



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102783902 A

(43) 申请公布日 2012. 11. 21

(21) 申请号 201210261137. 3

(22) 申请日 2012. 07. 26

(71) 申请人 美的集团有限公司

地址 528311 广东省佛山市顺德区北滘镇美的
大道 6 号

(72) 发明人 刘秦汉 倪堂荣 皮学军

(74) 专利代理机构 广州粤高专利商标代理有限
公司 44102

代理人 禹小明 林伟斌

(51) Int. Cl.

A47J 19/00(2006. 01)

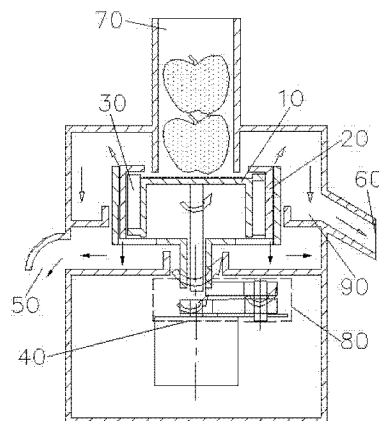
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 6 页

(54) 发明名称

一种自动排渣榨汁机及其排渣榨汁方法

(57) 摘要

本发明涉及食品加工领域,具体涉及一种自动排渣榨汁机及其排渣榨汁方法。一种自动排渣榨汁机,包括机座、上盖,上盖上设有进料口,其中,自动排渣榨汁机还包括盛汁腔、果渣排出口、果汁排出口、电机、刀盘架以及套设于刀盘架外部的隔渣架,所述刀盘架与隔渣架之间设有与隔渣架相对运动的排渣结构,电机通过减速机构分别与排渣结构、隔渣架连接,所述排渣结构与隔渣架之间的转速差为 5 - 45rpm。其结构稳定,刀盘与滤网配合实现小转差,持续榨汁、持续排渣;避免了果渣积存影响机器对物料的加工,无需停机清洗果渣,也大大降低了果渣积存分布不均造成机器工作时产生的震动及噪音,该排渣结构可持续工作,加工效率及出汁率高并且清洗简便。



1. 一种自动排渣榨汁机,包括机座、上盖,上盖上设有进料口(70),其特征在于:自动排渣榨汁机还包括盛汁腔(90)、果渣排出口(50)、果汁排出口(60)、电机(40)、刀盘架(10)以及套设于刀盘架(10)外部的隔渣架(20),所述刀盘架(10)与隔渣架(20)之间设有与隔渣架(20)相对运动的排渣结构(30),电机(40)通过减速机构(80)分别与排渣结构(30)、隔渣架(20)连接,所述排渣结构(30)与隔渣架(20)之间的转速差为 $5 - 45\text{rpm}$ 。

2. 根据权利要求1所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于:所述的排渣结构(30)与隔渣架(20)之间的转速差为 $20 - 30\text{rpm}$ 。

3. 根据权利要求1所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于:所述的排渣结构(30)的外壁与隔渣架(20)的内壁之间设有间隙 d , $0 < d \leq 1.5\text{mm}$ 。

4. 根据权利要求3所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于: $0.5 \leq d \leq 1\text{mm}$ 。

5. 根据权利要求1所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于:所述的排渣结构(30)与刀盘架(10)转速相同。

6. 根据权利要求5所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于:所述的排渣结构(30)与刀盘架(10)一体成型或固定连接。

7. 根据权利要求1所述的一种自动排渣榨汁机,其特征在于:所述的排渣结构(30)为推动果渣向下运动的筋条。

8. 一种排渣榨汁方法,其特征在于包括权利要求1-7任一所述的自动排渣榨汁机的榨汁方法,包括以下步骤:

A、水果从进料口(70)进入自动排渣榨汁机内,开启电机(40),电机(40)带动排渣结构(30)和隔渣架(20)输出不同的转速;

B、水果被刀盘架(10)上的刀盘切碎后,果汁通过隔渣架(20)的缝隙后被向上甩至盛汁腔(90)收集,从果汁排出口(60)排出;果渣被甩至隔渣架(20)内壁后,经过时间 T 被排渣结构(30)向下刮动,从果渣排出口(50)排出。

