

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3654368号
(P3654368)

(45) 発行日 平成17年6月2日(2005.6.2)

(24) 登録日 平成17年3月11日(2005.3.11)

(51) Int.Cl.⁷

B60K 17/24

B62D 21/02

F I

B60K 17/24

B62D 21/02

A

請求項の数 2 (全 6 頁)

(21) 出願番号	特願平7-10459	(73) 特許権者	000005463
(22) 出願日	平成7年1月26日(1995.1.26)		日野自動車株式会社
(65) 公開番号	特開平8-197970		東京都日野市日野台3丁目1番地1
(43) 公開日	平成8年8月6日(1996.8.6)	(74) 代理人	100085372
審査請求日	平成12年2月14日(2000.2.14)		弁理士 須田 正義
審判番号	不服2002-12313(P2002-12313/J1)	(72) 発明者	光本 務
審判請求日	平成14年7月4日(2002.7.4)		東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車工業株式会社内
		(72) 発明者	飯嶋 孝佳
			東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車室内のこもり音低減構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジン(13)により発生した動力を駆動輪(16)に伝達するプロペラシャフト(14)と、シャシフレーム(12)の一对のサイドメンバ(17,18)に架設され前記プロペラシャフト(14)をセンタベアリング及びベアリングホルダ(27)を介して支持する断面チャンネル状のクロスメンバ(26)とを備えた自動車において、

前記プロペラシャフト(14)が前記クロスメンバ(26)の中央下方に位置し、前記クロスメンバ(26)の下部水平片(26a)の上面中央に所定の重量を有しかつ車幅方向に延びるフラットバー状に形成された防振用ウエイト(31)が前記ベアリングホルダ(27)とともにボルト(28)及びナット(29)にて固着されたことを特徴とする車室内のこもり音低減構造。

10

【請求項2】

エンジンにより発生した動力を駆動輪に伝達するプロペラシャフト(14)と、シャシフレーム(12)の一对のサイドメンバ(17,18)に架設され前記プロペラシャフト(14)をセンタベアリング及びベアリングホルダ(27)を介して支持するセンタベアリングサポートビーム(76)とを備えた自動車において、

前記プロペラシャフト(14)が前記ビーム(76)の中央下方に位置し、前記ビーム(76)の上面中央に所定の重量を有しかつ車幅方向に延びるフラットバー状に形成された防振用ウエイト(81)が前記ベアリングホルダ(27)とともにボルト(28)及びナット(29)にて固着されたことを特徴とする車室内のこもり音低減構造。

【発明の詳細な説明】

20

【 0 0 0 1 】

【産業上の利用分野】

本発明はプロペラシャフトの回転により発生しボデーに伝達された振動に起因する車室内のこもり音を低減する構造に関するものである。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

従来、トラックのキャブの下方にシャシフレームにより支持されたエンジンが設けられ、このエンジンにより発生した動力を後輪に伝達するプロペラシャフトの中間がセンタベアリング及びベアリングホルダを介してシャシフレームの一对のサイドメンバに架設されたクロスメンバにて回転可能に支持されたものが知られている。

10

【 0 0 0 3 】

しかし、上記プロペラシャフトの支持構造では、プロペラシャフトが回転すると、この回転に伴う振動がベアリングホルダ、クロスメンバ、サイドメンバ、キャブヒンジブラケットを介してキャブのフロントパネル及びバックパネルに伝達され、キャブ内にこもり音が発生する問題点があった。

【 0 0 0 4 】

この点を解消するために、フライホイールハウジングやクラッチハウジングを補強してエンジンの動力伝達ラインの剛性を増大させる構造が知られている。この構造では、プロペラシャフトの回転に伴う振動自体の発生が防止されるので、キャブ内のこもり音を低減できる。

20

【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記従来のエンジンの動力伝達ラインの剛性増大構造では、フライホイールハウジングやクラッチハウジングの重量が24kgfも増大する不具合があった。本発明の目的は、僅かな重量の増大で、車室内のこもり音を低減できる車室内のこもり音低減構造を提供することにある。

【 0 0 0 6 】

【課題を解決するための手段】

請求項1に係る発明は、図1及び図3に示すように、エンジン13により発生した動力を駆動輪16に伝達するプロペラシャフト14と、シャシフレーム12の一对のサイドメンバ17、18に架設されプロペラシャフト14をセンタベアリング及びベアリングホルダ27を介して支持する断面チャンネル状のクロスメンバ26とを備えた自動車の改良である。

