

履帶行駛裝置原理

A. C. 安東諾夫 著



國防工業出版社

履帶行駛裝置原理

A.C. 安東諾夫 著
魏 宸 官 譯

1



國防工業出版社

內 容 簡 介

本書系統地闡述了履帶式車輛直綫運動的理論問題，並對履帶行駛裝置的運動學、動力學和內外阻力，以及它在松軟地面上的通過性作了探討。

本書可供拖拉機廠的設計工程師，高等汽車拖拉機學校的教員和學生閱讀，並可作為研究履帶式車輛理論的參考書。

А.С. Антонов
ТЕОРИЯ ГУСЕНИЧНОГО
ДВИЖИТЕЛЯ

Государственное научно-техническое издательство
машиностроительной литературы
Москва 1949

本書系根據蘇聯機械工業出版社
一九四九年俄文版譯出

履帶行駛裝置原理

〔蘇〕安東諾夫 著

魏 震 官 譯

*

國防·重工業出版社 出版

北京市書刊出版業營業許可證出字第 071 號
北京新中印刷廠印刷 新華書店發行

*

850×1163 1/32 • 61/8 印張 • 159,600 字

一九五七年九月第一版

一九五七年九月北京第一次印刷

印數：1—760 冊 定價：(10) 1.10 元

序 言

履帶行駛裝置是十九世紀三十年代由基米特里·查格良斯基（Дмитрий Загряжский）發明的，在最近几十年来，它在工程上獲得了日益廣泛的應用。目前，農業及運輸拖拉機、運輸機、筑路機械及履帶摩托車等，都應用了履帶行駛裝置。履帶行駛裝置比輪式行駛裝置是較為萬能的行駛工具。履帶行駛裝置能够在輪式行駛裝置所不能使用的無路，深雪及沼澤地帶行駛。

尽管履帶行駛裝置已經廣泛應用，但它到目前為止仍然是極不完善的。在道路上行駛時，它的機械效率遠遠低於輪式行駛裝置。履帶行駛裝置遠不如輪式行駛裝置工作可靠，並且十分複雜和昂貴。提高經濟性、可靠性以及在疏松的地面上的通過性，是履帶行駛裝置今後發展的主要問題。目前，這一問題還不能用任何一種設計措施來解決，而需要深入的理論研究。只有在理論研究的基礎上，才可能在目前使履帶行駛裝置進一步發展。

在這本書里，我們不全面地闡述履帶行駛裝置的所有理論問題。例如，與轉向有關的問題，因為需要專門的研究，我們不予討論。書中僅討論當車輛在直線行駛時，履帶行駛裝置的工作情況，其中特別着重研究履帶與地面間的相互作用。這一問題與履帶車輛在松軟地面上的通過性（即履帶車輛的主要行駛性能）有直接的關係。

需要提出的是：履帶行駛裝置理論的研究首先發端於蘇聯。參與履帶行駛裝置理論研究的蘇聯學者有：李沃夫（Львов）教授，涅得維捷夫（Медведев）教授，克利斯其（Кристи）教授，克爾日維茨基（Кривицкий）技術科學博士以及維爾日比茨基（Вержицкий）技術科學碩士等人。在本書中，就應用了他們的著作。

作者深深感謝為編輯本書付出巨大勞動的 М. К. 克利斯其教授。

作 者

目 录

序 言	I
-----	---

第一章 挠性带式履环的运动学

§ 1 履带行驶装置	1
§ 2 履带环	2
§ 3 履带車輛的行驶原理	3
§ 4 履环上各点的速度、軌迹及加速度	6

第二章 挠性带式履环的动力学

§ 5 自由支段的悬垂曲线	9
§ 6 履环中的拉力	14

第三章 一般带式履环中的能量损失及履环的效率

§ 7 自由支段中的能量损失	19
§ 8 自由支段及弧形支段连接点处的能量损失	24
§ 9 一般履环的效率	24
§ 10 絞接点中的摩擦及摩擦系数 μ	25
§ 11 計算履环效率的实例	32

