



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107614935 B

(45)授权公告日 2020.03.31

(21)申请号 201680030431.X

(22)申请日 2016.06.08

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107614935 A

(43)申请公布日 2018.01.19

(30)优先权数据
2015-115845 2015.06.08 JP
2015-147598 2015.07.27 JP
2015-233741 2015.11.30 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.11.24

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2016/067038 2016.06.08

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/199806 JA 2016.12.15

(73)专利权人 爱信艾达株式会社
地址 日本爱知县

(72)发明人 泷川由浩 长井大树 轮嶋雅树
坂本贵生 伊藤和广 铃木展生

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227
代理人 青炜 尹文会

(51)Int.Cl.
F16H 45/02(2006.01)
F16F 15/134(2006.01)

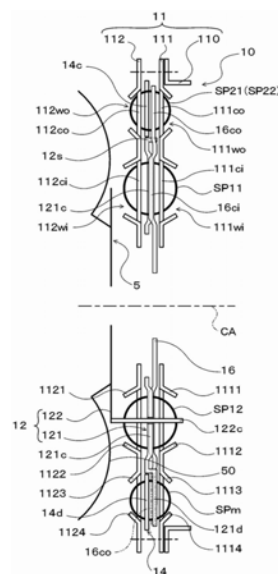
(56)对比文件
CN 107407368 A,2017.11.28,
CN 103827541 A,2014.05.28,
DE 102009013965 A1,2010.09.23,
WO 2010043301 A1,2010.04.22,
CN 103946591 A,2014.07.23,
审查员 张永明

权利要求书13页 说明书40页 附图13页

(54)发明名称
减振装置

(57)摘要

一种减振装置(10),其包括:在驱动器部件(11)与第一中间部件(12)之间传递扭矩的第一内侧弹簧(SP11)、在第一中间部件(12)与从动部件(16)之间传递扭矩的第二内侧弹簧(SP12)、在驱动器部件(11)与第二中间部件(14)之间传递扭矩的第一外侧弹簧(SP21)、在第二中间部件(14)与从动部件(16)之间传递扭矩的第二外侧弹簧(SP22)、以及在第一中间部件(12)与第二中间部件(14)之间传递扭矩的中间弹簧(SPm),与固有振动频率比第一中间部件(12)大的第二中间部件(14)对应的第一、第二外侧弹簧(SP21、SP22)中至少任意一者配置在与第一中间部件(12)对应的第一、第二内侧弹簧(SP11、SP12)的径向外侧。



1. 一种减振装置,其具有输入元件和输出元件,所述输入元件被传递来自发动机的扭矩,其中,

所述减振装置具备:

第一中间元件;

第二中间元件;

第一弹性体,其在所述输入元件与所述第一中间元件之间传递扭矩;

第二弹性体,其在所述第一中间元件与所述输出元件之间传递扭矩;

第三弹性体,其在所述输入元件与所述第二中间元件之间传递扭矩;

第四弹性体,其在所述第二中间元件与所述输出元件之间传递扭矩;以及

第五弹性体,其在所述第一中间元件与所述第二中间元件之间传递扭矩,

借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率,大于借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率,

所述第三弹性体和所述第四弹性体中至少任意一者配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

2. 根据权利要求1所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体中至少任意一者的轴心与所述第一弹性体和所述第二弹性体的轴心相比位于径向外侧。

3. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体的刚性和所述第四弹性体的刚性较大的一者大于所述第一弹性体的刚性和所述第二弹性体的刚性较大的一者,所述第三弹性体和所述第四弹性体中的刚性较大的一者配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

4. 根据权利要求1或2所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体的刚性大于所述第一弹性体和所述第二弹性体的刚性,所述第三弹性体和所述第四弹性体配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

5. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体的刚性大于所述第一弹性体和所述第二弹性体的刚性,所述第三弹性体和所述第四弹性体配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

6. 根据权利要求1、2、5中任一项所述的减振装置,其中,

所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体以及所述第四弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 以满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

7. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体以及所述第四弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 以满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

8. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体以及所述第四弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 以满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

9. 根据权利要求1、2、5、7、8中任一项所述的减振装置,其中,

在将所述第五弹性体的刚性设为“ k_m ”时,所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 以满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

10. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

在将所述第五弹性体的刚性设为“ k_m ”时,所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 以满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

11. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

在将所述第五弹性体的刚性设为“ k_m ”时,所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 以满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

12. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

在将所述第五弹性体的刚性设为“ k_m ”时,所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 以满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。

13. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12中任一项所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿周向排列。

14. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿周向排列。

15. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿周向排列。

16. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿周向排列。

17. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体和所述第四弹性体配置为沿周向排列。

18. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12中任一项所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

19. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

20. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

21. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性

体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

22. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,

所述第三弹性体配置于所述第四弹性体的径向外侧,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为在轴向上与所述第三弹性体和所述第四弹性体分离。

23. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22中任一项所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

24. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

25. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

26. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

27. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

28. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

29. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,所述第一弹性体和所述第二弹性体配置为沿周向排列。

30. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17中任一项所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

31. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

32. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

33. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

34. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

35. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,所述第五弹性体配置为与所述第三弹性体和所述第四弹性体沿周向排列。

36. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,所述第五弹性体在径向上配置于所述第三弹性体和所述第四弹性体、与所述第一弹性体和所述第二弹性体之间。

37. 根据权利要求19~22中任一项所述的减振装置,其中,

所述第五弹性体在径向上配置于所述第三弹性体和所述第四弹性体、与所述第一弹性体和所述第二弹性体之间。

38. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,

所述第五弹性体在所述轴向上配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体、与所述第三弹性体和所述第四弹性体之间。

39. 根据权利要求19~22中任一项所述的减振装置,其中,
所述第五弹性体在所述轴向上配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体、与所述第三弹性体和所述第四弹性体之间。

40. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,
所述第五弹性体配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

41. 根据权利要求19~22中任一项所述的减振装置,其中,
所述第五弹性体配置于所述第一弹性体和所述第二弹性体的径向外侧。

42. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40中任一项所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

43. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

44. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹

性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

45. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

46. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

47. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

48. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性

与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

52. 根据权利要求39所述的减振装置, 其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

53. 根据权利要求41所述的减振装置, 其中,

所述输入元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述输出元件具有与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、和与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部,

所述第一中间元件具有与所述第一弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第二弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部,

所述第二中间元件具有与所述第三弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第四弹性体的周向的端部抵接的抵接部、与所述第五弹性体的周向的一端部抵接的抵接部、以及与该第五弹性体的周向的另一端部抵接的抵接部。

54. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40、43~53中任一项所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

55. 根据权利要求3所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

56. 根据权利要求4所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

57. 根据权利要求6所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

58. 根据权利要求9所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

59. 根据权利要求13所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

60. 根据权利要求18所述的减振装置, 其中,

所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。

61. 根据权利要求23所述的减振装置, 其中,

- 所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
62. 根据权利要求30所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
63. 根据权利要求37所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
64. 根据权利要求39所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
65. 根据权利要求41所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
66. 根据权利要求42所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件的惯性力矩大于所述第二中间元件的惯性力矩。
67. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40、43~53、55~66中任一项所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
68. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
69. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
70. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
71. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
72. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
73. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
74. 根据权利要求23所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
75. 根据权利要求30所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
76. 根据权利要求37所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
77. 根据权利要求39所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
78. 根据权利要求41所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
79. 根据权利要求42所述的减振装置,其中,
所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。
80. 根据权利要求54所述的减振装置,其中,

所述第一中间元件与流体传动装置的涡轮连结为一体旋转。

81. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40、43~53、55~66、68~80中任一项所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

82. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

83. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

84. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

85. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

86. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

87. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

88. 根据权利要求23所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

89. 根据权利要求30所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

90. 根据权利要求37所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

91. 根据权利要求39所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所

述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

92. 根据权利要求41所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

93. 根据权利要求42所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

94. 根据权利要求54所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

95. 根据权利要求67所述的减振装置,其中,

借助锁止离合器向所述输入元件传递来自所述发动机的扭矩,

所述锁止离合器的锁止转速高于与借助全部所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第一中间元件的固有振动频率对应的转速,低于与借助所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体从所述输入元件向所述输出元件传递扭矩时的所述第二中间元件的固有振动频率对应的转速。

96. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40、43~53、55~66、68~80、82~95中任一项所述的减振装置,其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止,允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

97. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止,允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

98. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止,允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

99. 根据权利要求6所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

100. 根据权利要求9所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

101. 根据权利要求13所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

102. 根据权利要求18所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

103. 根据权利要求23所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

104. 根据权利要求30所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

105. 根据权利要求37所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

106. 根据权利要求39所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

107. 根据权利要求41所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

108. 根据权利要求42所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

109. 根据权利要求54所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

110. 根据权利要求67所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

111. 根据权利要求81所述的减振装置, 其中,

直至向所述输入元件传递的扭矩成为预先决定的阈值以上为止, 允许所述第一弹性体、所述第二弹性体、所述第三弹性体、所述第四弹性体以及所述第五弹性体挠曲。

112. 根据权利要求1、2、5、7、8、10~12、14~17、19~22、24~29、31~36、38、40、43~53、55~66、68~80、82~95、97~111中任一项所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

113. 根据权利要求3所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

114. 根据权利要求4所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

115. 根据权利要求6所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

116. 根据权利要求9所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

117. 根据权利要求13所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

118. 根据权利要求18所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

119. 根据权利要求23所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

120. 根据权利要求30所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

121. 根据权利要求37所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

122. 根据权利要求39所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

123. 根据权利要求41所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

124. 根据权利要求42所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

125. 根据权利要求54所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

126. 根据权利要求67所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

127. 根据权利要求81所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

128. 根据权利要求96所述的减振装置,其中,

所述输出元件直接或间接地与变速器的输入轴连结。

减振装置

技术领域

[0001] 本发明涉及具有输入元件和输出元件的减振装置,该输入元件被传递来自发动机的扭矩。

背景技术

[0002] 以往,作为这种减振装置,公知有与变矩器关联使用的双通减振器(例如参照专利文献1)。在该减振装置中,从发动机和锁止离合器到输出毂这段振动路径被分为两条平行的振动路径B、C,两条振动路径B、C分别具有一对弹簧和配置于该一对弹簧之间的单独的中间凸缘。另外,为了使两条振动路径的固有振动频率不同,变矩器的涡轮与振动路径B的中间凸缘结合,振动路径B的中间凸缘的固有振动频率小于振动路径C的中间凸缘的固有振动频率。上述减振装置中,在锁止离合器接合的情况下,来自发动机的振动进入减振装置的两条振动路径B、C。然后,若某一频率的发动机振动到达包括与涡轮结合的中间凸缘的振动路径B,则在从振动路径B的中间凸缘到输出毂的区间,振动的相位相对于输入振动的相位错开180度。此时,由于振动路径C的中间凸缘的固有振动频率大于振动路径B的中间凸缘的固有振动频率,所以进入振动路径C的振动不产生相位的偏移(错位)地传递至输出毂。这样,使从振动路径B传递至输出毂的振动的相位、与从振动路径C传递至输出毂的振动的相位错开180度,从而能够使输出毂处的振动衰减。

[0003] 专利文献1:日本特表2012-506006号公报

[0004] 为了提高上述专利文献1记载的双通减振器的振动衰减性能,需要调整各中间凸缘的两侧的弹性体的弹簧常数、各中间凸缘的重量,适当设定振动路径B、C的固有振动频率。然而,若要调整弹性体的弹簧常数来使振动路径B、C的固有振动频率合理化,则双通减振器整体的刚性会变动大幅度变动。另外,若要调整中间凸缘、与该中间凸缘结合的涡轮的重量来使两个固有振动频率合理化,则凸缘、涡轮的重量以及变矩器整体的重量会增加。因此,上述双通减振器中,为了提高振动衰减性能而适当地设定振动路径B、C的固有振动频率并不是件容易的事情,由于要衰减的振动的频率有所不同,所以即使是利用专利文献1记载的减振装置也无法较好地使该振动衰减。

发明内容

[0005] 因此,本发明的主要目的是提供能够具有更高振动衰减性能的减振装置。

[0006] 本发明的减振装置具有输入元件和输出元件,上述输入元件被传递来自发动机的扭矩,其中,上述减振装置具备:第一中间元件、第二中间元件、在上述输入元件与上述第一中间元件之间传递扭矩的第一弹性体、在上述第一中间元件与上述输出元件之间传递扭矩的第二弹性体、在上述输入元件与上述第二中间元件之间传递扭矩的第三弹性体、在上述第二中间元件与上述输出元件之间传递扭矩的第四弹性体、以及在上述第一中间元件与上述第二中间元件之间传递扭矩的第五弹性体,借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体从上述输入元件向上述输出元件传

递扭矩时的上述第二中间元件的固有振动频率,大于借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体从上述输入元件向上述输出元件传递扭矩时的上述第一中间元件的固有振动频率,上述第三弹性体和上述第四弹性体中至少任意一者配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体的径向外侧。

[0007] 在该减振装置中,在全部第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体、第四弹性体以及第五弹性体挠曲被允许的状态下,能够在装置整体设定两个固有振动频率。而且,根据本发明者们的研究和解析,明确出包括上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体的减振装置的固有振动频率随着第五弹性体的刚性降低而变小,相对于第五弹性体的刚性的变化体现出的减振装置的等效刚度的变化大幅度小于相对于第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体的刚性的变化体现出的该等效刚度的变化。因此,在本发明的减振装置中,通过调整第五弹性体的刚性,则能够适当地保持减振装置的等效刚度,并且抑制第一中间元件和第二中间元件的重量(惯性力矩)的增加,而且能适当地设定装置整体的两个固有振动频率。而且,将与固有振动频率大的第二中间元件对应的第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者配置在与固有振动频率小的第一中间元件对应的第一弹性体和第二弹性体的径向外侧,从而能够进一步减小减振装置的等效刚度。其结果,在该减振装置中,能够较好地提高振动衰减性能。

附图说明

[0008] 图1是表示包括本发明的减振装置的起步装置的结构简图。

[0009] 图2是表示本发明的减振装置的剖视图。

[0010] 图3是用于说明本发明的减振装置的第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体的平均安装半径的示意图。

[0011] 图4是表示本发明的减振装置的扭矩传递路径的示意图。

[0012] 图5是例示发动机的转速与减振装置的输出元件的理论上的扭矩变动之间的关系图。

[0013] 图6是例示本发明的减振装置的第一弹性体的刚性与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0014] 图7是例示本发明的减振装置的第二弹性体的刚性与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0015] 图8是例示本发明的减振装置的第三弹性体的刚性与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0016] 图9是例示本发明的减振装置的第四弹性体的刚性与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0017] 图10是例示本发明的减振装置的第五弹性体的刚性与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0018] 图11是例示本发明的减振装置的第一中间元件的惯性力矩与低速旋转侧的固有振动频率、反共振点的振动频率以及减振装置的等效刚度之间的关系图。

[0019] 图12是表示本发明的其它减振装置的剖视图。

[0020] 图13是表示本发明的另一其它减振装置的剖视图。

- [0021] 图14是表示本发明的其它减振装置的剖视图。
[0022] 图15是表示本发明的另一其它减振装置的剖视图。
[0023] 图16是表示本发明的其它减振装置的剖视图。

具体实施方式

[0024] 接下来,参照附图来说明用于实施本发明的方式。

[0025] 图1是表示包括本发明的减振装置10的起步装置1的结构简图,图2是表示减振装置10的剖视图。图1所示的起步装置1搭载于具备作为原动机的发动机(在本实施方式中为内燃机)EG的车辆,除了减振装置10之外,起步装置1还包括与发动机EG的曲轴连结的前盖3、固定于前盖3的泵叶轮(输入侧流体传动元件)4、能够与泵叶轮4同轴旋转的涡轮(输出侧流体传动元件)5、与减振装置10连结并且固定于自动变速器(AT)、无级变速器(CVT)、双离合变速器(DCT)、混合动力变速器或者作为减速机的变速器(动力传递装置)TM的输入轴IS上的作为动力输出部件的减振毂7、锁止离合器8等。

[0026] 此外,以下的说明中,除了特别标明之外,“轴向”基本上是表示起步装置1、减振装置10的中心轴CA(轴心,参照图2)的延伸方向。另外,除了特别标明之外,“径向”基本上是表示起步装置1、减振装置10、该减振装置10等的旋转元件的径向,即从起步装置1、减振装置10的中心轴CA沿正交于该中心轴CA的方向(半径方向)延伸的直线的延伸方向。而且,除了特别标明之外,“周向”基本上是表示起步装置1、减振装置10、该减振装置10等的旋转元件的周向,即沿该旋转元件的旋转方向的方向。

[0027] 泵叶轮4具有紧密固定于前盖3的未图示的泵壳、配设于泵壳的内表面的多个泵叶片(图示省略)。涡轮5具有涡轮壳50(参照图2)、配设于涡轮壳50的内表面的多个涡轮叶片(图示省略)。涡轮壳50的内周部借助多个铆钉固定于未图示的涡轮轮毂,涡轮轮毂被减振毂7支承为自由旋转。

[0028] 泵叶轮4与涡轮5相互对置,两者之间以与之同轴的方式配置有定子6,该定子6对动作油(动作流体)从涡轮5向泵叶轮4的流动进行整流。定子6具有未图示的多个定子叶片,定子6的旋转方向被单向离合器61设定为仅在一个方向上。上述泵叶轮4、涡轮5以及定子6形成使动作油循环的环形(环状流路),作为具有扭矩放大功能的变矩器(流体传动装置)发挥功能。其中,在起步装置1中,也可以省略定子6、单向离合器61,而将泵叶轮4和涡轮5作为液力耦合器发挥功能。

[0029] 锁止离合器8能执行借助减振装置10将前盖3与减振毂7连结的锁止,还能解除该锁止。本实施方式中,锁止离合器8构成为单片液压式离合器,具有锁止活塞(动力输入部件)80,该锁止活塞80配置于前盖3的内部且配置于该前盖3的靠发动机EG侧的内壁面附近并且以沿轴向自由移动的方式嵌合于减振毂7。在锁止活塞80的外周侧且在靠前盖3侧的面上,粘合有未图示的摩擦材料,在锁止活塞80与前盖3之间划分锁止室(图示省略),该锁止室经由动作油供给路、形成于输入轴IS的油路而连接于未图示的液压控制装置。

[0030] 经由形成于输入轴IS的油路等从泵叶轮4和涡轮5的轴心侧(单向离合器61的周边)朝径向外侧向泵叶轮4和涡轮5(环面)供给的来自液压控制装置的动作油能够流入锁止离合器8的锁止室内。因此,若由前盖3和泵叶轮4的泵壳划分的流体传动室9内和锁止室内保持等压,则锁止活塞80不向前盖3侧移动,锁止活塞80不与前盖3摩擦卡合。与此相对,若

利用未图示的液压控制装置使流体传动室9内的液压比锁止室89内的液压高,则锁止活塞80由于压力差而向前盖3移动从而与前盖3摩擦卡合。由此,前盖3(发动机EG)经由锁止活塞80、减振装置10而连结于减振毂7。此外,作为锁止离合器8,可以采用包括至少1张摩擦卡合片(多个摩擦材料)的多片液压式离合器。在该情况下,该多片液压式离合器的离合器鼓或者离合器毂作为动力输入部件发挥功能。

[0031] 减振装置10在发动机EG与变速器TM之间使振动衰减,如图1所示,包括驱动器部件(输入元件)11、第一中间部件(第一中间元件)12、第二中间部件(第二中间元件)14以及从动部件(输出元件)16,作为同轴相对旋转的旋转元件(旋转部件即旋转质量体)。而且,减振装置10包括配置于驱动器部件11与第一中间部件12之间并传递旋转扭矩(旋转方向的扭矩)的多个(在本实施方式中例如为三个)第一内侧弹簧(第一弹性体)SP11、配置于第一中间部件12与从动部件16之间并传递旋转扭矩(旋转方向的扭矩)的多个(在本实施方式中例如为三个)第二内侧弹簧(第二弹性体)SP12、配置于驱动器部件11与第二中间部件14之间并传递旋转扭矩的多个(在本实施方式中例如为两个)第一外侧弹簧(第三弹性体)SP21、配置于第二中间部件14与从动部件16之间并传递旋转扭矩的多个(在本实施方式中例如为两个)第二外侧弹簧(第四弹性体)SP22、以及配置于第一中间部件12与第二中间部件14之间并传递旋转扭矩的多个(在本实施方式中例如为两个)中间弹簧(第五弹性体)SP_m作为扭矩传递元件(扭矩传递弹性体)。

[0032] 在本实施方式中,作为第一内侧弹簧SP11、第二内侧弹簧SP12、第一外侧弹簧SP21、第二外侧弹簧SP22以及中间弹簧SP_m,采用由金属材料构成的卷绕为螺旋状的直线型螺旋弹簧,在不被施加载荷时具有笔直地延伸的轴心。由此,与使用弧形螺旋弹簧的情况相比,使弹簧SP11~SP_m沿轴心适当伸缩,从而能够减少因传递扭矩的弹簧与旋转元件之间所产生的摩擦力引起的滞后现象,即,减少对驱动器部件11的输入扭矩增加时的输出扭矩、与对驱动器部件11的输入扭矩减少时的输出扭矩之间的差值。滞后现象能够通过在对驱动器部件11输入的输入扭矩增加的状态下减振装置10的扭转角变为规定角度时由从动部件16输出的扭矩、与在对驱动器部件11输入的输入扭矩减少的状态下减振装置10的扭转角变为上述规定角度时由从动部件16输出的扭矩之间的差值量来做定量化。此外,弹簧SP11~SP_m中的至少任一个弹簧也可以是弧形螺旋弹簧。此外,“弹簧的轴心”是指直线型螺旋弹簧、弧形螺旋弹簧的卷绕为螺旋状的金属材料等的卷绕中心。

[0033] 另外,在本实施方式中,第一外侧弹簧SP21、第二外侧弹簧SP22以及中间弹簧SP_m例如按照SP21、SP22、SP_m、SP21、SP22、SP_m这样的顺序沿减振装置10(第二中间部件14)的周向排列,并且接近起步装置1的外周地配设于流体传动室9内的外周侧区域。这样,将中间弹簧SP_m与外周侧的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以沿周向排列的方式配置,从而能够较好地确保第一、第二外侧弹簧SP21、SP22、与中间弹簧SP_m的扭转角(行程)。与此相对,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12以一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿减振装置10(第一中间部件12)的周向交替排列的方式在第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以及中间弹簧SP_m的径向内侧配设,且被弹簧SP21、SP22、SP_m包围。

[0034] 由此,在减振装置10中,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o 大于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。如图3所示,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o 是从减振装置10的中心轴CA到第一外侧弹簧(第三弹性体)SP21的轴心

的距离即该第一外侧弹簧SP21的安装半径 r_{SP21} 、与从中心轴CA到第二外侧弹簧(第四弹性体)SP22的轴心的距离即该第二外侧弹簧SP22的安装半径 r_{SP22} 的平均值($= (r_{SP21}+r_{SP22})/2$)。如图3所示,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 是从中心轴CA到第一内侧弹簧(第一弹性体)SP11的轴心的距离即该第一内侧弹簧SP11的安装半径 r_{SP11} 、与从中心轴CA到第二内侧弹簧(第二弹性体)SP12的轴心的距离即该第二内侧弹簧SP12的安装半径 r_{SP12} 的平均值($= (r_{SP11}+r_{SP12})/2$)。此外,安装半径 r_{SP11} 、 r_{SP12} 、 r_{SP21} 或者 r_{SP22} 也可以是中心轴CA、与各弹簧SP11、SP12、SP21、SP22的轴心上的预先决定的点(例如轴向的中央、端部)间的距离。

