

机械设计节能基本原理的分析与应用

车胜创

(长安大学 工程机械学院,陕西 西安 710064)

摘要:为了得到机械设计时可遵循的节能基本原则,采用能量分析方法对功率方程中以周期函数表示的系统势能变化率、系统动能变化率、其他输出力消耗功率、无用功率进行逐项和综合分析,求证得到引起机器输入功率匹配较高和功率没有得到充分利用的原因与机械设计节能基本原理。分析表明,在设计机械系统时,只要使各种能量和功率分别为常量或在最小范围内变化,或者使系统能量和系统功率为常量或在最小范围内变化,则维持系统正常工作所需输入功率将会降低,系统能量将得到充分利用。通过工程实际应用,证明该原理具有较好的节能效果,适用于机电类节能产品设计。

关键词:机械工程;机械设计;控制系统;节能;周期函数;动能变化率;平衡方法

中图分类号:TH12

文献标志码:A

Analysis and application of energy saving principle in mechanical products design

CHE Sheng-chuang

(School of Engineering Machinery, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

Abstract: To find out and verify the basic energy-saving principles of machinery design, based on energy analysis methods, the potential energy changing-rate, the kinetic energy changing-rate, the output force consumed power and the useless power, which are all represented by some periodic functions, are individually and synthetically analyzed. The causes of input power high-matching and the failure of full-utilization are extracted, and the basic energy-saving principles are presented and proven theoretically. In order to ensure that the consuming energy can be utilized at the most degree, all types of the energy and the power should be constant or varied in the minimum range, the system energy and the system power should be kept constant or varied in the minimum range. It is demonstrated from the real engineering application results that the proposed principles are effective, and generally suitable to be used in energy-saving electro-mechanics machinery design. 3 figs, 7 refs.

Key words: mechanical engineering; mechanical design; control system; energy-saving; periodic function; potential energy changing-rate; equilibrium method

0 引言

在世界能源危机的影响和环境保护的推动下,节能成为政府和科技人员关注与研究的主要课题,特别是电子计算机技术的发展所提供的十分有利的条件,使节能技术得到快速发展。对于机器的节能研究,无论是以发动机还是电动机为动力源,均以合理的功率匹配为基础,研发出这 2 类各种节能控制系统,并在这 2 类节能控制系统研究的基础上,研发出混合动力机器。目前,不仅可以看到混合动力汽车,还可以看到大型的工程机械。节能控制系统的应用,使动力系统与负载所需功率匹配更好,机械内部工作强度降低,系统发热减少,可靠性提高,能耗降低,从而产生了可观的经济和社会效益。但是,面对这些先进高科技的节能产品,特别是对大功率的工程机械的分析,就会发现这些产品仍然存在不节能现象^[1-3]。本文认为,在研究机械设计节能技术时,除了借鉴国外先进的节能控制系统外,还应对控制对象进行分析,在找出引起能量消耗较高的原因后,再求证得到机械设计时应遵循的节能基本原则^[4-7]。

1 机械设计节能基本原理

若要得到引起机器系统输入功率较高和功率没有充分利用的原因,应根据文献[1]所提供的公式,对机器所输入的能量和输出的各种能量进行全面的分析研究,即

$$N_M = N_{SF} + N_{CF} + N_R + dT/dt \quad (1)$$

式中: N_M 为机器输入功率; N_{CF} 为有势力消耗的功率; N_{SF} 为其他输出力消耗的功率; N_R 为无用功率; dT/dt 为系统动能变化率。

求证分析过程为:首先在对系统势能、系统的动能、其他输出力和无用损耗力所消耗功率等 4 个周期函数分析所得结果的基础上,分析得到各自引起能量消耗较高的原因;求得 4 种机械节能的方法和措施,最后进行综合分析,经归纳和整理,提出机械设计节能基本原理。

1.1 基于势能的机械设计节能方法证明

由有势力和势能的性质可知:所有有势力消耗的功率 N_{CF} 等于系统势能 U 对时间的导数的负值,计算式为

$$N_{CF} = -dU/dt = -d(V_1 + V_2 + \cdots + V_n)/dt \quad (2)$$

由式(2)可知:系统有势力消耗功率 N_{CF} 取决于系统势能 U 。而系统势能可看作由多个势能 V_i 的合成或多个周期函数表示的势能的叠加组合。

现将势能 V_i 表示为任意周期函数,即

$$V_i = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^n A_j \cos(j\omega t - \varphi_j) \quad (3)$$