第四章 挠性鏈式履环的运动学

§ 12 四鏈节系統之自由鏈式履环的介紹連接絞鏈的角速	35
§ 13 鏈式履环运动的不均匀性、不均匀性系数 β	39
§ 14 履环运动的平均速度	45

第五章 挠性鏈式履环的动力学

§ 15 挠性鏈的悬垂	46
§ 16 挠性鏈的拉力	50

第六章 彈性鏈式履環

§ 17	定义及基本定理	54
§ 18	自由水平支段的懸垂	56
§ 19	自由水平支段的拉力	62
§ 20	彈性鏈剛性的計算	66

第七章 鏈式履環中的能量損失及履環的效率

§ 21	一般履環鉸鏈中的摩擦能量損失	69
§ 22	鏈節對輪緣衝擊的能量損失	70
§ 23	鏈沿主動輪輪緣滑動時的損失	73
§ 24	主動輪齒中的衝擊損失	75
§ 25	一般履環的效率	77
§ 26	彈性履環中的滯後能量損失	77
§ 27	彈性履環的效率	82

第八章 負重輪的滾動原理

§ 28	絕對剛性負重輪沿絕對剛性平面的滾動	82
§ 29	絕對彈性負重輪沿絕對剛性平面滾動之運動學	92
§ 30	作用於被動彈性負重輪支持表面上的摩擦力	96
§ 31	彈性負重輪的滑動係數 δ 的確定	98
§ 32	彈性負重輪的實際單位壓力及平均單位壓力	103
§ 33	負重輪的滾動阻力及垂直壓力分布圖形的歪扭	106
§ 34	彈性被動負重輪中的能量損失	107
§ 35	彈性主動負重輪的滾動	108
§ 36	負重輪在導軌中之滾動(履帶鏈的脫落)	110

第九章 直線行駛時，履帶支持支段與地面之相互作用

§ 37	地面及其性能	124
§ 38	地面的力學基礎	128
§ 39	地面的剪切及抗剪阻力	129
§ 40	地面中應力的分布	135
§ 41	由履帶引起的地面中的壓縮應力	140

§ 42	松软地面的承载能力·····	149
§ 43	雪的承载能力·····	160
§ 44	负重轮沿变形地面的滚动阻力·····	169
§ 45	履环的滚动阻力·····	176
§ 46	履环支持支段与地面之附着·····	181

第一章 挠性带式履环的运动学

§ 1. 履带行驶装置

履带行驶装置乃是依借两条闭合并平行旋转的履带，使运输及工作車輛运动的机构。

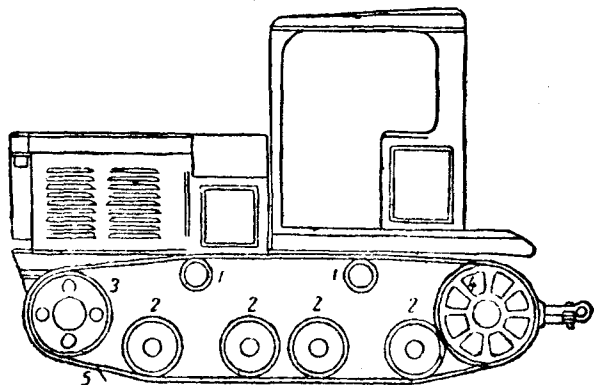


图 1 履带行驶装置

1—托带轮；2—负重轮；3—诱导轮(惰轮)；4—主动轮；5—履带。

履带行驶装置(图1)，由两条闭合的履带，两个诱导轮，两个主动轮及若干个负重轮和托带轮组成。当负重轮的直径较大时，可能没有托带轮(图2)。有时还用导轨来代替托带轮。

履带(Гусеница)乃是闭合的履带链或带。履带链系由许多等距的用铰链相互连接的金属板构成的。而带则是橡皮的或橡皮-金属的。

在重型及中型履带車輛上，以及农业拖拉机上只采用履带链。履带仅用于重量较轻的車輛上，如履带摩托车及雪上行走車輛等。

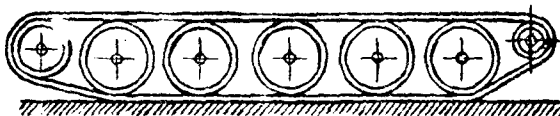


图 2 无托带輪之履帶行駛裝置

§ 2. 履 帶 环

履帶环指的是具有一定形状之閉合履帶，环的形状决定于主被動輪及負重輪間的相互位置。履帶环可以是鏈式的或帶式的。帶式履带是鏈式履带当鏈节的节距为无穷小时的特殊情况。在本章中，将仅研究帶式履带，帶式履带的研究不仅有着独立的意义，而且与鏈式履带非常近似。

履带各支段引用下列名称（图 3）：自由支段——自由悬置于两輪^①（托带輪）之間的部分履带；弧形支段——位于輪或托带輪及負重輪上的部分履带；支持支段——支持在地面上的部分履带。

