

風車風輪偏側調速法中可變 剛度調速彈簧組的設計

趙雪華

(中国科学院力学研究所)

前 言

風車調速機構的作用，是使風車在風速經常發生變化的條件下運行時，仍有穩定的轉速和輸出功率。常用的幾種調速機構⁽¹⁾⁽²⁾中以使風輪偏側的調速機構為最簡單，它的制作很容易，特別適合於當前在我國廣大農村推行的簡易風車上應用，這種機構的工作原理如圖1所示。在不同的風速下，風輪應與風向成不同的偏角，以保持其轉速與功率的穩定，此時風車調速彈簧 K 的恢復力 P_K 對風車機頭迴轉中心的力矩(以下簡稱彈簧力矩)，同使風輪偏側的風力與垂直傳動軸的反作用力矩的和 ΣM 保持着平衡。由此可見，調速彈簧對調速效能的好壞起着決定性的作用。

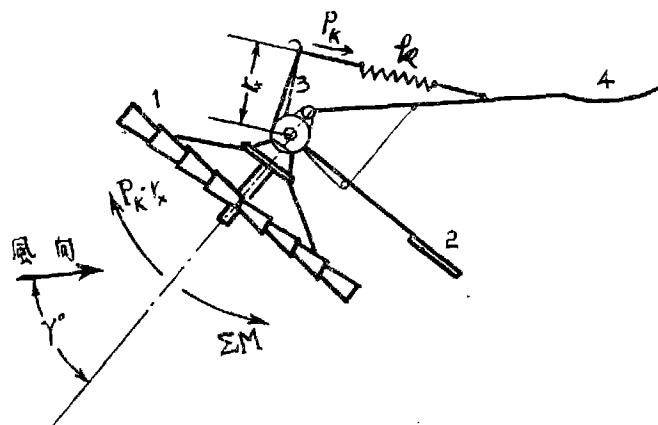


圖1 風輪偏側調速示意圖

K ——調速彈簧 1. 風輪 2. 風鏟 3. 彈簧力作用力臂 4. 尾舵

由著作[2]中所給出的公式與圖表，可以計算出在不同風速下為了保持風車轉速和輸出功率的穩定所要求的風輪對風向的偏側角 γ ，也可以計算出在這些風速與偏側角下的 ΣM 之值(以下簡稱風輪偏側力矩)。 ΣM 隨 γ 角的变化情況如圖2中的曲線 B ，在風速 V 不大時， ΣM

增加得很慢；風速 V 大時， ΣM 即隨 V 而急劇地增加。如果照現有的一些著作中指出的，以单个彈簧作為風車調速彈簧，如圖 1 所示，那麼彈簧恢復力的變化只包含一個可調節的參數——彈簧的剛度，而彈簧的恢復力與拉伸量呈直線變化，不能滿足所要求的變化規律。因此只好首先照顧到在許可運行的最大風速下的風車工作情況來設計彈簧，一般工作情況下的彈

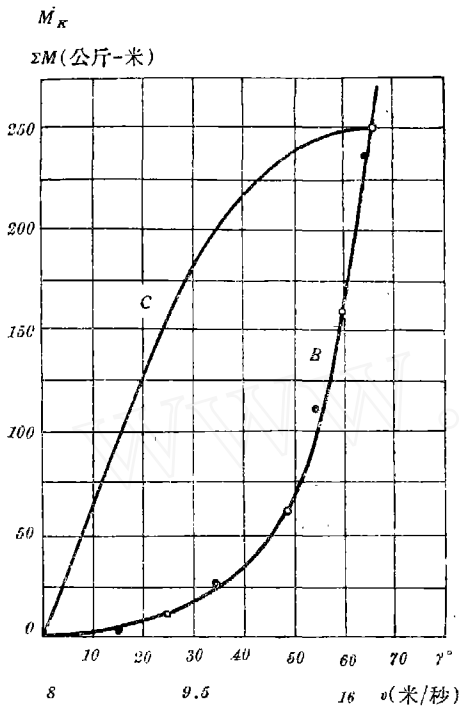


圖 2 彈簧力矩和風輪偏側力矩變化曲線

● 曲線 B——符合調速要求的風輪偏側力矩；
 曲線 C——单个彈簧產生的彈簧力矩；
 圓點 ●——可變剛度彈簧組產生的彈簧力矩。

簧力矩並不符合調速要求，其變化情況如圖 2 中曲線 C 所示。可見用单个彈簧作為調速彈簧不能保證風車有較穩定的轉速和輸出功率。

有的著作^[2]中提出把彈簧力的作用力臂制成凸輪狀，讓風輪在不同的偏側角 γ 之下，彈簧恢復力作用綫到風車機頭迴轉中心有合適的距離 r_x (此符號含義參閱圖 1)，使得彈簧力矩 $M_k = P_k \cdot r_x$ 能平衡風輪偏側力矩，即平衡條件