[0035] 另外,在本实施方式中,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22(以及中间弹簧SPm)以安装半径 r_{SP21} 与安装半径 r_{SP22} 相等的方式排列于同一圆周上,第一外侧弹簧SP21的轴心和第二外侧弹簧SP22的轴心被包含在与中心轴CA正交的一个平面上。而且,在本实施方式中,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12以安装半径 r_{SP11} 与安装半径 r_{SP12} 相等的方式排列在同一圆周上,第一内侧弹簧SP11的轴心和第二内侧弹簧SP12的轴心被包含在与中心轴CA正交的一个平面上。此外,减振装置10中,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12以沿径向观察时与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22在轴向上重合的方式配置于该第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的径向内侧。由此,能够使减振装置10在径向上小型化,并且能够进一步缩短该减振装置10的轴向长度。

[0036] 其中,如图3所示,从中心轴CA到第一外侧弹簧SP21的轴心的安装半径 r_{SP21} 、与从该中心轴CA到第二外侧弹簧SP22的轴心的安装半径 r_{SP22} 也可以不同。另外,从中心轴CA到第一内侧弹簧SP11的轴心的安装半径 r_{SP11} 、与从该中心轴CA到第二内侧弹簧SP12的轴心的安装半径 r_{SP12} 也可以不同。即也可以第一、第二外侧弹簧SP21、SP22中至少任意一者的安装半径 r_{SP21} 、 r_{SP22} 大于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12中至少任意一者的安装半径 r_{SP11} 、 r_{SP12} 。而且,第一外侧弹簧SP21的轴心和第二外侧弹簧SP22的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的一个平面上。另外,第一内侧弹簧SP11的轴心和第二内侧弹簧SP12的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的一个平面上。另外,弹簧SP11、SP12、SP21、SP22的轴心也可以被包含在与中心轴CA正交的一个平面上,弹簧SP11、SP12、SP21、SP22中的至少任一个轴心也可以不被包含在该一个平面上。

[0037] 在本实施方式中,将第一内侧弹簧SP11的刚性即弹簧常数设为“ k_{11} ”,第二内侧弹簧SP12的刚性即弹簧常数设为“ k_{12} ”,第一外侧弹簧SP21的刚性即弹簧常数设为“ k_{21} ”,第二外侧弹簧SP22的刚性即弹簧常数设为“ k_{22} ”时,以满足 $k_{11} \neq k_{21}$ 并且 $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ 这样的关系的方式选择弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 。更详细地说,弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 满足 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$ 和 $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系。即第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 中较小的一者(k_{11})小于第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{21} 、 k_{22} 中较小的一者(k_{22})。而且,在将中间弹簧SPm的刚性即弹簧常数设为“ k_m ”时,弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系。

[0038] 如图2所示,减振装置10的驱动器部件11包括:固定于锁止离合器8的锁止活塞80的环状的连结部件110、例如被减振毂7支承(调心)为自由旋转并且与连结部件110连结为一体旋转的环状的第一板部件(第一输入部件)111、配置得比第一板部件111接近涡轮5并且借助多个铆钉(连结具)连结(固定)于第一板部件111的环状的第二板部件(第二输入部

件) 112。由此, 驱动器部件11、即第一板状部件111和第二板状部件112, 与锁止活塞80一体旋转, 通过锁止离合器8的卡合, 使前盖3 (发动机EG) 与减振装置10的驱动器部件11连结。此外, 在锁止离合器8是多片液压式离合器的情况下, 连结部件110也可以作为该锁止离合器8的离合器鼓而构成。

[0039] 第一板部件111构成为板状的环状部件, 配置得比第二板部件112更接近锁止活塞80。第一板部件111具有多个 (在本实施方式中例如为三个) 内侧弹簧收纳窗111wi、多个 (在本实施方式中例如为四个) 外侧弹簧收纳窗111wo、多个 (在本实施方式中例如为三个) 弹簧支承部1111、多个 (在本实施方式中例如为三个) 弹簧支承部1112、多个 (在本实施方式中例如为四个) 弹簧支承部1113、多个 (在本实施方式中例如为四个) 弹簧支承部1114、多个 (在本实施方式中例如为三个) 内侧弹簧抵接部111ci、多个 (在本实施方式中例如为四个) 外侧弹簧抵接部111co。

[0040] 多个内侧弹簧收纳窗111wi分别呈圆弧状延伸并且在第一板部件111的内周部沿周向空开间隔 (等间隔) 地配设。多个弹簧支承部1111分别沿对应的内侧弹簧收纳窗111wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列。多个弹簧支承部1112分别沿对应的内侧弹簧收纳窗111wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列并与对应的弹簧支承部1111在第一板部件111的径向上对置。另外, 在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗111wi (弹簧支承部1111、1112) 之间各设置有一个内侧弹簧抵接部111ci。

[0041] 多个外侧弹簧收纳窗111wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗111wi相比位于径向外侧的方式在第一板部件111的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承部1113分别沿对应的外侧弹簧收纳窗111wo的内周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列。多个弹簧支承部1114分别沿对应的外侧弹簧收纳窗111wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列并与对应的弹簧支承部1113在第一板部件111的径向上对置。另外, 在沿周向相互相邻的外侧弹簧收纳窗111wo (弹簧支承部1113、1114) 之间各设置有一个外侧弹簧抵接部111co。

[0042] 第二板部件112构成为板状的环状部件, 配置得比第一板部件111更接近涡轮5。第二板部件112具有多个 (在本实施方式中例如为三个) 内侧弹簧收纳窗112wi、多个 (在本实施方式中例如为四个) 外侧弹簧收纳窗112wo、多个 (在本实施方式中例如为三个) 弹簧支承部1121、多个 (在本实施方式中例如为三个) 弹簧支承部1122、多个 (在本实施方式中例如为四个) 弹簧支承部1123、多个 (在本实施方式中例如为四个) 弹簧支承部1124、多个 (在本实施方式中例如为三个) 内侧弹簧抵接部112ci、多个 (在本实施方式中例如为四个) 外侧弹簧抵接部112co。

[0043] 多个内侧弹簧收纳窗112wi分别呈圆弧状延伸并且在第二板部件112的内周部沿周向空开间隔 (等间隔) 地配设。多个弹簧支承部1121分别沿对应的内侧弹簧收纳窗112wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列。多个弹簧支承部1122分别沿对应的内侧弹簧收纳窗112wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔 (等间隔) 地排列并与对应的弹簧支承部1121在第二板部件112的径向上对置。另外, 在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗112wi (弹簧支承部1121、1122) 之间各设置有一个内侧弹簧抵接部112ci。

[0044] 多个外侧弹簧收纳窗112wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗112wi相比位于径向外侧的方式在第二板部件112的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承

部1123分别沿对应的外侧弹簧收纳窗112wo的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1124分别沿对应的外侧弹簧收纳窗112wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1123在第二板部件112的径向上对置。另外,在沿周向相互相邻的外侧弹簧收纳窗112wo(弹簧支承部1123、1124)之间各设置有一个外侧弹簧抵接部112co。

[0045] 如图2所示,第一中间部件12包括:在轴向上配置于驱动器部件11的第一板状部件111和第二板状部件112之间并且被例如减振毂7支承(调心)为自由旋转的板状的环状部件121、和固定于涡轮5的连结部件122。构成第一中间部件12的环状部件121具有多个(在本实施方式中例如为三个)弹簧收纳窗、沿周向空开间隔地配设的多个(在本实施方式中例如为三个)弹簧抵接部121c、在比弹簧抵接部121c靠径向外侧沿轴向延伸的短尺寸筒状的支承部12s、以在轴向上与弹簧抵接部121c分离的方式从支承部12s的前端朝径向外侧延伸突出的多个(在本实施方式中例如为四个)第二弹簧抵接部121d。多个弹簧抵接部121c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗之间各设置有一个。第二弹簧抵接部121d以两个两个(一对一对)接近的方式相对于环状部件121的轴心对称地形成,相互成对的两个第二弹簧抵接部121d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。

[0046] 构成第一中间部件12的连结部件122具有例如通过焊接固定于涡轮5的涡轮壳50的环状的固定部(环状部)、从该固定部的外周部沿周向空开间隔地沿轴向延伸突出的多个(在本实施方式中,例如以间隔120°存在三个)弹簧抵接部122c。连结部件122的各弹簧抵接部122c如图2所示,从涡轮5侧插入第二板部件112的对应的内侧弹簧收纳窗112wi内,并且与形成于环状部件121的弹簧抵接部121c的端面(弹簧的抵接面)的对应的凹部嵌合。由此,环状部件121与固定于涡轮5的连结部件122连结为一体旋转。

[0047] 第二中间部件14是板状的环状部件,具有比第一中间部件12的环状部件121小的惯性力矩。如图2所示,第二中间部件14具有从环状的外周部沿周向空开间隔地朝径向内侧延伸突出的多个(本实施方式,例如以间隔180°存在两个)弹簧抵接部14c、和在周向上从环状的外周部的相邻的弹簧抵接部14c之间朝径向内侧延伸突出的多个(在本实施方式中例如为四个)第二弹簧抵接部14d。多个第二弹簧抵接部14d以两个两个(一对一对)接近的方式相对于该第二中间部件14的轴心对称地形成,相互成对的两个第二弹簧抵接部14d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。第二中间部件14在轴向上配置于驱动器部件11的第一板状部件111和第二板状部件112之间,弹簧抵接部14c和第二弹簧抵接部14d的内周面被上述环状部件121(第一中间部件12)的支承部12s的外周面支承(调心)为自由旋转。

[0048] 从动部件16构成为板状的环状部件,如图2所示,在轴向上配置于驱动器部件11的第一板部件111与第二板部件112之间,并且借助多个铆钉固定于减振毂7。由此,从动部件16与减振毂7一体旋转。从动部件16具有分别沿该从动部件16的内周缘呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(在本实施方式中例如为三个)弹簧收纳窗、沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(在本实施方式中例如为三个)内侧弹簧抵接部(内侧抵接部)16ci、多个(在本实施方式中例如为四个)外侧弹簧抵接部(外侧抵接部)16co。多个内侧弹簧抵接部16ci在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗之间各设置有一个。多个外侧弹簧抵接部16co在比多个内侧弹簧抵接部16ci靠径向外侧沿周向空开间隔地排列并且沿径向延伸。

[0049] 第一、第二内侧弹簧SP11、SP12被驱动器部件11即第一板状部件111和第二板状部件112的对应的弹簧支承部1111、1112、1121、1122支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列。即第一板部件111的多个弹簧支承部1111如图2所示,从内周侧支承(引导)分别对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12(各一个)锁止活塞80侧的侧部。另外,多个弹簧支承部1112从外周侧支承(引导)分别对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的锁止活塞80侧的侧部。而且,第二板部件112的多个弹簧支承部1121如图2所示,从内周侧支承(引导)分别对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12(各一个)涡轮5侧的侧部。另外,多个弹簧支承部1122从外周侧支承(引导)分别对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的涡轮5侧的侧部。

[0050] 而且,在减振装置10的安装状态下,第一板部件111的各内侧弹簧抵接部111ci在配置于互不相同的内侧弹簧收纳窗111wi内且不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部(挠曲方向的端部,下同)抵接。同样,在减振装置10的安装状态下,第二板部件112的各内侧弹簧抵接部112ci在与配置于互不相同的内侧弹簧收纳窗112wi内(且不成对)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。另外,构成第一中间部件12的环状部件121的各弹簧抵接部121c、与连结部件122的各弹簧抵接部122c在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0051] 即在减振装置10的安装状态下,各第一内侧弹簧SP11的一端部与驱动器部件11的对应的内侧弹簧抵接部111ci、112ci抵接,各第一内侧弹簧SP11的另一端部与第一中间部件12的对应的弹簧抵接部121c、122c抵接。而且,在减振装置10的安装状态下,各第二内侧弹簧SP12的一端部与第一中间部件12的对应的弹簧抵接部121c、122c抵接,各第二内侧弹簧SP12的另一端部与驱动器部件11的对应的内侧弹簧抵接部111ci、112ci抵接。

[0052] 另一方面,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22被驱动器部件11即第一板状部件111和第二板状部件112的对应的弹簧支承部1113、1114、1123、1124支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿周向(第二中间部件14的周向)交替排列。即第一板部件111的多个弹簧支承部1113如图2所示,从内周侧支承(引导)分别对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22(各一个)锁止活塞80侧的侧部。另外,多个弹簧支承部1114从外周侧支承(引导)分别对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的锁止活塞80侧的侧部。而且,第二板部件112的多个弹簧支承部1123如图2所示,从内周侧支承(引导)分别对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22(各一个)涡轮5侧的侧部。另外,多个弹簧支承部1124从外周侧支承(引导)分别对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的涡轮5侧的侧部。

[0053] 而且,在减振装置10的安装状态下,第一板部件111的各外侧弹簧抵接部111co在配置于互不相同的内侧弹簧收纳窗111wi内且不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。同样,在减振装置10的安装状态下,第二板部件112的各外侧弹簧抵接部112co也在配置于互不相同的内侧弹簧收纳窗112wi内(且不成对)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。另外,第二中间部件14的各弹簧抵接部14c在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0054] 即在减振装置10的安装状态下,各第一外侧弹簧SP21的一端部与驱动器部件11的

对应的外侧弹簧抵接部111co、112co抵接,各第一外侧弹簧SP21的另一端部与第二中间部件14的对应的弹簧抵接部14c抵接。而且,在减振装置10的安装状态下,各第二外侧弹簧SP22的一端部与第二中间部件14的对应的弹簧抵接部14c抵接,各第二外侧弹簧SP22的另一端部与驱动器部件11的对应的外侧弹簧抵接部111co、112co抵接。

[0055] 另外,在减振装置10的安装状态下,从动部件16的各内侧弹簧抵接部16ci与驱动器部件11的内侧弹簧抵接部111ci、112ci相同,在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。而且,从动部件16的各外侧弹簧抵接部16co与驱动器部件11的各外侧弹簧抵接部111co、112co相同,在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0056] 即在减振装置10的安装状态下,第一内侧弹簧SP11的一端部和与该第一内侧弹簧SP11成对的第二内侧弹簧SP12的另一端部分别抵接于从动部件16的对应的内侧弹簧抵接部16ci,第一外侧弹簧SP21的一端部和与该第一外侧弹簧SP21成对的第二外侧弹簧SP22的另一端部分别抵接于从动部件16的对应的外侧弹簧抵接部16co。其结果,在减振装置10的安装状态下,从动部件16借助多个第一内侧弹簧SP11、第一中间部件12(环状部件121和连接部件122)、多个第二内侧弹簧SP12连结于驱动器部件11,并且借助多个第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14、多个第二外侧弹簧SP22连结于驱动器部件11。

[0057] 而且,各中间弹簧SPm被驱动器部件11即第一板状部件111和第二板状部件112的对应的弹簧支承部1113、1114、1123、1124支承为与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22沿周向排列。在减振装置10的安装状态下,各中间弹簧SPm被第一中间部件12(环状部件121)的一对第二弹簧抵接部121d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14的一对第二弹簧抵接部14d从周向的两侧支承。由此,第一中间部件12与第二中间部件14借助多个中间弹簧SPm相互连结。此外,如图1所示,也可以在中间弹簧SPm的端部与第二弹簧抵接部121d、14d之间配置弹簧座Ss。

[0058] 而且,如图1所示,减振装置10具有:限制第一中间部件12与从动部件16的相对旋转及第二内侧弹簧SP12的挠曲的第一止动器21、限制第二中间部件14与从动部件16的相对旋转及第二外侧弹簧SP22的挠曲的第二止动器22、限制驱动器部件11与从动部件16的相对旋转的第三止动器23。第一、第二止动器21、22构成为,在从发动机EG传递至驱动器部件11的输入扭矩达到比与减振装置10的最大扭转角 θ_{max} 对应的扭矩T2(第二阈值)小的预先决定的扭矩(第一阈值)T1的阶段,大致同时限制对应的旋转元件的相对旋转和弹簧的挠曲。另外,第三止动器23构成为在对驱动器部件11的输入扭矩达到与最大扭转角 θ_{max} 对应的扭矩T2的阶段,限制驱动器部件11与从动部件16的相对旋转。由此,减振装置10具有两段(两个阶段)的衰减特性。

[0059] 如上述那样,减振装置10中,刚性比第一、第二内侧弹簧SP11、SP12高(弹簧常数大)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o 被设定为大于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。即具有比第一、第二内侧弹簧SP21、SP22大的弹簧常数(刚性)的第一、第二外侧弹簧SP11、SP12的轴心与第一、第二内侧弹簧SP21、SP22的轴心相比位于减振装置10的径向外侧。而且,减振装置10中,第一、第二外侧弹簧SP11、SP12配置为各自的整体与第一、第二内侧弹簧SP21、SP22相比位于径向外侧。由此,能够进一步增大第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程),所以能够允许相对于驱动器部件11传递大的扭矩

并且使第一、第二外侧弹簧SP21、SP22刚性降低。

[0060] 另外,减振装置10中,第一中间部件12的环状部件121、第二中间部件14、从动部件16在轴向上配置于驱动器部件11的第一板状部件111和第二板状部件112之间。在具有上述构成的减振装置10中,制定第一、第二中间部件12、14的弹簧抵接部121c、14c、从动部件16的内侧以及外侧弹簧抵接部16ci、16co的形状,从而能够减小特别是由于离心力而在第一板状部件111和第二板状部件112与各弹簧SP11、SP12、SP21、SP22之间产生的摩擦力。其结果,能够较好地降低减振装置10整体的滞后现象。

[0061] 而且,减振装置10中,如图2所示,驱动器部件11的内侧和外侧弹簧抵接部111ci、112ci、111co、112co、第一、第二中间部件12、14的弹簧抵接部121c、14c、以及从动部件16的内侧和外侧弹簧抵接部16ci、16co分别沿减振装置10的径向延伸。因此,能够利用各弹簧抵接部111ci、112ci、111co、112co、121c、14c、16ci、16co将对应的弹簧SP11、SP12、SP21或者SP22按压为沿轴心适当地伸缩。此外,减振装置10中,第一、第二中间部件12、14的第二弹簧抵接部121d、14d也分别沿减振装置10的径向延伸。因此,能够利用各第二弹簧抵接部121d、14d将中间弹簧SPm按压为沿轴心适当地伸缩。其结果,减振装置10中,能够进一步提高振动衰减性能。

[0062] 另外,减振装置10中,如图2所示,第一中间部件12(环状部件121)的弹簧抵接部121c与从动部件16的内侧弹簧抵接部16ci在从径向观察时在轴向上重合,第一中间部件12(环状部件121)的第二弹簧抵接部121d与从动部件16的外侧弹簧抵接部16co在从径向观察时在轴向上重合。此外,第二中间部件14配置为与第一中间部件12的第二弹簧抵接部121d以及从动部件16的外侧弹簧抵接部16co沿轴向排列。由此,能够进一步缩短减振装置10的轴向长度。

[0063] 而且,减振装置10包括连结部件122,该连结部件122固定于涡轮5并且具有在相互相邻的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接的弹簧抵接部122c。由此,能够抑制减振装置10的轴向长度的增加,并且在配置于径向内侧的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12双方连结第一中间部件12,并将该第一中间部件12与涡轮5连结。而且,将涡轮5(以及涡轮轮毂)与第一中间部件12连结,从而能够进一步增大该第一中间部件12的实际惯性力矩(环状部件121、连结部件122以及涡轮5等的惯性力矩的总值)。另外,使环状部件121的弹簧抵接部121c和连结部件122的弹簧抵接部122c双方抵接于第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的端部,从而能够使该第一、第二外侧弹簧SP21、SP22平稳地伸缩。

[0064] 接下来,说明减振装置10的动作。在起步装置1中,在基于锁止离合器8的锁止被解除时,例如从发动机EG传递至前盖3的旋转扭矩(动力)经由泵叶轮4、涡轮5、第一中间部件12、第二内侧弹簧SP12、从动部件16、减振毂7这条路径;或泵叶轮4、涡轮5、第一中间部件12、中间弹簧SPm、第二中间部件14、第二外侧弹簧SP22、从动部件16、减振毂7这条路径,向变速器TM的输入轴IS传递。与此相对,若利用起步装置1的锁止离合器8执行锁止,则从发动机EG经由前盖3、锁止离合器8(锁止活塞80)传递至驱动器部件11的旋转扭矩(输入扭矩),直至对驱动器部件11输入的输入扭矩达到上述扭矩T1为止,即在全部第一、第二内侧弹簧SP11、SP12、第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以及中间弹簧SPm的挠曲被允许的期间,经由全部弹簧SP11~SPm传递至从动部件16和减振毂7。

[0065] 即在执行锁止的过程中,直至输入扭矩达到扭矩T1为止这段期间,第一内侧弹簧

(第一弹性体) SP11从驱动器部件11向第一中间部件12传递旋转扭矩,第二内侧弹簧(第二弹性体) SP12从第一中间部件12向从动部件16传递旋转扭矩。另外,第一外侧弹簧(第三弹性体) SP21从驱动器部件11向第二中间部件14传递旋转扭矩,第二外侧弹簧(第四弹性体) SP22从第二中间部件14向从动部件16传递旋转扭矩。因此,如图4所示,减振装置10具有包括第一内侧弹簧SP11、第一中间部件12以及第二内侧弹簧SP12的第一扭矩传递路径P1、和包括第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14以及第二外侧弹簧SP22的第二扭矩传递路径P2,作为驱动器部件11与从动部件16之间的扭矩传递路径。

[0066] 另外,减振装置10中,如所述那样,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12和第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系。因此,若在执行锁止的过程中,直至输入扭矩达到扭矩T1为止这段期间,扭矩传递至驱动器部件11,则如图4所示,第二中间部件14相对于第一中间部件12朝旋转方向(车辆前进时的旋转方向)中的行进方向侧(下游侧)(稍微)扭转。由此,中间弹簧SP_m被第二中间部件14的相互成对的第二弹簧抵接部14d的上述旋转方向中的与行进方向侧相反一侧的那者,朝向第一中间部件12的相互成对的第二弹簧抵接部121d的旋转方向中的行进方向侧的那者按压。即,在执行锁止的过程中,直至输入扭矩达到扭矩T1为止这段期间,中间弹簧SP_m将从驱动器部件11经由第一外侧弹簧SP21传递至第二中间部件14的扭矩的一部分(平均扭矩的一部分)传递至第一中间部件12。因此,减振装置10具有第三扭矩传递路径P3,该第三扭矩传递路径P3包括第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14、中间弹簧SP_m、第一中间部件12以及第二内侧弹簧SP12。

[0067] 其结果,在执行锁止的过程中,直至对驱动器部件11输入的输入扭矩达到上述扭矩T1为止这段期间,扭矩借助第一、第二、第三扭矩传递路径P1、P2、P3从驱动器部件11向从动部件16传递。更详细地说,在全部弹簧SP11~SP_m的挠曲被允许的期间,向第二内侧弹簧SP12传递来自第一内侧弹簧SP11的旋转扭矩、来自第一外侧弹簧SP21、第二中间部件14以及中间弹簧SP_m的旋转扭矩。另外,向第二外侧弹簧SP22传递来自第一外侧弹簧SP21的旋转扭矩。而且,在全部弹簧SP11~SP_m的挠曲被允许的期间,利用弹簧SP11~SP_m衰减(吸收)传递至驱动器部件11的扭矩的变动。由此,传递至驱动器部件11的输入扭矩比较小、驱动器部件11的转速低时的减振装置10的振动衰减性能能够较好地得到提高。

[0068] 另外,若对驱动器部件11输入的输入扭矩达到上述扭矩T1而第一、第二止动器21、22动作,则利用第一止动器21限制第一中间部件12与从动部件16的相对旋转和第二内侧弹簧SP12的挠曲,利用第二止动器22限制第二中间部件14与从动部件16的相对旋转和第二外侧弹簧SP22的挠曲。由此,限制第一中间部件和第二中间部件12、14相对于从动部件16的相对旋转,从而中间弹簧SP_m的挠曲也被限制。因此,从对驱动器部件11的输入扭矩达到上述扭矩T1开始,直至该输入扭矩达到上述扭矩T2而第三止动器23动作为止,第一内侧弹簧SP11与第一外侧弹簧SP21并行地发挥作用来衰减(吸收)传递至驱动器部件11的扭矩的变动。

