



寓健身于脚踏车改装的设想

摘要

现代生活把人禁锢在座椅上，甚至健康的代步工具——自行车都采用坐姿。如何把人们从久坐中解脱出来，且毋需疲于寻找专门的锻炼场所和机会，在出行中即可一举多得？

本文从宏观改善交通拥堵现状、微观强健国民体质的理念出发，展开对自然运动（行走、跑步）中人体形态的仿生研究，利用以曲轴连杆机构制成的车轮转动式踏板进行简单而精妙的机械传动，并全面参考人因工程学理论，着力改造出适合城乡居民日常短途出行所需的安全便捷、健康舒适、低廉小巧的健身型脚踏车。此外，本文还从经济学的角度论述产品普及的可行性，在倡导低碳与养生的当代，伴随自行车产业的历久弥新，健身型脚踏车也将有望进入寻常百姓家。

关键词：仿生、车轮转动式踏板、曲轴连杆机构

引言

本文简要介绍改装脚踏车系列，共有三个作品：烈火、平沙和风管。其中烈火的创意源于老式缝纫机的脚踏板，另二者则源于户外健身器：椭圆机和太空漫步机。

自行车改装领域的发明成果长期以来层出不穷，譬如手脚并用的省力自行车、气动自行车、无链自行车、气垫自行车等等，然却未见真正得到推广的类型。究其原因，传统自行车尽管相比新产品可能存在速度慢、费力等缺点，但是它成本低、操作方便等优势却足以使自身立于不败之地，毕竟自行车的主要用途是城乡居民日常短途出行，那些创新产品并未改变自行车只作为代步工具的本质（健身的目的微乎其微），其实用性也就因而大打折扣，甚至无用武之处。

所以，笔者认为，如能将健身与代步巧妙融合，让人们既能便利、快捷地出行，又能明显收获强身健体的功效，那么如是的新型自行车必将开辟一片基于传统自行车而又独立于其外的广阔市场。

正文

1. “烈火”脚踏车

老式缝纫机踏板的传动机构本质上属于费力杠杆，使用者通过快速踩蹬踏板来带动转轮旋转。尽管这款缝纫机已基本淡出历史舞台，但或由此演变而来的踏步机却具有显著的健身效果，能够使健身者不断重复攀爬楼梯的动作，既能增强