式中: ω 为基频; a_0 、 a_j 、 a_j 均为待定常数; t 为时间变量; A_j 为幅值; φ_j 为相位角。

则系统势能 U 可表示为

$$U = \sum_{i=1}^k \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n A_{ji} \cos(j\omega t - \varphi_j) \quad (4)$$

由式(4)可以看出,系统势能由两部分组成,即第一部分(常量)与第二部分(合成项)组成。将式(4)代入式(2),则有

$$N_{CF} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n A_{ji} j\omega \sin(j\omega t - \varphi_j) \quad (5)$$

将式(4)、式(5)进行对比分析,可得出如下结论:①若势能为常量,则有势力所消耗的功率为 0,与有势力的速度无关;②若势能为变量,有势力所消耗的功率与其速度有关;③若有势力所消耗的功率的最小值(常量)和最大值(变量)为

$$N_{CFmin} = 0, N_{CFmax} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n A_{ji} j\omega \quad (6)$$

则引起有势力消耗的平均功率 N_{CF} 为 $(N_{CFmax} - N_{CFmin})/2$ 。故变化幅值越大,则消耗功率越大。

根据上述结论分析可得,机器在工作阶段,系统势能短时间内在最大范围内变化,或未将其在制动过程中回收或转换,是引起有势力消耗的功率较高和势能没有充分利用的根本原因;同时可得,若要使有势力消耗功率下降,系统势能应为常量或在最小范围内变化。

系统势能变化范围(幅值)主要取决于式(4)的第二部分(合成项),要求证得到系统势能为常量或在最小范围内变化的充要条件,应对系统势能第二部分(合成项)进行分析,将其展开为

$$\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n A_{ji} \cos(j\omega t - \varphi_j) = \sum_{i=1}^k [A_{1i} \cos(\omega t - \varphi_{1i}) + A_{2i} \cos(2\omega t - \varphi_{2i}) + A_{3i} \cos(3\omega t - \varphi_{3i}) + \cdots + A_{mi} \cos(n\omega t - \varphi_{mi})] \quad (7)$$

由任意周期函数的性质可知:要求其幅值的极小值可能性很小,只能对若干个任意周期函数进行具体分析求得。但对周期相同的 k 个任意函数合成分析,求其幅值极小值是可行的。现对周期相同、由式(7)表示 n 个任意函数合成的第一项进行分析。

$$\sum_{i=1}^k A_{1i} \cos(\omega t - \varphi_{1i}) = A_{11} \cos(\omega t - \varphi_{11}) + A_{12} \cos(\omega t - \varphi_{12}) + A_{13} \cos(\omega t - \varphi_{13}) + \cdots + A_{1k} \cos(\omega t - \varphi_{1k}) \quad (8)$$

该项为 k 个频率相同余弦函数的合成,可以合成为正弦函数或余弦函数。

$$\sum_{i=1}^k A_{1i} \cos(\omega t - \varphi_{1i}) = A_1 \sin(\omega t + \beta_1) \quad (9)$$

式中: $A_1 = [(A_{11} \cos(\varphi_{11}) + A_{12} \cos(\varphi_{12}) + \dots + A_{1k} \cos(\varphi_{1k}))^2 + (A_{11} \sin(\varphi_{11}) + A_{12} \sin(\varphi_{12}) + \dots + A_{1k} \sin(\varphi_{1k}))^2]^{\frac{1}{2}}$

$$\beta_1 = \arctan \left(\frac{A_{11} \sin \varphi_{11} + A_{12} \sin \varphi_{12} + \dots + A_{1k} \sin \varphi_{1k}}{A_{11} \cos \varphi_{11} + A_{12} \cos \varphi_{12} + \dots + A_{1k} \cos \varphi_{1k}} \right) \quad (10)$$

分析式(10)幅值 A_1 ,可以清晰地得出:

当 $\varphi_{11} - \varphi_{12} = 0, \varphi_{12} - \varphi_{13} = 0, \dots, \varphi_{1k-1} - \varphi_{1k} = 0$ 时, A_1 有最大值; $\varphi_{11} - \varphi_{12} = \pi/2, \varphi_{12} - \varphi_{13} = \pi/2, \dots, \varphi_{1k-1} - \varphi_{1k} = \pi/2$ 时, A_1 有中间值; $\varphi_{11} - \varphi_{12} = \pi \pm \alpha, \varphi_{12} - \varphi_{13} = \pi \pm \alpha, \dots, \varphi_{1k-1} - \varphi_{1k} = \pi \pm \alpha$ 时(α 为小参数), A_1 有最小值。 (11)

同理可得第2项、第3项以及第 k 项的合成结果以及 $A_2, A_3 \dots A_n$ 和 $\beta_2, \beta_3 \dots \beta_n$ 。同样有2个相邻的初始相位角之差,在不同情况下有3种结果。

归纳分析可得,要使各项幅值 $A_1, A_2, A_3 \dots A_n$ 分别取得各自的最小值,则所有2个相邻的初始相位角的之差的基相位,应在 π 附近,在 π 附近小参数 α 的范围: $0 \leq \alpha < 6^\circ$ 。

将式(9)表达的各项代入式(7),可以明显看出系统势能已经成为多个频率不同简谐函数的合成。鉴于频率比又为有理数,所以多个用任意周期函数表达势能组合在一起,仍然是周期函数。由此可知,任意周期函数的最大值主要取决于其表达式的所有项幅值的大小,而各幅值大小又取决于所有2个相邻初始相位角的之差值。所以,系统势能为常量和在最小范围内变化的必充条件为:各势能2个相邻的初始相位角的之差为 π 或在 π 附近。

综上所述,可归纳为:①引起有势力消耗的功率较高的原因,在短时间内,系统势能在最大范围内变化;②系统势能没有得到充分利用的原因,在最大范围内变化系统势能没有得到回收或转换。

基于势能的机械设计节能方法,在设计机械系统时,只要使系统的总势能为常量或在最小范围内变化,则维持系统正常工作所需输入的功率将会降低。系统势能为常量和在最小范围内变化的充要条件是:势能2个相邻的初始相位角的之差为 π 或在 π 附近。

1.2 基于动能的机械设计节能方法证明

人们以往对系统动能变化率对输入功率的影响研究,主要对机器工作过程中经过“起动-工作(匀速)-减速”3个阶段中的第1和第3阶段进行分析。虽然也对不匀速的第2阶段进行分析研究,但主要是针对机器周期性速度波动和非周期性速度波动的如何调节,为提高使用寿命、工作精度进行研究,很少涉及到功率问题。所以,还应对系统动能的变化率对输入功率的影响进行分析研究。

机器系统结构复杂,在其内部所有运动件均按设计要求作各自的运动(平动、转动和平面运动等),故该系统动能 T 可表示为

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} I_{ci} \omega_i^2 + \frac{1}{2} m_i v_{ci}^2 \right) \quad (12)$$

式中: I_{ci} 为转动惯量; ω_i 为角速度; m_i 为质量; v_{ci} 为速度。

对式(12)求导,可得系统动能变化率为

$$dT/dt = \sum_{i=1}^n (I_{ci} \omega_i \epsilon_i + m_i v_{ci} \alpha_{ci}) \quad (13)$$

式中: ϵ_i 为角加速度; α_{ci} 为加速度。

分析式(12)可得出如下结论:短时间内,系统动能能在最大范围内变化,或系统动能在制动过程中没有得到回收或转换而白白浪费等,均是系统动能变化率引起输入的功率较高和能量没有得到充分利用的原因;若系统动能为常量,则系统动能的变化率所需输入的功率为0,与速度的大小无关。

为了便于分析,将系统动能表示为由多个用周期函数表示的动能的叠加组合,计算式为

$$T = \sum_{i=1}^k \frac{b_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n B_{ji} \cos(j\omega t - \varphi_{jib}) \quad (14)$$

则系统动能变化率又可表示为

$$dT/dt = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n B_{ji} j\omega \cos(j\omega t - \varphi_{jib} - \frac{\pi}{2}) \quad (15)$$

