

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5100377号
(P5100377)

(45) 発行日 平成24年12月19日 (2012.12.19)

(24) 登録日 平成24年10月5日 (2012.10.5)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 F 1/06 (2006.01)	F 1 6 F 1/06 N
F 0 1 L 3/10 (2006.01)	F 0 1 L 3/10 A

請求項の数 5 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2007-519035 (P2007-519035)	(73) 特許権者	000004640
(86) (22) 出願日	平成18年5月31日 (2006.5.31)		日本発条株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2006/310876		神奈川県横浜市金沢区福浦3丁目10番地
(87) 国際公開番号	W02006/129710	(74) 代理人	100110629
(87) 国際公開日	平成18年12月7日 (2006.12.7)		弁理士 須藤 雄一
審査請求日	平成21年2月4日 (2009.2.4)	(72) 発明者	高村 典利
(31) 優先権主張番号	特願2005-160235 (P2005-160235)		神奈川県愛甲郡愛川町中津字桜台4056
(32) 優先日	平成17年5月31日 (2005.5.31)		番地 日本発条株式会社内
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)	(72) 発明者	天道 悟
			神奈川県愛甲郡愛川町中津字桜台4056
			番地 日本発条株式会社内
		審査官	岩田 健一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 コイルばね

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

素線をコイル状に巻回形成して可動部と固定部との間に介設されるコイルばねにおいて

、

前記可動部側となる巻端部を、前記素線の一巻目に対しコイル状の拡径方向又は縮径方向へずらすことで、荷重が付加されない自由状態で前記巻端部の断面中心及び素線の一巻目の断面中心を結ぶ線上において前記巻端部及び素線の外周との接触点間に間隙を形成すると共に、前記間隙間で接触離反を繰り返す前記巻端部と前記素線の一巻目との前記接触点をコイル状の外径方向又は内径方向へ移行させた、

ことを特徴とするコイルばね。

10

【請求項 2】

請求項 1 記載のコイルばねであって、

前記間隙は、前記コイル状の軸方向間で 0.1 mm 以上である

ことを特徴とするコイルばね。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 記載のコイルばねであって、

前記ずらしの寸法は、前記素線の線径の 1/2 以下である

ことを特徴とするコイルばね。

【請求項 4】

請求項 1 ～ 3 の何れかに記載のコイルばねであって、

20

前記巻端部の先端厚み寸法を、前記素線径の $1/7 \sim 1/2$ の範囲としたことを特徴とするコイルばね。

【請求項 5】

請求項 1～4 の何れかに記載のコイルばねであって、
前記可動部は、内燃機関の動弁装置のスプリング・リテーナであり、
前記固定部は、シリンダ・ヘッドの取付座である
ことを特徴とするコイルばね。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の内燃機関のバルブ・スプリング等として用いられるコイルばねに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、例えば内燃機関のバルブ・スプリングは、図 13 のように取り付けられている。図 13 は、動弁装置の概略断面図である。図 13 の動弁装置では、吸気用又は排気用のバルブ 101 が、シリンダ・ヘッド 103 に往復動自在に取り付けられ、バルブ 101 の端部の可動部であるスプリング・リテーナ 105 と固定部であるシリンダ・ヘッド 103 の取付座 107 との間に、バルブ・スプリング 109 が介設されている。

【0003】

前記バルブ 101 の端部に、揺動可能に支持されたロッカー・アーム 111 の一端が当接し、同他端がカム・シャフト 113 に当接している。

【0004】

従って、カム・シャフト 113 の回転応じてロッカー・アーム 111 が揺動し、バルブ 101 が吸気口又は排気口に対して開閉動作する。

【0005】

このとき、バルブ・スプリング 109 は、取付座 107 に対してスプリング・リテーナ 105 に付勢力を与え、バルブ 101 端部のロッカー・アーム 111 に対する追従性を保つようにしている。

【0006】

図 14 は、バルブ・スプリングの側面図、図 15 は、バルブ・スプリングの平面図、図 16 は、巻端部と一卷目との関係を示す断面図である。

【0007】

昨今、バルブ・スプリングの高応力化及び高耐久化への要求が高まっている。この要求のため、前記バルブ・スプリング 109 は、巻端部 115 及び素線 117 の一卷目 119 間に 0.5 mm 以上の間隙 t を設けている。この間隙 t により巻端部 113 及び素線 117 の一卷目 119 間にもショット・ピーニングを施すことができる。従って、一卷目 119 の残留応力をも同様に高めて一卷目 119 の所謂フレットング折損を抑制し、高い耐久性のバルブ・スプリング 109 を得ることができる。

【0008】

しかしながら、巻端部 115 及び一卷目 119 の接触は、図 16 の 2 点鎖線のように行われるため、巻端部 115 及び一卷目 119 間のコイル軸方向の荷重がそのまま巻端部 115 及び一卷目 119 間の面圧となり、一卷目 119 のヘルツ応力低減が十分に行われておらず、耐久性向上に限界があった。