30

その特徴ある構成は、プロペラシャフト14がクロスメンバ26の中央下方に位置し、クロスメンバ26の下部水平片26aの上面中央に所定の重量を有しかつ車幅方向に延びるフラットバー状に形成された防振用ウエイト31がベアリングホルダ27とともにボルト28及びナット29にて固着されたところにある。

請求項2に係る発明は、図5及び図6に示すように、エンジンにより発生した動力を駆動輪に伝達するプロペラシャフト14と、シャシフレーム12の一对のサイドメンバ17、18に架設されプロペラシャフト14をセンタベアリング及びベアリングホルダ27を介して支持するセンタベアリングサポートビーム76とを備えた自動車の改良である。

40

その特徴ある構成は、プロペラシャフト14が上記ビーム76の中央下方に位置し、ビーム76の上面中央に所定の重量を有しかつ車幅方向に延びるフラットバー状に形成された防振用ウエイト81がベアリングホルダ27とともにボルト28及びナット29にて固着されたところにある。

【 0 0 0 7 】

【作用】

エンジン回転速度が所定値を越えると、プロペラシャフト14の回転により発生しベアリングホルダ27を介してクロスメンバ26又はビーム76に伝達された振動が防振用ウエイト31又は81により制振される。

50

【 0 0 0 8 】

【 実施例 】

次に本発明の実施例を図面に基づいて詳しく説明する。

< 実施例 1 >

図 1 ~ 図 3 に示すように、キャブオーバ型トラック 1 0 のキャブ 1 1 の下方にはシャシフレーム 1 2 により支持されたエンジン 1 3 が設けられ、このエンジン 1 3 により発生した動力はプロペラシャフト 1 4 を介して後輪 1 6 に伝達される。エンジン 1 3 はこの例では 5 気筒エンジンであり、プロペラシャフト 1 4 はこの例では 3 ジョイント式である。プロペラシャフト 1 4 はシャシフレーム 1 2 の一対のサイドメンバ 1 7 , 1 8 の間の略中央にトラック 1 0 の進行方向に延びて配設され、トランスミッション 1 9 にユニバーサルジョイント 2 1 を介して接続されたフロントシャフト 1 4 a と、前端がフロントシャフト 1 4 a の後端にユニバーサルジョイント 2 2 を介して接続され後端がユニバーサルジョイント 2 3 を介してディファレンシャル装置 2 4 に接続されたりヤシャフト 1 4 b とを備える。フロントシャフト 1 4 a は後端にスプライン軸（図示せず）が形成されたシャフト本体 1 4 c と、上記スプライン軸にスプライン嵌合され軸方向に摺動可能なフランジカップリング 1 4 d とを有する。

10

【 0 0 0 9 】

一対のサイドメンバ 1 7 , 1 8 の略中央には断面チャンネル状のクロスメンバ 2 6 が架設され、このクロスメンバ 2 6 の下方にはフロントシャフト 1 4 a のシャフト本体 1 4 c 後部が位置する。このシャフト本体 1 4 c の後部にはセンタベアリング（図示せず）が嵌着され、センタベアリングにはクッションラバー（図示せず）を介してベアリングホルダ 2 7 が巻付けられる。ベアリングホルダ 2 7 がボルト 2 8 及びナット 2 9 により上記クロスメンバ 2 6 に固定されることにより、プロペラシャフト 1 4 のフロントシャフト 1 4 a がクロスメンバ 2 6 にて回転可能に支持される（図 1 及び図 2 ）。

20

【 0 0 1 0 】

本実施例の特徴ある構成は、クロスメンバ 2 6 に所定の重量を有する防振用ウエイト 3 1 が固着されたところにある（図 1 及び図 2 ）。クロスメンバ 2 6 の下部水平片 2 6 a の中央は下方に突設され、この下部水平片 2 6 a の上面略中央にフラットバー状の防振用ウエイト 3 1 が車幅方向に延びてボルト 2 8 及びナット 2 9 により固定される。これらのボルト 2 8 及びナット 2 9 の一部はベアリングホルダ 2 7 をクロスメンバ 2 6 に固定するボルト 2 8 及びナット 2 9 を兼ねる。また防振用ウエイト 3 1 の重量はこの例では 2 . 5 k g f である。