因此，履带由自由、弧形及支持等支段組成。如果履带是自由的，即不支持在地面上（假設車輛在地面上悬着），則支持支段变成自由支段，并且悬垂着；此时，履带环仅由自由及弧形支段組成。

被牵引力拉紧的自由支段称做工作支段。当主动輪按放在后部时，后部傾斜支段将是工作支段；主动輪按放在前部时，除了后部傾斜支段外，牵引力并将上部自由支段拉紧，因此，它們全是工作支段。自由支段可能悬垂成若干段曲綫，曲綫之曲率以曲率半徑 ρ 表示。弧形支段具有不变的曲率半徑 $\rho = R$ 。如果假設支段被拉成直綫，則 $\rho = \infty$ ，支段的曲率等于零。

假設履带环分做：撓性的，一般的及彈性的三种。

在撓性履带环中，沒有內摩擦力及彈性力。在一般的履带环中，有摩擦力的作用，且摩擦力与拉紧履带环之力有关。在彈性履带环

① 此处輪指的是主动輪及誘导輪。——譯者

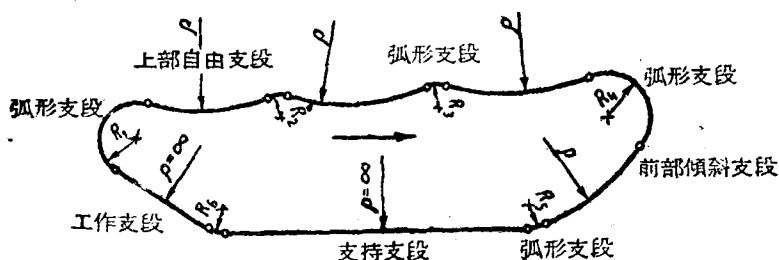


图 3 带式履带

中，除了有內摩擦力外，还受与履带曲率有关之彈性力的作用。

履带体指的是某一有限的平面，在該平面上弧形支段的中心保持固定。履带可与履带体作相对运动（履带的相对运动），也可与履带体共同运动（履带的牽連运动）。

茲做下列假設：

- 1) 履带的厚度为零；
- 2) 履带的形状是不变的，并由各点不变之曲率半径 ρ 决定；
- 3) 履带是不可拉伸的，因而具有不变的周长；
- 4) 履带的各点均位于与其履带体平面相重合的同一平面內；
- 5) 履带体仅能做直綫运动及平行于道路平面的运动，而无在自身平面內的旋轉运动。

§ 3. 履带車輛的行駛原理

現在研究由两履带組成的履带行駛裝置的运动；两履带的履带体互相平行并成剛性連接。

运动时，在每一履带均可能受位于履带平面內及垂直于該平面的外力的作用。如果各力均位于履带平面內，且各力的垂直分力互相平衡，則履带体的运动将是直綫的并与道路平面平行；此时，假設履带体的初始速度平行于道路平面，而道路平面是水平的。此外，如果有垂直于履带平面的力的作用，則履带体将做复

杂的旋轉运动。我們仅研究履环体的直綫运动。因为两履环彼此平行，所以这是个平面运动問題。

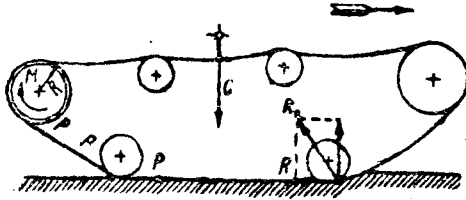


图 4 直綫运动时，作用于履带行駛装置上的力

假設行駛裝置的主动輪在后面，并自車体的方面对主动輪作用一扭轉力矩 M (图 4)。在此扭轉力矩的作用下，履环的后部工作支段被 $P = \frac{M}{R}$ 力拉紧，并力图使支持支段由負重輪下拉出。

由于支持支段被車輛的重量 G 压紧在道路上，所以在支持支段与道路間产生了摩擦力及嚙合力，如果履环中的摩擦損失略去不計，則摩擦力及嚙合力的合力等于 P 力。作用于支持支段上而方向与履环运动方向相同之道路切綫反作用力称做履环的牽引力。牽引力对于履环是一外力。它与履环的滚动阻力 R 平衡。 R 力是由与履带支持面成某一角度作用之前方阻力 R_0 产生的。