【0009】

また間隙 t は、巻端部 115 を一卷目 119 に対してコイル軸方向に変形させて形成するため、高回転時に、巻端部 115 及び一卷目 119 が間隙 t 間で接触離反を繰り返すため、巻端部 115 に無理な曲げ応力が働き、巻端部 115 の折損（いわゆる先端飛び）を招く恐れがあった。

【0010】

10

20

30

40

50

【特許文献1】登録実用新案第2545359号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0011】

解決しようとする問題点は、一卷目のヘルツ応力低減が十分に行われておらず、耐久性向上に限界があると共に、巻端部に無理な曲げ応力が働き折損を招く恐れがある点である。

【課題を解決するための手段】

【0012】

本発明は、一卷目のヘルツ応力低減及び巻端部の無理低減を可能とするため、可動部側となる巻端部を、素線の一巻目に対しコイル状の拡張方向又は縮径方向へずらすことで、荷重が付加されない自由状態で前記巻端部の断面中心及び素線の一巻目の断面中心を結ぶ線上において前記巻端部及び素線の外周との接触点間に間隙を形成すると共に、前記間隙間で接触離反を繰り返す前記巻端部と前記素線の一巻目との前記接触点をコイル状の外径方向又は内径方向へ移行させたことを最も主要な特徴とする。

【発明の効果】

【0013】

本発明のコイルばねは、可動部側となる巻端部を、素線の一巻目に対しコイル状の拡張方向又は縮径方向へずらし、荷重が付加されない自由状態で前記巻端部の断面中心及び素線の一巻目の断面中心を結ぶ線上において前記巻端部及び素線の外周との接触点間に間隙を形成すると共に、前記間隙間で接触離反を繰り返す前記巻端部と前記素線の一巻目との前記接触点をコイル状の外径方向又は内径方向へ移行させたため、巻端部及び素線の一巻目間にもショット・ピーニングを施すことが可能となる。

【0014】

しかも、前記一卷目に働く応力は、ねじり応力と接触によるヘルツ応力成分の合成応力となるが、接触圧の高い巻端部をコイル状の拡張方向へずらす場合は、一卷目側の接触点をコイル状の外径方向へ移行させ、ねじり応力を低減することができる。

【0015】

また、巻端部及び素線の一巻目間のコイル状軸方向の荷重は、巻端部及び素線の一巻目間の面圧方向の力と滑り方向の力とに分散され、巻端部及び素線の一巻目間の面圧を下げることができ、一卷目のヘルツ応力低減を図ることができる。

【0016】

さらに、巻端部を、素線の一巻目に対しコイル状の拡張方向又は縮径方向へずらすことで間隙を形成するから、巻端部及び一巻目が間隙間で接触離反を繰り返しても、巻端部に無理な曲げ応力が働くのを押さえ、巻端部の折損を抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

一卷目のヘルツ応力低減及び巻端部の無理低減を図るという目的を、巻端部を、素線の一巻目に対しコイル状の拡張方向又は縮径方向へずらすことにより実現した。

【実施例1】

【0018】

[コイルばね]

図1は、本発明実施例1に係るコイルばねであるバルブ・スプリングの側面図、図2は、同平面図、図3は、自由状態での巻端部及び素線の一巻目の拡大断面図、図4は、荷重作用時の巻端部及び素線の一巻目の拡大断面図である。

【0019】

図1～図3に示すバルブ・スプリング1は、例えば図14と同様に、可動部であるスプリング・リテーナと固定部であるシリンダ・ヘッドの取付座との間に介設されたものである。

【0020】

前記バルブ・スプリング 1 は、素線 3 によりコイル状に巻回形成され、取付座に支持される固定部側 5 からスプリング・リテーナに支持される可動部側 7 まで等ピッチ、等径となっている。但し、バルブ・スプリング 1 は、不等ピッチ、非円筒形状及び楕円等の非円形断面素材を用いて形成することもできる。

【0021】

前記バルブ・スプリング 1 は、 360° を 1 巻として先端 9 から 0.15 巻程度の巻端部 11 が先端 9 に向かって漸次厚みが薄くなるように形成されている。

【0022】

前記巻端部 11 に続いて一卷目 13 が始まる。本実施例では、図 3 のように、巻端部 11 が前記素線 3 の一卷目 13 に対しコイル状の拡張方向へ寸法 s ずらしコイル状の軸方向への間隙 t を形成している。すなわち、間隙 t は、巻端部 11 の中心及び素線 3 の一卷目 3 の中心を結ぶ線上において該線と巻端部 11 及び素線 3 の外周との接点間の間隙からなっている。間隙 t は、荷重が付加されない自由状態でのものである。吸排気バルブの少なくとも最大リフト時、つまりバルブ・スプリング 1 の最大圧縮時には、巻端部 11 と一卷目 13 とが図 4 のように接触し、間隙 t が 0 となるように設定されている。