9. 根据权利要求1所述的一种排渣榨汁方法,其特征在于:所述的步骤B中 $0.3\text{s} \leq T \leq 6\text{s}$ 。

10. 根据权利要求9所述的一种排渣榨汁方法,其特征在于: $0.6\text{s} \leq T \leq 2\text{s}$ 。

一种自动排渣榨汁机及其排渣榨汁方法

技术领域

[0001] 本发明涉及食品加工领域,具体涉及一种自动排渣榨汁机及其排渣榨汁方法。

背景技术

[0002] 随着人们生活水平的提高,各种小家电陆续走进各家各户,搅拌机、打蛋器、榨汁机等,榨汁机是一种用来榨取各种果汁、蔬菜等果蔬类食物的小家电,功能强大,可以用来制作各种果蔬饮料,满足了消费者的健康饮食的需要,使用简单方便。

[0003] 现有的高速榨汁机都是采用离心力进行渣、汁分离,提取果汁,主要分为普通高速榨汁机和甩汁机两种类型,但是两种榨汁机的工作原理都决定了各自难以克服的缺点,致使在生产和使用中都有很大的缺陷。

[0004] 如图 1 所示,普通高速榨汁机的电机 50 与滤网 20 连接,工作时,水果向下运动进入进料口内,水果被刀盘 10 切碎后被离心力甩至滤网 20 内壁,果汁通过滤网 20 的小孔被过滤到盛汁腔 30 内收集,并由果汁排出口 60 排出;而果渣沿滤网 20 向上运动,最后脱离滤网 20 通过果渣排出口 40 排出,此类榨汁机又称为高速抛渣式榨汁机。图中实心箭头为果渣的运动路线;空心箭头为果汁的运动路线。但是,刀盘 10 的切削速度非常高,切碎水果后产生的离心力很大,水果被甩出的速度也非常快,当甩出的过程中碰到倾斜的滤网 20 壁后,倾斜滤网 20 将对果渣产生一个向上的分力,将果渣迅速抛出滤网 20,整个果渣停留在滤网 20 上的时间大概在 0.1 秒左右。这么短的时间导致果渣内含有的果汁无法充分被滤网 20 过滤甩出,所以普通高速榨汁机的出汁率相对较低。

[0005] 如图 2 所示,甩汁机的电机 50 与刀盘 10 连接,刀盘 10 高速旋转,滤网 20 低速旋转,工作时,水果向下运动进入进料口,水果被刀盘 10 切碎后被离心力甩至滤网 20 内壁,果汁通过滤网 20 的缝隙后被向上甩出至盛汁腔 30 内收集,由果汁排出口 40 排出;由于滤网 20 采用圆柱桶状,侧壁是垂直的,果渣 60 将会一直停留在滤网 20 内壁,直到停机才被取出。图中空心箭头为果汁的运动路线。由于果渣 60 在整个榨汁过程中一直在机器内承受离心力的作用,果渣 60 内含有的果汁将会被充分的甩出,理论上果渣 60 在滤网 20 上停留的时间是无穷大。由于滤网 20 酷似一个笼子,此类榨汁机又称为笼式储渣式榨汁机。甩汁机虽然解决了普通高速榨汁机出汁率低的问题,但是又衍生了其他问题。首先,由于果渣 60 不断在滤网 20 内累积,随着累积厚度的增加,果汁被甩出的阻力也越来越大,所以其出汁率并不是我们想象的那么高;其次,由于榨汁过程中果渣 60 并不会均匀的分布在滤网 20 内壁上,从而会产生一定的不平衡力,导致旋转的滤网 20 产生振动和噪音,对机器的使用寿命和用户的使用体验都有很大影响。

发明内容

[0006] 本发明解决的技术问题是提供一种自动排渣榨汁机,其结构稳定,配合实现小转差,持续榨汁、持续排渣,其加工效率及出汁率高,而且清洗方便。

[0007] 为解决上述技术问题,本发明采用的技术方案是:一种自动排渣榨汁机,包括机

座、上盖,上盖上设有进料口,其中,自动排渣榨汁机还包括盛汁腔、果渣排出口、果汁排出口、电机、刀盘架以及套设于刀盘架外部的隔渣架,所述刀盘架与隔渣架之间设有与隔渣架相对运动的排渣结构,电机通过减速机构分别与排渣结构、隔渣架连接,所述排渣结构与隔渣架之间的转速差为 5 — 45rpm。

[0008] 进一步的,所述的排渣结构与隔渣架之间的转速差为 20 — 30rpm。

[0009] 进一步的,所述的排渣结构的外壁与隔渣架的内壁之间设有间隙 d , $0 < d \leq 1.5\text{mm}$ 。优选的, $0.5 \leq d \leq 1\text{mm}$ 。该间隙 d 会影响到出汁率和振动噪音,间隙太小容易导致互相摩擦,增大阻力和产生振动;但间隙越小,长期停留的果渣厚度越薄,出汁率越高。设置了上述的间隙 d ,有效的保证了出汁率降低了振动噪音。