[0069] 接下来,说明减振装置10的设计顺序。

[0070] 如上述那样,减振装置10中,全部第一、第二内侧弹簧SP11、SP12、第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以及中间弹簧SP_m的挠曲被允许时,在驱动器部件11与从动部件16之间借助全部弹簧SP11~SP_m传递扭矩(平均扭矩)。本发明者们对这样具有既不是串联结构也不是

并联结构的复杂的扭矩的传递路径的减振装置10进行深入研究、解析,其结果是,发现上述减振装置10在全部弹簧SP11~SPm的挠曲被允许时,装置整体具有两个固有振动频率。另外,根据本发明者们研究、解析,在减振装置10中,若与传递至驱动器部件11的振动的频率对应地产生两个固有振动频率较小的频率(低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率)下的共振(在本实施方式中,第一中间部件和第二中间部件12、14以同相位振动时的第一中间部件12的共振),则从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动的相位、与从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动的相位会逐渐错开。因此,两个固有振动频率较小的频率下的共振产生后,伴随着驱动器部件11的转速提高,从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中一者抵消另一者的至少一部分。

[0071] 根据上述见解,本发明者们在包括通过执行锁止而处于从发动机(内燃机)EG向驱动器部件11传递扭矩的状态的减振装置10的振动系统中,构建下式(1)那样的运动方程式。其中,式(1)中,“ J_1 ”是驱动器部件11的惯性力矩,“ J_{21} ”是第一中间部件12的惯性力矩,“ J_{22} ”是第二中间部件14的惯性力矩,“ J_3 ”是从动部件16的惯性力矩。另外,“ θ_1 ”是驱动器部件11的扭转角,“ θ_{21} ”是第一中间部件12的扭转角,“ θ_{22} ”是第二中间部件14的扭转角,“ θ_3 ”是从动部件16的扭转角。而且,“ k_1 ”是在驱动器部件11与第一中间部件12之间并行发挥作用的多个第一内侧弹簧SP11的合成弹簧常数,“ k_2 ”是在第一中间部件12与从动部件16之间并行发挥作用的多个第二内侧弹簧SP12的合成弹簧常数,“ k_3 ”是在驱动器部件11与第二中间部件14之间并行发挥作用的多个第一外侧弹簧SP21的合成弹簧常数,“ k_4 ”是在第二中间部件14与从动部件16之间并行发挥作用的多个第二外侧弹簧SP22的合成弹簧常数,“ k_5 ”是在第一中间部件12与第二中间部件14之间并行发挥作用的多个中间弹簧SPm的合成弹簧常数(刚性)、 k_R ”是在从从动部件16到车辆的车轮之间配置的变速器TM、驱动轴等的刚性即弹簧常数,“ T ”是从发动机EG传递至驱动器部件11的输入扭矩。

[0072] [数式1]

$$[0073] \begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1+k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2+k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3+k_4+k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2+k_4+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \dots(1)$$

[0074] 而且,本发明者们假定输入扭矩 T 如下式(2)所示那样周期性地发生振动,并且假定驱动器部件11的扭转角 θ_1 、第一中间部件12的扭转角 θ_{21} 、第二中间部件14的扭转角 θ_{22} 以及从动部件16的扭转角 θ_3 如下式(3)所示那样周期性地形成响应(振动)。其中,式(2)和式(3)的“ ω ”是输入扭矩 T 的周期性的变动(振动)的角振动频率,式(3)中,“ Θ_1 ”是驱动器部件11的伴随着自发动机EG传递扭矩产生的振动的振幅(振动振幅,即最大扭转角),“ Θ_{21} ”是第一中间部件12的伴随着向驱动器部件11传递来自发动机EG的扭矩产生的振动的振幅(振动振幅),“ Θ_{22} ”是第二中间部件14的伴随着向驱动器部件11传递来自发动机EG的扭矩产生的振动的振幅(振动振幅),“ Θ_3 ”是从动部件16的伴随着向驱动器部件11传递来自发动机EG的扭矩产生的振动的振幅(振动振幅)。根据上述假定,将式(2)和式(3)代入式(1),从两边消去“ $\sin \omega t$ ”,能够得到下式(4)的恒等式。

[0075] [数式2]

$$[0076] T = T_0 \sin \omega t \dots(2)$$

$$[0077] \quad \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \dots(3)$$

$$[0078] \quad \begin{pmatrix} -\omega^2 J_1 + k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & -\omega^2 J_3 + k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots(4)$$

[0079] 而且,本发明者们着眼于,若式(4)的从动部件16的振动振幅 Θ_3 变为零,则利用减振装置10使来自发动机EG的振动衰减,从而在理论上使振动不向比从动部件16靠后段侧的变速器TM、驱动轴等传递。因此,本发明者们从上述观点考虑,对于振动振幅 Θ_3 ,求解式(4)的恒等式,并且使 $\Theta_3=0$,从而得到下式(5)所示的条件式。在式(5)的关系成立的情况下,从驱动器部件11经由第一、第二、第三扭矩传递路径P1、P2、P3传递至从动部件16的来自发动机EG的振动相互抵消,从动部件16的振动振幅 Θ_3 理论上变为零。

[0080] [数式3]

$$[0081] \quad \omega^2 = \frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2} \quad \dots(5)$$

[0082] 根据上述解析结果,能理解出,在具有上述构成的减振装置10中,通过在两个固有振动频率中较小的固有振动频率下产生共振,而从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动的相位与从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动的相位错开180度(反转)而两振动相互抵消,从而如图5所示,能够设定从动部件16的振动振幅 Θ_3 (扭矩变动)在理论上变为零的反共振点A。另外,将反共振点A的振动频率设为“fa”,将“ $\omega = 2\pi fa$ ”代入上述式(5),于是反共振点A的振动频率fa如下式(6)所示。此外,图5例示出,发动机EG的转速、与本发明的减振装置和省略了中间弹簧SPm的减振装置(专利文献1记载的减振装置,以下称为“比较例的减振装置”)中的从动部件的理论上(假定不存在滞后现象的情况下)的振动振幅(扭矩变动)之间的关系。

[0083] [数式4]

$$[0084] \quad fa = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \quad \dots(6)$$

[0085] 另一方面,若假定驱动器部件11的扭转角 θ_1 和从动部件16的扭转角 θ_2 为零且驱动器部件11和从动部件16的位移都是零,则能够将式(1)变形为下式(7)。而且,假定第一、第二中间部件12、14如下式(8)所示那样谐振,将式(8)代入式(7)并从两边消去“ $\sin \omega t$ ”,从而能够得到下式(9)的恒等式。

[0086] [数式5]

$$[0087] \quad \begin{pmatrix} J_{21} & 0 \\ 0 & J_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots(7)$$

$$[0088] \quad \begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} \sin \omega t \quad \dots (8)$$

$$[0089] \quad \begin{pmatrix} -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (9)$$

[0090] 在第一中间部件12和第二中间部件14谐振的情况下,振幅 Θ_{21} 和 Θ_{22} 都不是零,所以式(9)的左边的方阵的行列式为零,下式(10)的条件式必须成立。上述式(10)是关于减振装置10的两个固有角振动频率的平方值 ω^2 的2次方程式。因此,减振装置10的两个固有角振动频率 ω_1 、 ω_2 如下式(11)和式(12)所示, $\omega_1 < \omega_2$ 成立。其结果,若将在共振点A产生的共振(共振点R1)的频率即第一中间部件12的固有振动频率设为“ f_{21} ”,将在比反共振点A靠高速旋转侧产生的共振(共振点R2)的频率即第二中间部件14的固有振动频率设为“ f_{22} ”,则低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率 f_{21} 如下式(13)所示,高速旋转侧(高频侧)的固有振动频率 f_{22} ($f_{22} > f_{21}$)如下式(14)所示。

[0091] [数式6]

$$[0092] \quad (-\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5)(-\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5) - k_5^2 = 0 \quad \dots (10)$$

$$[0093] \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \dots (11)$$

$$[0094] \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \dots (12)$$

$$[0095] \quad f_{21} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \quad \dots (13)$$

$$[0096] \quad f_{22} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \quad \dots (14)$$

[0097] 另外,全部第一、第二内侧弹簧SP11、SP12、第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以及中间弹簧SPm的挠曲被允许时的减振装置10的等效刚度 k_{eq} 可以如下那样求出。即,假定向驱动器部件11传递 $T = T_0$ 这样的恒定的输入扭矩(静态外力),并且假定下式(15)所示那样的相互平衡的关系成立,于是将 $T = T_0$ 和式(15)代入式(1),能够得到下式(16)的恒等式。

[0098] [数式7]

$$[0099] \quad \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \quad \dots (15)$$

$$[0100] \quad \begin{pmatrix} k_1+k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2+k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3+k_4+k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2+k_4+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots(16)$$

[0101] 而且,在扭矩 T_0 、减振装置10的等效刚度 k_{eq} 、驱动器部件11的振动振幅(扭转角) Θ_1 、从动部件16的振动振幅(扭转角) Θ_3 之间、 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ 这样的关系成立。而且,若对于振动振幅(扭转角) Θ_1 、 Θ_3 ,求解式(16)的恒等式,则“ $\Theta_1 - \Theta_3$ ”如下式(17)所示。因此,利用 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ 和式(17),减振装置10的等效刚度 k_{eq} 如下式(18)所示。

[0102] [数式8]

$$[0103] \quad \Theta_1 - \Theta_3 = \frac{\{k_5 \cdot (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)\}T_0}{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1k_2k_3 + k_1k_2k_4 + k_1k_3k_4 + k_2k_3k_4)} \quad \dots(17)$$

$$[0104] \quad K_{eq} = \frac{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1k_2k_3 + k_1k_3k_4 + k_1k_2k_4 + k_2k_3k_4)}{k_5(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)} \quad \dots(18)$$

[0105] 本发明者们对如上述那样得到的减振装置10的低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 、反共振点A的振动频率 f_a 以及等效刚度 k_{eq} 的解析结果如图6~图11所示。图6~图11分别表示将合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、第一、第二中间部件12、14的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 中的任意一个参数以外参数分别保持为恒定值(固定值),仅使该任意一个参数变化时的固有振动频率 f_{21} 、反共振点A的振动频率 f_a 以及等效刚度 k_{eq} 的变化状态。

[0106] 在将减振装置10的合成弹簧常数 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 以及惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使第一内侧弹簧(第一弹性体)SP11的合成弹簧常数(刚性) k_1 变化的情况下,如图6所示,合成弹簧常数 k_1 越大,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着合成弹簧常数 k_1 变小,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。与此相对,如图6所示,若使合成弹簧常数 k_1 从预先适合的值稍微增加,则等效刚度 k_{eq} 骤增,若使合成弹簧常数 k_1 从该适合值稍微减少,则等效刚度 k_{eq} 骤减。即,相对于第一内侧弹簧SP11的合成弹簧常数 k_1 的变化,等效刚度 k_{eq} 的变化(变化梯度)非常大。

[0107] 另外,在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_3 、 k_4 、 k_5 以及惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使第二内侧弹簧(第二弹性体)SP12的合成弹簧常数(刚性) k_2 变化的情况下,如图7所示,也是合成弹簧常数 k_2 越大,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着合成弹簧常数 k_2 变小,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。而且,如图7所示,若使合成弹簧常数 k_2 从预先适合的值稍微增加,则等效刚度 k_{eq} 骤增,若使合成弹簧常数 k_2 从该适合值稍微减少,则等效刚度 k_{eq} 骤减。即,相对于第二内侧弹簧SP12的合成弹簧常数 k_2 的变化,等效刚度 k_{eq} 的变化(变化梯度)也非常大。

[0108] 另一方面,在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_4 、 k_5 以及惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使第一外侧弹簧(第三弹性体)SP21的合成弹簧常数(刚性) k_3 变化的情况下,如图8所示,随着合成弹簧常数 k_3 变大,固有振动频率 f_{21} 稍微变大(保持大致恒定),合成弹簧常数 k_3 越小,则反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着合成弹簧常数 k_3 变大,反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。另外,如图8所示,若使合成弹簧常数 k_3 从预先适合的值稍微减少,则等效刚度 k_{eq} 骤减,若使合成弹簧常数 k_3 从该适合值稍微增加,则等效刚度 k_{eq} 骤增。即相对于

第一外侧弹簧SP21的合成弹簧常数 k_3 的变化,等效刚度 k_{eq} 的变化(变化梯度)也非常大。

[0109] 而且,在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 以及惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使第二外侧弹簧(第四弹性体)SP22的合成弹簧常数(刚性) k_4 变化的情况下,如图9所示,也是随着合成弹簧常数 k_4 变大,固有振动频率 f_{21} 稍微变大(保持大致恒定),合成弹簧常数 k_4 越小,则反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着合成弹簧常数 k_4 变大,则反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。另外,如图9所示,若使合成弹簧常数 k_4 从预先适合的值稍微减少,则等效刚度 k_{eq} 骤减,若使合成弹簧常数 k_4 从该适合值稍微增加,则等效刚度 k_{eq} 骤增。即,相对于第二外侧弹簧SP22的合成弹簧常数 k_4 的变化,等效刚度 k_{eq} 的变化(变化梯度)也非常大。

[0110] 而且,在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 以及惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使中间弹簧(第五弹性体)SPm的合成弹簧常数(刚性) k_5 变化的情况下,如图10所示,合成弹簧常数 k_5 越大,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着合成弹簧常数 k_5 变小,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。另外,同某一合成弹簧常数 k_5 对应的固有振动频率 f_{21} 与反共振点A的振动频率 f_a 之差($f_a - f_{21}$)如图10所示,随着合成弹簧常数 k_5 变大而逐渐变大。而且,在仅使中间弹簧SPm的合成弹簧常数 k_5 变化的情况下,如图10所示,若合成弹簧常数 k_5 越大,则等效刚度 k_{eq} 越大,随着合成弹簧常数 k_5 变小,则等效刚度 k_{eq} 逐渐变小。即,与等效刚度 k_{eq} 的相对于合成弹簧常数(刚性) k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 的变化而产生的变化(变化梯度)相比,等效刚度 k_{eq} 的相对于中间弹簧SPm的合成弹簧常数(刚性) k_5 的变化而产生的变化(变化梯度)大幅度变小。

[0111] 另外,在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 以及第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} 分别保持为恒定值,仅使第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} 变化的情况下,如图11所示,惯性力矩 J_{21} 越小,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 越大,随着惯性力矩 J_{21} 变大,则固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 逐渐变小。而且,即便仅使第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} 变化,如图11所示,等效刚度 k_{eq} 也保持大致恒定。此外,虽然省略了图示,但在将减振装置10的合成弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 以及第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} 分别保持为恒定值,仅使第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} 变化的情况下,也能得到与仅使第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} 变化的情况相同的结果。

[0112] 由上述解析结果可知,通过降低中间弹簧SPm的刚性(减小弹簧常数 k_m 和合成弹簧常数 K_5),能够进一步减小低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} (参照式(13))、反共振点A的振动频率 f_a (参照式(6))。相反,通过提高中间弹簧SPm的刚性(增大弹簧常数 k_m 和合成弹簧常数 K_5),能够进一步增大低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 与反共振点A的振动频率 f_a 之差($f_a - f_{21}$)。而且,即使降低中间弹簧SPm的刚性(减小弹簧常数 k_m 和合成弹簧常数 K_5),等效刚度 k_{eq} 也不会大幅度降低。因此,在减振装置10中,调整中间弹簧SPm的刚性(弹簧常数 k_m 和合成弹簧常数 K_5),从而能够根据对驱动器部件11输入的最大输入扭矩,适当地保持等效刚度 k_{eq} ,并且,一方面抑制第一中间部件12和第二中间部件14的重量、即惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 的增加,另一方面能够适当设定低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 。另外,通过降低第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的刚性(减小弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 和合成弹簧常数 K_1 、 K_2),能够进一步减小低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 、反共振点A的振动频率 f_a 。而且,通过提高第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的刚性(增大弹簧常数 k_{21} 、 k_{22} 和合成弹簧常数 K_3 、 K_4),能够进一

步减小反共振点A的振动频率 f_a 。

[0113] 于是,在搭载作为行驶用动力的产生源的发动机(内燃机)EG的车辆中,使锁止转速 N_{lup} 进一步降低,提前将来自发动机EG的扭矩机械传递至变速器TM,从而提高发动机EG与变速器TM之间的动力传递效率,由此能够进一步提高发动机EG的燃料效率。其中,在可作为锁止转速 N_{lup} 的设定范围的500rpm~1500rpm左右的低转速区域,从发动机EG经由锁止离合器传递至驱动器部件11的振动变大,特别是在搭载了3缸或4缸发动机这样的节能缸发动机的车辆中振动水平的增加很显著。因此,为了在执行锁止时、刚执行完锁止之后,不使大幅度的振动传递至变速器TM等,需要使在执行了锁止的状态下将来自发动机EG的扭矩(振动)传递至变速器TM的减振装置10整体(从动部件16)在锁止转速 N_{lup} 附近的转速区域中的振动水平进一步降低。

[0114] 在此基础上,本发明者们根据针对锁止离合器8决定的锁止转速 N_{lup} ,以发动机EG的转速在500rpm~1500rpm的范围(锁止转速 N_{lup} 的假定设定范围)内时形成上述反共振点A的方式,构成减振装置10。若将发动机(内燃机)EG的气缸数设为“n”,则发动机EG的与反共振点A的振动频率 f_a 对应的转速 N_{ea} 表示为 $N_{ea} = (120/n) \cdot f_a$ 。因此,减振装置10中,以满足下式(19)的方式,选择和设定多个第一内侧弹簧SP11的合成弹簧常数 k_1 、多个第二内侧弹簧SP12的合成弹簧常数 k_2 、多个第一外侧弹簧SP21的合成弹簧常数 k_3 、多个第二外侧弹簧SP22的合成弹簧常数 k_4 、多个中间弹簧SPm的合成弹簧常数 k_5 、第一中间部件12的惯性力矩 J_{21} (考虑(合计)了以一体旋转的方式连结的涡轮5等的情况下的惯性力矩,下同)、以及第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} 。即,在减振装置10中,根据反共振点A的振动频率 f_a (和锁止转速 N_{lup}),选择和设定弹簧SP11~SPm的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 、第一中间部件和第二中间部件12、14的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。

[0115] [数式9]

$$[0116] \quad 500rpm \leq \frac{120}{n} f_a \leq 1500rpm \quad \dots(19)$$

[0117] 这样,能够将理论上可使从动部件16的振动振幅 Θ_3 为零(可使振动进一步降低)的反共振点A设定在500rpm~1500rpm的低转速区域(锁止转速 N_{lup} 的假定设定范围)内,从而如图5所示,能够将使反共振点A产生的共振(为了形成反共振点A而不得不产生的共振,在本实施方式中是第一中间部件12的共振,参照图5的共振点R1)以被包括在锁止离合器8的非锁止区域(参照图5的双点划线)的方式向更低速旋转侧(低频侧)转移。即本实施方式中,第一中间部件12的共振(两个固有振动频率较小一者的共振)是不会在使用减振装置10的转速区域中产生的假想的共振。另外,如图5所示,与减振装置10的两个固有振动频率中较小一者(第一中间部件12的固有振动频率)对应的转速变得低于锁止离合器8的锁止转速 N_{lup} ,与减振装置10的两个固有振动频率较大一者(第二中间部件14的固有振动频率)对应的转速变得高于锁止转速 N_{lup} 。由此,能够从利用锁止离合器8执行了锁止的时刻起,利用从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中的一者,抵消这两个振动中的另一者的至少一部分。

[0118] 优选为在以满足所述式(19)的方式构成减振装置10时,以使反共振点A产生的共振(参照图5的共振点R1)的振动频率小于该反共振点A的振动频率 f_a ,并且使该振动频率成为尽可能小的值的方式,选择和设定弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。因此,本

实施方式的减振装置10中,以满足上述 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系的方式,决定弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 的值。

[0119] 即,减振装置10中,为了使低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 变得更小,将中间弹簧SPm的弹簧常数 k_m 、第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 设定得很小。而且,为了使低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 变得更小,将第一、第二外侧弹簧SP21、22的弹簧常数 k_{21} 、 k_{22} 设定得较大。由此,能够使低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 更小,将从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中的一者抵消两振动中的另一者的至少一部分的转速带(频率带)的起点设定得更靠低速旋转侧(低频侧)。而且,将该转速带的起点设定得更靠低速旋转侧,从而也能将从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动的相位与从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动的相位错开180度的转速(频率)设定得更靠低速旋转侧。其结果,能够允许更低的转速下的锁止,并且进一步提高在低转速区域中的振动衰减性能。

[0120] 另外,减振装置10中,如图5所示,若在反共振点A附近,在从动部件16的振动的衰减峰值出现之后,发动机EG的转速进一步变高,则产生两个固有振动频率较大的那个固有振动频率下的共振(在本实施方式中是第二中间部件14的共振,参照图5的共振点R2),从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动与从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动变为同相位。即,在本实施方式的减振装置10中,从产生了上述两个固有振动频率中较小的那个固有振动频率下的共振(第一中间部件12的共振)开始直至产生该两个固有振动频率较大的那个固有振动频率下的共振(第二中间部件14的共振)为止的这段期间,从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中的一者抵消两振动中的另一者的至少一部分。因此,优选以使在比反共振点A更靠高转速侧(高频侧)产生的共振的频率进一步增大的方式,选择和设定弹簧常数(合成弹簧常数) k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。由此,能够使该共振(共振点R2)在振动不易显现出来的高转速区域侧产生,能够进一步提高低转速区域的减振装置10的振动衰减性能。

[0121] 而且,减振装置10中,为了进一步提高锁止转速 N_{1up} 附近的振动衰减性能,需要使该锁止转速 N_{1up} 和与共振点R2对应的发动机EG的转速尽可能分离。因此,优选在以满足式(19)的方式构成减振装置10时,以满足 $N_{1up} \leq (120/n) \cdot f_a (=N_{ea})$ 的方式,选择和设定弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、 k_5 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 。由此,能够较好地抑制振动向变速器TM的输入轴IS的传递并且执行锁止离合器8的锁止,并且能够在刚执行完锁止之后,利用减振装置10使来自发动机EG的振动极好地衰减。

[0122] 如所述那样,根据反共振点A的振动频率 f_a 设计减振装置10,由此能够极好地提高减振装置10的振动衰减性能。而且,根据本发明者们的研究和解析,确认到在将锁止转速 N_{1up} 设定为例如1000rpm前后的值的情况下,例如以满足 $900\text{rpm} \leq (120/n) \cdot f_a \leq 1200\text{rpm}$ 的方式构成减振装置10,从而得到实用性极好的结果。

[0123] 另外,由式(13)和(14)可知,减振装置10的两个固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 受到第一中间部件12和第二中间部件14双方的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 的影响。即,在减振装置10中,第一中间部件12与第二中间部件14借助中间弹簧SPm相互连结,所以来自中间弹簧SPm的力(参照图4的白色箭头)作用于第一中间部件12、第二中间部件14双方,从而第一中间部件12的振动与

第二中间部件14的振动相关(两者的振动相互影响)。这样第一中间部件12的振动与第二中间部件14的振动相关,从而固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 受到第一中间部件12和第二中间部件14双方的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 的影响。因此,减振装置10中,能够抑制第一中间部件12和第二中间部件14的重量即惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 的增加,并且使两个固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 中较小一者的共振容易向低速旋转侧即非锁止区域转移,能够以在驱动器部件11的转速更低的状态下更好地产生基于从动部件16的振动的抵消的方式,容易且适当地设定固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 和反共振点A的振动频率 f_a 。