式中: ω 为基频; b_0 为待定常数; t 为时间; B_{ji} 为幅值; φ_{jib} 为相位角。

参照式(5)分析结果,对式(15)分析可得如下结论:系统动能的变化率的大小取决于系统动能变化的最大幅值 B 和变化时间 t ,在相同时间内最大幅值 B 越小,则系统动能的变化率越小;系统动能变化的最大幅值由机器内各部件的动能的初相位决定;当系统动能的变化率呈周期性变化,在设计时既要满足提高使用寿命、工作精度,还要达到节能要求,此时,可配置一个相同系统动能的变化率呈周期性

变化机构,2 个系统动能的初相位相差 π 角度。

综上所述,归纳如下:① 引起系统动能变化率较高和没有得到充分利用的原因为,短时间内系统动能在最大范围内变化;② 系统动能在整个工作过程中没有得到回收或转换。

基于动能的机械设计节能方法,在设计机械系统时,只要使系统的动能为常量,或在最小范围内变化;若机器系统动能的变化率呈周期性变化,还可再设计一个与原周期变化相同的机构,使 2 个系统动能的初相位相差 π 角度;对于制动频繁的机器或工作装置,应设计一套将能量(动能、势能)储存或转换系统;则维持系统正常工作所需输入的功率将会降低和能量得到充分利用。系统的动能为常量和在最小范围内变化的必充条件是,各动能 2 个相邻的初始相位角的之差为 π 或在 π 附近。

1.3 降低其他输出力消耗功率 N_{SF} 措施的论证

机器在工作过程中的输出力,针对不同的工作对象便以不同的形式表示,如车辆的输出力,包括行驶阻力、坡道阻力、惯性阻力等;刨床的输出力为刨刀的削力;振动机械的输出力还包括激振力;液压机械的输出力为推力或扭矩(与油压和流量有关)等。由此分析可得出,机器输出力是由不同形式的力组成的。

除了重力外,其他输出力在少数情况为常量,在多数工作状态为变量,若将其中某一输出力 F_{si} 与其速度 v_{si} 的乘积可表示为某输出力消耗功率 N_{SF_i} ,或将其输出扭矩 M_{si} 与其角速度 ω_{si} 的乘积可表示为某输出力消耗功率 N_{SF} 。则输出力消耗功率 N_{SF} 可表示为

$$N_{SF} = \sum_{i=1}^n N_{SF_i} = \sum_{i=1}^n (F_{si}v_{si} + M_{si}\omega_{si}) \quad (16)$$

根据机器检测的数据结果,式(16)中每个输出力 F_{si} 、 M_{si} 的工作速度,仍然以周期性的变化显示。根据周期函数的性质,周期函数无论是与常数还是其他任意函数的乘积,其结果为周期函数和非周期函数 2 种。所以机器系统其他输出力消耗功率 N_{SF} 可以看作是多个周期函数和非周期函数的合成。现将其以多个周期函数合成表示为

$$N_{SF} = \sum_{i=1}^k \frac{C_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n C_{ji} \cos(j\omega t - \varphi_{jic}) \quad (17)$$

式中: ω 为基频; C_0 为待定常数; C_{ji} 为幅值; φ_{jic} 为相位角。

根据式(5)、式(15)分析结果,同理可得:以周期函数和非周期函数表示的其他输出力消耗功率,

在较大范围内变化时所需匹配的平均功率较大;其他输出力消耗功率的变化与每个输出力 F_{si} 、 M_{si} 和其工作速度 v_{si} 、 ω_{si} 有关;当其他输出力消耗功率在较大范围内变化,则每个输出力 F_{si} 、 M_{si} 或系统动能必然在较大范围内变化。

若要将其他输出力消耗功率降低,则以周期函数和非周期函数表示的其他输出力消耗功率应在较小范围内变化,其充分必要条件是每个输出力 F_{si} 、 M_{si} 的工作速度 v_{si} 、 ω_{si} 的乘积所表示的周期函数或非周期函数的相位应相差 π 。

综上所述,归纳如下:① 引起其他输出力消耗功率较高的原因为,短时间内输出力 F_{si} 、 M_{si} 或系统动能在最大范围内变化;② 降低其他输出力消耗功率 N_{SF} 的措施,在设计机械系统时,只要使以周期函数和非周期函数表示的其他输出力消耗功率应在较小范围内变化,则维持系统正常工作所需输入其他输出力消耗功率将会降低;在最小范围内变化的充要条件是每个周期函数相邻的初始相位角之差为 π 或在 π rad 附近;针对某输出力和工作速度的乘积所表示的周期函数就是机器系统的周期函数,还想取得更佳的节能效果,应再附加一个相同周期函数机构,2 个相同周期函数机构初相位应相差 π 。