30

【 0 0 1 1 】

< 比較例 >

防振用ウエイトがクロスメンバに取付けられないことを除いて上記実施例 1 と同一構造のトラックを比較例とする。

【 0 0 1 2 】

< 比較試験と評価 >

実施例 1 及び比較例のトラック 1 0 のエンジン回転速度を変化させてキャブ 1 1 内の騒音（A 特性）をそれぞれ測定した。その結果を図 4 に示す。図 4 から明らかなように、エンジン回転速度が 3 1 0 0 r p m 以下では実施例 1 と比較例のキャブ 1 1 内の騒音は略同じであるが、エンジン回転速度が 3 1 0 0 r p m を越えると実施例 1 のキャブ 1 1 内の騒音（実線）が比較例のキャブ内の騒音（破線）より約 2 d B 低減した。これはプロペラシャフト 1 4 の回転により発生しクッションラバー（図示せず）及びベアリングホルダ 2 7 を介してクロスメンバ 2 6 に伝達された振動が防振用ウエイト 3 1 により制振されるためであると考えられる。

40

【 0 0 1 4 】

< 実施例 2 >

図 5 及び図 6 に示すように、ベアリングホルダ 2 7 は一対のサイドメンバ 1 7 , 1 8 に架設されたセンタベアリングサポートビーム 7 6 にボルト 2 8 及びナット 2 9 により固定

50

される。防振用ウエイト 8 1 はフラットバー状に形成され、ビーム 7 6 の略中央上面に車幅方向に延びてボルト 2 8 及びナット 2 9 にて固定される。防振用ウエイト 8 1 をビーム 7 6 に固定するボルト 2 8 及びナット 2 9 の一部はベアリングホルダ 2 7 をビーム 7 6 に固定するボルト 2 8 及びナット 2 9 を兼ねる。また防振用ウエイト 8 1 の重量はこの例では 3 . 6 k g f である。上記以外の構成は実施例 1 と同様である。また図 5 及び図 6 において図 1 及び図 2 と同一符号は同一部品を示す。

このように構成されたこもり音低減構造では、上記実施例 1 と同様に防振用ウエイト 8 1 によりキャブ内のこもり音を低減できる。

【 0 0 1 5 】

なお、上記第 1 及び第 2 実施例では単一箇所でセンタベアリング及びベアリングホルダを介してクロスメンバ又はビームにて回転可能に支持された 3 ジョイント式のプロペラシャフトを有するトラックを挙げたが、プロペラシャフトが複数箇所でセンタベアリング及びベアリングホルダを介してクロスメンバ又はビームにて回転可能に支持されるトラック又はその他の車両でもよい。

また、上記第 1 及び第 2 実施例ではエンジンとして 5 気筒エンジンを挙げたが、4 気筒以下又は 6 気筒以上のエンジンでもよい。

更に、上記第 1 及び第 2 実施例で挙げた防振用ウエイトの重量は一例であって、シャシフレームやプロペラシャフト等の形状や重量によって適宜決定される。

【 0 0 1 6 】

【 発明の効果 】

以上述べたように、本発明によれば、プロペラシャフトがクロスメンバの中央下方に位置し、このクロスメンバの下部水平片の上面中央に所定の重量を有しかつ車幅方向に延びるフラットバー状に形成された防振用ウエイトをベアリングホルダとともにボルト及びナットにて固着したので、エンジン回転速度が所定値を越えると、プロペラシャフトの回転により発生しベアリングホルダを介してクロスメンバに伝達された振動が防振用ウエイトにより制振される。この結果、車室内に上記振動が伝達されなくなるので、車室内のこもり音を低減できる。またフライホイールハウジングやクラッチハウジングを補強することにより重量が 2 4 k g f も増大する従来のエンジンの動力伝達ラインの剛性増大構造と比較して、本発明では僅かな重量の増大で済む。更にクロスメンバの下部水平片の上面中央ではなく、センタベアリングサポートビームの上面中央に制振ウエイトを固着しても、上記と同様の効果が得られる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明実施例 1 の車室内のこもり音低減構造を示す図 3 の A 部拡大断面図。