$$\Sigma M = P_k \cdot r_x \quad (A)$$

得到滿足，因而可以得出較為理想的結果，但凸輪很大，製造也比較麻煩，只能適用於很小的風車。

本文提出以數個具有不同剛度的彈簧串聯起來的彈簧組作為風車調速彈簧，其中幾個彈簧還給定了極限拉伸量。彈簧力的作用力臂仍用固定的杆件，於是對應不同的風輪偏側方位，彈簧組可以有不同的剛度，因此能大體上適應平衡條件 (A)，從而使風車有較穩定的轉速和輸出功率。

文中推導了調速彈簧組中每個彈簧的剛度與拉伸量等的計算公式，只要用機械零件^[3]中提供的方法即可具體確定彈簧組中每個彈簧的規格。

一、計算公式的導出

為敘述方便起見，作如下假定：

- 1) 彈簧組包含三個彈簧，用小寫字母 k_1 、 k_2 及 k_3 命名；
- 2) 在風輪正面迎風，而風速達開始調速的下臨界速度時，風輪偏側力矩為零⁽¹⁾；
- 3) 只考慮三個風輪偏側角下彈簧的工作狀態作為計算點，其中有一個狀態對應於風車許可運行的最大風速，其他兩狀態對應於圖 2 中曲線 B 轉折較大之處，即風輪偏側力矩變異最大之處；

4) 假定初始狀態各個彈簧都可自由拉伸，在第 I 狀態，彈簧 k_1 恰好達到極限拉伸，在第 II 狀態，彈簧 k_1 已達到極限拉伸而彈簧 k_2 恰好達到極限拉伸，在第 III 狀態，彈簧 k_1 和 k_2 均已達到極限拉伸。

(1) 此時風力與反作用力(如果有垂直軸的話)對風車機頭迴轉中心的合力矩和正好為彈簧的初應力所抵消。

规定符号取法为(参阅图3):