1.4 降低无用功率 N_R 措施的论证

机器在将能量传送到工作装置和作用,并与工作对象(或介质)在工作过程中,由于摩擦发热、发声、以及弹性、塑性变形等,要损耗掉一部分功率,即无用功率。虽然其量与机器的传动方式、制造精度、润滑条件等有关,但对损耗功率的发声、弹性、塑性变形现象进行动力学分析,可知产生该现象的主要原因是,部件运动过程中的惯性作用使其受力不均匀、变化较大。从能量分析可得出,部件受力不均匀、变化较大的原因是,系统的动能或势能在较大范围内变化。

动摩擦因数不仅与接触物体的材料和表面有关,而且与接触物体间相对滑动的速度大小有关,动摩擦因数随相对滑动速度的增大而减小;若系统的动能或势能在较大范围内变化,即使部件的接触表面的摩擦因数不变,但接触表面的正压力则呈周期变化,所以摩擦力与摩擦力损耗功率呈周期变化。同时鉴于机器发声、弹性变形也基本都是周期性的,故无用功率 N_R 可用周期函数表示为

$$N_R = \sum_{i=1}^k \frac{d_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n D_{ji} \cos(j\omega t - \varphi_j) \quad (18)$$

式中: ω 为基频; d_0 为待定常数; t 为时间; D_{ji} 为幅

值; φ_j 为相位角。

分析以周期函数和非周期函数表示的无用功率,根据式(5)、式(15)、式(17)分析结果,同理可得:当以周期函数表示的无用功率在较大范围内变化时,所需匹配的平均功率较大;当无用功率的变化主要与每个无用输出力 F_{si} 、 M_{si} 的工作速度 v_{si} 、 ω_{si} 有关,若其他输出力消耗功率在较大范围内变化,则无用输出力 F_{si} 、 M_{si} 或系统动能必然在较大范围内变化。

引起无用功率较高的原因是,短时间内以周期函数表示的无用功率在较大范围内变化。

降低无用功率 N_R 措施:在设计机械系统时,只要使以周期函数表示的无用功率在较小范围内变化,则维持系统正常工作所需输入无用功率将会降低。

1.5 基于平衡功率机械设计节能方法分析

由式(1)可得机器输入的功率等于有势力消耗的功率(或称为系统势能的变化率)所表示的周期函数、其他输出力消耗的功率所表示的周期函数、无用功率所表示的周期函数和系统动能的变化率所表示的周期函数的合成,其计算式为

$$N_M = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n A_{ji} j\omega \sin(j\omega t - \varphi_j) - \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n B_{ji} \cdot j\omega \sin(j\omega t - \varphi_j) + \sum_{i=1}^k \frac{C_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n C_{ji} \cdot \cos(j\omega t - \varphi_j) + \sum_{i=1}^k \frac{d_0}{2} + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n D_{ji} \cdot \cos(j\omega t - \varphi_j) \quad (19)$$

若以4种周期函数分别表示有势力消耗的功率、系统动能的变化率所需消耗功率、其他输出力消耗功率、无用功率均满足在较小范围内变化,但由任意周期函数的性质可知,当这4种周期函数较小幅值在同一时间或同一相位叠加合成一个表示输入功率的新的任意周期函数的较大幅值,则机器输入功率 N_M 将在较大范围内变化,所需匹配机器输入的平均功率将增大。所以4种周期函数表示的各功率合成输入的功率 N_M ,如何实现其幅值在较小范围内变化便成为研究分析的目的。由任意周期函数的性质和平衡方法可知:针对4种周期函数,调整其初相位,当某一函数的最大值和最小值与另一函数的最小值和最大值重合叠加,则合成的周期函数的幅值能在较小范围内变化。同理,使得4种周期函数合成的输入功率的幅值在最小范围内变化,可达到节能要求。