[0124] 而且,减振装置10中,由于在两个固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 受到第一中间部件12和第二中间部件14双方的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 的影响,因而调整第一中间部件12和第二中间部件14的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} ,如图5所示,使反共振点A的振动频率 f_a 成为与比较例的减振装置的反共振点的振动频率 f_a' 大致相同的值,并且与上述比较例的减振装置相比,能够使低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} (共振点R1)容易向非锁止区域的更靠低速旋转侧转移。由此,减振装置10中,与比较例的减振装置(参照图5的虚线)相比,能够使反共振点A附近的振动水平进一步降低。这样,进一步减小低速旋转侧的固有振动频率 f_{21} ,使反共振点A附近的振动水平进一步降低,从而,即使是伴随着具有停缸功能的发动机EG的减缸运转的执行,来自该发动机EG的振动的次数降低的情况下,也能将锁止转速 N_{1up} 保持得更低。

[0125] 另外,根据本发明者们的解析,明确出利用中间弹簧 SP_m 使第一中间部件12和第二中间部件14相互连结并使两者的振动相关,从而从上述第一、第二、第三扭矩传递路径P1、P2、P3传递至从动部件16的振动容易相互抵消,能进一步减小从动部件16的在反共振点A附近的实质振动振幅,能减小第二内侧弹簧 SP_{12} 与第二外侧弹簧 SP_{22} 之间的扭矩振幅(扭矩变动)之差(使两者的扭矩振幅更接近)。因此,减振装置10中,能够允许更低的转速下的锁止(发动机EG与驱动器部件11的连结),并且进一步提高来自发动机EG的振动有变大倾向的低转速区域的振动衰减性能。

[0126] 这里,上述式(13)中,若 $k_5=0$,则省略了中间弹簧 SP_m 的比较例的减振装置的第一中间部件的固有振动频率 f_{21}' 如下式(20)所示,上述式(14)中,若 $k_5=0$,则比较例的减振装置的第二中间部件的固有振动频率 f_{22}' 如下式(21)所示。由式(20)和(21)可知,在比较例的减振装置中,第一中间部件的固有振动频率 f_{21}' 不受第二中间部件的惯性力矩 J_{22} 的影响,第二中间部件的固有振动频率 f_{22}' 不受第一中间部件的惯性力矩 J_{21} 的影响。由此可知,与比较例的减振装置相比,在减振装置10中,能够提高第一中间部件12和第二中间部件14的固有振动频率 f_{21} 、 f_{22} 的设定的自由度。

[0127] [数式10]

$$[0128] \quad f_{21}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1+k_2}{J_{21}}} \quad \dots(20)$$

$$[0129] \quad f_{22}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3+k_4}{J_{22}}} \quad \dots(21)$$

[0130] 另外,上述式(6)中,若 $k_5=0$,则比较例的减振装置的反共振点的振动频率 f_a' 如下式(22)所示。比较式(6)与式(22),则在弹簧常数 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 、惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} 相同的情况下,比较例的减振装置的反共振点的振动频率 f_a' 小于减振装置10的反共振点A的振动频率

f_a 。其中,在减振装置10中,主要通过适当地选择第一中间部件12和第二中间部件14的惯性力矩 J_{21} 、 J_{22} ,从而能够容易设定为与比较例的减振装置(参照图5的虚线)的反共振点的振动频率 f_a' 大致相同的值。

[0131] [数式11]

$$[0132] \quad f_a' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \quad \dots (22)$$

[0133] 而且,上述减振装置10中,与固有振动频率比第一中间部件12大的第二中间部件14对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o 被设定为大于与第一中间部件12对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。即具有比第一、第二内侧弹簧SP21、SP22大的弹簧常数(刚性)的第一、第二外侧弹簧SP11、SP12与第一、第二内侧弹簧SP21、SP22相比配置于减振装置10的径向外侧。由此,能够进一步增大刚性高的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11传递大的扭矩并且能够使第一、第二外侧弹簧SP21、SP22刚性降低。其结果,进一步减小减振装置10的等效刚度 k_{eq} ,并且能够使包括减振装置10的振动系统整体的共振,即减振装置10整体与车辆的驱动轴的振动的共振(在驱动器部件与驱动轴之间产生的振动的共振)向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,减振装置10中,使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极好地提高振动衰减性能。

[0134] 而且,本实施方式的减振装置10中,第一中间部件12(只有环状部件121,或者环状部件121和连结部件122)构成为惯性力矩 J_{21} 大于第二中间部件14的惯性力矩 J_{22} ,而且与涡轮5连结为一体旋转。由此,能够进一步减小低频侧的固有振动频率 f_{21} ,使反共振点A附近的振动水平进一步降低。另外,若将第一中间部件12以与涡轮5一体旋转的方式与涡轮5连结,则能够进一步增大该第一中间部件12的实质惯性力矩 J_{21} (第一中间部件12、涡轮5等的惯性力矩的总值)。由此,能够进一步减小低频侧的固有振动频率 f_{21} ,将该第一中间部件12的共振点设定得更靠低速旋转侧(低频侧)。

[0135] 此外,上述减振装置10中,第一外侧弹簧SP21的弹簧常数 K_{21} 大于第二外侧弹簧SP22的弹簧常数 K_{22} ($k_{22} < k_{21}$),但不限于此。即,为了容易设计减振装置10,也可以使第一外侧弹簧SP21的弹簧常数 K_{21} 、卷绕直径、轴向长度这样的各种元素、与第二外侧弹簧SP22的弹簧常数 K_{22} 、卷绕直径、轴向长度这样的各种元素相同($k_{22} = k_{21}$)。

[0136] 而且,减振装置10中,中间弹簧SPm的弹簧常数 k_m 可以设定为小于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12和第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 。即,低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率 f_{21} 、反共振点A的振动频率 f_a 如上述那样,随着中间弹簧SPm的合成弹簧常数 k_5 变小而变小(参照图10)。因此,若使中间弹簧SPm的弹簧常数(刚性) k_m 小于弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} ,则能够进一步减小固有振动频率 f_{21} 和振动频率 f_a 。而且,采用上述构成,能够将从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中的一者抵消两振动中另一者的至少一部分的转速带的起点,设定得更靠低速旋转侧。此外,将该转速带的起点设定于低速旋转侧,从而也能够将从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动的相位与从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动的相位错开180度的转速(频率)设定于低速旋转侧(低频侧)。在该情况下,第一、第二内侧弹

簧SP11、SP12、第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 至少满足 $k_{11} \neq k_{21}$ 、 $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ 这样的关系即可。

[0137] 另外,减振装置10中,中间弹簧SP_m的弹簧常数 k_m 可以设定为大于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12和第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 。即,低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率 f_{21} 与反共振点A的振动频率 f_a 之差($f_a - f_{21}$)如上述那样,随着中间弹簧SP_m的合成弹簧常数 k_5 变大而变大(参照图10)。因此,若使中间弹簧SP_m的弹簧常数(刚性) k_m 大于弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} ,则能够增大固有振动频率 f_{21} 与振动频率 f_a 之差($f_a - f_{21}$),能够使从第二内侧弹簧SP12传递至从动部件16的振动和从第二外侧弹簧SP22传递至从动部件16的振动中的一者抵消两振动中的另一者的至少一部分的转速带、即能较好地降低从动部件16的振动水平的范围更大。

[0138] 在这种情况下,为了使固有振动频率 f_{21} 与反共振点A的振动频率 f_a 进一步变小,并且两者之差($f_a - f_{21}$)进一步增大,调整第一、第二内侧弹簧SP11、SP12和第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 即可。上述构成从进一步减小固有振动频率 f_{21} 和反共振点A的振动频率 f_a 用的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 的数值设定的容易性来看,适用于对驱动器部件11的最大输入扭矩比较小,要求的等效刚度 k_{eq} 比较低的减振装置而很有利。在该情况下,第一、第二内侧弹簧SP11、SP12和第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 至少满足 $k_{11} \neq k_{21}$ 、 $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ 这样的关系即可。

[0139] 而且,减振装置10除了第一、第二、第三扭矩传递路径P1、P2、P3之外,也可以包括例如相对于第一、第二扭矩传递路径P1、P2并列设置的至少一个扭矩传递路径。而且,可以在减振装置10的例如第一、第二扭矩传递路径P1、P2的至少任一者分别追加设置至少1组中间部件、弹簧(弹性体)。

[0140] 另外,起步装置1中,在执行使发动机EG和变速器TM的输入轴(驱动器部件11)的实际滑动速度(实际旋转速度差)与目标滑动速度一致的滑动控制的情况下,可以使上述反共振点A的振动频率 f_a 与执行滑动控制时产生的强烈抖振的频率 f_s 一致,或使上述反共振点A的振动频率 f_a 设定为该强烈抖振的频率 f_s 的附近的值。由此,能够进一步减少执行滑动控制时产生的强烈抖振。此外,若将一体旋转的锁止活塞80和驱动器部件11的惯性力矩设为“ J_{pd} ”,则能使用该惯性力矩 J_{pd} 和减振装置10的等效刚度 k_{eq} ,将强烈抖振的频率 f_s 表示为

$$f_s = 1 / 2 \pi \cdot \sqrt{(k_{eq} / J_{pd})} .$$

[0141] 而且,上述减振装置10中,中间弹簧SP_m配置为与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22沿该减振装置10的周向排列,但并不限于此。即在减振装置10中,各中间弹簧SP_m也可以在减振装置10的径向上配置于第一、第二外侧弹簧SP21、SP22与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间。由此,能够进一步增大第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程)。

[0142] 图12是表示本发明的其它减振装置10X的剖视图。此外,对于减振装置10X的构成元件中与上述减振装置10相同的元件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0143] 图12所示的减振装置10X的驱动器部件11X包括:固定于锁止离合器的锁止活塞的环状的第一板部件(第一输入部件)111X、被例如减振毂支承(调心)为自由旋转并且与第一板部件111X连结为一体旋转的环状的第二板部件(第二输入部件)112X、配置得比第二板部件112X更接近涡轮5并且借助多个铆钉连结(固定)于第二板部件112X的环状的第三板部件

(第三输入部件) 113X。由此, 驱动器部件11X即第一、第二、第三板部件111X、112X、113X与锁止活塞一体旋转, 通过锁止离合器的卡合将前盖(发动机)与减振装置10X的驱动器部件11X连结。此外, 在锁止离合器是多片液压式离合器的情况下, 第一板部件111X可以作为该锁止离合器的离合器鼓而构成。

[0144] 如图12所示, 第一板部件111X具有固定于锁止活塞的环状的固定部111a、从固定部111a的外周部沿轴向延伸突出的筒状部111b、从筒状部111b的自由端部沿周向空开间隔(等间隔)地向径向外侧延伸突出并且与固定部111a分离地沿轴向延伸的多个(例如为四个)弹簧抵接部(外侧抵接部) 111c、从筒状部111b的自由端部沿周向空开间隔地沿轴向延伸突出的多个卡合凸部111e。

[0145] 第二板部件112X构成为板状的环状部件, 具有分别呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗112w、分别沿对应的弹簧收纳窗112w的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列的多个(例如为三个)弹簧支承部1121、分别沿对应的弹簧收纳窗112w的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1121在第二板部件112X的径向上对置的多个(例如为三个)弹簧支承部1122、多个(例如为三个)弹簧抵接部(内侧抵接部) 112c。多个弹簧抵接部112c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗112w(弹簧支承部1121、1122)之间各设置有一个。而且, 在第二板部件112X的外周部以沿周向空开间隔的方式形成有多个卡合凹部, 第一板部件111X的对应的卡合凸部111e以具有径向的间隙的方式与各卡合凹部嵌合。使卡合凸部111e与该卡合凹部嵌合, 从而第一、第二板部件111X、112X能够沿径向相对移动。

[0146] 第三板部件113X也构成为板状的环状部件。第三板部件113X具有分别呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗113w、分别沿对应的弹簧收纳窗113w的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列的多个(例如为三个)弹簧支承部1131、分别沿对应的弹簧收纳窗的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1131在第三板部件113X的径向上对置的多个(例如为三个)弹簧支承部1132、多个(例如为三个)弹簧抵接部(第三抵接部) 113c。多个弹簧抵接部113c在沿周向相互相邻的弹簧支承部1131、1132(弹簧收纳窗)之间各设置有一个。

[0147] 减振装置10X的第一中间部件12X是例如借助多个铆钉固定于涡轮轮毂并与涡轮5连结为一体旋转的环状部件。如图12所示, 第一中间部件12X具有从内周部沿周向空开间隔(等间隔)地沿轴向延伸突出的多个(例如为三个)弹簧抵接部12c、和从外周部沿周向空开间隔地沿轴向延伸突出的多个(例如为四个)第二弹簧抵接部12d。第二弹簧抵接部12d以两个两个(一对一对)地接近的方式相对于第一中间部件12X的轴心对称地形成, 相互成对的两个第二弹簧抵接部12d例如空开与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。

[0148] 减振装置10X的第二中间部件14X以支承(引导)第一、第二外侧弹簧SP21、SP22以及中间弹簧SPm的外周部、锁止活塞侧(发动机EG侧)的侧部(图12的右侧的侧部)、涡轮5侧(变速器TM侧)的侧部的外周侧的方式形成为环状。第二中间部件14X被驱动器部件11X的第一板部件111X的筒状部111b支承(调心)为自由旋转, 配置于流体传动室9内的外周侧区域。而且, 第二中间部件14X具有比第一中间部件12X大的固有振动频率和比第一中间部件12X小的惯性力矩。

[0149] 另外, 第二中间部件14X具有沿周向空开间隔地配设的多个(例如以间隔180°存在

两个)弹簧抵接部14ca、沿周向空开间隔地配设的多个(例如以间隔180°存在两个)弹簧抵接部14cb。如图12所示,各弹簧抵接部14ca从第二中间部件14X的锁止活塞侧(图12的右侧)的侧部朝涡轮5侧沿轴向延伸突出,各弹簧抵接部14cb以与对应的弹簧抵接部14ca在轴向上对置的方式从第二中间部件14X的涡轮5侧的周缘部斜向内侧延伸突出。

[0150] 而且,第二中间部件14X具有在周向上从锁止活塞侧的侧部的相邻的弹簧抵接部14ca之间朝涡轮5侧沿轴向延伸突出的多个(例如为四个)第二弹簧抵接部14da、和在周向上从涡轮5侧的周缘部的相邻的弹簧抵接部14cb之间斜向内侧延伸突出的多个(例如为四个)第二弹簧抵接部14db。第二弹簧抵接部14da以两个两个(一对一对)地接近的方式相对于第二中间部件14X的轴心对称地形成,相互成对的两个第二弹簧抵接部14da空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。第二弹簧抵接部14db以两个两个(一对一对)地接近的方式相对于第二中间部件14X的轴心对称地形成,相互成对的两个第二弹簧抵接部14db以与对应的两个第二弹簧抵接部14da在轴向上对置的方式,空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。

[0151] 减振装置10X的从动部件16X构成为板状的环状部件,如图12所示,在轴向上配置于驱动器部件11X的第二板部件112X与第三板部件113X之间,并且借助铆钉固定于减振毂。从动部件16具有分别呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗、以与该从动部件16的内周缘接近的方式沿周向空开间隔(等间隔)地形成的多个(例如为三个)内侧弹簧抵接部(内侧抵接部)16ci、在比多个内侧弹簧抵接部16ci靠径向外侧沿周向空开间隔地排列并且从涡轮5侧向锁止活塞80侧沿轴向延伸的多个(例如为四个)外侧弹簧抵接部(外侧抵接部)16co。多个内侧弹簧抵接部16ci在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗之间各设置有一个。

[0152] 第一、第二内侧弹簧SP11、SP12被驱动器部件11X即第二、第三板部件112X、113X的对应的弹簧支承部1121、1122、1131、1132支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列。而且,在减振装置10X的安装状态下,第二板部件112X的各弹簧抵接部112c在配置于互不相同的弹簧收纳窗112w内且不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。同样,在减振装置10X的安装状态下,第三板部件113X的各弹簧抵接部113c也是在配置于互不相同的弹簧收纳窗113w内(且不成对)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0153] 另外,第一中间部件12X的各弹簧抵接部12c在从涡轮5侧插入第三板部件113X的对应的弹簧收纳窗113w内并且相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。而且,在减振装置10X的安装状态下,从动部件16X的各内侧弹簧抵接部16ci与驱动器部件11X的弹簧抵接部112c、113c相同,在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0154] 另一方面,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22被第二中间部件14X支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿该第二中间部件14X的周向交替排列。另外,在减振装置10X的安装状态下,驱动器部件11X的第一板部件111X的弹簧抵接部111c在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。而且,第二中间部件14X的各弹簧抵接部14ca、14cb在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第

一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。另外,从动部件16X的各外侧弹簧抵接部16co与驱动器部件11X的各弹簧抵接部111c相同,在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0155] 而且,各中间弹簧SPm被第二中间部件14X支承为与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22沿周向排列。在减振装置10X的安装状态下,各中间弹簧SPm被第一中间部件12X的一对第二弹簧抵接部12d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14X的一对第二弹簧抵接部14da和一对第二弹簧抵接部14db从周向的两侧支承。由此,第一中间部件12X与第二中间部件14X借助多个中间弹簧SPm相互连结。此外,也可以在中间弹簧SPm的端部与第二弹簧抵接部12d、14da、14db之间配置弹簧座。

[0156] 在如上述那样构成的减振装置10X中,也是与固有振动频率比第一中间部件12X大的第二中间部件14X对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o ,大于与第一中间部件12对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。即第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的轴心与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的轴心相比位于减振装置10X的径向外侧。而且,减振装置10X中,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22也被配置为各自的整体与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12相比位于径向外侧。由此,能够进一步增大刚性高的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11X传递大扭矩并且能够使第一、第二外侧弹簧SP21、SP22刚性降低。其结果,能够进一步减小减振装置10X的等效刚度 k_{eq} ,并且能够使包括减振装置10X的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,在减振装置10X中,使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极好地提高振动衰减性能。

[0157] 另外,使第二中间部件14X支承第一、第二外侧弹簧SP21、SP22,从而能够减小与第二中间部件14X相对于驱动器部件11X、从动部件16X的扭转角对应地挠曲的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22、与该第二中间部件14X的相对速度。因此,能够减小在第二中间部件14X与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间产生的摩擦力,所以能够降低减振装置10X整体的滞后现象。而且,减振装置10X的第一中间部件12X固定于涡轮5并且具有以在相互相邻的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接的方式沿轴向延伸的多个弹簧抵接部12c。由此,能够抑制减振装置10X的轴向长度增加并且在配置于径向内侧的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12双方连结第一中间部件12X,并且将该第一中间部件12X与涡轮5连结。

[0158] 图13是表示本发明的另一其它减振装置10Y的剖视图。此外,对于减振装置10Y的构成元件中与上述减振装置10、10X相同的元件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0159] 图13所示的减振装置10Y的驱动器部件11Y包括具有与上述第一板部件111X相同构造的第一板部件111Y(第一输入部件)、和与该第一板部件111Y连结为一体旋转的环状的第二板部件(第二输入部件)112Y。第一板部件111Y具有与第一外侧弹簧SP21的周向的端部抵接的弹簧抵接部(外侧抵接部)111c。另外,第二板部件112Y具有多个(例如为三个)弹簧收纳窗和多个(例如为三个)弹簧抵接部112c。多个弹簧抵接部112c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗之间各设置有一个。第一、第二板部件111Y、112Y借助结构与上述第一板部件111X和第二板部件112X相同的嵌合部而相互连结。

[0160] 减振装置10Y的第一中间部件12Y具有结构与上述减振装置10的第一中间部件12相同的环状部件121Y以及连结部件122Y。减振装置10Y的第二中间部件14Y结构与上述减振

装置10X的第一中间部件12X相同。第二中间部件14Y被驱动器部件11Y的第一板部件111Y支承(调心)为自由旋转,并且分别将多个第一外侧弹簧SP21、第二外侧弹簧SP22以及中间弹簧SPm支承为沿周向排列。而且,第二中间部件14Y也具有比第一中间部件12Y大的固有振动频率以及比第一中间部件12Y小的惯性力矩。

[0161] 减振装置10Y的从动部件16Y包括第一输出板(第一输出部件)161Y、配置得比第一输出板161Y更接近涡轮5并且借助多个铆钉连结(固定)于该第一输出板161Y的环状的第二输出板(第二输出部件)162Y。第一输出板161Y构成为板状的环状部件,具有沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗161w、分别沿对应的弹簧收纳窗161w的内周缘延伸的多个(例如为三个)弹簧支承部161a、分别沿对应的弹簧收纳窗161w的外周缘延伸的多个(例如为三个)弹簧支承部161b、以及多个(例如为三个)弹簧抵接部161c。多个弹簧抵接部161c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗161w(弹簧支承部161a、161b)之间各设置有一个。

[0162] 从动部件16Y的第二输出板162Y构成为板状的环状部件,具有沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗162w、分别沿对应的弹簧收纳窗162w的内周缘延伸的多个(例如为三个)弹簧支承部162a、分别沿对应的弹簧收纳窗162w的外周缘延伸的多个(例如为三个)弹簧支承部162b、多个(例如为三个)内侧弹簧抵接部162ci、多个(例如为四个)外侧弹簧抵接部162co。多个外侧弹簧抵接部162co在比多个内侧弹簧抵接部162ci靠径向外侧沿周向空开间隔地排列。

[0163] 第一、第二内侧弹簧SP11、SP12被从动部件16Y即第一、第二输出板161Y、162Y的对应的弹簧支承部161a、161b、162a、162b支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿周向(环状部件121的周向)交替排列。另外,在减振装置10Y的安装状态下,驱动器部件11Y的第二板部件112Y的各弹簧抵接部112c在不成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。而且,第一中间部件12Y的弹簧抵接部121c、122c在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10的安装状态下,从动部件16Y的弹簧抵接部161c和内侧弹簧抵接部162ci与驱动器部件11Y的弹簧抵接部112c相同,在不成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接。

[0164] 另一方面,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22被第二中间部件14Y支承为一个一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿该第二中间部件14Y的周向交替排列。另外,在减振装置10的安装状态下,驱动器部件11Y的第一板部件111Y的弹簧抵接部111c在不成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。而且,第二中间部件14Y的各弹簧抵接部14ca、14cb在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。另外,从动部件16Y的各外侧弹簧抵接部162co与驱动器部件11Y的各弹簧抵接部111c相同,在不成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间与两者的周向的端部抵接。

[0165] 而且,各中间弹簧SPm被第二中间部件14Y支承为与第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22沿周向排列。在减振装置10的安装状态下,各中间弹簧SPm被第一中间部件12Y的一对第二弹簧抵接部121d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14Y的一对第二弹簧抵接部14da和一对第二弹簧抵接部14db从周向的两侧支承。由此,第一中间部件12Y与第二中

间部件14Y借助多个中间弹簧SP_m而相互连结。此外,也可以在中间弹簧SP_m的端部与第二弹簧抵接部121d、14da、14db之间配置弹簧座。

[0166] 如上述那样构成的减振装置10Y中,与固有振动频率比第一中间部件12Y大的第二中间部件14Y对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o ,也大于与第一中间部件12对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。即第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的轴心与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的轴心相比位于减振装置10Y的径向外侧。而且,减振装置10Y中,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22也配置为各自的整体与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12相比位于径向外侧。由此,能够进一步增大刚性高的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11Y传递大的扭矩并且能够使第一、第二外侧弹簧SP21、SP22刚性降低。其结果,能够进一步减小减振装置10Y的等效刚度 k_{eq} ,并且使包括减振装置10Y的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,减振装置10Y中,也使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极好地提高振动衰减性能。

[0167] 另外,使第二中间部件14Y支承第一、第二外侧弹簧SP21、SP22,从而能够减小与第二中间部件14Y相对于驱动器部件11Y、从动部件16Y的扭转角相对应地挠曲的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22、与该第二中间部件14Y的相对速度。因此,能够减小在第二中间部件14Y与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间产生的摩擦力,所以能够降低减振装置10Y整体的滞后现象。而且,减振装置10Y的第一中间部件12Y包括连结部件122Y,该连结部件122Y固定于涡轮5并且具有在相互相邻的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接的弹簧抵接部122c。由此,能够抑制减振装置10Y的轴向长度的增加并且在配置于径向内侧的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12双方连结第一中间部件12Y,并且将该第一中间部件12Y与涡轮5连结。