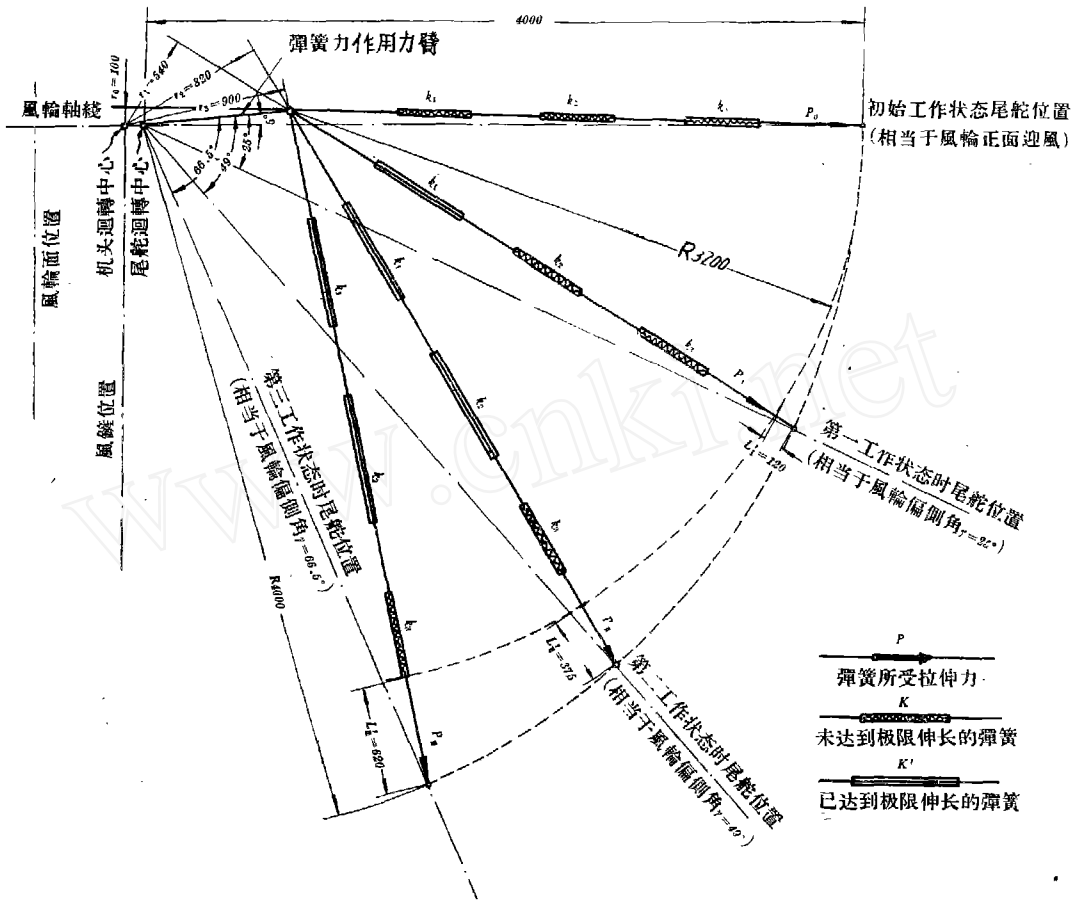


图3 風輪与尾舵呈不同的相对位置时彈簧組合的拉伸变形图
(假想風輪固定, 尾舵是迴轉的)

P_0, P_I, P_{II} 及 P_{III} 依次表示在初始状态及第 I、II、III 状态彈簧組承受的拉伸力;
 L_0, L_I, L_{II} 及 L_{III} 依次表示相应的彈簧組总拉伸量;
 L'_I, L'_{II} 及 L'_{III} 依次表示在第 I、II 及 III 状态时的彈簧組与初始状态相比較的伸长量;
 l_1^* 及 l_2^* 依次表示彈簧 k_1 及 k_2 的极限拉伸量;
 K_1, K_2 及 K_3 依次表示彈簧 k_1, k_2 及 k_3 的剛度;
 l_{ij} 表示单个彈簧 k_i 在第 j 状态时的拉伸量($i=1, 2, 3; j=1, 2, 3$)。
 列出变形方程組如下:

$$\frac{L_0}{P_0} = \frac{L'_I + L_0}{P_I} \tag{1-1}$$

$$l_1^* + l_{2I} + l_{3I} = L_0 + L'_I (=L_I) \tag{1-2}$$

$$l_1^* + l_2^* + l_{32} = L_0 + L'_{II} (=L_{II}) \tag{1-3}$$

$$l_1^* + l_2^* + l_{33} = L_0 + L'_{III} (=L_{III}) \tag{1-4}$$

$$K_1 l_1^* = P_I \quad (1-5)$$

$$K_2 l_{21} = P_I \quad (1-6)$$

$$K_3 l_{31} = P_I \quad (1-7)$$

$$K_2 l_2^* = P_{II} \quad (1-8)$$

$$K_3 l_{32} = P_{II} \quad (1-9)$$

$$K_3 l_{33} = P_{III} \quad (1-10)$$

$$K_1 = \mu K_2 \quad (1-11)$$

$$K_2 = \nu K_3 \quad (1-12)$$

上列方程組中 P_0 、 P_I 、 P_{II} 、 P_{III} 、 L'_I 、 L'_{II} 及 L'_{III} 為已知量，而 L_0 、 L_I 、 L_{II} 、 L_{III} 、 K_1 、 K_2 、 K_3 、 l_1^* 、 l_2^* 、 l_{21} 、 l_{31} 、 l_{32} 及 l_{33} 為未知量， μ 和 ν 為彈簧組中剛度分配比數，亦屬未知量。

以下求解設計彈簧組所需的未知量，首先由(1-1)式解出初拉伸量

$$L_0 = \frac{L'_I P_0}{P_I - P_0} \quad (1-13)$$

由(1-2)(1-5)(1-6)(1-7)(1-11)(1-12)及(1-13)諸式推得

$$K_1 = \frac{P_I - P_0}{L'_I} (1 + \mu + \mu\nu) \quad (1-14)$$

由(1-11)及(1-12)

$$K_2 = \frac{P_I - P_0}{L'_I} \frac{1}{\mu} (1 + \mu + \mu\nu) \quad (1-15)$$

$$K_3 = \frac{P_I - P_0}{L'_I} \frac{1}{\mu\nu} (1 + \mu + \mu\nu) \quad (1-16)$$