【0023】

前記ずらしの寸法 s (先端拡張量) の許容範囲は、素線 3 の線径の $1/2$ 以下である。本実施例では、好ましい範囲として $0.2\text{ mm} \sim$ 素線 3 の線径の $1/3$ 以下に設定しており、例えば線径 4.1 mm に対して、 $s = 0.2 \sim 1.35\text{ mm}$ となっている。

【0024】

前記間隙 t (口開き量) の許容範囲は、コイル状の軸方向間で 0.1 mm 以上である。本実施例では、好ましい範囲として $0.2\text{ mm} \sim 2.0\text{ mm}$ に設定されている。

【0025】

前記巻端部 11 の先端 9 の厚み寸法 (先端厚さ) の許容範囲は、前記素線 3 の線径の $1/7 \sim 1/2$ である。本実施例では、好ましい範囲として素線 3 の線径の $1/5 \sim 2/5$ に設定しており、例えば線径 4.1 mm に対して先端 9 の厚み寸法は、 $T = 0.82 \sim 1.64\text{ mm}$ に設定されている。

【0026】

このように、バルブ・スプリング 1 は、巻端部 11 及び一卷目 13 間に自由状態で間隙 (口開き量) が $t = 0.2 \sim 2.0\text{ mm}$ の範囲で設定されるので、バルブ・スプリング 1 の各部と同様に巻端部 11 及び一卷目 13 間にも確実にショット・ピーニングを施すことができる。ショット・ピーニングは鋼球を用いて行われ、間隙 $t = 0.2 \sim 2.0\text{ mm}$ の範囲の設定に応じた球径の鋼球が用いられる。このショット・ピーニングにより、巻端部 11 及び一卷目 13 間の線間にも所定の残留応力を得ることができ、疲労強度を向上させることができる。

【0027】

また、バルブ・スプリング 1 の最大圧縮時は、前記図 4 のように巻端部 11 と一卷目 13 とが点 P で接触し、間隙 t が 0 となる。一卷目 13 に働く応力は、ねじり応力と接触によるヘルツ応力成分の合成応力となる。接触圧の高い巻端部 11 をコイル状の拡張方向へ寸法 s ずらすことで、一卷目 13 側の接触点 P をコイル状の外径方向へ移行させ、ねじり応力を低減することができる。

【0028】

接触点 P に働くコイル状軸方向の荷重 F は、巻端部 11 及び一卷目 13 間の面圧方向の力 F_1 と滑り方向の力 F_2 とに分散され、巻端部 11 及び一卷目 13 間の面圧を下げることができ、一卷目 13 のヘルツ応力低減を図ることができる。

【0029】

このため、最大圧縮時に巻端部 11 と一卷目 13 とが接触する設定にしても、巻端部 11 のフレットング折損を確実に抑制又は防止することができ、耐久性を向上させることができる。

【0030】

巻端部 11 を、素線 3 の一卷目 13 に対しコイル状の拡張方向へずらすことで間隙 t を形成するから、巻端部 11 及び一卷目 13 が間隙 t 間で接触離反を繰り返しても、巻端部 11 に無理な曲げ応力が働くのを押さえ、巻端部 11 の折損を抑制することができる。

さらに、巻端部 11 の先端 9 の厚み寸法を、素線 3 の線径の $1/5 \sim 2/5$ の範囲に設定することで、巻端部 11 に働く曲げ応力に対向し、巻端部 11 の折損及び一卷目 13 折損を確実に防止することができる。

【0031】

[確認試験]

(ショット・ピーニング性)

図 5 は、ショット・ピーニングによる 1.05 巻目の先端側線間の残留応力を示すグラフであり、横軸は、口開き量（間隙 t ）mm、縦軸は、巻端部 11 及び一卷目 13 間の線間部の表面残留応力 MPa である。図 5 において、○は、巻端部 11 を、一卷目 13 に対しコイル状の拡張方向、縮径方向の何れへもずらしていない場合、■は、巻端部 11 を一卷目 13 に対し 0.20 mm 拡張方向へずらした場合、▲は、巻端部 11 を一卷目 13 に対し 0.25 mm 縮径方向へずらした場合の結果である。

10

【0032】

図 5 のように、間隙 t を変化させると、巻端部 11 を、一卷目 13 に対しコイル状の拡張方向、縮径方向の何れへもずらしていない場合には、間隙 t の増加に応じて線間部の表面残留応力は、漸次上昇するのに対し、巻端部 11 を一卷目 13 に対し 0.20 mm 拡張方向又は 0.25 mm 縮径方向へずらした場合には、間隙 $t = 0.1$ mm まで残留応力が急激に増加し、0.1 mm 以降、少なくとも 2.0 mm まで安定する結果となった。