[0168] 图14是表示本发明的其它减振装置10Z的剖视图。此外,减振装置10Y的构成元件中,与上述减振装置10~10Y相同的元件标注相同的附图标记,省略重复的说明。

[0169] 图14所示的减振装置10Z的驱动器部件11Z与图13所示的减振装置10Y的驱动器部件11Y基本相同,包括第一、第二板部件111Z、112Z。而且,从动部件16Z与减振装置10Y的从动部件16Y基本相同,包括第一、第二输出板161Z、162Z。另外,第一中间部件12Z的连结部件122Z与减振装置10Y的连结部件122Y基本相同。与此相对,第一中间部件12Z的环状部件121Z不具有第二弹簧抵接部121d,这一点与减振装置10Y的环状部件121Y不同。而且,减振装置10Z的第二中间部件14Z被涡轮5支承(调心)为自由旋转,分别将多个第一外侧弹簧SP21和第二外侧弹簧SP22支承为沿周向排列。第二中间部件14X也具有比第一中间部件12Z大的固有振动频率以及比第一中间部件12Z小的惯性力矩。

[0170] 在涡轮5的涡轮壳50,以在减振装置10Z的径向上位于第一、第二内侧弹簧SP11、SP12、与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间的方式固定有环状的支承部50s。从该支承部50s沿周向空开间隔地沿径向延伸突出有多个(例如为四个)弹簧抵接部50d。弹簧抵接部50d以两个两个(一对一对)接近的方式相对于涡轮5的轴心对称地形成,相互成对的两个弹簧抵接部50d空开例如与中间弹簧SP_m的自然长度对应的间隔沿周向排列。另外,在第二中间部件14Z形成有被支承部50s沿径向支承的被支承部14s。而且,从第二中间部件14Z沿周向空开间隔地沿径向延伸突出有多个(例如为四个)第二弹簧抵接部14d。第二弹簧抵接部

14d以两个两个(一对一对)接近的方式相对于涡轮5的轴心对称地形成,相互成对的两个第二弹簧抵接部14d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。

[0171] 多个中间弹簧SPm分别被涡轮5的支承部50s沿径向支承。另外,在减振装置10Z的安装状态下,各中间弹簧SPm被涡轮5的一对弹簧抵接部50d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14Z的一对第二弹簧抵接部14d从周向的两侧支承。由此,与涡轮5一体旋转的第一中间部件12Z、和第二中间部件14Z经由多个中间弹簧SPm相互连结。而且,中间弹簧SPm在减振装置10Z的径向上配置于第一、第二外侧弹簧SP21、SP22与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间。另外,减振装置10Z中,在从减振装置10Z的径向观察时,中间弹簧SPm与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22中至少任意一者和第一、第二内侧弹簧SP11、SP12中至少任意一者在轴向上局部重叠。此外,也可以在中间弹簧SPm的端部与弹簧抵接部50d以及第二弹簧抵接部14d之间配置弹簧座。

[0172] 在如上述那样构成的减振装置10Z中,也是与固有振动频率比第一中间部件12Z大的第二中间部件14Z对应的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的平均安装半径 r_o ,大于与第一中间部件12Z对应的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的平均安装半径 r_i 。即第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的轴心与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12的轴心相比位于减振装置10Z的径向外侧。而且,减振装置10Z中,第一、第二外侧弹簧SP21、SP22也配置为各自的整体与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12相比位于径向外侧。由此,能够进一步增大刚性高的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11Z传递大的扭矩并且能够使第一、第二外侧弹簧SP21、SP22刚性降低。其结果,能够进一步减小减振装置10Z的等效刚度 k_{eq} ,并且使包括减振装置10Z的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,减振装置10Z中,也是使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够较好地提高振动衰减性能。

[0173] 另外,使第二中间部件14Z支承第一、第二外侧弹簧SP21、SP22,从而能够减小与第二中间部件14Z相对于驱动器部件11Z、从动部件16Z的扭转角对应地挠曲的第一、第二外侧弹簧SP21、SP22、与该第二中间部件14Z的相对速度。因此,能够减小在第二中间部件14Z与第一、第二外侧弹簧SP21、SP22之间产生的摩擦力,所以能够降低减振装置10Z整体的滞后现象。而且,减振装置10Z的第一中间部件12Z也固定于涡轮5包括连结部件122Z,该连结部件122Z,并且具有在相互相邻的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间与两者的周向的端部抵接的弹簧抵接部122c。由此,能够抑制减振装置10Z的轴向长度的增加并且在配置于径向外侧的第一、第二内侧弹簧SP11、SP12双方连结第一中间部件12Z,而且将该第一中间部件12Z与涡轮5连结。另外,在减振装置10Z的径向上将中间弹簧SPm配置于第一、第二外侧弹簧SP21、SP22与第一、第二内侧弹簧SP11、SP12之间,从而能够较好地确保弹簧SP11~SPm的扭转角(行程)。

[0174] 此外,在减振装置10Z中,各中间弹簧SPm也可以被第一中间部件12Z(例如连结部件122)沿径向支承。在该情况下,从周向的两侧支承中间弹簧SPm的多个第二弹簧抵接部也可以设置于第一中间部件12Z。

[0175] 图15是表示本发明的另一其它减振装置10V的剖视图。此外,对于减振装置10V的构成元件中与上述减振装置10~10Z相同的元件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0176] 图15所示的减振装置10V包括:配置于驱动器部件11V与第一中间部件12V之间并

传递旋转扭矩的多个第一弹簧(第一弹性体)SP1、配置于第一中间部件12V与从动部件16V之间并传递旋转扭矩的多个第二弹簧(第二弹性体)SP2、配置于驱动器部件11V与第二中间部件14V之间并传递旋转扭矩的多个第三弹簧(第三弹性体)SP3、配置于第二中间部件14V与从动部件16V之间并传递旋转扭矩的多个第四弹簧(第四弹性体)SP4、以及配置于第一中间部件12V与第二中间部件14V之间并传递旋转扭矩的多个中间弹簧(第五弹性体)SPm。

[0177] 另外,在减振装置10V中,在将第一弹簧SP1的刚性即弹簧常数设为“ k_{11} ”,第二弹簧SP2的刚性即弹簧常数设为“ k_{12} ”,第三弹簧SP3的刚性即弹簧常数设为“ k_{21} ”,第四弹簧SP4的刚性即弹簧常数设为“ k_{22} ”时,以满足 $k_{11} \neq k_{21}$ 且 $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ 这样的关系的方式选择弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 。以满足 $k_{11} \neq k_{21}$ 且 $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ 这样的关系的方式选择弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 。更详细地说,弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 满足 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$ 且 $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系。即第三、第四弹簧SP3、SP4的弹簧常数 k_{21} 、 k_{22} 较大的一者(k_{21})大于第一、第二弹簧SP1、SP2的弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 较大的一者(k_{12})。而且,在将中间弹簧SPm的刚性即弹簧常数设为“ k_m ”时,弹簧常数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ 这样的关系。

[0178] 图15所示的减振装置10V的驱动器部件11V以与单片式锁止离合器的锁止活塞或者多片式锁止离合器的离合器鼓一体旋转的方式连结,具有多个第一弹簧抵接部111c、多个第二弹簧抵接部112c。驱动器部件11V的外周部与锁止活塞或离合器鼓卡合。另外,多个第一弹簧抵接部111c从驱动器部件11V的外周部朝减振装置10V的径向内侧延伸突出。而且,减振装置10V中,多个第二弹簧抵接部112c从驱动器部件11V的外周部向涡轮5沿减振装置10V的轴向延伸突出,并且朝减振装置10V的径向内侧延伸突出。由此,第一、第二弹簧抵接部111c以及112c在减振装置10V的轴向相互分离。

[0179] 减振装置10V的第一中间部件12V包括以与第二中间部件14V接近的方式配置的第一板部件121V、与该第一板部件121V相比配置于减振装置10V的轴向的未图示的前盖侧的第二板部件122V、以及与第一板部件121V相比配置于第二中间部件14V侧的第三板部件123V。第一~第三板部件121V、122V、123V分别形成为环状,借助多个铆钉相互连结。如图所示,第一板部件121V具有多个内侧弹簧收纳窗121wi、多个外侧弹簧收纳窗121wo、分别为多个的弹簧支承部1211、1212、1214、多个内侧弹簧抵接部121ci、以及多个外侧弹簧抵接部121co。

[0180] 多个内侧弹簧收纳窗121wi分别呈圆弧状延伸并且在第一板部件121V的内周部沿周向空开间隔(等间隔)地配设。多个弹簧支承部1211分别沿对应的内侧弹簧收纳窗121wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1212分别沿对应的内侧弹簧收纳窗121wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1211在第一板部件121V的径向上对置。另外,内侧弹簧抵接部121ci在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗121wi(弹簧支承部1211、1212)之间各设置有一个。多个外侧弹簧收纳窗121wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗121wi相比位于径向外侧的方式在第一板部件121V的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承部1214分别沿对应的外侧弹簧收纳窗121wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。另外,外侧弹簧抵接部121co沿周向在相互相邻的外侧弹簧收纳窗121wo(弹簧支承部1214)之间各设置有一个。

[0181] 第二板部件122V具有多个内侧弹簧收纳窗122wi、多个外侧弹簧收纳窗122wo、分别为多个的弹簧支承部1221、1222、1223、1224、多个内侧弹簧抵接部122ci、以及多个外侧

弹簧抵接部122co。多个内侧弹簧收纳窗122wi分别呈圆弧状延伸并且在第二板部件122V的内周部沿周向空开间隔(等间隔)地配设。多个弹簧支承部1221分别沿对应的内侧弹簧收纳窗122wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1222分别沿对应的内侧弹簧收纳窗122wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1221在第二板部件122V的径向上对置。另外,内侧弹簧抵接部122ci在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗122wi(弹簧支承部1221、1222)之间各设置有一个。

[0182] 多个外侧弹簧收纳窗122wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗122wi相比位于径向外侧的方式在第二板部件122V的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承部1223分别沿对应的外侧弹簧收纳窗122wo的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1224分别沿对应的外侧弹簧收纳窗122wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1223在第二板部件122V的径向上对置。另外,外侧弹簧抵接部122co在沿周向相互相邻的外侧弹簧收纳窗122wo(弹簧支承部1223、1224)之间各设置有一个。

[0183] 第三板部件123V具有多个弹簧抵接部123d。弹簧抵接部123d以两个两个(一一对)地接近的方式相对于第三板部件123V的轴心对称地形成,相互成对的两个弹簧抵接部123d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。如图15所示,第三板部件123V的内周部以在径向上在弹簧支承部1212与外侧弹簧抵接部121co之间向第二中间部件14V侧突出的方式,借助多个铆钉连结(固定)于第一、第二板部件121V、122V。

[0184] 减振装置10V的第二中间部件14V包括与涡轮5接近地配置的第一板部件141V、与该第一板部件141V相比配置于未图示的前盖即发动机侧(图中右侧)的第二板部件142V、以及与该第二板部件142V相比配置于前盖侧的第三板部件143V。第一~第三板部件141V、142V、143V分别形成为环状,并借助多个铆钉相互连结。

[0185] 第一板部件141V具有分别呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个弹簧收纳窗141w、分别沿对应的弹簧收纳窗141w的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列的多个弹簧支承部1411、分别沿对应的弹簧收纳窗141w的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1411在第一板部件141V的径向上对置的多个弹簧支承部1412、多个内侧弹簧抵接部141ci、与多个弹簧支承部1412相比形成于径向外侧的环状的弹簧支承部1413、以及与多个弹簧支承部1412相比形成于径向外侧的多个外侧弹簧抵接部141co。

[0186] 第一板部件141V的多个内侧弹簧抵接部141ci在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗141w(弹簧支承部1411、1412)之间各设置有一个。另外,环状的弹簧支承部1413形成为支承(引导)多个第三弹簧SP3的外周部、涡轮5侧(变速器侧)的侧部(图15的左侧的侧部)以及该侧部的内周侧、前盖侧的侧部的外周侧(肩部)。而且,多个外侧弹簧抵接部141co以向环状的弹簧支承部1413内突出的方式沿周向空开间隔地形成。

[0187] 第二板部件142V具有分别呈圆弧状延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个弹簧收纳窗142w、分别沿对应的弹簧收纳窗142w的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列的多个弹簧支承部1421、分别沿对应的弹簧收纳窗142w的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1421在第二板部件142V的径向上对置的多个弹簧支承部1422、多个内侧弹簧抵接部142ci、与多个弹簧支承部1422相比形成

于径向外侧的多个外侧弹簧抵接部142co。第二板部件142V的多个内侧弹簧抵接部142ci在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗142w(弹簧支承部1421、1422)之间各设置有一个。另外,多个外侧弹簧抵接部142co以沿减振装置10V的径向突出的方式沿周向空开间隔地形成。

[0188] 第三板部件143V具有环状的弹簧支承部1431和多个弹簧抵接部143d。弹簧支承部1431以支承(引导)多个中间弹簧SPm的外周部、涡轮5侧(变速器侧)的侧部(图15的左侧的侧部)、前盖侧的侧部的外周侧(肩部)的方式形成。弹簧抵接部143d以两个两个(一对一对)地接近的方式相对于第三板部件143V的轴心对称地形成,相互成对的两个弹簧抵接部143d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。如图15所示,第三板部件143V的内周部以在径向上在弹簧支承部1422与外侧弹簧抵接部142co之间向未图示的前盖侧(第一中间部件12V侧)突出的方式,借助多个铆钉连结(固定)于第一、第二板部件141V、142V。

[0189] 减振装置10V的从动部件16V的内周部与涡轮5一起借助铆钉固定于未图示的减振毂。如图所示,从动部件16V具有多个第一弹簧抵接部161c和多个第二弹簧抵接部162c。减振装置10V中,多个第一弹簧抵接部161c从从动部件16V的内周部向减振装置10V的径向外侧延伸突出。另外,多个第二弹簧抵接部162c从从动部件16V的内周部向涡轮5沿减振装置10V的轴向延伸突出,并且向减振装置10V的径向外侧延伸突出。由此,第一、第二弹簧抵接部161c、162c也在减振装置10V的轴向相互分离。

[0190] 如图15所示,第一中间部件12V的第一、第二板部件121V、122V以弹簧支承部1211~1214与对应的弹簧抵接部1221~1224对置的方式连结。另外,减振装置10V中,第一中间部件12V配置为在轴向上与第二中间部件14V分离,并与该第二中间部件14V相比位于未图示的前盖侧,并且该最外周部与第二中间部件14V的最外周部相比位于径向内侧。而且,第一板部件121V的弹簧支承部1211、1212以及第二板部件122V的弹簧支承部1221、1222支承(引导)对应的第二弹簧SP2。即,多个第四弹簧SP4被第一、第二板部件141V、142V支承为沿周向空开间隔地排列。第一板部件121V的弹簧支承部1214以及第二板部件122V的弹簧支承部1223、1224支承(引导)对应的第一弹簧SP1。即,多个第一弹簧SP1被第一、第二板部件141V、142V支承为在比多个第二弹簧SP2靠径向外侧沿周向空开间隔地排列。而且,在轴向上在第一、第二板部件121V、122V之间,驱动器部件11V的第一弹簧抵接部111c从径向外侧被插入,并且从动部件16V的第一弹簧抵接部161c从径向内侧被插入。

[0191] 在减振装置10V的安装状态下,驱动器部件11V的第一弹簧抵接部111c在相互相邻的第一弹簧SP1之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10V的安装状态下,第一中间部件12V的外侧弹簧抵接部121co、122co与相互相邻的第一弹簧SP1的未抵接于驱动器部件11V的弹簧抵接部111c的周向的端部抵接。而且,在减振装置10V的安装状态下,第一中间部件12V的内侧弹簧抵接部121ci、122ci在相互相邻的第二弹簧SP2之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10V的安装状态下,从动部件16V的第一弹簧抵接部161c与相互相邻的第二弹簧SP2的未抵接于第一中间部件12V的内侧弹簧抵接部121ci、122ci的周向的端部抵接。由此,驱动器部件11V与第一中间部件12V经由并列作用的多个第一弹簧SP1而连结,并且第一中间部件12V与从动部件16V经由并列作用的多个第二弹簧SP2而连结。因此,驱动器部件11V和从动部件16V经由多个第一弹簧SP1、第一中间部件12V以及多个第二弹簧SP2而连结。

[0192] 如图15所示,第二中间部件14V的第一、第二板部件141V、142V以对应的弹簧支承部1411和1421彼此相互对置并且对应的弹簧支承部1412、1422彼此相互对置的方式连结。另外,第二中间部件14V的第一板部件141V的弹簧支承部1413将多个第三弹簧SP3支承为沿周向空开间隔地排列。而且,第一板部件141V的弹簧支承部1411、1412以及第二板部件142V的弹簧支承部1421、1422支承(引导)对应的第四弹簧SP4。即多个第四弹簧SP4被第一、第二板部件141V、142V支承为在比多个第三弹簧SP3靠径向内侧沿周向空开间隔地排列。而且,在轴向上在第一、第二板部件141V、142V之间,驱动器部件11V的第二弹簧抵接部112c从径向外侧被插入,并且从动部件16V的第二弹簧抵接部162c从径向内侧被插入。

[0193] 在减振装置10V的安装状态下,驱动器部件11V的第二弹簧抵接部112c在相互相邻的第三弹簧SP3之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10V的安装状态下,第二中间部件14V的外侧弹簧抵接部141co、142co与相互相邻的第三弹簧SP3的未抵接于驱动器部件11V的弹簧抵接部112c的周向的端部抵接。而且,在减振装置10V的安装状态下,第二中间部件14V的内侧弹簧抵接部141ci、142ci在相互相邻的第四弹簧SP4之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10V的安装状态下,从动部件16V的第二弹簧抵接部162c与相互相邻的第四弹簧SP4的未抵接于第二中间部件14V的内侧弹簧抵接部141ci、142ci的周向的端部抵接。由此,驱动器部件11V与第二中间部件14V经由并列作用的多个第三弹簧SP3而连结,并且第二中间部件14V与从动部件16V经由并列作用的多个第四弹簧SP4而连结。因此,驱动器部件11V和从动部件16V经由多个第三弹簧SP3、第二中间部件14V以及多个第四弹簧SP4而连结。

[0194] 另外,各中间弹簧SP_m分别被第二中间部件14V的第三板部件143V的弹簧支承部1431支承,在轴向上在第一、第二弹簧SP1、SP2与第三、第四弹簧SP3、SP4之间,从该轴向观察时与第一弹簧SP1以及第三弹簧SP3在径向上局部重合。而且,在减振装置10V的安装状态下,第一中间部件12V所含的第三板部件123V的一对弹簧抵接部123d分别与中间弹簧SP_m的对应的周向的端部抵接。另外,第二中间部件14V所含的第三板部件143V的一对弹簧抵接部143d也分别与中间弹簧SP_m的对应的周向的端部抵接。由此,在减振装置10V的安装状态下,各中间弹簧SP_m被第一中间部件12V即第三板部件123V的一对弹簧抵接部123d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14V即第三板部件143V的一对弹簧抵接部143d从周向的两侧支承。因此,第一中间部件12V与第二中间部件14V经由多个中间弹簧SP_m而相互连结。此外,也可以在中间弹簧SP_m的端部与弹簧抵接部123d、143d之间配置弹簧座。

[0195] 上述减振装置10V中,第三弹簧SP3的安装半径 r_{SP3} 被设定为大于第一、第二、第四弹簧SP1、SP2、SP4的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 、 r_{SP4} 。另外,第一弹簧SP1的安装半径 r_{SP1} 被设定为大于第二、第四弹簧SP2、SP4的安装半径 r_{SP2} 、 r_{SP4} 。而且,第四弹簧SP4的安装半径 r_{SP4} 被设定为大于第二弹簧SP2的安装半径 r_{SP2} 。而且,减振装置10V中,第二中间部件14V的固有振动频率(f_{22})大于第一中间部件12V的固有振动频率(f_{21}),与固有振动频率比第一中间部件12V大的第二中间部件14V对应的第三、第四弹簧SP3、SP4的平均安装半径 r_o ,大于与第一中间部件12对应的第一、第二弹簧SP1、SP2的平均安装半径 r_i 。即在第一~第四弹簧SP1~SP4中,具有最大弹簧常数(刚性)的第三弹簧SP3的轴心与第一、第二弹簧SP1、SP2(以及第四弹簧SP4)的轴心相比位于减振装置10V的径向外侧。另外,减振装置10V中,第三弹簧SP3以从轴向观察时与第一弹簧SP1在径向上局部重合的方式,配置于第一、第二弹簧SP1、SP2(以及第

四弹簧SP4)的径向外侧。

[0196] 由此,能够进一步增大刚性高的第三弹簧SP3的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11V传递大的扭矩并且能够使第三弹簧SP3刚性降低。其结果,能够进一步减小减振装置10V的等效刚度 k_{eq} ,并且能够使包括减振装置10V的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,减振装置10V中,使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而也能够极好地提高振动衰减性能。另外,使第二中间部件14V支承第三弹簧SP3,从而能够减小与第二中间部件14V相对于驱动器部件11V、从动部件16V的扭转角对应地挠曲的第三弹簧SP3、与该第二中间部件14V的相对速度。因此,能够减小第二中间部件14V与第三弹簧SP3之间产生的摩擦力,所以能够降低减振装置10V整体的滞后现象。

[0197] 而且,第三弹簧SP3在减振装置10V的径向上配置于第四弹簧SP4的外侧,第一、第二弹簧SP1、SP2配置为与第三、第四弹簧SP3、SP4在减振装置10V的轴向上分离,第一弹簧SP1在该径向上配置于第二弹簧SP2的外侧。由此,能够提高第一~第四弹簧SP1~SP4的弹簧常数(刚性)、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。另外,减振装置10V中,第三弹簧SP3的轴心和第四弹簧SP4的轴心被包含在与中心轴CA正交的第一平面。而且,第一弹簧SP1的轴心和第二弹簧SP2的轴心被包含在与中心轴CA正交并且在减振装置10V的轴向上与上述第一平面分离的第二平面。由此,能够抑制减振装置10V的轴向长度的增加。而且,在轴向上将中间弹簧SP_m配置于第一、第二弹簧SP1、SP2与第三、第四弹簧SP3、SP4之间,从而能够提高中间弹簧SP_m的刚性、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。

[0198] 此外,第三、第四弹簧SP3、SP4的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的上述第一平面,第一、第二弹簧SP1、SP2的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的上述第二平面。另外,减振装置10V中,各中间弹簧SP_m也可以被第一中间部件12V(例如第三板123V)支承。

[0199] 图16是表示本发明的其它减振装置10W的剖视图。此外,对于减振装置10W的构成元件中与上述减振装置10~10V相同的元件标注相同的附图标记,并省略重复的说明。

[0200] 图16所示的减振装置10W的驱动器部件11W与单片式锁止离合器的锁止活塞或者多片式锁止离合器的离合器鼓连结为一体旋转,包括分别形成为环状的第一板部件111W和第二板部件112W。第一板部件111W具有分别以沿减振装置10W的径向延伸的方式沿周向空开间隔地形成的多个弹簧抵接部111c,该第一板部件111W的外周部与锁止活塞或离合器鼓卡合。第二板部件112W具有以分别沿减振装置10W的径向延伸的方式沿周向空开间隔地形成的多个弹簧抵接部112c,并与第一板部件111W连结为一体旋转。第一、第二板部件111W、112W相互连结时,多个弹簧抵接部111c与多个弹簧抵接部112c在减振装置10W的轴向和径向上相互分离。

[0201] 减振装置10W的第一中间部件12W具有环状的弹簧支承部12b、多个内侧弹簧抵接部12c、与该内侧弹簧抵接部12c相比形成于径向外侧的多个外侧弹簧抵接部12d。弹簧支承部12b形成为支承(引导)多个中间弹簧SP_m的外周部、前盖侧(变速器侧)的侧部(图16的右侧的侧部)、涡轮侧的侧部的外周侧(肩部)。多个内侧弹簧抵接部12c形成为从弹簧支承部12b的内周部沿周向空开间隔地朝径向内侧突出。外侧弹簧抵接部12d以两个两个(一对一)地接近的方式相对于第一中间部件12W的轴心对称地形成,相互成对的两个外侧弹簧抵