心血管系统的功能，又能充分锻炼大腿和小腿肌肉。

为将这种健身模式应用于脚踏车上，笔者经多方查阅，终选定偏置曲柄滑块机构，该机构相比对心机构具有急回特性且相同条件下滑块行程更短，能提高踩踏的频率和效率。

骑行时，踏板近似上下运动带动转轮旋转，进而通过链传带动后轮，从而实现车的前进、加速、减速。

图 4、5 为“烈火”简易结构图，其中黄色部分为传动机构，蓝色部分为支撑结构，车闸、反光灯等装置暂略去。



图 1



图 2 踏步机

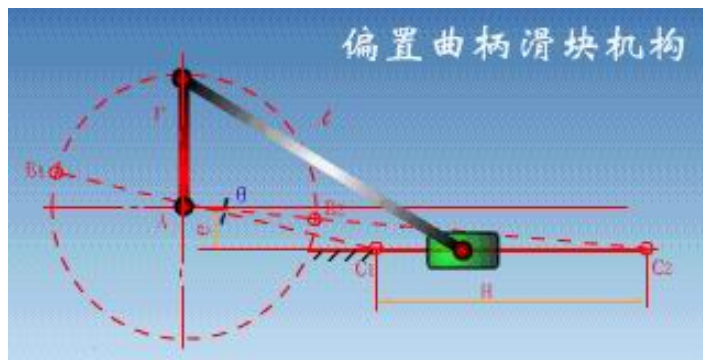


图 3

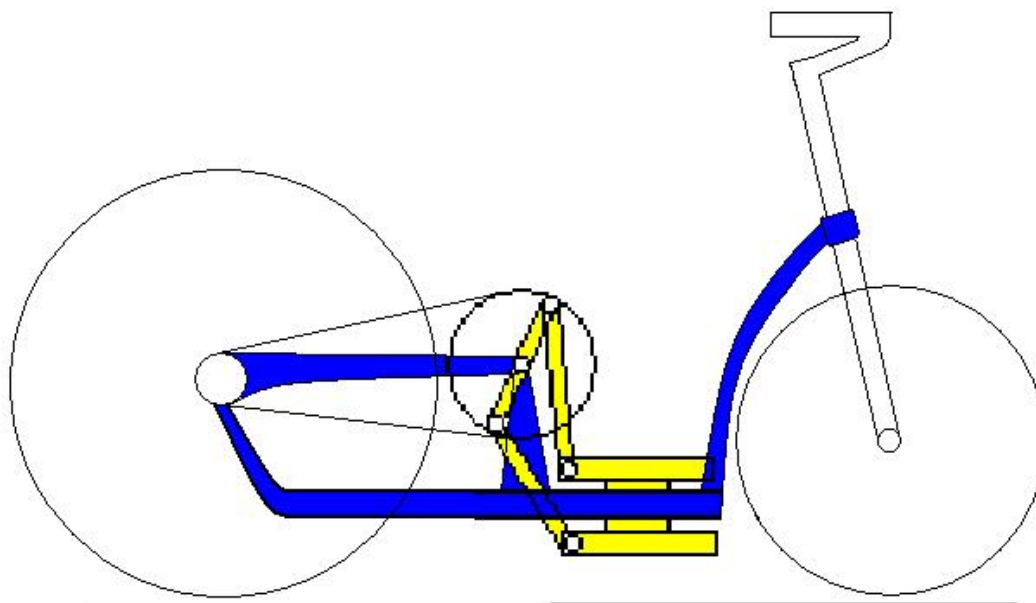


图4 后置式，结构简洁

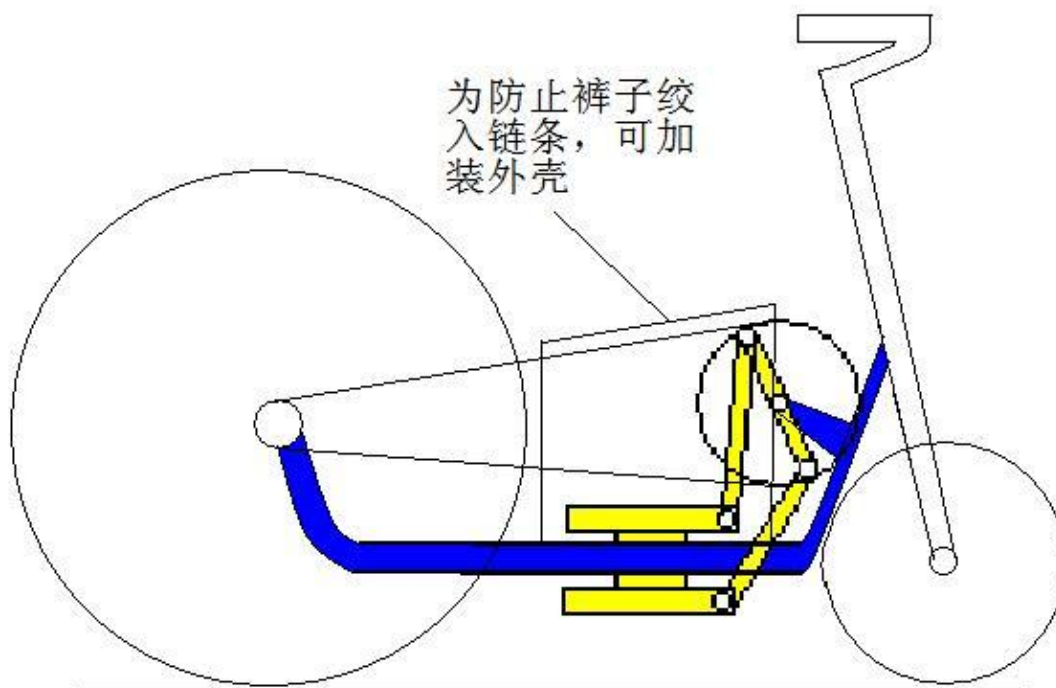


图5 前置式，节省空间

前、后轮轮径	16 英寸、26 英寸	车长	1.6~1.7m
转轮半径	20cm	车高	约 1.2m
最小踏板周期	0.5s	车身主材料	铝合金，同普通自行车
最大秒速	13.2m/s	热量消耗(30min)	200 卡