20

【0033】

従って、本実施例のように、巻端部 11 及び一卷目 13 間に自由状態で口開き量が $t = 0.1$ mm 以上の範囲、好ましくは $t = 0.2 \sim 2.0$ mm の範囲で設定される場合、バルブ・スプリング 1 の各部と同様に巻端部 11 及び一卷目 13 間にも確実にショット・ピーニングを施すことができ、巻端部 11 及び一卷目 13 間の線間に所定の残留応力を得ることができ、疲労強度を向上させることができることが確認できた。

(耐捻れ応力性)

図 6 は、本実施例の断面が円形のいわゆる丸線ばねの円周応力分布を示すグラフであり、横軸は、内径からの角度 deg、縦軸は、内径端との応力比である。内径端は、図 3 において A 点であり、角度 0° となり、外径端は、同 B 点であり、角度 180° となる。応力比は、内径端を 1 として比較した場合の値である。

30

【0034】

図 6 のように、円周応力分布は、内径側が高く、外径側が低くなる。従って、一卷目 13 折損を考慮すると、巻端部 11 を一卷目 13 に対して拡張方向へずらすのが有利である。一方、巻端部 11 が折損するいわゆる先端飛びは、巻端部 11 を一卷目 13 に対して縮径方向へずらすのが有利となる。巻端部 11 を縮径方向へずらすことで、巻端部 11 の拡張方向への変位に対し、一卷目 13 がこれを規制するからである。図 6 から、角度 60° 程度、すなわち、一卷目折損で問題となる 90° から 30° 程度内側へずらしても、 90° に対して捻れ応力の急激な増大はなく、一卷目 13 折損を抑制できることが確認できた。

40

。（拡張径）

図 7 は、巻端部である 0.15 巻目の発生曲げ応力を示すグラフであり、横軸は、先端拡張量 mm、縦軸は、発生応力 MPa を示している。図 7 の横軸では、3.0 mm が拡張側、-2.0 mm が縮径側となっている。

【0035】

図 7 のように、バルブ・スプリングの線径は、4.1 mm を用いた結果、拡張縮径量が、線径のほぼ $1/2 = 2.0$ mm 程度まで応力の急激な増大がみられず、いわゆる先端飛びを抑制できることが確認できた。好ましくは、0.2 mm ～ 線径 4.1 mm の $1/3$ までの範囲がよい。

(先端厚)

50

図8は、コイルばねの先端厚さ（巻端部先端の厚さ）と発生曲げ応力との関係のグラフであり、横軸は、先端厚さmm、縦軸は、曲げ応力MPaを示している。図9は、コイルばね先端厚さと最大接触応力（ヘルツ応力）MPaとの関係のグラフであり、横軸が、先端厚さmm、縦軸が、ヘルツ応力MPaを示している。対象となるバルブ・スプリング1の線径は、4.1mmとした。

【0036】

図8のように、先端厚さを厚くすると曲げ応力が低くなり、先端飛びを起し難くなって有利となる。反面、図9のように、先端厚さが厚いとヘルツ応力が上がり一卷目折損が起し易くなる。

【0037】

これらを考慮し、ショット・ピーニングが施されていない曲げ疲労限度（図8線分15）以下で先端飛びを起し難く、且つヘルツ応力を抑制して一卷目折損を起し難くするため、巻端部11の先端9の厚み寸法を、素線3の線径の $1/7 \sim 1/2$ の範囲、好ましくは $1/5 \sim 2/5$ の範囲に設定した。この構成により、巻端部11に働く曲げ応力に対向し、巻端部11の折損（先端飛び）及び一卷目折損を確実に防止することができる。

（動的耐久性）

図10（a）、（b）は、動的耐久性の試験結果であり、図10（a）は、剪断応力に対する耐久試験の結果を示す図表、図10（b）は、エンジン高回転耐久試験の結果を示す図表である。コイルばねは、線形 $d = 4.1\text{mm}$ 、線形 d 及びコイル径 D の比 $D/d = 6.2$ 、巻数5.75巻を使用した。

【0038】

図10（a）では、試験剪断応力 $686 \pm 637\text{MPa}$ で耐久試験をした。図10（a）において、比較例1、2は、巻端部が一卷目に対して拡径方向及び縮径方向へのずれ（先端拡縮量）が0の従来のものであり、適用例1～25は、先端拡縮量を設定した例を示す。先端拡縮量の+が拡径方向、-が縮径方向の先端拡縮量である。

【0039】

図10（a）の剪断応力に対する耐久試験の結果では、比較例1、2の場合、各々最も早く折損したもので、 5.32×106 回、 7.25×106 回において1.0～1.1巻目の破損があり、 1×107 回全て未折損を満足できなかった。