同时,由于工作装置要求和机构等原因,使得输

入功率 N_M 的幅值确实无法达到在最小范围内变化的要求。此时,应认真分析以4种周期函数分别表示的消耗功率,哪个是引起输入功率 N_M 幅值在最大范围内变化的主要因素。根据结果再配置主要因素的周期函数,调整其初相位,使能量得到储存转换,输入功率幅值在最小范围内变化;除此之外,还应根据输入功率 N_M 的幅值在最大范围内变化的实际,直接再配置一个与输入的功率 N_M 的幅值在最大范围内变化的相同的周期函数工作机构,调整2个初相位,使得其最大值与最小值重合叠加,达到输入功率幅值在最小范围内变化的要求。此时,输入功率已不到原输入功率的2倍,但功效将达到2倍。

引起输入功率较高的原因:有势力消耗的功率、系统动能的变化率所需消耗功率、其他输出力消耗功率、无用功率幅值在同一时间或同一相位叠加合成为输入功率任意周期函数的幅值较大;若输入功率受到某种条件或约束的影响、没有得到充分发挥和利用,使机器不能正常工作,为此又不得不适当增加输入功率。

基于平衡功率机械设计节能方法,将有势力消耗的功率、系统动能变化率所需消耗功率、其他输出力消耗功率、无用功率的4种周期函数合成为幅值在较小范围内变化的输入功率;根据输入功率在较大范围内变化的实际,还可直接再配置一个与输入功率变化相同的周期函数机构系统,调整2个函数初相位,是2个输入功率函数合成为一个幅值在最小范围内变化的新的输入功率函数,虽然新的输入功率不到原输入功率 N_M 的2倍,但功效将达到2倍,同样能达到降低输入功率的目的。

1.6 机械设计节能基本原理的归纳整理

将基于势能的机械设计节能方法,基于动能的机械设计节能方法,降低其他输出力消耗功率的措施,降低无用功率的措施,基于平衡功率机械设计节能方法,归纳为机械设计节能基本原理。

在设计机械系统时,只要使系统势能、系统动能为常量,或使2种能量在最小范围内变化;只要使以周期函数和非周期函数表示的其他输出力消耗功率、无用功率在较小范围内变化;调整系统势能变化率、系统动能变化率、其他输出力消耗功率、无用功率4个函数初相位,使输入功率函数幅值在最小范围内变化;若机器或工作装置使输入功率函数幅值在较大范围内变化,应再配置一个与输入功率相同周期函数的工作装置,使新的合成输入功率函数幅值在较小范围内变化,或直接配置一套能量储存或

转换系统;则维持系统正常工作所需输入功率将会降低,系统能量将得到充分利用。

1.7 输入功率较高和功率没有充分利用的原因

引起机器输入功率较高和功率没有充分利用的原因为:在短时间内系统势能、系统动能、以周期函数和非周期函数表示的其他输出力消耗功率、无用功率在较大范围内变化;由 4 个幅值在较小范围内变化周期函数表示输出消耗功率合成的输入功率在较大范围内变化。除此以外,机器的工作装置在不断循环的工作过程中,减速阶段系统动能或势能没得到转化或储存,都是功率没有充分利用的主要原因。

2 机械设计节能基本原理的应用

2.1 应用范围

机械设计节能基本原理是由质点系动能定理的微分形式求证得出的,涉及到较多领域,所以它适用于质点系组成的所有研究对象。由此可知,该原理适用于机械节能产品的设计以及其他学科的研究,具有一定的广泛性。

2.2 在工程设计中的应用

2.2.1 在升降机械设计中的应用

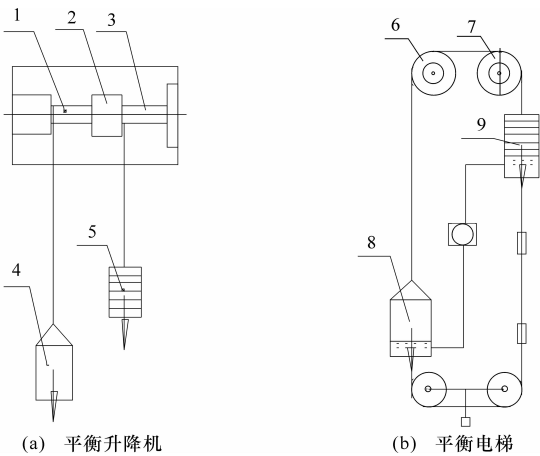
升降机械与其他机械相比,消耗功率的主要特征是货物和人的重量(有势力)在提升或下降的匀速运动过程中均要消耗功率。工程实践证明,以相同的速度提升质量相等的重物,按照电梯标准计算设计的曳引驱动机构所消耗的功率比传统卷扬驱动机构要小得多^[7]。