注：燃脂量基于体重 60 公斤女性，下同。



2. “平沙” 脚踏车

椭圆机是广受欢迎、方兴未艾的健身器，它的健身动作刚好与人的自然跨步（轨迹近似为椭圆）相吻合，对人体关节不会产生大的冲击而损伤人体，能同时活动上下肢的肌肉群，尤其是腿部和臀部。

踩蹬踏板，两驱动轮即同步转动。

图 7 为“平沙”简易结构图，上为传动部，下为车整体。



图 6

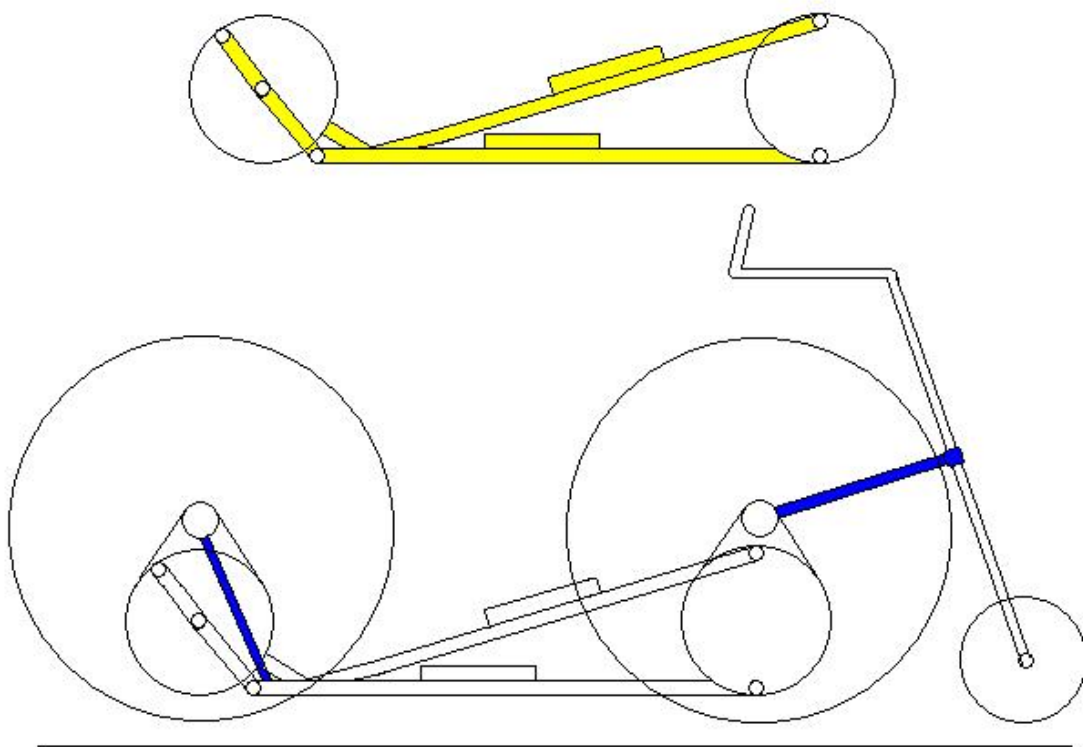


图 7



北京航空航天大学第二十二届“冯如杯”创意大赛论文

前轮、大轮轮径	12 英寸、26 英寸	车长	2m
转轮半径	10cm	车高	约 1.2m
最小踏板周期	1s	车身主材料	铝合金，同普通自行车
最大秒速	6.6m/s	热量消耗(30min)	300 卡

