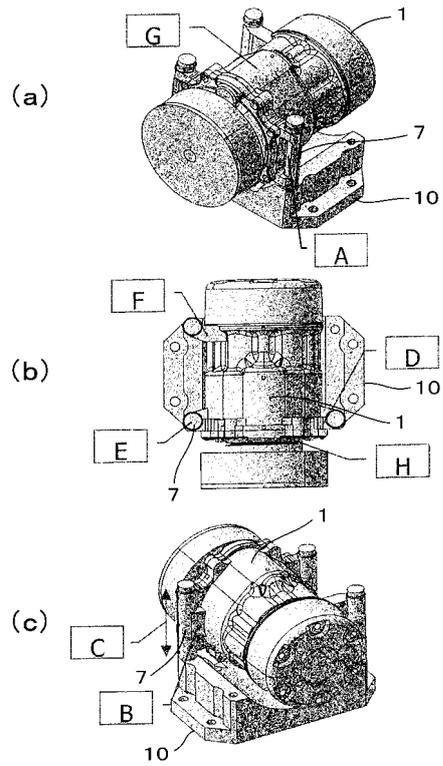
30

40

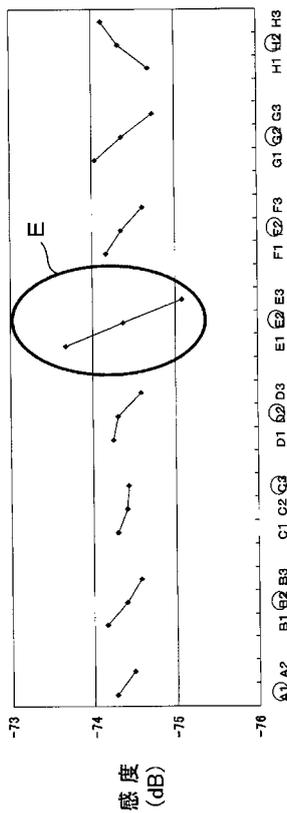
【 図 1 】



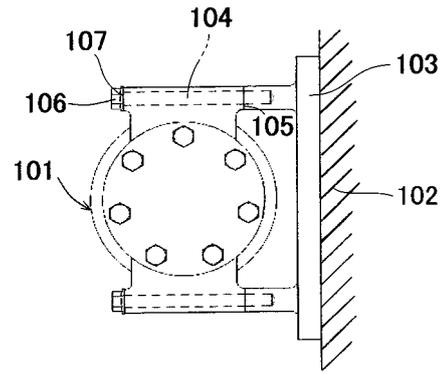
【 図 2 】



【 図 3 】



【 図 4 】



【手続補正書】

【提出日】平成20年8月22日(2008.8.22)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0018

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0018】

図3に示すように、変更因子Eは、圧縮機の振動に関し、他の変更因子に比べ、はるかに大きな影響度を有していることが分かる。そして、図3におけるマイナスdBの値がマイナス方向に大きくなるほど、圧縮機の振動レベルを低減できることを示しているので、第1の取り付け面の面積を第2の取り付け面の面積よりも大きくすることにより、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅に低減できることが分かる。この図3および表1に示した例では、変更因子Eとして、ボス部の第2の取り付け面の外半径を9mmとした前提において、ボス部の第1の取り付け面の外半径を従来の9mmから9.5mmにすることで、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅に低減できる。面積比は半径の2乗で効いてくるから、第1の取り付け面の面積を第2の取り付け面の面積よりも1.11倍以上大きくすることにより、圧縮機の振動レベルを効果的に大幅に低減できることになる。