若按“系统势能为常量或在最小范围内变化”设计升降机械或电梯,可得平衡升降机和平衡电梯设计方案,如图 1 所示。在平衡升降机中,若用 $Q(t)$ 表示提升物体的质量,用 P 表示自重不变的配重,用 r_1 表示升降货物卷筒的半径, r_2 表示升降配重卷筒的半径,若要平衡升降机的系统势能为常量,则必须满足式(20),即

$$Q(t)r_1 = Pr_2 \tag{20}$$

此时虽然 $Q(t)$ 为变量,但可采用自动变速机构改变传动比,可实现系统势能为常量。

在平衡电梯中,若用 $Q(t)$ 表示轿厢和水箱自重以及随人数变化载质量, $P(t)$ 表示配重和水箱自重(变量),曳引轮与导向轮半径相等用 r 表示。平衡电梯在工作时,当进入轿厢人的质量为 q_1 ,轿厢下水箱里将有 p_1 重的水进入配重下水箱。电梯空载时, $Q(t) = Q$, $P(t) = P$;电梯工作时 $Q(t) = Q + q_1 - p_1$, $P(t) = P + p_1$,将其代入式(20),则可求得轿厢



1- 卷筒;2- 变速机构;3- 配重卷筒;4- 重物;5- 配重;6- 曳引轮;7- 导向轮;8- 载重;9- 配重

图 1 平衡升降机械和平衡电梯

下水箱里水进入配重下水箱的质量。

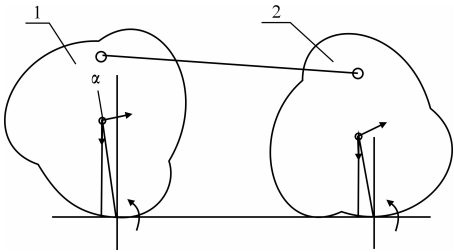
$$p_1 = q_1/2 \tag{21}$$

可以看出由轿厢水箱进入配重水箱水的质量只是人质量的 1/2。

现对卷扬驱动机构、曳引驱动机构和平衡升降机或平衡电梯所需要的电机功率进行对比,可以看出平衡升降机或平衡电梯显然要比曳引驱动机构要小。同时还可以发现,卷扬驱动机构系统势能在最大范围内变化,曳引驱动机构系统势能在较小范围内变化,平衡升降机或平衡电梯的系统势能为常量或在最小范围变化。由此可知,当系统势能为常量时,该机构节能效果最为明显。

2.2.2 在大型冲击压路机设计中的应用

三边弧形前冲击轮 1 和后冲击轮 2 组成的平衡冲击压路机如图 2 所示。由于冲击轮非圆形表面的主要特征使单个冲击轮的势能以周期函数呈现,而且变化范围较大。所以要达到节能目的,只能使该系统势能在最小范围内变化。根据以任意周期函数表示的多个势能合成为系统势能在最小范围内变化的必要充分条件,前后冲击轮的势能的 2 个初相位应满足: $\varphi_2 - \varphi_3 = \pi \pm \alpha$ 。用理论计算、作图法或试验可



1- 前冲击轮;2- 后冲击轮

图 2 平衡冲击的应用

求得,2个冲击轮组成系统的势能在最小范围内变化所必须满足的小参数夹角 α 为平衡角。对2个冲击轮系统的势能在最大范围内变化(重心同时在最低点)和最小范围内变化所需牵引力和功率进行对比,显然系统势能在最小范围内变化所需牵引力和功率比在最大范围内变化要小得多。