表 2 计算参数

3. “风笛”脚踏车

太空漫步机之所以受欢迎，是因为它能锻炼下肢肌肉力量灵活性，促进心脑血管系统及心肺呼吸系统的健康，且不产生对下肢关节的冲击力，同时具有较强的趣味性。

“风笛”采用曲柄摇杆机构，利用踏板摆动来带动转轮旋转。让使用者在享受太空漫步机的同时，轻松抵达目的地。

图 10 为其简易结构图，左上为传动部，右上为支架部，下为车整体，其中红色为车把部分。



图 8

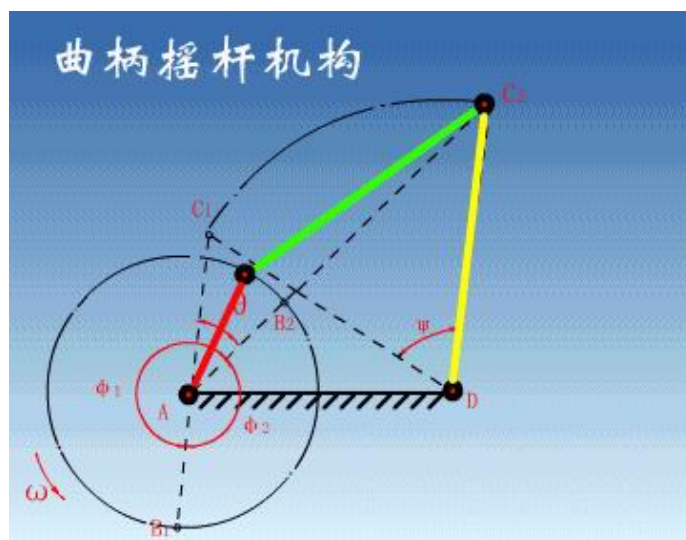


图 9

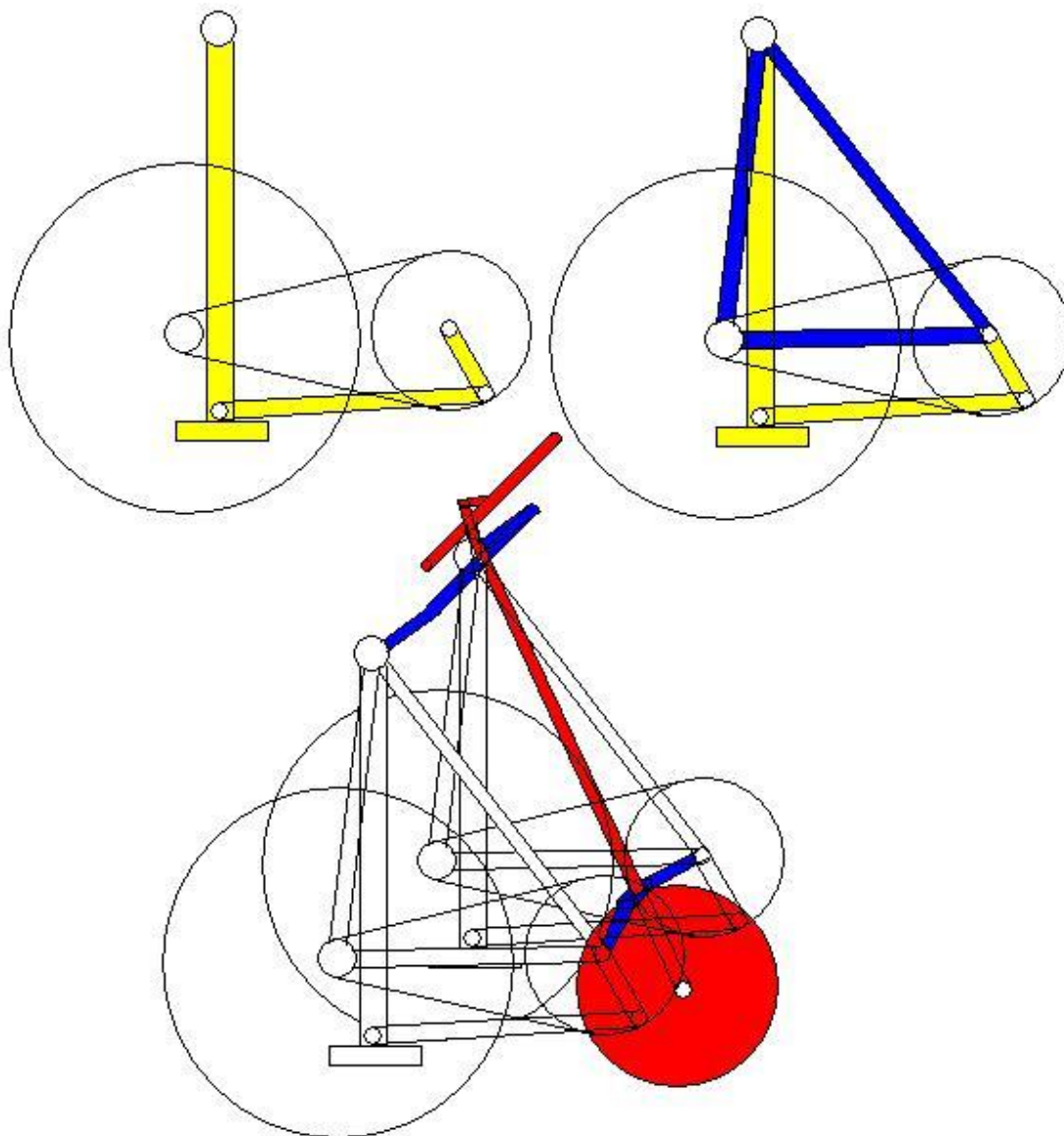


图 1 0

前、后轮轮径	16 英寸、26 英寸	车长	1m
转轮半径	20cm	车高	约 1.2m
最小踏板周期	1s	车身主材料	铝合金，同普通自行车
最大秒速	6.6m/s	热量消耗(30min)	300 卡

表 3 计算参数

4. 综合分析

4.1 创意可行性的分析

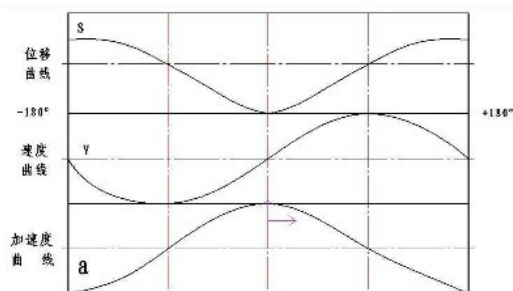
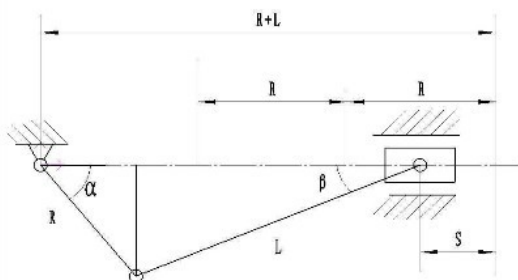
三种脚踏车的技术基于相似传动思路，即把无论直线运动、弧线运动还是椭



圆运动都转化为回转运动。因原理相似，且笔者在受力计算等方面虽查阅大量资料，但仍不甚明了，只得勉力为之，故在此仅详细分析对心曲柄连杆机构的运动规律和作用在主要零件上的力，以作为初步分析强度、刚度、疲劳、磨损等问题的依据。

曲柄滑块机构运动分析与力学计算

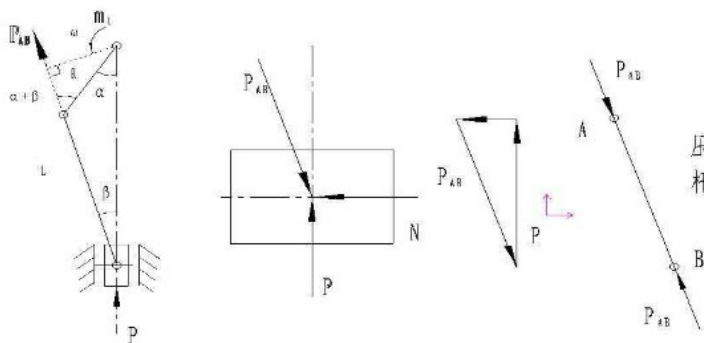
一、运动分析



$$\begin{aligned}
 S &= R + L - R \cos \alpha - L \cos \beta \\
 &= R (1 - \cos \alpha) + L (1 - \cos \beta) \\
 \therefore L \sin \beta &= R \sin \alpha \rightarrow \\
 \sin \beta &= \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha \\
 \frac{R}{L} &= \lambda \quad (\lambda = 0.08 \sim 0.2) \\
 \therefore \cos \beta &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \\
 &\approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \\
 \therefore \sin^2 \alpha &= \frac{1}{2} (1 - \cos 2\alpha) \\
 \cos \beta &= 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 (1 - \cos 2\alpha) \\
 \therefore S &= R (1 - \cos \alpha) + L \frac{1}{4} \lambda^2 (1 - \cos 2\alpha) \\
 &= R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{L}{R} \lambda \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\alpha) \right] \\
 &= R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2\alpha) \right] \\
 \therefore V &= \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega R \left[\sin \alpha + \frac{1}{4} \lambda \cdot 2 \sin 2\alpha \right] \\
 &= \omega R \left[\sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha \right] \\
 a &= \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)
 \end{aligned}$$