接部12d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。

[0202] 减振装置10W的第二中间部件14W包括以接近未图示的涡轮的方式配置的第一板部件141W、与该第一板部件141W相比配置于未图示的前盖即发动机侧(图中右侧)的第二板部件142W、与该第二板部件142W相比配置于前盖侧的第三板部件143W。第一~第三板部件141W、142W、143W分别形成为环状,并借助多个铆钉相互连结。

[0203] 第一板部件141W具有多个内侧弹簧收纳窗141wi、多个外侧弹簧收纳窗141wo、分别为多个的弹簧支承部1411、1412、1413、1414、多个内侧弹簧抵接部141ci、以及多个外侧弹簧抵接部141co。多个内侧弹簧收纳窗141wi分别呈圆弧状延伸并且在第一板部件141W的内周部沿周向空开间隔(等间隔)地配设。多个弹簧支承部1411分别沿对应的内侧弹簧收纳窗141wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1412分别沿对应的内侧弹簧收纳窗141wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1411在第一板部件141W的径向上对置。另外,内侧弹簧抵接部141ci在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗141wi(弹簧支承部1411、1412)之间各设置有一个。

[0204] 多个外侧弹簧收纳窗141wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗141wi相比位于径向外侧的方式在第一板部件141W的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承部1413分别沿对应的外侧弹簧收纳窗141wo的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1414分别沿对应的外侧弹簧收纳窗141wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1413在第一板部件141W的径向上对置。而且,外侧弹簧抵接部141co在沿周向相互相邻的外侧弹簧收纳窗141wo(弹簧支承部1413、1414)之间各设置有一个。

[0205] 第二板部件142W具有多个内侧弹簧收纳窗142wi、多个外侧弹簧收纳窗142wo、分别为多个的弹簧支承部1421、1422、1423、1424、多个内侧弹簧抵接部142ci、以及多个外侧弹簧抵接部142co。多个内侧弹簧收纳窗142wi分别呈圆弧状延伸并且在第二板部件142W的内周部沿周向空开间隔(等间隔)地配设。多个弹簧支承部1421分别沿对应的内侧弹簧收纳窗142wi的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1422分别沿对应的内侧弹簧收纳窗142wi的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1421在第二板部件142W的径向上对置。另外,内侧弹簧抵接部142ci在沿周向相互相邻的内侧弹簧收纳窗142wi(弹簧支承部1421、1422)之间各设置有一个。

[0206] 多个外侧弹簧收纳窗142wo分别呈圆弧状延伸并且以与内侧弹簧收纳窗142wi相比位于径向外侧的方式在第二板部件142W的外周部沿周向空开间隔地配设。多个弹簧支承部1423分别沿对应的外侧弹簧收纳窗142wo的内周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列。多个弹簧支承部1424分别沿对应的外侧弹簧收纳窗142wo的外周缘延伸并且沿周向空开间隔(等间隔)地排列并与对应的弹簧支承部1423在第二板部件142W的径向上对置。另外,外侧弹簧抵接部142co在沿周向相互相邻的外侧弹簧收纳窗142wo(弹簧支承部1423、1424)之间各设置有一个。

[0207] 第三板部件143W具有分别在减振装置10W的轴向延伸的多个弹簧抵接部143d。弹簧抵接部143d以两个两个(一对一对)地接近的方式相对于第三板部件143W的轴心对称地形成,相互成对的两个弹簧抵接部143d空开例如与中间弹簧SPm的自然长度对应的间隔沿周向排列。如图16所示,第三板部件143W的与多个弹簧抵接部143d相反的一侧的端部在弹

簧支承部1424的径向外侧借助多个铆钉连结(固定)于第一、第二板部件141W、142W。由此,多个弹簧抵接部143d向前盖侧(图中右侧)突出。

[0208] 减振装置10W的从动部件16W包括分别形成为环状的第一板部件161W、第二板部件162W以及第三板部件163W。第一板部件161W具有以从内周部分别向径向外侧延伸的方式沿周向空开间隔地形成的多个弹簧抵接部161c,该第一板部件161W的内周部借助多个铆钉固定于未图示的涡轮轮毂。第二板部件162W具有沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个弹簧收纳窗162w、分别沿对应的弹簧收纳窗162w的内周缘延伸的多个弹簧支承部1621、分别沿对应的弹簧收纳窗162w的外周缘延伸的多个弹簧支承部1622、以及多个弹簧抵接部162c。多个弹簧抵接部162c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗162w(弹簧支承部1621、1622)之间各设置有一个。第二板部件162W与第一板部件161W连结为一体旋转,两者相互连结时,多个弹簧抵接部161c与多个弹簧抵接部162c在减振装置10W的轴向和径向上相互分离。

[0209] 第三板部件163W具有沿周向空开间隔(等间隔)地配设的多个(例如为三个)弹簧收纳窗163w、分别沿对应的弹簧收纳窗163w的内周缘延伸的多个弹簧支承部1631、分别沿对应的弹簧收纳窗163w的外周缘延伸的多个弹簧支承部1632、以及多个弹簧抵接部163c。多个弹簧抵接部163c在沿周向相互相邻的弹簧收纳窗163w(弹簧支承部1631、1632)之间各设置有一个。如图16所示,第三板部件163W以弹簧支承部1631、1632与第二板部件162W的对应的弹簧支承部1621、1622对置的方式,借助多个铆钉连结(固定)于该第二板部件162W。

[0210] 如图16所示,第二中间部件14W的第一、第二板部件141W、142W以对应的弹簧支承部1411~1414与弹簧支承部1421~1424相互对置的方式连结。另外,第一板部件141W的弹簧支承部1413、1414以及第二板部件142W的弹簧支承部1423、1424支承(引导)对应的第三弹簧SP3。而且,第一板部件141W的弹簧支承部1411、1412以及第二板部件142W的弹簧支承部1421、1422支承(引导)对应的第二弹簧SP2。由此,多个第三弹簧SP3被第一、第二板部件141W、142W支承为在减振装置10W的外周侧沿周向空开间隔地排列。另外,多个第四弹簧SP4被第一、第二板部件141W、142W支承为在比多个第三弹簧SP3靠径向内侧沿周向空开间隔地排列。而且,在轴向上在第一、第二板部件141W、142W的外侧弹簧抵接部141co、142co之间配置驱动器部件11W的第一板部件111W。另外,在轴向上在第一、第二板部件141W、142W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci之间配置从动部件16W的第一板部件161W。

[0211] 在减振装置10W的安装状态下,驱动器部件11W的第一板部件111W的弹簧抵接部111c在相互相邻的第三弹簧SP3之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10W的安装状态下,第二中间部件14W的外侧弹簧抵接部141co、142co与相互相邻的第三弹簧SP3的未抵接于驱动器部件11W的弹簧抵接部111c的周向的端部抵接。而且,在减振装置10W的安装状态下,第二中间部件14W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci在相互相邻的第四弹簧SP4之间与两者的周向的端部抵接。另外,在减振装置10W的安装状态下,从动部件16W的第一板部件161W的弹簧抵接部161c与相互相邻的第四弹簧SP4的未抵接于第二中间部件14W的内侧弹簧抵接部141ci、142ci的周向的端部抵接。由此,驱动器部件11W与第二中间部件14W经由并列作用的多个第三弹簧SP3而连结,并且第二中间部件14W与从动部件16W经由并列作用的多个第四弹簧SP4而连结。因此,驱动器部件11W以及从动部件16W经由多个第三弹簧SP3、第二中间部件14W以及多个第四弹簧SP4而连结。

[0212] 如图16所示,在轴向上在从动部件16W的第二、第三板部件162W、163W之间配置驱动

器部件11W的第二板部件112W的弹簧抵接部112c、和第一中间部件12W的内侧弹簧抵接部12c。另外,第一、第二弹簧SP1、SP2以一个地成对(以串联的方式发挥作用)并且沿周向(第一中间部件12W的周向)交替排列的方式,被从动部件16W即第二、第三板部件162W、163W的对应的弹簧支承部1621、1622、1631、1632支承。而且,在减振装置10W的安装状态下,驱动器部件11W的第二板部件112W的各弹簧抵接部112c在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二弹簧SP1、SP2之间与两者的周向的端部抵接。另外,第一中间部件12W的内侧弹簧抵接部12c在轴向上在第二、第三板部件161W、162W之间,在相互成对(以串联的方式发挥作用)的第一、第二弹簧SP1、SP2之间与两者的周向的端部抵接。而且,在减振装置10W的安装状态下,从动部件16W的弹簧抵接部162c、163c与驱动器部件11W的弹簧抵接部112c相同,在不成对(不以串联的方式发挥作用)的第一、第二弹簧SP1、SP2之间与两者的周向的端部抵接。由此,驱动器部件11W和从动部件16W经由多个第一弹簧SP1、第一中间部件12W以及多个第二弹簧SP2而连结。

[0213] 另外,各中间弹簧SP_m分别被第一中间部件12W的弹簧支承部12b支承,在第一、第二弹簧SP1、SP2的径向外侧,从径向观察时与第一、第二弹簧SP1、SP2在轴向上重合,并且从轴向观察时与第三弹簧SP3在径向上局部重合。而且,第一中间部件12W的一对外侧弹簧抵接部12d分别与中间弹簧SP_m的对应的周向的端部抵接。另外,在减振装置10W的安装状态下,第二中间部件14W所含的第三板部件143W的一对弹簧抵接部143d分别与中间弹簧SP_m的对应的周向的端部抵接。由此,在减振装置10W的安装状态下,各中间弹簧SP_m被第一中间部件12W的一对外侧弹簧抵接部12d从周向的两侧支承,并且被第二中间部件14W即第三板部件143W的一对弹簧抵接部143d从周向的两侧支承。因此,第一中间部件12W与第二中间部件14W经由多个中间弹簧SP_m而相互连结。此外,也可以在中间弹簧SP_m的端部与弹簧抵接部12d、143d之间配置弹簧座。

[0214] 上述减振装置10W中,第三弹簧SP3的安装半径 r_{SP3} 被设定为大于第一、第二、第四弹簧SP1、SP2、SP4的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 、 r_{SP4} ,第一、第二弹簧SP1、SP2的安装半径 r_{SP1} 、 r_{SP2} 被设定为相互相同且大于第四弹簧SP4的安装半径 r_{SP4} 。而且,减振装置10W中也一样,第二中间部件14W的固有振动频率(f_{22})大于第一中间部件12W的固有振动频率(f_{21}),与固有振动频率比第一中间部件12W大的第二中间部件14W对应的第三、第四弹簧SP3、SP4的平均安装半径 r_o ,大于与第一中间部件12对应的第一、第二弹簧SP1、SP2的平均安装半径 r_i 。即,第一~第四弹簧SP1~SP4中,具有最大弹簧常数(刚性)的第三弹簧SP3的轴心与第一、第二弹簧SP1、SP2(以及第四弹簧SP4)的轴心相比位于减振装置10W的径向外侧。另外,减振装置10W中,第三弹簧SP3以在从轴向观察时与第一、第二弹簧SP1、SP2在径向上局部重合的方式,配置于第一、第二弹簧SP1、SP2(以及第四弹簧SP4)的径向外侧。

[0215] 由此,能够进一步增大刚性高的第三弹簧SP3的扭转角(行程),能够允许相对于驱动器部件11W传递大的扭矩并且能够使第三弹簧SP3刚性降低。其结果,能够进一步减小减振装置10W的等效刚度 k_{eq} ,并且使包括减振装置10W的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。因此,减振装置10W中,也使上述反共振点A的振动频率更加接近该振动系统整体的共振的频率,从而能够极好地提高振动衰减性能。另外,使第二中间部件14W支承第三弹簧SP3,从而能够减小与第二中间部件14W相对于驱动器部件11W、从动部件16W的扭转角对应地挠曲的第三弹簧SP3、与该第二中间部件14W的相对速度。因此,能够减小在第二

中间部件14W与第三弹簧SP3之间产生的摩擦力,所以能够降低减振装置10W整体的滞后现象。

[0216] 而且,第三弹簧SP3在径向上配置于第四弹簧SP4的减振装置10W的外侧,第一、第二弹簧SP1、SP2配置为在减振装置10W的轴向上与第三、第四弹簧SP3、SP4分离,第一、第二弹簧SP1、SP2在同一圆周上排列。由此,能够特别提高第三、第四弹簧SP3、SP4的弹簧常数(刚性)、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。另外,减振装置10W中,第三弹簧SP3的轴心和第四弹簧SP4的轴心被包含在与中心轴CA正交的第一平面。另外,第一弹簧SP1的轴心和第二弹簧SP2的轴心被包含在与中心轴CA正交并且在减振装置10W的轴向上与上述第一平面分离的第二平面。由此,能够抑制减振装置10W的轴向长度的增加。而且,如上述那样配置中间弹簧SP_m,从而能够提高中间弹簧SP_m的刚性、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。其中,第三、第四弹簧SP3、SP4的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的上述第一平面,第一、第二弹簧SP1、SP2的轴心也可以不被包含在与中心轴CA正交的上述第二平面。

[0217] 如以上说明那样,本发明的减振装置是具有输入元件(11、11V、11W、11X、11Y、11Z)和输出元件(16、16V、16W、16X、16Y、16Z)的减振装置(10、10V、10W、10X、10Y、10Z),该输入元件(11、11V、11W、11X、11Y、11Z)被传递来自发动机(EG)的扭矩,该减振装置具备第一中间元件(12、12V、12W、12X、12Y、12Z)、第二中间元件(14、14V、14W、14X、14Y、14Z)、在上述输入元件(11、11V、11W、11X、11Y、11Z)与上述第一中间元件(12、12V、12W、12X、12Y、12Z)之间传递扭矩的第一弹性体(SP11、SP1)、在上述第一中间元件(12、12V、12W、12X、12Y、12Z)与上述输出元件(16、16V、16W、16X、16Y、16Z)之间传递扭矩的第二弹性体(SP12、SP2)、在上述输入元件(11、11V、11W、11X、11Y、11Z)与上述第二中间元件(14、14V、14W、14X、14Y、14Z)之间传递扭矩的第三弹性体(SP21、SP3)、在上述第二中间元件(14、14V、14W、14X、14Y、14Z)与上述输出元件(16、16V、16W、16X、16Y、16Z)之间传递扭矩的第四弹性体(SP22、SP4)、在上述第一中间元件(12、12V、12W、12X、12Y、12Z)与上述第二中间元件(14、14V、14W、14X、14Y、14Z)之间传递扭矩的第五弹性体(SP_m),借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体从上述输入元件向上述输出元件传递扭矩时的上述第二中间元件的固有振动频率(f_{22}),大于借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体从上述输入元件向上述输出元件传递扭矩时的上述第一中间元件的固有振动频率(f_{21}),上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)中至少任意一者配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。

[0218] 本发明的减振装置中,针对全部第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体、第四弹性体以及第五弹性体的挠曲被允许的状态,能在装置整体设定两个固有振动频率。而且,根据本发明者们的研究和解析,明确出包括上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体的减振装置的固有振动频率随着第五弹性体的刚性降低而变小;与减振装置的等效刚度的相对于第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体的刚性的变化而产生的变化相比,该等效刚度的相对于第五弹性体的刚性的变化而产生的变化大幅度变小。因此,本发明的减振装置中,调整第五弹性体的刚性,从而能够适当保持减振装置的等效刚度,并且抑制第一、第二中间元件的重量(惯性力矩)的增加并且适当地设定装置整体的两个固有振动频率。而且,将与固有振动频率大的第二中间元

件对应的第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者配置于与固有振动频率小的第一中间元件对应的第一弹性体和第二弹性体的径向外侧,从而能够进一步减小减振装置的等效刚度。其结果,本发明的减振装置中,能够较好地提高振动衰减性能。

[0219] 更详细地说,在本发明的减振装置中,在输入元件与输出元件之间,由第一中间元件、第一弹性体以及第二弹性体形成第一扭矩传递路径,并且由第二中间元件、第三弹性体以及第四弹性体形成第二扭矩传递路径。另外,本发明的减振装置除了第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体之外还包括第五弹性体,利用该第五弹性体在第一中间元件与第二中间元件之间传递扭矩。上述减振装置中,在全部第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体、第四弹性体以及第五弹性体的挠曲被允许的状态下,装置整体能够设定两个固有振动频率。在这样装置整体中设定两个固有振动频率的情况下,若与传递至输入元件的振动的频率对应地暂时产生这两个固有振动频率较小一者振动频率下的共振,则从第二弹性体传递至输出元件的振动的相位、与从第四弹性体传递至输出元件的振动的相位逐渐错开。因此,两个固有振动频率较小一者下的共振产生后,伴随着输入元件的转速提高,从第二弹性体传递至输出元件的振动和从第四弹性体传递至输出元件的振动的一者,抵消从上述第二弹性体传递至上述输出元件的振动和从上述第四弹性体传递至上述输出元件的振动的另一者的至少一部分。而且,通过从第二弹性体传递至输出元件的振动的相位与从第四弹性体传递至输出元件的振动的相位错开180度而两振动相互抵消,能够设定输出元件的振动振幅在理论上变为零的反共振点。

[0220] 而且,根据本发明者们的研究和解析,也明确出低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率、反共振点的振动频率随着第五弹性体的刚性降低而变小;低速旋转侧的固有振动频率与反共振点的振动频率之差随着第五弹性体的刚性提高而变大。因此,本发明的减振装置中,调整第五弹性体的刚性,从而能够根据对输入元件输入的最大输入扭矩适当保持等效刚度,并且抑制第一、第二中间元件的重量(惯性力矩)的增加且适当设定低速旋转侧的固有振动频率和反共振点的振动频率。即,通过第五弹性体的刚性的调整,进一步减小低速旋转侧的固有振动频率和反共振点的振动频率,从而能将从第二弹性体传递至输出元件的振动和从第四弹性体传递至输出元件的振动中的一者抵消两振动中另一者的至少一部分的转速带(频率带)的起点设定得更靠低速旋转侧,能够将从第二弹性体传递至输出元件的振动的相位与从第四弹性体传递至输出元件的振动的相位错开180度的转速(频率)设定得更靠低速旋转侧。另外,通过第五弹性体的刚性的调整,能够增大低速旋转侧的固有振动频率与反共振点的振动频率之差,从而使从第二弹性体传递至输出元件的振动和从第四弹性体传递至输出元件的振动中的一者抵消两者中的另一者的至少一部分的转速带更大。而且,将与固有振动频率大的第二中间元件对应的第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者,配置于与固有振动频率小的第一中间元件对应的第一弹性体和第二弹性体的径向外侧,从而能够至少进一步增大第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者的扭转角。由此,能够允许相对于输入元件传递大的扭矩并且至少使第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者刚性进一步降低,所以能够进一步减小减振装置的等效刚度,并且使包括减振装置的振动系统整体的共振向更低速旋转侧(低频侧)转移。其结果,本发明的减振装置中,利用该减振装置使上述反共振点的振动频率更加接近要衰减的振动(共振)的频率,从而能够较好地提高振动衰减性能。

[0221] 另外,上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)中至少任意一者的轴心也可以与上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的轴心相比位于径向外侧。即第三弹性体和第四弹性体中至少任意一者也可以配置为在从轴向观察时与第一弹性体和第二弹性体中至少任意一者在径向上局部重叠。

[0222] 而且,上述第三弹性体(SP21、SP3)的刚性和上述第四弹性体(SP22、SP4)的刚性较大的一者也可以大于上述第一弹性体(SP11、SP1)的刚性和上述第二弹性体(SP12、SP2)的刚性较大的一者,上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3)中的刚性较大的一者也可以配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。由此,能够进一步减小减振装置的等效刚度。

[0223] 另外,上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性也可以大于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的刚性,上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3)也可以配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)的径向外侧。由此,能够允许相对于输入元件传递大的扭矩并且使第三弹性体和第四弹性体刚性降低。

[0224] 另外,上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体以及上述第四弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 也可以以满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。在这样构成的减振装置中,全部第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体、第四弹性体以及第五弹性体的挠曲被允许时,除了上述第一、第二扭矩传递路径之外,还能经由包括第三弹性体、第二中间元件、第五弹性体、第一中间元件以及第二弹性体的第三扭矩传递路径在输入元件与输出元件之间传递扭矩。由此,能够减轻第一弹性体的扭矩分担,进一步降低该第一弹性体的刚性。此外,以满足 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式选择刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} ,从而能够使第一弹性体的刚性 k_{11} 进一步降低,并且使第二弹性体的刚性 k_{12} 进一步降低。因此,通过由低刚性带来的第一弹性体和第二弹性体的轻型化进一步减小该第一弹性体和第二弹性体与旋转元件之间产生的摩擦力即滞后现象,并且进一步减小第一中间元件的固有振动频率,能够使由第一中间元件的共振引起的从第二或者第四弹性体传递至输出元件的振动的相位反转迅速结束。其结果,能够较好地减少由于从第二弹性体传递至输出元件的振动的相位相对于从第四弹性体传递至输出元件的振动的相位错开180度的频率的滞后现象所引起的向高频侧的错位,能够更好地提高减振装置的振动衰减性能。

[0225] 另外,也可以在将上述第五弹性体(SP_m)的刚性设为“ k_m ”时,上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4、SP_m)的刚性 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 、 k_m 以满足 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ 的方式被选择。由此,能够借助第五弹性体从第二中间元件向第一中间元件适当地传递扭矩,较好地提高减振装置的振动衰减性能。

[0226] 其中,上述第五弹性体(SP_m)的刚性(k_m)也可以大于上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体以及上述第四弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性(k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22})。即低速旋转侧的固有振动频率与反共振点的振动频率之差如上述那样,随着第五弹性体的刚性提高而变大。因此,若使第五弹性体的刚性比第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体的刚性大,则增大第一中间元件的固有振动频率与反共振点的振动频率之差,能够增大从第二弹性体传递至输出元件的振动和从第四弹性体传

递至输出元件的振动的一者抵消振动中的另一者的至少一部分的转速带,即能够增大能使输出元件的振动等级较好地降低的范围。另外,上述第五弹性体(SP_m)的刚性(k_m)也可以小于上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体以及上述第四弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4)的刚性(k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22})。即低速旋转侧(低频侧)的固有振动频率、反共振点的振动频率如上述那样随着第五弹性体的刚性降低而变小。因此,若使第五弹性体的刚性比第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体以及第四弹性体的刚性降低,则能够进一步减小第一中间元件的固有振动频率和反共振点的振动频率,将从第二弹性体传递至输出元件的振动和从第四弹性体传递至输出元件的振动的一者抵消两振动中的另一者的至少一部分的转速带(频率带)的起点设定得更靠低速旋转侧,将两振动的相位错开180度的转速(频率)设定得更靠低速旋转侧。

[0227] 而且,上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP3、SP22、SP4)也可以配置为沿周向排列。由此,能够使减振装置在径向上小型化。

[0228] 另外,也可以是上述第三弹性体(SP3)配置于上述第四弹性体(SP4)的径向外侧,上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP1、SP2)配置为在轴向上与上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP3、SP4)分离。由此,能够提高第三弹性体和第四弹性体的刚性、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。

[0229] 而且,上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP1、SP12、SP2)也可以配置为沿周向排列。由此,能够使减振装置在径向上小型化。

[0230] 另外,上述第五弹性体(SP_m)也可以配置为与上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP22)沿周向排列。

[0231] 而且,上述第五弹性体(SP_m)也可以在径向上配置于上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP21、SP22)、与上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP11、SP12)之间。由此,能够较好地确保第一弹性体、第二弹性体、第三弹性体、第四弹性体以及第五弹性体的扭转角(行程)。在该情况下,第五弹性体也可以配置为在从减振装置的径向观察时,与第一弹性体和第二弹性体以及第三弹性体和第四弹性体在该减振装置的轴向上至少局部重叠。