【0040】

適用例1～8は、口開き量（間隙 t ）が、 $0.2 \sim 2.0\text{mm}$ の範囲にあり、先端拡径量が、 $0.2\text{mm} \sim$ 線径の $1/3$ 、先端厚さが、線径の $1/5 \sim 2/5$ の範囲に設定されている。このため、適用例1～8では、 5×107 回の耐久回数まで未折損であり、顕著な効果が認められた。

【0041】

適用例9、10は、先端拡径量が $+1.55\text{mm}$ （線径比：38%）、 $+1.80\text{mm}$ （線径比：40%）と大きい。しかし、先端拡径量が、線径の $1/2$ 以下の範囲となっている。適用例9では、 3.53×107 回、適用例10では 4.03×107 回で0.15～0.25巻目の先端部折損があったが、比較例に対して耐久回数が 1×107 回未折損はもとより7倍以上に向上し、この場合も高い効果が認められた。

【0042】

適用例11、12は、先端拡縮量が $+2.35\text{mm}$ （線径比：57%）、 -2.20mm （線径比：-54%）と大きく、線径の $\pm 1/2$ を上回っている。適用例11は、 9.32×106 回のとき0.15～0.3巻目、適用例12は、 4.32×106 回のとき1.0～1.2巻目の先端部折損があり、効果が認められなかった。

【0043】

適用例13は、先端縮径量が -1.70mm （線径比：41%）と大きい。しかし、先端縮径量が、線径の $1/2$ 以下の範囲となっている。適用例13は、 1.83×107 回で1.0～1.1巻目の折損があった。この 1.83×107 回の耐久回数は比較例1、2に対して3倍以上に向上し、この場合も高い効果が認められた。

【0044】

適用例14～16は、先端厚さが2.15mm（線径比：52.4%）、2.25（線径比：54.9%）、2.10mm（線径比：51.2%）と厚く線形の1/2を上回っている。適用例14は、5.85×106回のとき1.0～1.15巻目、適用例15は、2.22×106回のとき1.0～1.2巻目、適用例16は、7.82×107回のとき1.0～1.1巻目の折損があり、効果が認められなかった。

【0045】

適用例17は、口開き量が0.10mmと小さく、2.31×107回で1.0～1.1巻目の折損はあったが、比較例1, 2に対して耐久回数が4倍以上に向上し、この場合も高い効果が認められた。

10

【0046】

適用例18は、口開き量が0.15mmと小さく、3.61×107回で1.0～1.1巻目の折損はあったが、比較例1, 2に対して耐久回数が6倍以上に向上し、この場合も高い効果が認められた。

【0047】

図10（b）のエンジン高回転耐久試験の結果では、適用例19, 20において、先端厚さが0.55mm（線径比：13.4%）、0.50mm（線径比：12.2%）と薄く、線径の1/7を下回り、適用例19では、エンジン高耐久テスト11時間で0.15巻目の先端部破損があり、適用例20では、エンジン高耐久テスト10時間で0.15巻目の先端部破損があり、効果は認められなかった。

20

【0048】

適用例21において、先端厚さは0.65mm（線径比：15.9%）であるが、線径の1/7を上回り、エンジン高耐久テスト21時間で0.15巻目の先端部破損があるものの、許容範囲であり、効果が認められた。

【0049】

適用例22～25は、口開き量（間隙t）が、0.2～2.0mmの範囲にあり、先端拡縮量が、線径の1/2以下、先端厚さが、線径の1/7～1/2の範囲に設定されている。このため、適用例21～24では、エンジン高耐久テスト24時間で破損はなかった。

【0050】

以上、図10の動的試験においても、口開き量（間隙t）が、0.1mm以上、2.0mm以下の範囲にあり、先端拡縮量が、線径の1/2以下、先端厚さが、線径の1/7～1/2の範囲に設定されると、一卷目折損、先端飛び対策に有効であることが確認できた。

30

【0051】

〔実施例1の効果〕

本実施例のバルブ・スプリング1は、可動部側7となる巻端部11を、素線3の一卷目13に対しコイル状の拡径方向へずらし荷重が付加されない自由状態で前記巻端部11及び素線3の一卷目13間に間隙tを形成するため、巻端部11及び素線3の一卷目13間にもショット・ピーニングを施すことが可能となる。

40

【0052】

しかも、前記一卷目13に働く応力は、ねじり応力と接触によるヘルツ応力成分の合成応力となるが、接触圧の高い巻端部11をコイル状の拡径方向へずらすことで、一卷目13側の接触点Pをコイル状の外径方向へ移行させ、ねじり応力を低減することができる。

【0053】

また、巻端部11及び素線3の一卷目13間のコイル状軸方向の荷重は、巻端部11及び素線3の一卷目13間の面圧方向の力と滑り方向の力とに分散され、巻端部11及び素線3の一卷目13間の面圧を下げることができ、一卷目13のヘルツ応力低減を図ることができる。