二、曲轴扭矩理论计算



$$P_{AB} = \frac{P}{\cos \beta}$$

$$M_1 = P_{AB} \cdot m_1$$

$$m_1 = R \sin(\alpha + \beta)$$

$$M_1 = P_{AB} R \sin(\alpha + \beta)$$

$$\sin(\alpha + \beta) = \sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta = \sin \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \lambda \sin \alpha \cos \alpha$$

$$\approx (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$$

$$M_1 = P_{AB} R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \text{ 在下死点 } \beta = 0$$

$$= PR (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$$

$$\therefore M_1(P, \alpha, R, L)$$

设计 (公称压力) 行程 S_g ; 设计 (公称压力) 角 α_g

设计时扭矩要照此要求 进行计算 .

转动副的摩擦 (轴颈摩擦)

$$\text{力分析 } \vec{R}_{21} = \vec{N}_{21} + \vec{F}_{21}$$

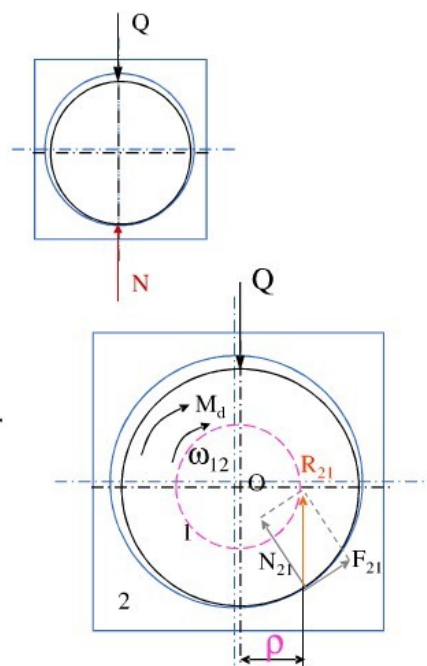
$$\text{全反力 } R_{21} = \sqrt{N_{21}^2 + F_{21}^2} = N_{21} \sqrt{1 + f^2}$$

$$R_{21} - Q = 0$$

$$M_d - R_{21} \cdot \rho = 0$$

$$\text{或 } M_d - F_{21} \cdot r = 0 \rightarrow R_{21} \cdot \rho = F_{21} \cdot r$$

$$\rho = \frac{F_{21} \cdot r}{R_{21}} = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}} r = f_v \cdot r$$



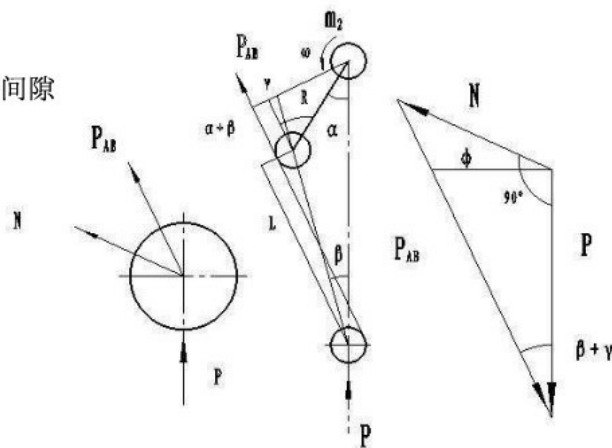
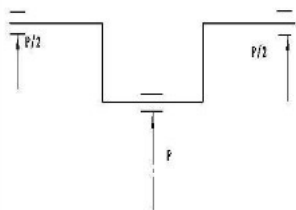
以轴颈中心为圆心， ρ 为半径作的圆称为**摩擦圆**， ρ 为**摩擦圆半径**。