[0232] 另外,上述第五弹性体(SP_m)也可以在上述轴向上配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP1、SP2)、与上述第三弹性体和上述第四弹性体(SP3、SP4)之间。由此,能够提高中间弹簧SP_m的刚性、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。

[0233] 而且,上述第五弹性体(SP_m)也可以配置于上述第一弹性体和上述第二弹性体(SP1、SP2)的径向外侧。由此,能够提高中间弹簧SP_m的刚性、配置数、扭转角(行程)等设定的自由度。

[0234] 另外,上述输入元件(11、11V、11W、11X、11Y、11Z)也可以具有与上述第一弹性体(SP11、SP1)的周向的端部抵接的抵接部(111ci、112ci、111c、112c、113c)、和与上述第三弹性体(SP21)的周向的端部抵接的抵接部(111co、112co、111c、112c),上述输出元件(16、16V、16W、16X、16Y、16Z)具有与上述第二弹性体(SP12、SP2)的周向的端部抵接的抵接部(16ci、161c、162ci、162c、163c)、和与上述第四弹性体(SP22)的周向的端部抵接的抵接部(16co、162co、162c),上述第一中间元件(12、12V、12W、12X、12Y、12Z)具有与上述第一弹性体(SP11、SP1)的周向的端部抵接的抵接部(121c、122c、12c、121co、122co)、与上述第二弹性体(SP12、SP2)的周向的端部抵接的抵接部(121c、122c、12c、121ci、122ci)、与上述第五

弹性体 (SPm) 的周向的一端部抵接的抵接部 (121d、12d、123d)、以及与上述第五弹性体 (SPm) 的周向的另一端部抵接的抵接部 (121d、12d、50d、123d), 上述第二中间元件 (14、14V、14W、14X、14Y、14Z) 具有与上述第三弹性体 (SP21、SP3) 的周向的端部抵接的抵接部 (14c、14ca、14cb、141co、142co)、与上述第四弹性体 (SP22、SP4) 的周向的端部抵接的抵接部 (14c、14ca、14cb、141ci、142c)、与上述第五弹性体 (SPm) 的周向的一端部抵接的抵接部 (14d、143d)、以及与上述第五弹性体 (SPm) 的周向的另一端部抵接的抵接部 (14d、14da、14db、143d)。

[0235] 而且, 上述第一中间元件 (12、12V、12W、12X、12Y、12Z) 的惯性力矩 (J_{21}) 也可以大于上述第二中间元件 (14、14V、14W、14X、14Y、14Z) 的惯性力矩 (J_{22})。由此, 能够减小第一中间元件的固有振动频率, 能够使反共振点附近的振动等级进一步降低。

[0236] 另外, 上述第一中间元件 (12、12V、12W、12X、12Y、12Z) 也可以与流体传动装置的涡轮 (5) 连结为一体旋转。由此, 进一步增大第一中间元件的实际惯性力矩 (惯性力矩的总值), 因此能够进一步减小第一中间元件的固有振动频率。

[0237] 而且, 也可以借助锁止离合器 (8) 向上述输入元件 (11、11V、11W、11X、11Y、11Z) 传递来自上述发动机 (EG) 的扭矩, 上述锁止离合器 (8) 的锁止转速 (N_{1up}) 也可以高于与借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体 (SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4、SPm) 从上述输入元件 (11、11V、11W、11X、11Y、11Z) 向上述输出元件 (16、16V、16W、16X、16Y、16Z) 传递扭矩时的上述第一中间元件 (12、12V、12W、12X、12Y、12Z) 的固有振动频率 (f_{21}) 对应的转速, 低于与借助全部上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体 (SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4、SPm) 从上述输入元件 (11、11V、11W、11X、11Y、11Z) 向上述输出元件 (16、16V、16W、16X、16Y、16Z) 传递扭矩时的上述第二中间元件 (14、14V、14W、14X、14Y、14Z) 的固有振动频率 (f_{22}) 对应的转速。这样, 与第一中间元件的固有振动频率对应的转速被包含于锁止离合器的非锁止区域, 从而从锁止离合器锁止被执行时刻开始, 从第二弹性体传递至输出元件的振动以及从第四弹性体传递至输出元件的振动的一者能够抵消另一者的至少一部分。

[0238] 另外, 直至向上述输入元件 (11、11V、11W、11X、11Y、11Z) 传递的扭矩 (T) 成为预先决定阈值 (T1) 以上为止, 允许上述第一弹性体、上述第二弹性体、上述第三弹性体、上述第四弹性体以及上述第五弹性体 (SP11、SP1、SP12、SP2、SP21、SP3、SP22、SP4、SPm) 挠曲。由此, 能够较好地提高向输入元件传递的扭矩比较小、该输入元件的转速低时的减振装置的振动衰减性能。

[0239] 而且, 上述输出元件 (16、16V、16W、16X、16Y、16Z) 也可以功能性地 (直接或间接地) 与变速器 (TM) 的输入轴 (IS) 连结, 上述输入元件 (11、11V、11W、11X、11Y、11Z) 也可以功能性地 (直接或间接地) 与内燃机 (EG) 的输出轴连结。

[0240] 而且, 本发明不限于任一上述实施方式, 在本发明的扩展范围内可以进行各种改变。而且, 上述实施方式只是发明内容一栏记载的发明的一种具体方式, 不是限定发明内容一栏记载的发明的元件。