【0054】

50

さらに、巻端部 1 1 を、素線 3 の一卷目 1 3 に対しコイル状の拡径方向へずらすことで間隙 t を形成するから、巻端部 1 1 及び一卷目 1 3 が間隙 t 間で接触離反を繰り返しても、巻端部 1 1 に無理な曲げ応力が働くのを押さえ、巻端部 1 1 の折損を抑制することができる。

【実施例 2】

【0055】

[コイルばね]

図 1 2、図 1 3 は、本発明の実施例 2 に係り、図 1 2 は、バルブ・スプリングの側面図、図 1 3 は、同平面図である。なお、基本的な構成は、実施例 1 の図 1、図 2 の構成と同様であり、同一又は対応する構成部分には、同符号又は同符号に A を付して説明する。

10

【0056】

本実施例のバルブ・スプリング 1 A は、前記巻端部 1 1 A は、前記素線 3 の一卷目 1 3 に対しコイル状の縮径方向へずらしコイル状の軸方向への間隙 t を形成している。この間隙 t は、荷重が付加されない自由状態でのものである。吸排気バルブの少なくとも最大リフト時、つまりバルブ・スプリング 1 の最大圧縮時には、巻端部 1 1 A と一卷目 1 3 とが図 4 と同様に接触し、間隙が 0 となるように設定されている。

【0057】

前記ずらしの寸法（先端拡縮量） s は、素線 3 の線径の $1/2$ 以下の設定としている。本実施例では素線 3 の線径の $1/3$ としており、例えば線径 4.1 mm に対して、 $s = 1.35$ mm となっている。

20

【0058】

[実施例 2 の効果]

本実施例のバルブ・スプリング 1 A は、可動部側 7 となる巻端部 1 1 を、素線 3 の一卷目 1 3 に対しコイル状の縮径方向へずらし、荷重が付加されない自由状態で前記巻端部 1 1 A 及び素線 3 の一卷目 1 3 間に間隙 t （図 3 参照）を形成しているため、巻端部 1 1 A 及び素線 3 の一卷目 1 3 間にもショット・ピーニングを施すことが可能となる。

【0059】

しかも、巻端部 1 1 A 及び素線 3 の一卷目 1 3 間のコイル状軸方向の荷重は、巻端部 1 1 A 及び素線 3 の一卷目 1 3 間の面圧方向の力と滑り方向の力とに分散され、巻端部 1 1 A 及び素線 3 の一卷目 1 3 間の面圧を下げることができ、一卷目 1 3 のヘルツ応力低減を図ることができる。

30

【0060】

さらに、巻端部 1 1 A を、素線 3 の一卷目 1 3 に対しコイル状の拡径方向へずらすことで間隙 t を形成するから、巻端部 1 1 A 及び一卷目 1 3 が間隙 t 間で接触離反を繰り返しても、巻端部 1 1 A に無理な曲げ応力が働くのを押さえ、巻端部 1 1 A の折損を抑制することができる。

[その他]