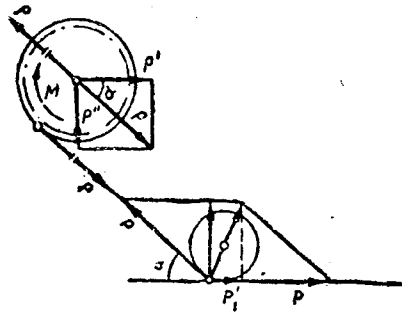


图 5 当主动輪在后部时，作用于履环上的拉力

在主动輪軸上施加两个大小相等、方向相反之力 P (图 5)。其中一个力与工作支段之拉力产生一力偶，力偶之矩等于扭轉力矩 M 。另一力可沿两个互相垂直的方向 (平行于道路平面及垂直于道路平面之方向) 来分解 (P' 及 P'')。 P' 力是向前推动車体的力。另一方面，作用在

后負重輪上的力有支段的拉力 P 及牽引力 P 。它們的合力同樣產生一推动車體向前的力 P'_1 。現在求 P' 及 P'_1 。由圖 5 可得：

$$P' = P \cos \alpha;$$

$$P'_1 = P - P \cos \alpha,$$

两力之合为:

$$P' + P'_1 = P \cos \alpha + P - P \cos \alpha = P,$$

由此可得結論：推力的合力等于履環的牽引力。

現假設主動輪在前部。與上述情況相同，在主動輪軸上作用着兩個大小相等而方向相反的力 $P = \frac{M}{R}$ （圖 6）。此時，其中一個力與上部支段的拉力產生與扭轉力矩 M 相等之力偶。另一力將作用在車體上。 P 力的水平分力等於 P'' ，方向與車輛運動相反。當主動輪軸上沒有摩擦時，上部支段及後部傾斜支段的拉緊力相等。此時，由圖 6 可求出作用於車體上的水平分力：

$$P'' = -P \cos \beta,$$

$$P' = P \cos \beta + P \cos \alpha,$$

$$P'_1 = P - P \cos \alpha_0$$

将各力相加，即得：

$$P'' + P' + P'_1 = -P \cos \beta + P \cos \beta + P \cos \alpha + P - P \cos \alpha = P,$$

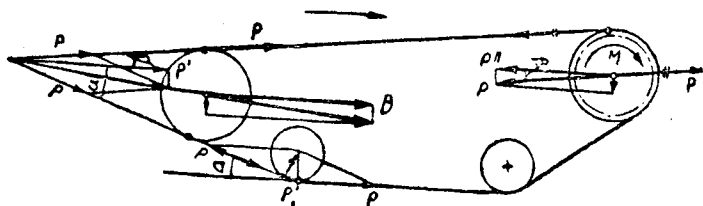


图 6 主动輪在前部时，在履环中作用的拉力

即主动輪按放在前部时，推力的合力也等于履环的牽引力。

因此，車体上推力的合力与主动輪的位置无关，并且在履环和車体間沒有摩擦时，其大小等于履环的牽引力。这一結論可使履环运动問題的解决簡化，因为我們可以仅研究作用于履环上的外力——牽引力 P 而不去研究履环上的諸拉力了。

§ 4. 履环上各点的速度、軌迹及加速度

在某一支段上取任意点 a (图 7)。如果履环体以某一不变的直进速度 v 运动 (該速度平行于 $X—Y$ 座标軸之 XX 軸)，則点 a 将有两种运动：履环对于履环体的相对运动，其速度为 v_0 及与履环体一起的牽連运动，其速度为 v 。速度 v_0 与履环的切綫方向相同，速度 v 平行于 XX 軸。由 XX 軸正向起計量速度 v_0 的向量的傾斜角，可以写出該点之绝对速度的一般公式：

$$v_a = \sqrt{v^2 + v_0^2 + 2vv_0 \cos \varphi} \quad (1)$$

对于履环上不同的各点，角度 φ 具有不同之值。假定上部支段是直綫的并且是水平的，則对于上部支段上的任何点来說， $\varphi = 0$ 。此时 $\cos \varphi = 1$ ， $v_a = v + v_0$ 。对于支持支段来說， $\varphi = 180^\circ$ ，或 $\cos \varphi = -1$ ，且

$$v_a = v - v_0 \quad (2)$$

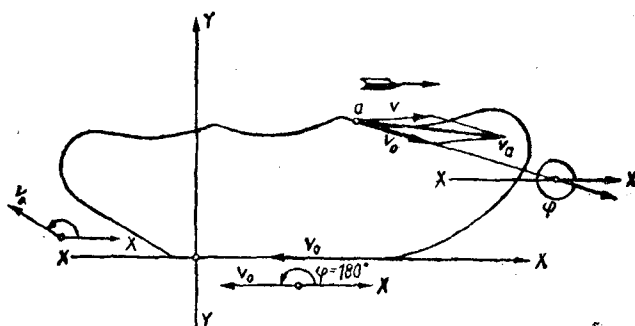


图 7 履环上某点的绝对运动速度

当 $v = v_0$ 时，对于上部水平支段可得 $v_a = 2v_0$ ，对于支持支段 $v_a = 0$ 。或者说，当履环的相对速度等于履环体的直进速度时，则位于支持支段上的各点，在每一既定时刻是不动的，而位于上部水平支段的各点以两倍于履环体之直进运动速度运动。