[0241] 工业上利用的可能性

[0242] 本发明能够用于减振装置的制造领域等。

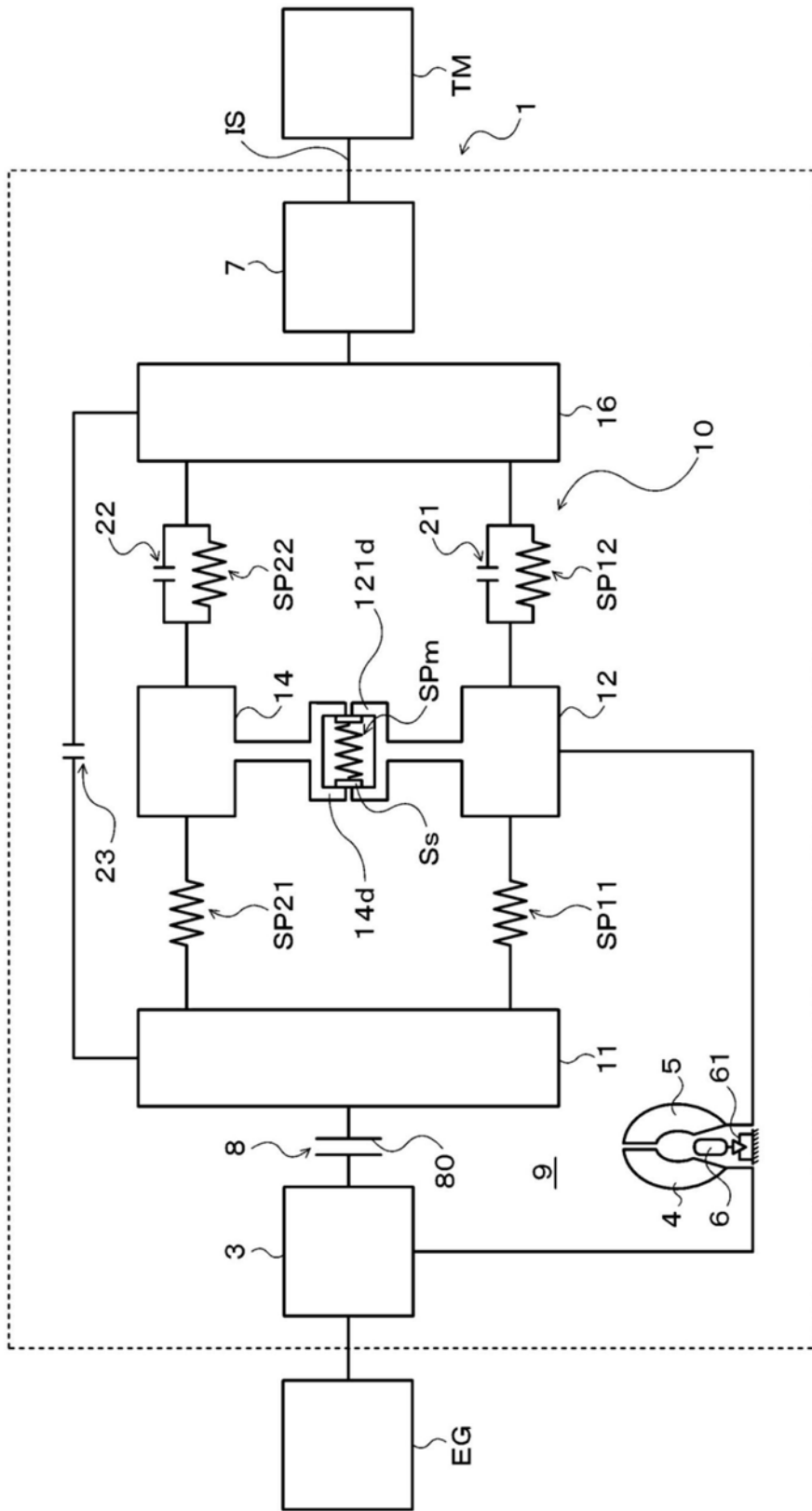


图1

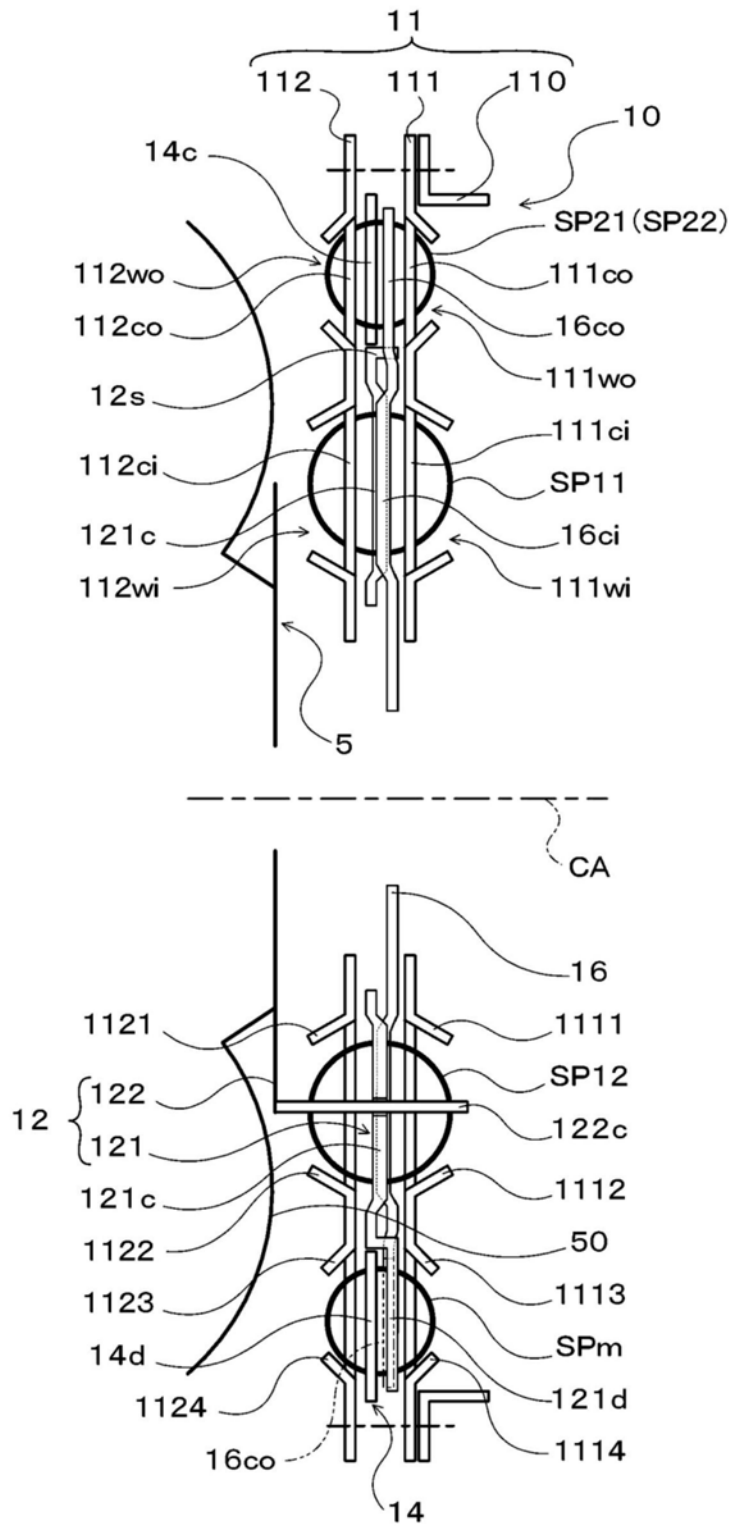


图2

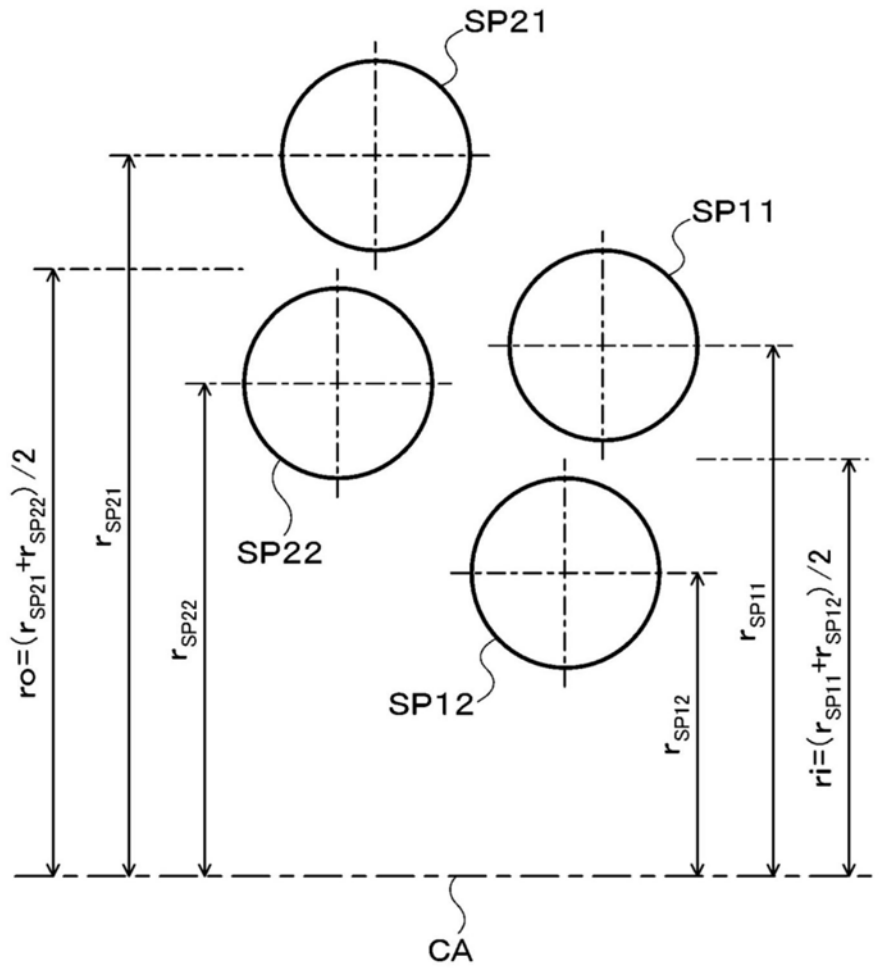


图3

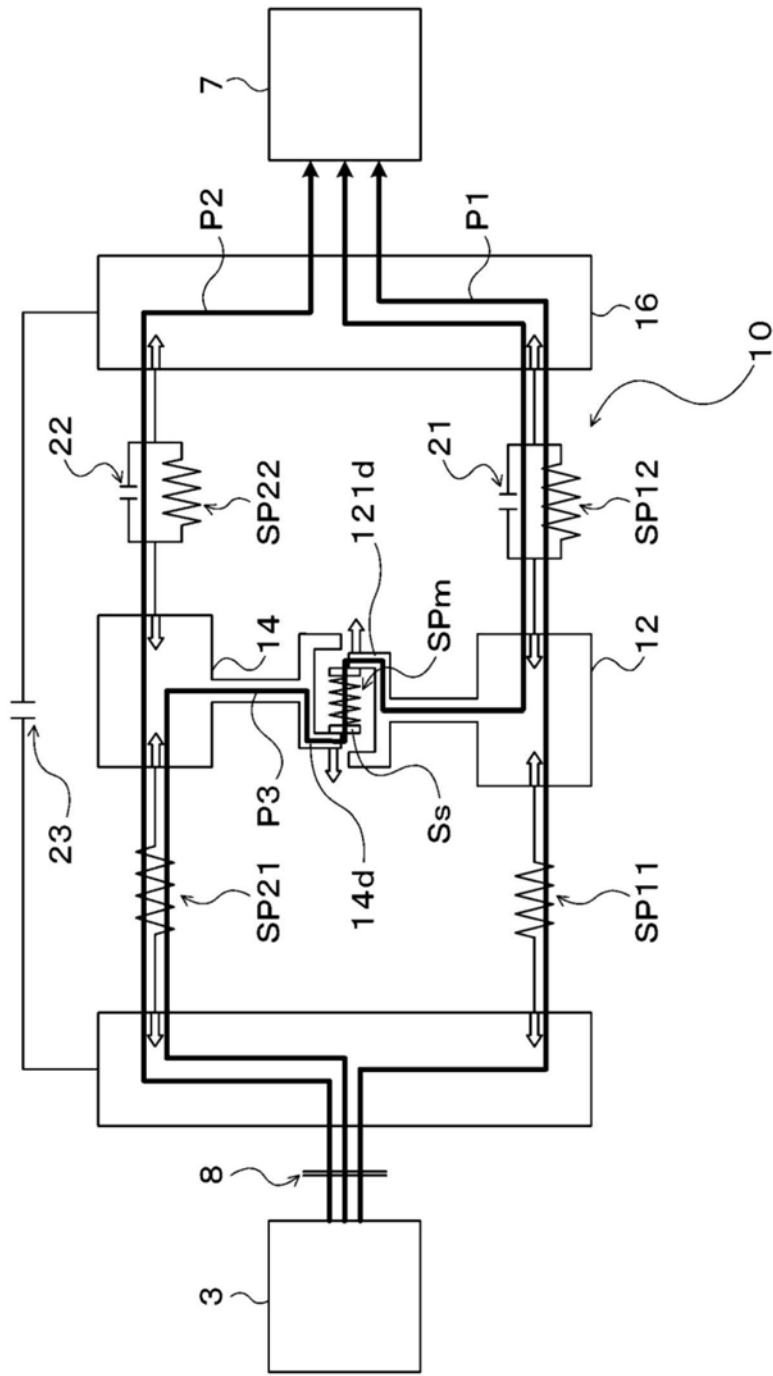


图4

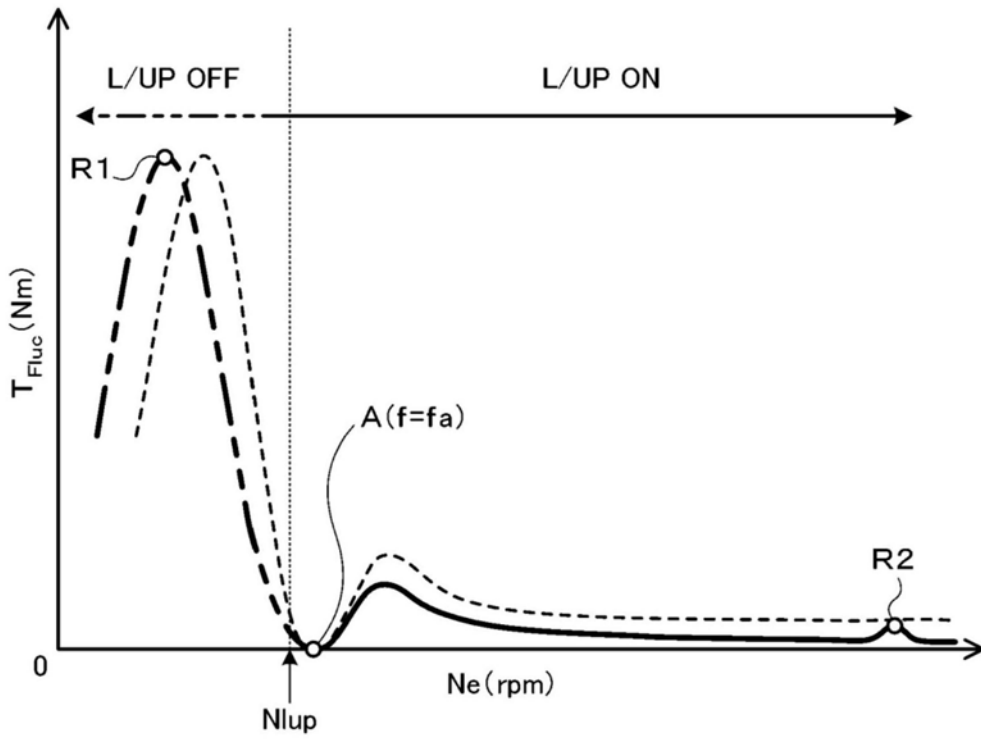


图5

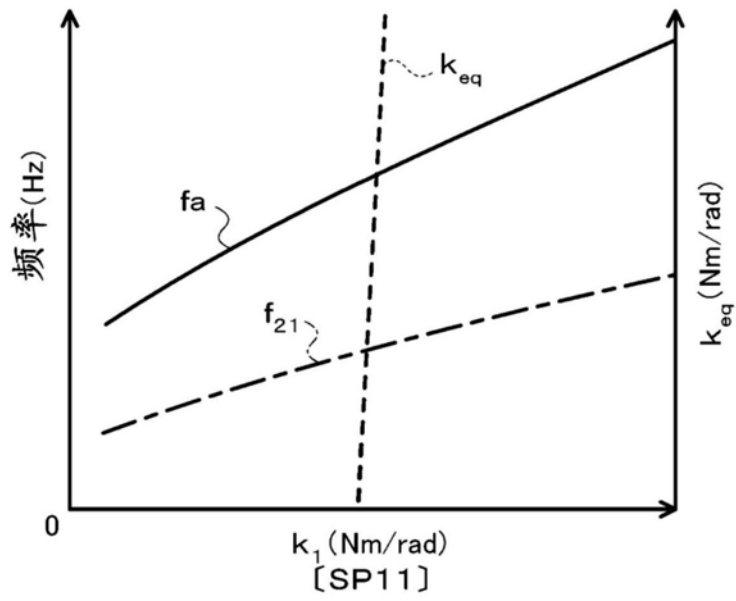


图6

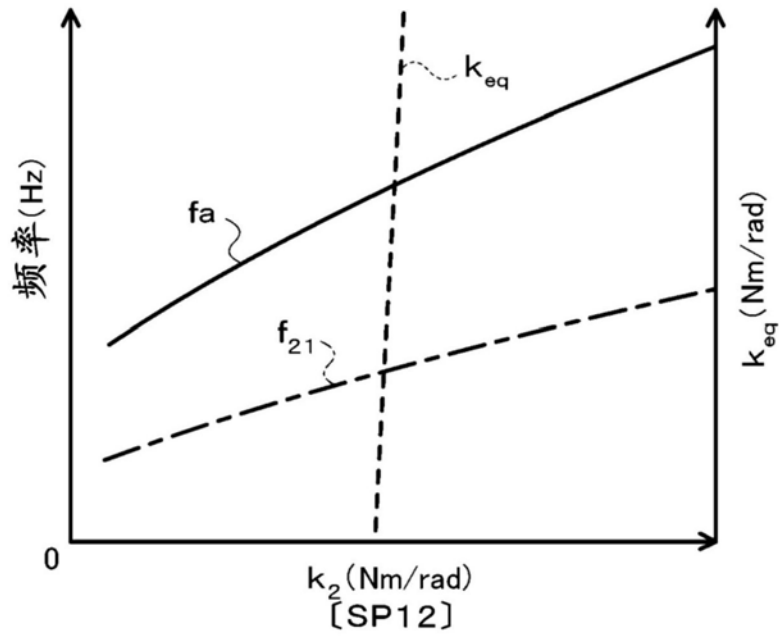


图7

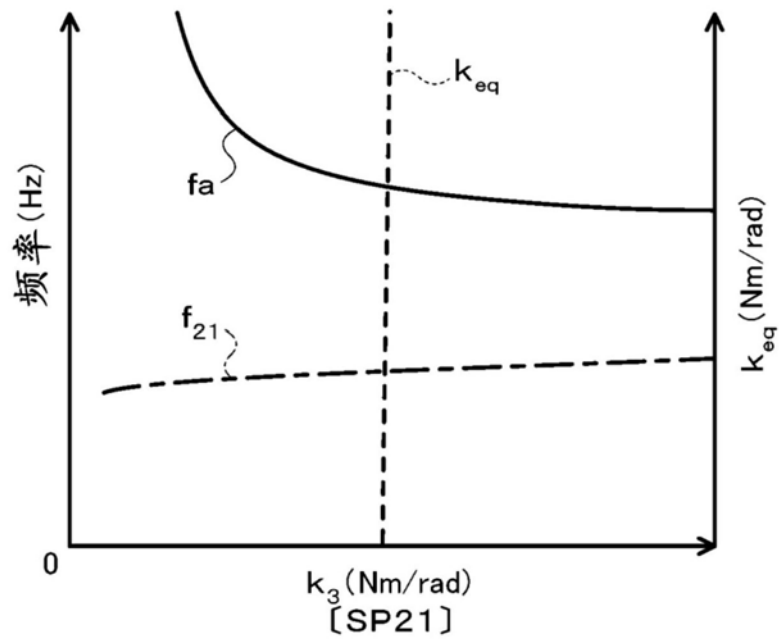


图8

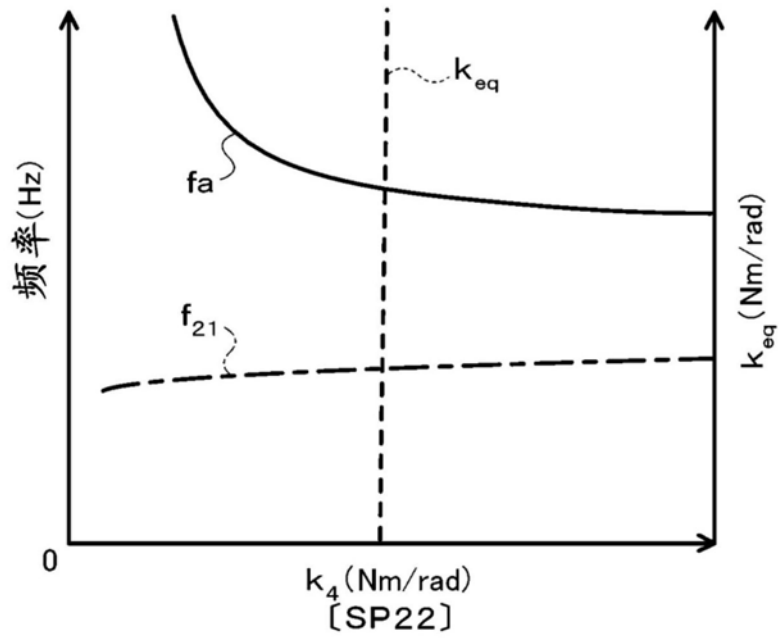


图9

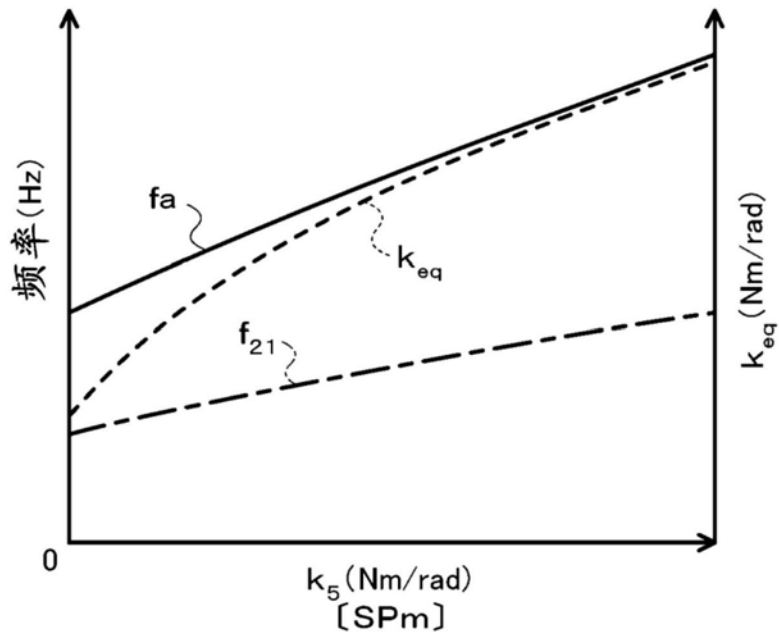


图10

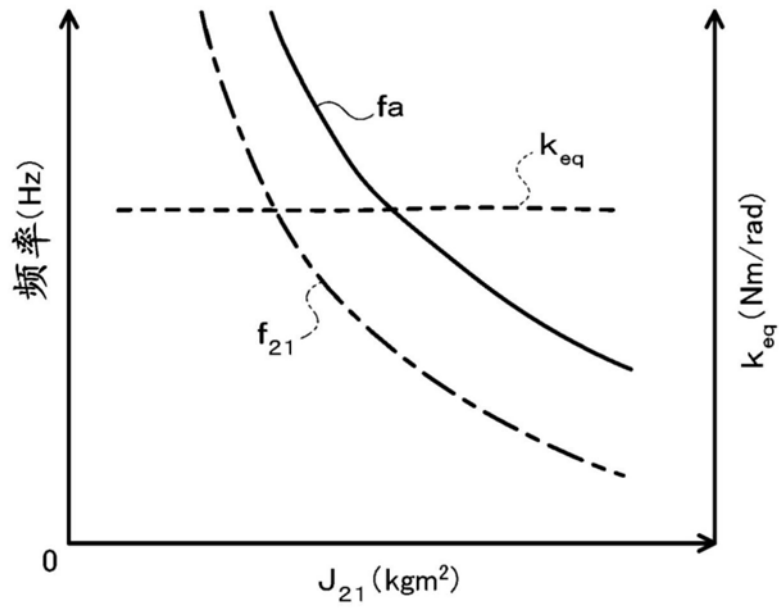


图11

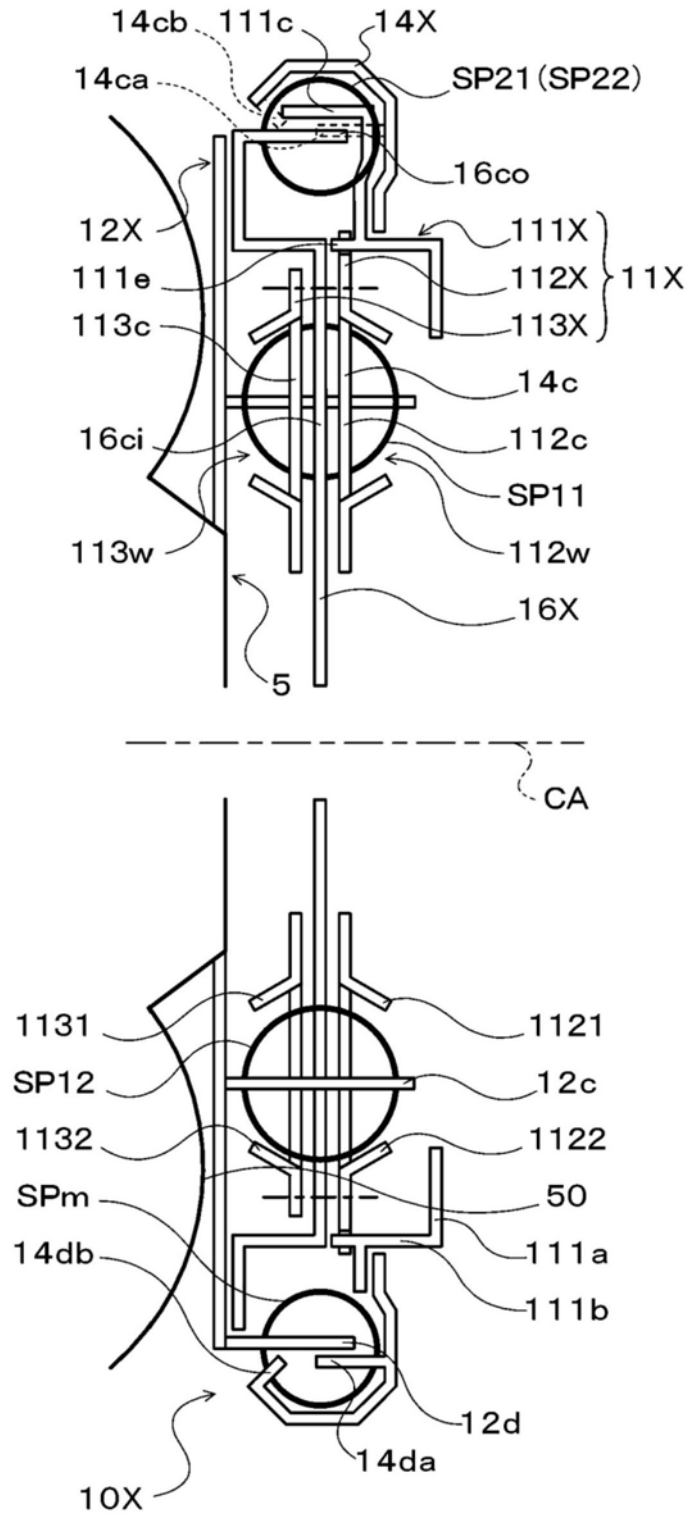


图12

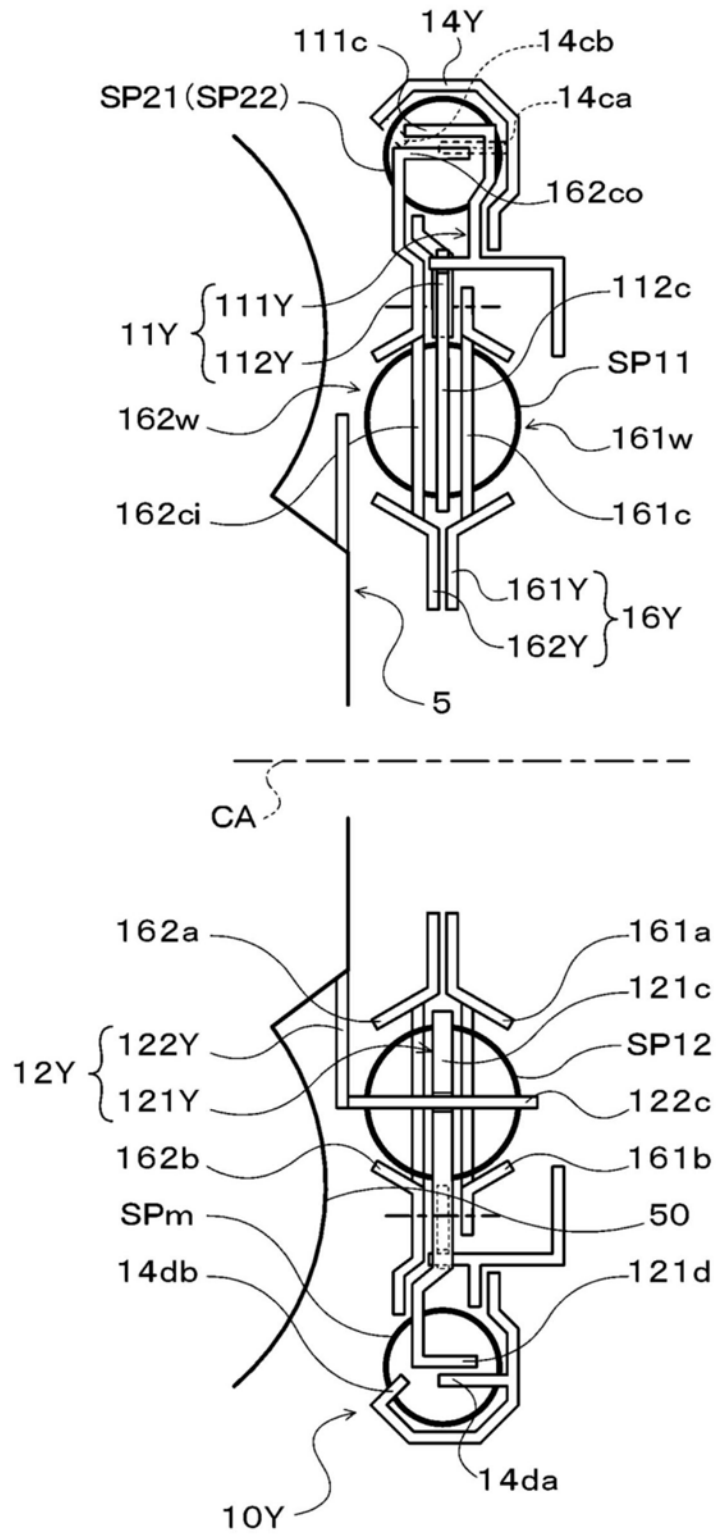


图13

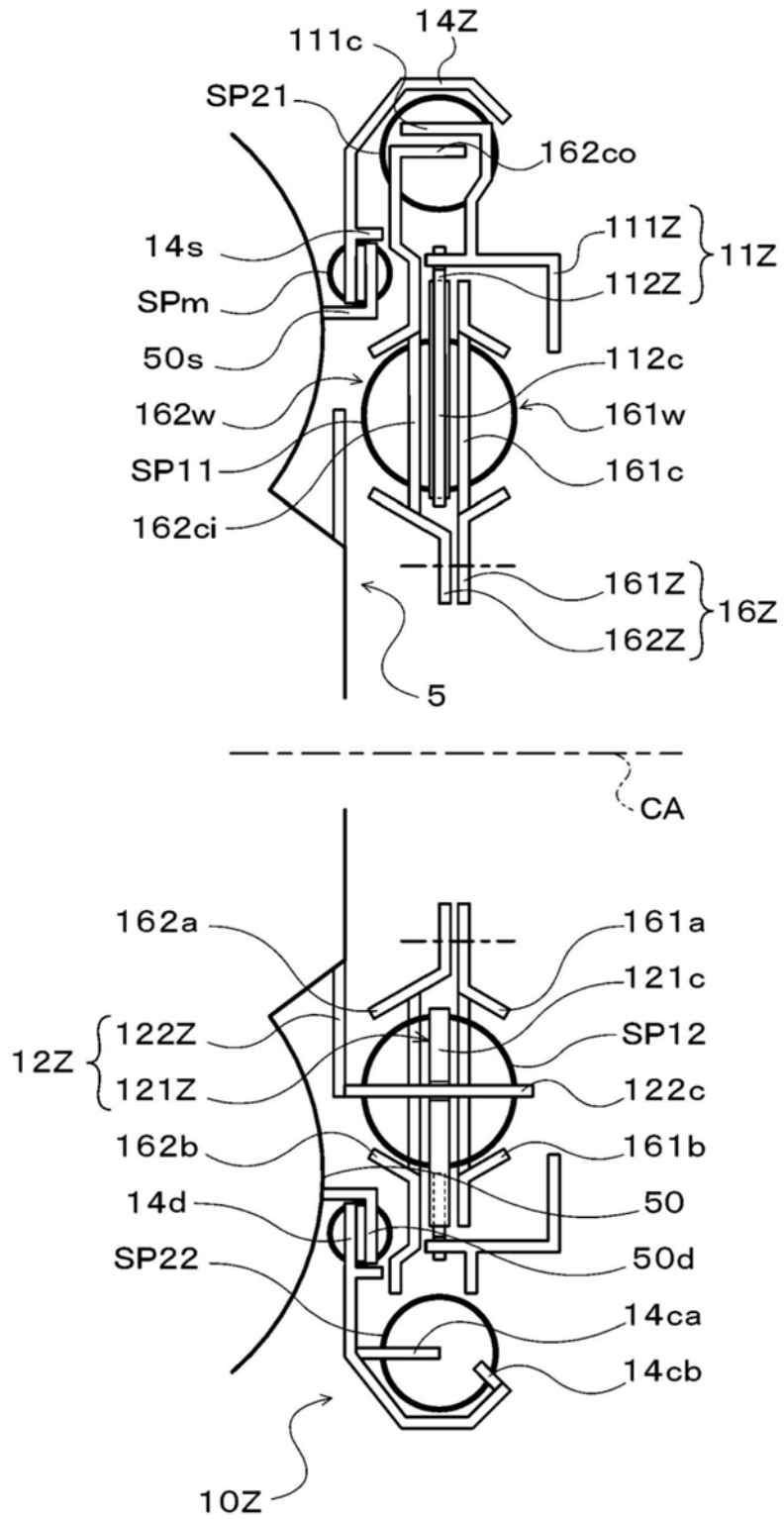


图14

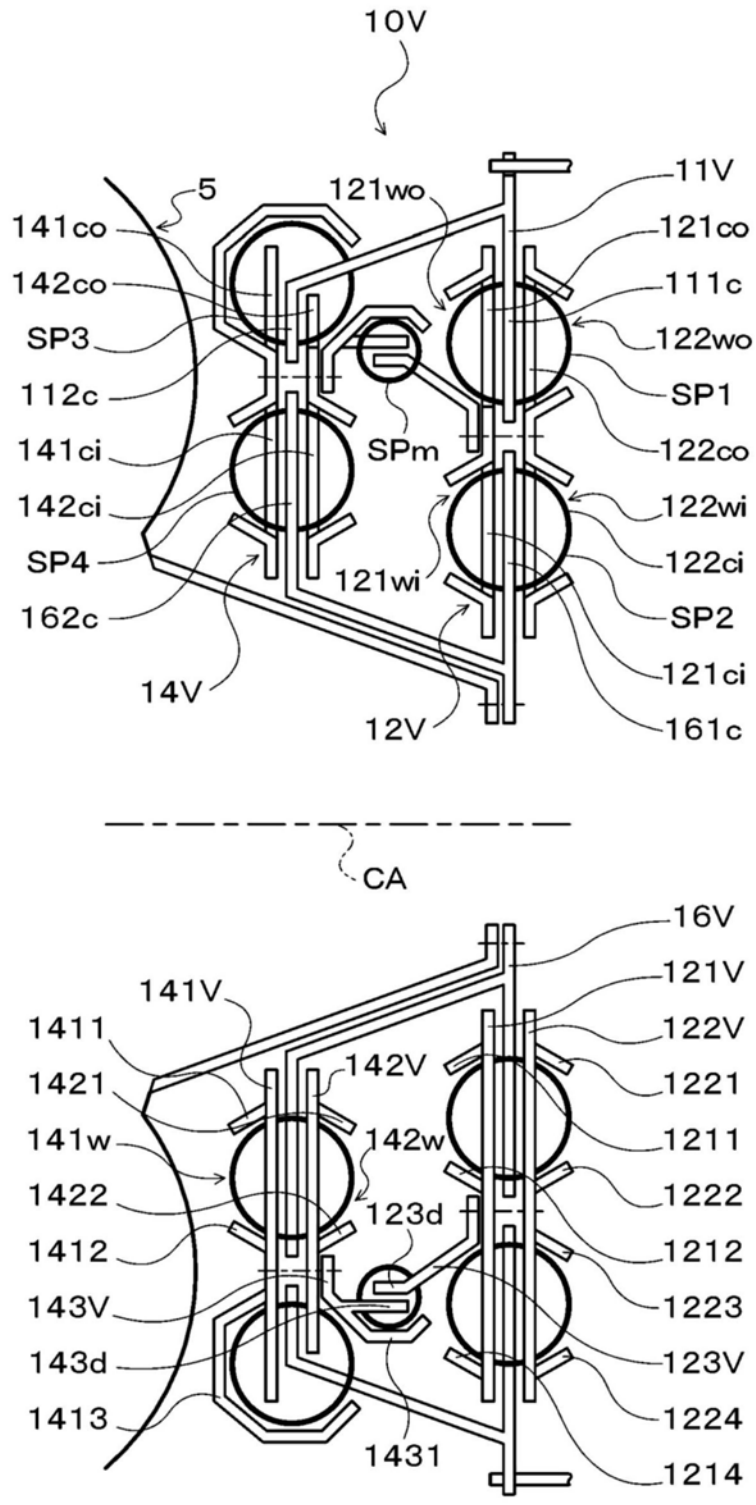


图15

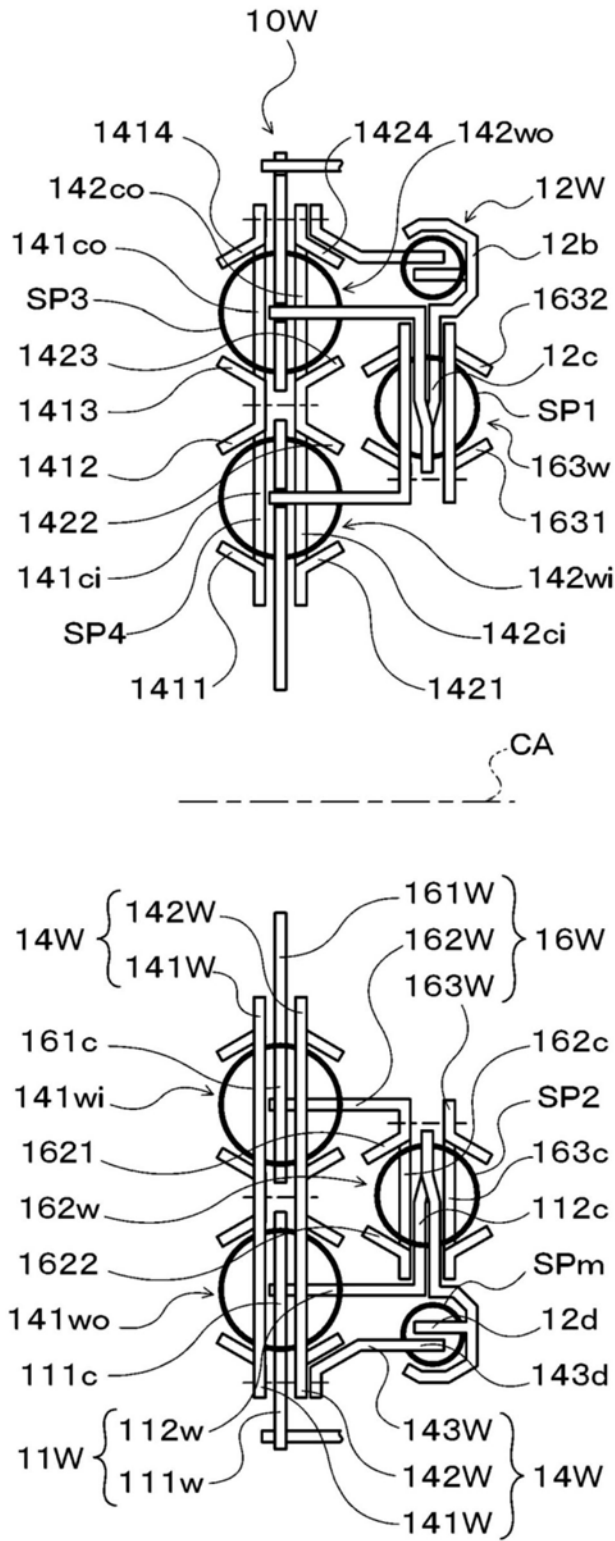


图16