【 図 2 】 図 1 の B - B 線断面図。

【 図 3 】 そのこもり音低減構造を有するトラックの側面図。

【 図 4 】 実施例 1 と比較例のエンジン回転速度に対する車室内の騒音レベルの変化を示す図。

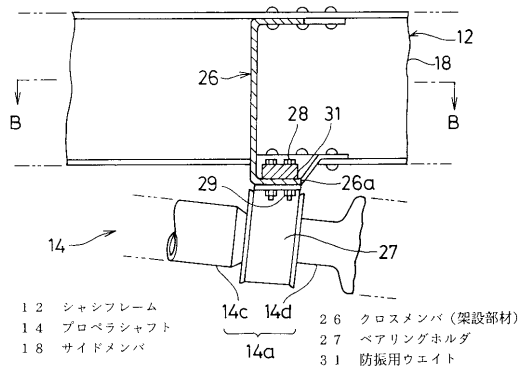
【 図 5 】 本発明の実施例 2 を示す図 1 に対応する断面図。

【 図 6 】 図 5 の D - D 線断面図。

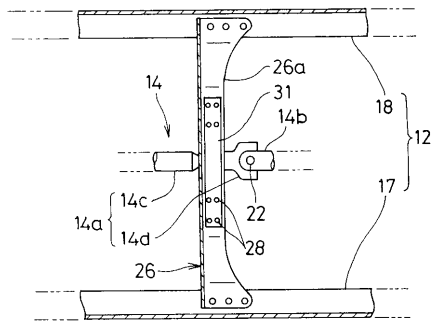
【 符号の説明 】

- 1 2 シャシフレーム
- 1 3 エンジン
- 1 4 プロペラシャフト
- 1 6 後輪（駆動輪）
- 1 7 , 1 8 サイドメンバ
- 2 6 クロスメンバ
- 2 6 a 下部水平片
- 2 7 ベアリングホルダ
- 7 6 センタベアリングサポートビーム
- 3 1 , 8 1 防振用ウエイト

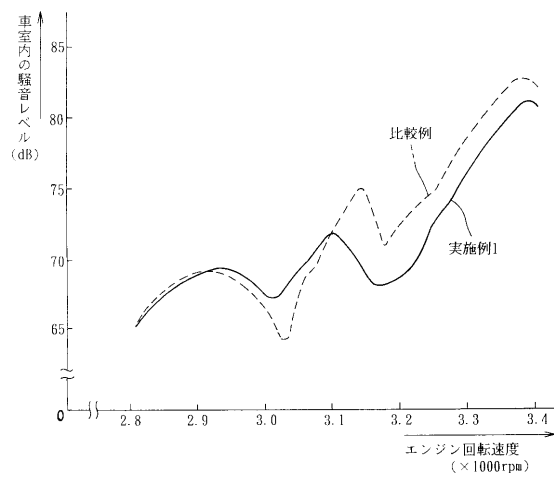
【図 1】



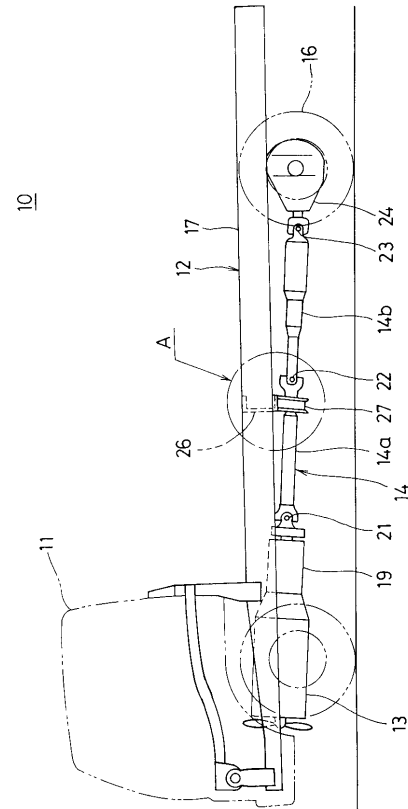
【図 2】



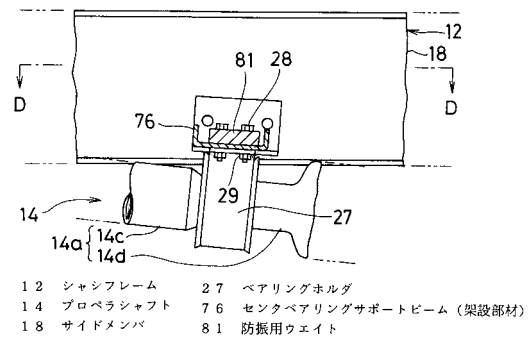
【図 4】



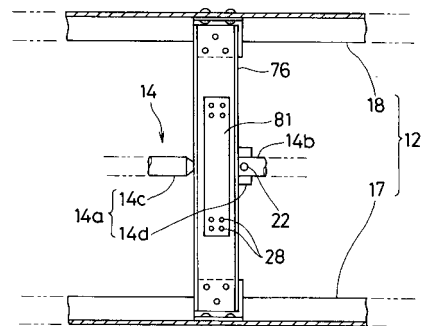
【図 3】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

合議体

審判長 前田 幸雄

審判官 常盤 務

審判官 杉山 豊博

(56)参考文献 実開昭62-137125(JP,U)

実開昭62-112669(JP,U)

実開昭54-111013(JP,U)

実開昭48-43316(JP,U)

実開平1-67128(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

B60K 17/22

B60K 17/24