本発明のコイルばねは、クラッチ・スプリングなど他の動的荷重を受ける構造にも適用することができる。

【図面の簡単な説明】

40

【0061】

【図 1】バルブ・スプリングの側面図である（実施例 1）。

【図 2】バルブ・スプリングの平面図である（実施例 1）。

【図 3】自由状態での巻端部及び素線の一巻目の拡大断面図である（実施例 1）。

【図 4】荷重作用時の巻端部及び素線の一巻目の拡大断面図である（実施例 1）。

【図 5】ショット・ピーニングによる 1.05 巻目の先端側線間の残留応力を示すグラフである（実施例 1）。

【図 6】断面が円形のいわゆる丸線ばねの円周応力分布を示すグラフである（実施例 1）。

。

【図 7】断面が円形のいわゆる丸線ばねの円周応力分布を示すグラフである（実施例 1）

50

。

【図 8】コイルばねの先端厚さ（巻端部先端の厚さ）と発生曲げ応力との関係のグラフである（実施例 1）。

【図 9】コイルばね先端厚さと最大接触応力（ヘルツ応力）MPa との関係のグラフである（実施例 1）。

【図 10】（a）は、剪断応力に対する耐久試験の結果を示す図表、（b）は、エンジン高回転耐久試験の結果を示す図表である（実施例 1）。

【図 11】バルブ・スプリングの側面図である（実施例 2）。

【図 12】バルブ・スプリングの平面図である（実施例 2）。

【図 13】動弁装置の概略断面図である（従来例）。 10

【図 14】バルブ・スプリングの側面図である（従来例）。

【図 15】バルブ・スプリングの平面図である（従来例）。

【図 16】巻端部及び一巻目の接触を示す断面図である（従来例）。

【符号の説明】

【0062】

1, 1A バルブ・スプリング

3 素線

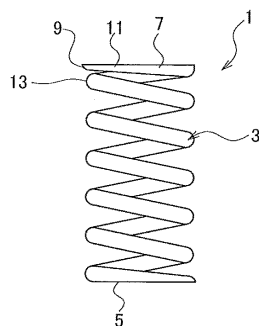
7 可動部側

9 先端

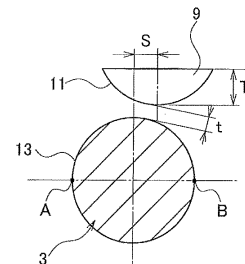
11, 11A 巻端部 20

13 一巻目

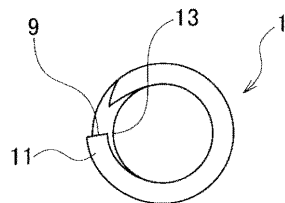
【図 1】



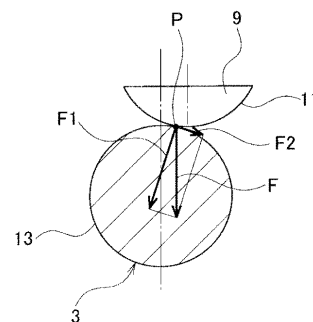
【図 3】



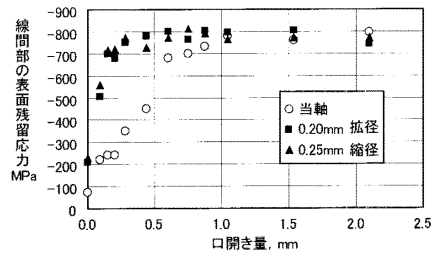
【図 2】



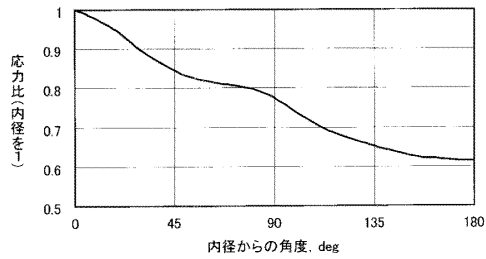
【図 4】



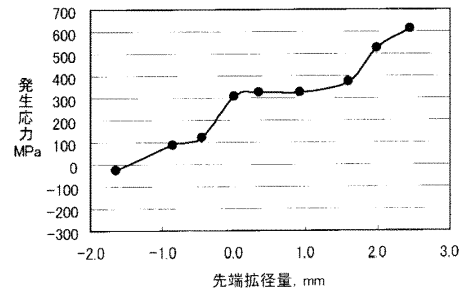
【図 5】



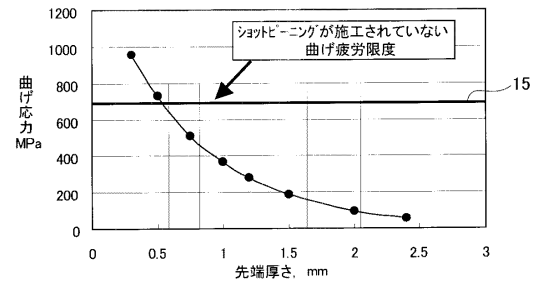
【図 6】



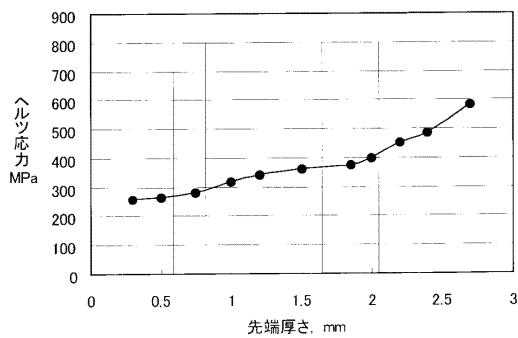
【図 7】



【図 8】



【図 9】

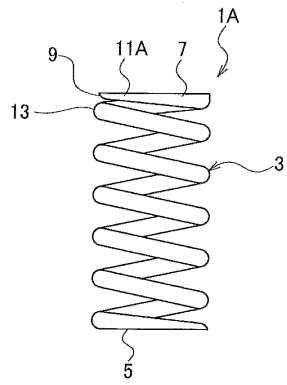


【図 10】

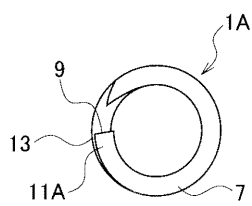
試験条件	先端半径 mm	先端位置 mm	先端位置の半径比	半径比	耐久試験結果 (試験せん断応力 600 ± 50 MPa)		備考
					1	2	
比較例-1	0.00	0.00	0%	0%	5.30E+06	8.76E+06	10~11 回目まで折損
適用例-1	0.20	0.20	5%	1.20	7.25E+06	9.11E+06	10~11 回目まで折損