三、实际机构扭矩计算

理想机构：不计弹性变形；不计配合间隙

不计摩擦；不计惯性力



$$\sin \gamma = \frac{\mu(R_A + R_B)}{L}$$

$$M_2 = P_{AB} \cdot m_2$$

$$m_2 = \mu R_A + R \sin(\alpha + \beta + \gamma)$$

$$\frac{P_{AB}}{2} \mu R_0 + \frac{P_{AB}}{2} \mu R_0 = P_{AB} \mu R_0$$

$$M_2 = P_{AB} [\mu R_A + \mu R_0 + R \sin(\alpha + \beta + \gamma)]$$

$$\frac{P_{AB}}{\sin(90 + \varphi)} = \frac{P}{\sin(90 - \varphi - \beta - \gamma)}$$

$$P_{AB} = P \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}$$

由于在下死点附近, φ, β 很小
 $\therefore P_{AB} = P$

当 $\alpha = 0, \beta = 0$

$$M_2 = P[\mu R_A + \mu R_0 + R \sin \gamma]$$

$$= P \left[\mu R_A + \mu R_0 + \frac{R \mu (R_A + R_B)}{L} \right]$$

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

$$M_2 = P[(1 + \lambda)R_A + \lambda R_B + R_0] \mu$$

$$m_f = [(1 + \lambda)R_A + \lambda R_B + R_0] \mu \text{ --- 摩擦力臂}$$

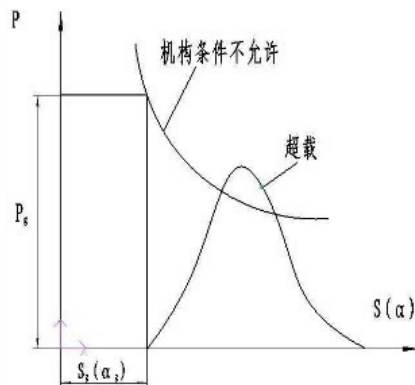
在下死点附近

$$M = M_1 + M_2$$

$$= P \left[R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu(1 + \lambda)R_A + \mu \lambda R_B + \mu R_0 \right] \Rightarrow M(\alpha, P)$$

P_g 公称压力; α_g 公称压力行程

$$M_{pac} = P_g \left[R \left(\sin \alpha_g + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_g \right) + m_f \right]$$



按压力行程计算扭矩作活塞

允许载荷曲线, 在任何情况下

$$P \left[R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + m_f \right] \leq M_{pac}$$

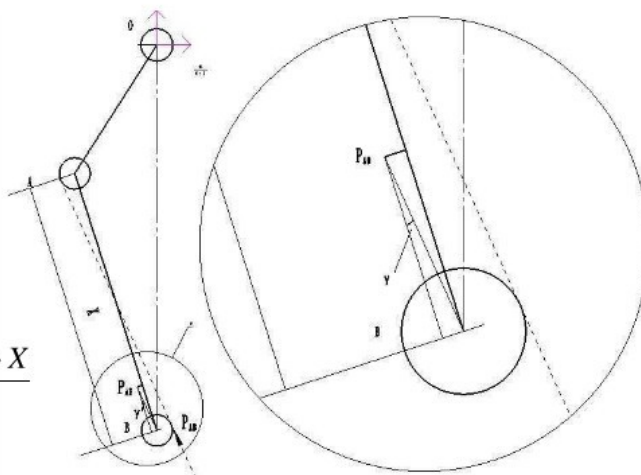
$$P \leq \frac{M_{pac}}{R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + m_f}$$

四、连杆的校验

$$M = P_{AB} \mu R_B - P_{AB} \mu \sin \gamma \cdot X$$

压弯组合

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{P_{AB} \cdot \cos \gamma}{F} + \frac{M}{W_{\text{轴}}} \\ &= \frac{P_{AB} \cos \gamma}{F} + \frac{P_{AB} \mu R_B - P_{AB} \mu \sin \gamma \cdot X}{W} \\ \therefore \sigma_c &\leq [\sigma] \end{aligned}$$