由(1-3)及(1-8)

$$\frac{P_{II}}{K_2} = L_0 + L'_{II} - l_1^* - l_{32}$$

$$\frac{\mu P_{II}}{K_1} = \frac{L'_I P_0}{P_I - P_0} + L'_{II} - \frac{P_I}{K_1} - \frac{\mu\nu P_{II}}{K_1}$$

化簡后得

$$\mu(1 + \nu) = \frac{(L'_{II} - L'_I)(P_I - P_0)}{(P_{II} - P_0)L'_I - (P_I - P_0)L'_{II}} \quad (1-17)$$

由(1-3)及(1-4)

$$l_{33} - l_{32} = L'_{III} - L'_{II}$$

$$\frac{P_{III}}{K_3} - \frac{P_{II}}{K_3} = L'_{III} - L'_{II}$$

再以(1-16)式代入，消去 K_3 ，化簡后得

$$\frac{1 + \mu + \mu\nu}{\mu\nu} = \frac{L'_I(P_{III} - P_{II})}{(L'_{III} - L'_{II})(P_I - P_0)} \quad (1-18)$$

从(1-17)及(1-18)式解得

$$\mu = \frac{P_I - P_0}{P_{III} - P_{II}} \cdot \frac{(L'_{III} - L'_I)(P_{III} - P_{II}) - (L'_{III} - L'_{II})(P_{II} - P_I)}{(P_{II} - P_0)L'_I - (P_I - P_0)L'_{II}} \quad (1-19)$$

$$\nu = \frac{(L'_{III} - L'_{II})(P_{II} - P_I)}{(L'_{II} - L'_I)(P_{III} - P_{II}) - (L'_{III} - L'_{II})(P_{II} - P_I)} \quad (1-20)$$

将(1-19)、(1-20)代入(1-14)、(1-15)及(1-16)諸式得

$$K_1 = \frac{(P_I - P_0)(P_{II} - P_I)}{(P_{II} - P_0)L'_I - (P_I - P_0)L'_{II}} \quad (1-21)$$

$$K_2 = \frac{(P_{III} - P_{II})(P_{II} - P_I)}{(L'_{II} - L'_I)(P_{III} - P_{II}) - (L'_{III} - L'_{II})(P_{II} - P_I)} \quad (1-22)$$

$$K_3 = \frac{P_{III} - P_{II}}{L'_{III} - L'_{II}} \quad (1-23)$$

由(1-5)及(1-18)得

$$l_1^* = \frac{P_I}{K_1} = \frac{P_I[(P_{II} - P_0)L'_I - (P_I - P_0)L'_{II}]}{(P_I - P_0)(P_{II} - P_I)} \quad (1-24)$$

$$l_2^* = \frac{P_{II}}{K_2} = \frac{P_{II}(L'_{II} - L'_I)}{P_{III} - P_I} - \frac{P_{II}(L'_{III} - L'_{II})}{P_{III} - P_{II}} \quad (1-25)$$

应用上面这些公式就能算出設計每个彈簧所必須的数据, 具体說来是:

彈簧 k_1 :

最大拉伸力 $(P_{\max})_{k_1} = P_I$

剛 度 K_1

极限拉伸量 l_1^*

彈簧 k_2 :

最大拉伸力 $(P_{\max})_{k_2} = P_{II}$

剛 度 K_2

极限拉伸量 l_2^*

彈簧 k_3 :

最大拉伸力 取与風輪作各种偏側时的偏側力矩相对应的彈簧組所承受的拉伸力中

最大值 $[P]_{\max} = (P_{\max})_{k_3}$

剛 度 K_3

二、計 算 举 例

(一)計算風輪偏側力矩 为节省本文篇幅起見,略去这项具体計算。作者引用苏联 TB-8 型(風輪直徑为 8 米)風車的技术数据^[2],抄录于表 1 中。

表 1

風 速 V 米/秒	8	9	12	16	20
風 輪 偏 側 角 γ°	0	25	49	60	66.5
風 輪 偏 側 力 矩 ΣM 公斤·米	0	10	59.8	157	249