適用例-2	0.25	+0.20	4%	1.15	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-3	0.35	+0.20	5%	1.25	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-4	0.55	+0.25	6%	1.40	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-5	1.05	+0.45	11%	1.20	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-6	1.10	+0.45	13%	1.07	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-7	1.20	+0.45	15%	1.00	5*10 ¹⁰ 回まで折損	5*10 ¹⁰ 回まで折損	10~11 回目まで折損
適用例-8	0.60	-1.35	-33%	1.60	3.93E+07	3.93E+07	0.15~0.25 回目の先端部折損
適用例-9	0.60	+1.55	36%	1.15	4.03E+07	4.03E+07	0.15~0.25 回目の先端部折損
適用例-10	0.65	+1.80	44%	1.05	9.32E+07	1.08E+07	0.15~0.25 回目の先端部折損
適用例-11	0.80	+2.35	57%	1.00	4.32E+06	5.98E+06	0.15~0.25 回目の先端部折損
適用例-12	0.90	-2.20	-54%	0.95	1.83E+07	1.91E+07	10~12 回目の先端部折損
適用例-13	0.70	-0.70	-41%	1.25	5.83E+06	7.05E+06	10~12 回目の先端部折損
適用例-14	0.80	+1.20	34%	1.10	2.22E+06	3.75E+06	10~15 回目まで折損
適用例-15	0.80	-0.80	-16%	2.25	7.82E+06	1.02E+07	10~11 回目まで折損
適用例-16	0.85	+0.95	16%	2.10	2.31E+07	3.51E+07	10~11 回目まで折損
適用例-17	0.10	-0.35	-9%	0.55	3.61E+07	4.79E+07	10~11 回目まで折損
適用例-18	0.15	-0.50	-12%	1.15			

試験条件	先端半径 mm	先端位置 mm	先端位置の半径比	半径比	エンジン高回転耐久試験結果	
					1	2
適用例-19	0.75	+1.10	27%	0.55	13.4%	エンジン高回転耐久試験 (1h x 10 回) は 2 回の先端部折損が発生
適用例-20	0.75	-0.90	-22%	0.50	12.2%	エンジン高回転耐久試験 (1h x 10 回) は 2 回の先端部折損が発生
適用例-21	0.55	+0.75	18%	0.65	15.9%	24 時間耐し
適用例-22	0.95	-0.75	-18%	0.65	15.9%	24 時間耐し
適用例-23	0.75	+0.90	22%	0.75	16.3%	24 時間耐し
適用例-24	0.55	-0.90	-18%	0.65	15.9%	24 時間耐し
適用例-25	1.20	-0.95	-16%	0.65	22.2%	24 時間耐し

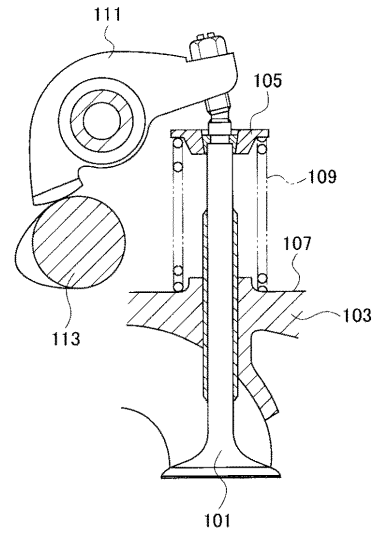
【図 1 1】



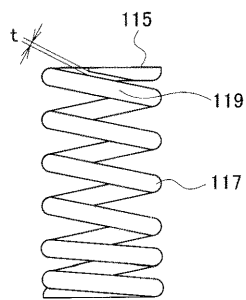
【図 1 2】



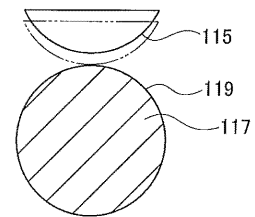
【図 1 3】



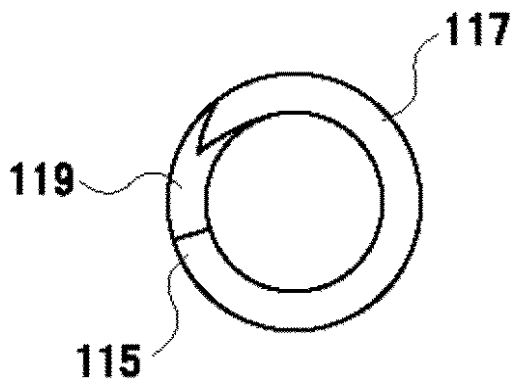
【図 1 4】



【図 1 6】



【図 1 5】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平10-299434 (JP, A)
実開平01-108305 (JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F 1/06

F01L 3/10