如果履环的相对运动速度 v_0 不等于履环体的直进运动速度 v ，则根据公式 (2)，支持支段产生滑动。支持支段的滑动量以滑轉系数表示。

$$\sigma = \frac{v_0 - v}{v_0} \quad (3)$$

在自动推进的履环中，仅可能有 $v_0 \geq v$ 的情形，在拖动的履环或惯性运动之履环中，仅可能有 $v_0 \leq v$ 的情形。在第一种情况下，支持支段产生与履环体运动方向相反之滑动，称为滑轉 (Буксование)。

在第二种情况下，产生反方向的滑轉称做滑移 (Юз)。如果已知履环的相对速度 v_0 及滑轉系数 σ ，则履环体的速度

$$v = (1 - \sigma)v_0 \quad (4)$$

履环上某点的运动轨迹

假设履环由 $\rho = \infty$ 的直线自由支段及不变半径 $\rho = R$ 之弧形支段组成。此时，对于

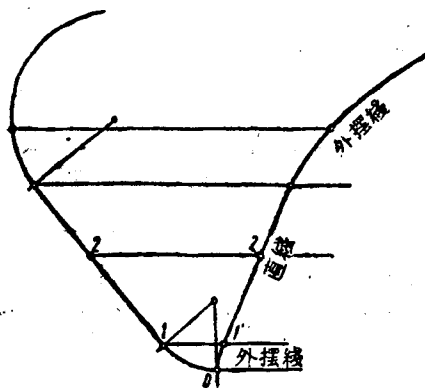


图 8 履环上某点的轨迹的图解

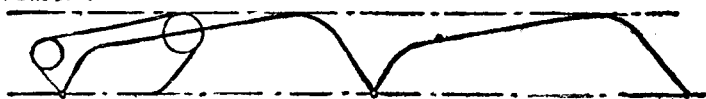
自由支段来说， $\varphi = \text{常数}$ ；当 $v_0 = \text{常数}$ 及 $v = \text{常数}$ 时，即位于自由支段上的点以不变之绝对速度 v_a 运动时，即描绘出一直线轨迹。十分明显，位于弧形支段上的点，描绘出一摆线 (当 $\sigma = 0$ 时)。此时，点的轨迹由直线及摆线等线段组成。图 8 所示为点的轨迹的图解。因为点具有相对及牵连两种运动，且速度 v_0 及 v 相等，所以线段 $11'$ 等于圆周的弧长 01 ，线段 $22'$ 等于弧 01 及线段 12 长度之合，或

$$\overline{11'} = \overline{01}$$

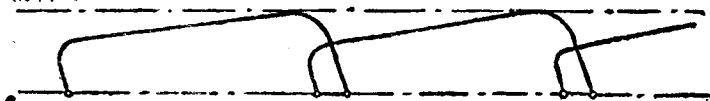
$$\overline{22'} = \overline{01} + \overline{12}$$

等依此类推。如果履带有滑轉，綫段 $\overline{11'}$ 比弧 $\overline{01}$ 小一个滑轉量。对于其它各綫段也如此。如果履带有滑移，則綫段 $\overline{11'}$ 比弧 $\overline{01}$ 大一个滑移量。图 9 所示为支持支段无滑动时，有滑轉时及滑移时諸点的运动軌迹。完全滑轉 ($\sigma=1$) 时，点描繪出与履环形状相似之軌迹。完全滑移 (此时履环的相对运动速度 $v_0=0$) 时，履环上之点做平行于水平軸綫的直綫运动。