(二)作出風輪在各种偏側角下調速彈簧的拉伸变形图(如图 3), 步驟是选定彈簧力作用臂的位置和长度,并确定在尾舵上安装調速彈簧的位置,由尾舵与風輪相对运动的軌迹即可定

出对应于風輪有不同偏側角時調速彈簧組与初始位置($\gamma=0^\circ$)的初拉伸相比較的拉伸量 L' ，以及彈簧力作用綫到風車机头迴轉中心的距离 r_x 。这些值均从图 3 上度量得到，載于表 2 中，再結合表 1 就可确定調速彈簧應承受的拉伸力⁽¹⁾。

表 2

工作状态序号	初 始	I	II	III
風 輪 偏 側 角 γ°	0	25	49	66.5
彈 簧 承 受 拉 伸 力 $P_k = \frac{\sum M}{r_x}$ (公斤)	0	18.5 (P_I)	73.6 (P_{II})	277 (P_{III})
拉 伸 力 到 迴 轉 中 心 距 离 r_x (米)	0.1	0.54	0.82	0.90
彈 簧 总 伸 长 量 $L=L'$ (米)	0	0.12 (L_I)	0.375 (L_{II})	0.62 (L_{III})

$$P_k = \frac{\sum M}{r_x} \quad (2-1)$$

按上式算出的 P_I 、 P_{II} 及 P_{III} 亦列于表 2 中，在本例中取 $P_0=0$ ，而 $L_0=0$ ，故有 $L'_I=L_I$ ， $L'_{II}=L_{II}$ 及 $L'_{III}=L_{III}$ 。

(三) 确定彈簧承受的最大拉伸力、剛度及极限拉伸量

$$(P_{\max})_{k_1} = 18.5 \text{ 公斤}$$

$$(P_{\max})_{k_2} = 73.6 \text{ 公斤}$$

$$(P_{\max})_{k_3} = P_{III} = 277 \text{ 公斤}$$

$$K_1 = \frac{18.5(73.6 - 18.5)}{73.6 \times 0.12 - 18.5 \times 0.375} = 539 \text{ 公斤/米}$$

$$K_2 = \frac{(277 - 73.6)(73.6 - 18.5)}{(0.375 - 0.12)(277 - 73.6) - (0.62 - 0.375)(73.6 - 18.5)} = 302 \text{ 公斤/米}$$

$$K_3 = \frac{277 - 73.6}{0.62 - 0.375} = 830 \text{ 公斤/米}$$

$$l_1^* = \frac{P_I}{K_1} = \frac{18.5}{539} = 0.035 \text{ 米}$$

$$l_2^* = \frac{P_{II}}{K_2} = \frac{73.6}{302} = 0.244 \text{ 米}$$

$$L_0 = 0。$$

(四) 按机械零件⁽³⁾书中提供的方法具体确定彈簧組中各个彈簧的規格 (本文从略)。

三、在非計算点彈簧組产生的彈簧力和風輪偏側力矩之間偏离情形校驗

由于各个計算状态彈簧剛度不同，因此在非計算状态的彈簧恢复力沒有統一的計算公式，分別說來，从初始工作状态($\gamma=0$ ，仍見图 3)到第 I 工作状态，因三个彈簧均可自由伸长，

(1) P_k 最好还是从实测取得，因为若計算資料不完备的話，不易算精確。

对应的弹簧恢复力计算公式是:

$$P_I = \frac{L' + L_0}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$$

其中 L' 为该非计算状态时, 弹簧组较初始状态伸长的量; 当处在第 I 工作状态到第 II 工作状态之间时, 只有弹簧 k_2 和 k_3 可以自由伸长, 对应公式是:

$$P_{II} = \frac{L' + L_0 - l_1^*}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$$