2.2.3 在加工设备设计中的应用

为了调节牛头刨床在工作过程由于机构引起的机器主轴速度波动,通常在机器内设计一个转动惯量较大的飞轮,将机器运转的不均匀系数限制在允许范围内,以保证其稳定运转。若既要考虑不均匀系数,又要考虑输入功率的降低,则应首先根据基本原理将刨刀所消耗的输出和动能变化率2项叠合成(图3(a)),就可找出为什么必须在机器内设计一个转动惯量较大的飞轮的原因。按基本原理在原机器的基础上再加一组牛头刨床工作装置,使其初相位与原工作装置的初相位相差 180° (图6(b))。将2种功率图进行分析比较,按平衡理论设计新的牛头刨床的功率最大值与原牛头刨床的功率最大值相差较小,而新的牛头刨床的能效则是原牛头刨床的2倍。从提高能效的角度看,已达到降低维持刨床正常工作所需的输入功率的目的。

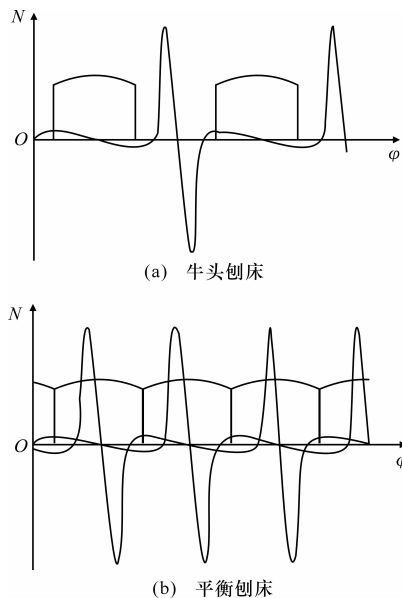


图3 输出功率 N 与功能变化率 φ 的曲线

3 结 语

(1)求证得到了引起机器输入功率较高和功率没有充分利用的原因,得到机械设计节能基本原理,而且得到了多个任意周期函数合成表示为输入功率在最小范围内变化的充分必要条件。

(2)理论分析和应用表明,“机械设计节能基本原理”对设计机械、机电产品具有较好的节能效果,是对机械设计节能原理的补充。

(3)机械设计节能基本原理在求证推导过程中始终贯穿着平衡理念和方法,所以又将其称为“平衡节能原理”,它是降低输入功率、充分利用功率以及提高机器性能的理论基础和有效方法。

参考文献:

References:

- [1] 车胜创. 基于势能为常量的振动与冲击机械节能原理[J]. 长安大学学报:自然科学版, 2007, 27(5): 107-110.
CHE Sheng-chuang. Energy-saving principle of vibratory machinery design based on constant potential energy[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2007, 27(5): 107-110.
- [2] 江 晶, 王 锋, 王 磊. 振动压实系统的动力学特性分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2010, 27(4): 39-41.
JIANG Jing, WANG Feng, WANG Lei. Analysis on dynamic characteristics of vibratory compaction system[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2010, 27(4): 39-41.
- [3] 车胜创. “拍”对路面平整度和压实度的影响分析与研究[J]. 西安建筑科技大学学报:自然科学版, 2004, 36(4): 486-489.
CHE Sheng-chuang. Analytical study: the influence of “clap” on the road compaction and flatness [J]. Journal of Xi'an University of Architecture & Technology: Natural Science Edition, 2004, 36(4): 486-489.
- [4] 孙祖望, 卫雪莉. 振荡压实的动力学过程及其响应特性的研究[J]. 中国公路学报, 1998, 11(2): 117-126.
SUN Zu-wang, WEI Xue-li. The dynamic process of oscillatory compaction and its response characteristics [J]. China Journal of Highway and Transport, 1998, 11(2): 117-126.
- [5] 车胜创, 王必强, 张伟社, 等. 平衡冲击压路机: 中国, CN1372709[P]. 2010-03-03.
- [6] 尚 涛, 赵丁选, 肖英奎, 等. 液压挖掘机功率匹配节能控制系统[J]. 吉林大学学报:工学版, 2004, 34(4): 592-596.
SHANG Tao, ZHAO Ding-xuan, XIAO Ying-kui, et al. Power matching for energy saving control system of hydraulic excavators[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2004, 34(4): 592-596.
- [7] 黄结球. 钢丝绳式曳引驱动施工升降机的技术分析[J]. 建设机械技术与管理, 2005, 18(4): 81-82.
HUANG Jie-qiu. Technical analysis of hoist pulled by wire rope[J]. Construction Machinery Technology & Management, 2005, 18(4): 81-82.