在此需特别指出的是，三种脚踏车的运转都存在死点，为避免车轮出现反转现象，三者都采用和自行车相似的链传动动力系统，也就是两个齿轮（一个是前面的大齿轮，一个是后面的小轮，即与后轮胎连在一起的轴盘轮），脚踏带动前面的大齿轮旋转，前面的大齿轮又带着链条“行走”，而链条是和后面的小齿轮连在一起的。后面的小齿轮里有滚珠等结构。而且通过设计，后面的小齿轮只能朝一个方向（后方，即前进的反方向）自由转动，而朝另外一个方向（前方，即自行车行走的方向）无法转动。后盘的小齿轮的轴是和后轮固定在一起的。这样，当向前蹬脚踏时，大齿轮向前转动，链条随之向前转动，由于后齿轮只能朝后方自由转动，故后齿轮（相对于轴不动），从而使得后轮胎向前滚动。若向后蹬脚踏，则大齿轮向后转，链条随之向后转，此时，后齿轮可以自由向后转动，即后齿轮和轮轴之间有相对运动，所以，后轮不动。

由于三种健身型自行车秉持简洁方便、易于普及的设计原则，未采用过于复杂的技术和结构，因而基本没有明显的技术难点，既节约成本，又便于修理，所以有很强的推广优势。

4.2 创意可行性的分析

在应用前景方面，笔者在网络文献中并未发现已有的研究成果，因此前景无限，即使作为基于传统自行车和健身器材而又凌驾于其上的一种新兴产业亦不为过。至于具体的市场需求，笔者曾计划开展一个市场调查，但因时间仓促等原因而搁置。

下面详细论述产品的推广方案。



4.2.1 市场背景

A. 该产品的开发尚未起步或才刚刚起步，在国内外都还有很大的发展空间，而且目前还远远供不应求；

B. 目前健身型自行车市场几乎完全空白，如果能抓住机遇，可以很好地占领各地的市场。

4.2.2 推广目的

打开市场销路，建立品牌形象，增加产业收益。

4.2.3 产品SWOT分析

S 优势：目前在国内外还没有大型、专业的健身型自行车生产厂，市场一旦铺开，将会在一定时期内形成商业垄断性的局面。

W 劣势：技术开发和研究还不成熟，人们对健身型自行车还没有一个认识。销售渠道不畅通，现有实力非常有限。

O 机会：发展前景就是一笔不可估量的机会财产。

T 威胁：虽无同类产品，但因路程限制，自行车等代步工具仍会构成较大威胁。因此，本产品初始的瞄准目标即为城乡居民日常短途出行。

4.2.4 推广方式

1. 电视广告：在电视上投入适当量的广告，树立我们产品的一个品牌形象，让更多的人认识健身型自行车。

2. 报纸杂志的广告：基于目前的资金实力还不够宏厚，才刚刚起步，利用电视媒体广告的成本较高，而且还没有在各地区都设有销售网点，利用报纸杂志是最合适的，而且也在企业的允许的承受能力之内。

3. 媒体广播：我们可以利用一下地方的媒体广播来介绍和推广我们的产品。

4. 主要内容：1) 产品的外形、功能、规格、价格、目标消费群等要素的详细描述。2) 相较竞品的优势，如本品相对自行车和健身器而言功能开发的可靠性和独特之处（即产品的核心利益）。3) 给产品的推广提供有利的支持。4) 得出结论：健身型自行车凭借其诸多优势，必将席卷世界。

4.2.5 上市的具体行动计划

1、上市进度：先在大城市中打开销路，再延伸到中小城市，最后延伸到各个城镇。

2、铺货进度计划：产品在各区域的销售渠道。

3、促销活动：投入广告的具体播放时间、频率、各种广宣品、助陈物的样品和投放区域、方式及投放数字。



4、评估：销量预估、费用预算、损益评估。

5. 结束语

囿于笔者能力有限等原因，本论文还有许多亟待完善的地方，如有幸在本次大赛的进程中未就此止步，笔者将很乐于在评审员的悉心指教下将论文进一步规范、理性化、专业化。总而言之，笔者衷心希望能够完成造福于民、让人们“乐在‘骑’中、‘行’之有效”的心愿。

参考文献

- [1]网络资料《考虑人因工程学的椭圆机设计》
- [2]网络资料《运动热量消耗表》
- [3]网络资料《自行车市场调查》
- [4]网络资料《传动机构原理说明》
- [5]网络资料《曲柄连杆机构受力分析》