对于第 II 工作状态到第 III 工作状态只有弹簧 k_3 还可以自由拉伸, 相应公式是:

$$P_{III} = \frac{L' + L_0 - l_1^* - l_2^*}{\frac{1}{K_3}}$$

于是弹簧组恢复力矩计算公式则依次为

$$M_k' = \gamma \times P_I$$

$$M_k' = \gamma \times P_{II}$$

$$M_k' = \gamma \times P_{III}$$

对上段的算例, 取 $\gamma = 15^\circ, 35^\circ, 54^\circ$ 及 64.5° 作为中间状态, 在图 3 上量出 L', γ , 再按本段及上段公式算出在非计算点上弹簧组产生的恢复力矩 M_k' , 这些计算结果列于表 3, 将此计算结果在图 2 中以实心圆点标出, 由图可见, 在非计算点弹簧组产生的弹簧力矩 M_k' 和实现调速要求时须平衡的风轮偏侧力矩值〔(图 2)中曲线 B〕十分接近。

表 3

风轮偏侧角 γ°	15	35	54	64.5
弹簧伸长量 $L = L'$ (米)	0.05	0.22	0.44	0.60
拉伸力作用线到迴轉中心距离 r (米)	0.39	0.68	0.85	0.90
弹簧恢复力 P_k' (公斤)	8.1	41.0	133.6	266.1
弹簧恢复力矩 M_k' (公斤·米)	3.2	28.0	113.6	239.2
恢复力计算公式*	$\frac{L'}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$	$\frac{L' - l_1'}{\frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$	$\frac{L' - l_1^* - l_2^*}{\frac{1}{K_3}}$	$\frac{L' - l_1^* - l_2^*}{\frac{1}{K_3}}$

* 本算例中取 $L_0 = 0$

结 语

从前述算例及作出的比较表明, 按本文提出的方法所设计的弹簧组不但在计算点上能精确满足实现调速所要求的弹簧力矩, 而且在非计算点上也具有与实现调速所要求的弹簧力矩相接近的数值, 足已表明该方法的合理性。

此外, 作者曾参加试制过一台小型双叶片风车, 带动一只直流发电机工作, 采用了风轮

偏側調速機構，調速彈簧是由兩種不同剛度的市售成品彈簧組合起來的可變剛度彈簧組，調速效果尚佳，電機輸出功率隨風速變化曲線如圖 4 所示，風速超過 8 米/秒時，輸出功率確有大致穩定的數值。

所以按本文提出的方法設計風車的調速彈簧，可以改善使風輪偏側的調速機構的功効，裝置了這樣的調速機構以後，不僅使風車工作起來更為可靠，還能擴大用它帶動的工作機種類，為此提供風車設計者、製造者和使用者採納。

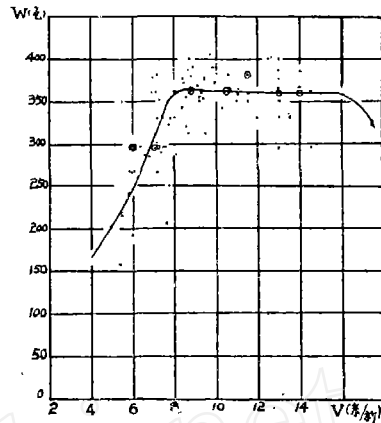


圖 4 用風車帶動的直流發電機隨風速變化的輸出功率特性曲線

◎表示數值相重的測點

參 考 文 獻

- (1) Фатеев Е. М., Ветро двигатели и ветроустановки, Сельхозгиз, 1957.
- (2) Фатеев Е. М., Ветро двигатели и их применение в сельском хозяйстве, Машгиз, 1957.
- (3) 阿切爾康主編，“機械零件”，機械工業出版社，1957。

**КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛА РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПРУЖИН
С ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ КАК МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ
ПОМОЩИ ОТКЛОНЕНИЯ ВЕТРОКОЛЕСА ВЕТРОДВИГАТЕЛЯ**

Чжао Сюй-хуа

(Институт механики АН КНР)

(РЕЗЮМЕ)

В механизме регулирования отклонение ветроколеса поддерживается восстановительной силой регулировочной пружины.

Однако жесткость пружины имеет свой предел и закон изменения ее восстановительной силы не всегда может соответствовать требованиям для осуществления регулирования. В данной статье предлагается применение последовательного сцепления нескольких пружин с разными жесткостями для регулирования ветродвигателя. Причем некоторые из них устанавливаются предельной возможностью их удлинения.

Таким образом в соответствии с разным положением отклонения ветроколеса пружины обладают разными жесткостями, необходимыми для осуществления регулирования при разных скоростях ветра и двигатель может работать относительно устойчиво в смысле числа оборотов и мощности.

В статье даны формулы для расчета конструктивных параметров названного узла.