无滑动时



滑轉时



滑移时

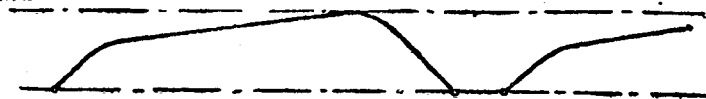


图 9 履环上点的軌迹与履环支持支段滑动的关系

点的绝对加速度 绝对速度在 $X—X$ 及 $Y—Y$ 軸上的投影为:

$$v_{ax} = v + v_0 \cos \varphi,$$

$$v_{ay} = v_0 \sin \varphi.$$

在 $v = \text{常数}$ 及 $v_0 = \text{常数}$ 时，将此式对時間微分可得:

$$j_x = \frac{dv_{ax}}{dt} = -v_0 \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt};$$

$$j_y = v_0 \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

但是 $j_a = \sqrt{j_x^2 + j_y^2}$ 。将 j_x 及 j_y 代入，即得:

$$j_a = v_0 \frac{d\varphi}{dt}.$$

如果履环上該点的曲率半徑为 ρ ，而 $\frac{d\varphi}{dt}$ 为通过該点之切綫

旋轉的角速度，則 $v_0 = \rho \frac{d\varphi}{dt}$ ，或 $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_0}{\rho}$ 。此时

$$j_a = \frac{v_0^2}{\rho}. \quad (5)$$

但这是点的向心加速度。对于直綫自由支段來說， $\rho = \infty$ ，因而

$j_a = 0$ 。对于弧形支段來說， $\rho = R$ 。此时 $j_a = \frac{v_0^2}{R}$ 。在自由及弧形支段联結点处，履环的曲率的連續性中断了，因而，加速度在各該点的連續性也中断了。这一現象伴随着柔性的冲击，因而有某些能量損失。由于加速变連續性中断而产生的現象称做柔性冲击，它与力学中的剛性冲击不同。在柔性冲击时的能量損失很小，而且与剛性冲击时的能量損失相比（此时速度的連續性中断），为二級无穷小值。

第二章 撓性带式履环的动力学

§ 5. 自由支段的悬垂曲綫

現在求以不变速度 $v_0 = v$ 运动的履环自由支段的悬垂曲綫。因为等速直綫运动無論怎样也不能影响支段的悬垂特性，所以我們假定：履环仅有相对运动，速度为 v_0 ，而无牽連运动。

在自由支段上取一无穷小之弧 ds (图10)，并研究在外力作用下无穷小弧之平衡。在弧上作用有下列各力：

1. 支段上部的拉力 $P + dP$ 。
2. 支段下部的拉力 P 。

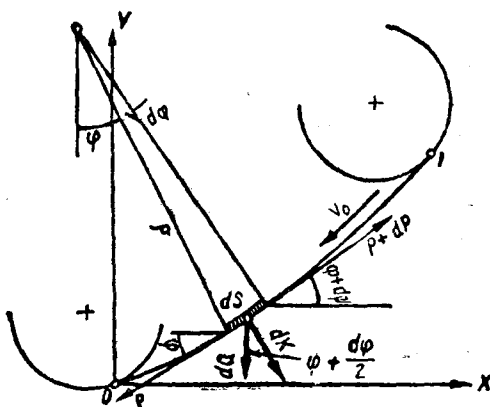


图 10 作用于有重量之运动支段上的力

3. 重力 $dQ = q \cdot ds$, 式中 q ——支段单位长度之重量。

4. 离心力 $dK = \frac{mv_0^2}{\rho} = \frac{q}{g} \left(\frac{ds}{\rho} \right) v_0^2 = \frac{q}{g} v_0^2 d\varphi$, 式中 $d\varphi$

——通过弧 ds 两端点所引切线之角度的变化。

将作用于 ds 弧上的各力投影于 X 及 Y 轴。

在 X 轴上力之投影:

$$(P + dP) \cos(\varphi + d\varphi) - P \cos \varphi + dK \sin \left(\varphi + \frac{d\varphi}{2} \right) = 0.$$

在 Y 轴上力之投影:

$$(P + dP) \sin(\varphi + d\varphi) - P \sin \varphi - dK \cos \left(\varphi + \frac{d\varphi}{2} \right) = dQ.$$

略去二級无穷小, 即得:

$$-P \sin \varphi \cdot d\varphi + dP \cos \varphi + dK \sin \varphi = 0;$$

$$P \cos \varphi \cdot d\varphi + dP \sin \varphi - dK \cos \varphi = dQ.$$

将 $dQ = q ds$ 及 $dK = \frac{q}{g} v_0^2 \cdot d\varphi$ 代入, 即得:

$$-P \sin \varphi \cdot d\varphi + dP \cos \varphi + \frac{q v_0^2}{g} d\varphi \sin \varphi = 0;$$