[0010] 进一步的,所述的排渣结构与刀盘架转速相同。刀盘架转动的同时,排渣结构以同样的转速转动并刮落排出附着于隔渣架上的果渣。所述的排渣结构与刀盘架一体成型或固定连接。

[0011] 进一步的,所述的排渣结构为推动果渣向下运动的筋条。筋条的条数至少为一条。筋条为倾斜设置,可仅为倾斜的一条或几条相互独立的筋条,也可为螺旋状的单独一条筋条,无论结构形式如何设计,当刀盘架转动时,筋条同时转动,且筋条的运动轨迹为螺旋状,并且螺旋的方向使果渣被刮落向下运动,最终被排出。

[0012] 一种排渣榨汁方法,包括以下步骤:

A、水果从进料口进入自动排渣榨汁机内,开启电机,电机带动排渣结构和隔渣架输出不同的转速;

B、水果被刀盘架上的刀盘切碎后,果汁通过隔渣架的缝隙后被向上甩至盛汁腔收集,从果汁排出口排出;果渣被甩至隔渣架内壁后,经过时间 T 被排渣结构向下刮动,从果渣排出口排出。

[0013] 所述的步骤 B 中 $0.3\text{s} \leq T \leq 6\text{s}$ 。优选的, $0.6\text{s} \leq T \leq 2\text{s}$ 。果渣在隔渣架上的停留时间 T 决定出汁率,并且影响到整机的振动和噪音,所以果渣在隔渣架上的停留时间 T 是关键参数。果渣停留时间 T 越长,出汁率越高,产生振动、噪音的概率也越大。通过转速差的配合和间隙 d 的设置,使得停留时间 T 的设置合理,保证了出汁率降低了振动噪音。

[0014] 与现有技术相比,有益效果是:本发明的自动排渣榨汁机还包括盛汁腔、果渣排出口、果汁排出口、电机、刀盘架以及套设于刀盘架外部的隔渣架,所述刀盘架与隔渣架之间设有与隔渣架相对运动的排渣结构,电机通过减速机构分别与排渣结构、隔渣架连接,所述排渣结构与隔渣架之间的转速差为 5 — 45rpm。其结构稳定,刀盘与滤网配合实现小转差,持续榨汁、持续排渣;避免了果渣积存影响机器对物料的加工,无需停机清洗果渣,也大大降低了果渣积存分布不均造成机器工作时产生的震动及噪音,该排渣结构可持续工作,加工效率及出汁率高并且清洗简便。

附图说明

[0015] 图 1 是现有普通高速榨汁机整体结构示意图;

图 2 是现有甩汁机整体结构示意图;

图 3 是本发明的整体结构示意图;

图 4 是本发明的第一组数据图；
图 5 是超出范围的数据图；
图 6 是本发明的第二组数据图；
图 7 是本发明的第三组数据图；
图 8 是本发明的第四组数据图；
图 9 是本发明的第五组数据图。

具体实施方式

[0016] 如图 3 所示,一种自动排渣榨汁机,包括机座、上盖,上盖上设有进料口 70,其中,自动排渣榨汁机还包括盛汁腔 90、果渣排出口 50、果汁排出口 60、电机 40、刀盘架 10 以及套设于刀盘架 10 外部的隔渣架 20,所述刀盘架 10 与隔渣架 20 之间设有与隔渣架 20 相对运动的排渣结构 30,电机 40 通过减速机构 80 分别与排渣结构 30、隔渣架 20 连接,所述排渣结构 30 与隔渣架 20 之间的转速差为 5 — 45rpm。

[0017] 进一步的,所述的排渣结构 30 与隔渣架 20 之间的转速差为 20 — 30rpm。

[0018] 进一步的,所述的排渣结构 30 的外壁与隔渣架 20 的内壁之间设有间隙 d , $0 < d \leq 1.5\text{mm}$ 。优选为 $0.5 \leq d \leq 1\text{mm}$ 。该间隙 d 会影响到出汁率和振动噪音,间隙太小容易导致互相摩擦,增大阻力和产生振动;但间隙越小,长期停留的果渣厚度越薄,出汁率越高。设置了上述的间隙 d ,有效的保证了出汁率降低了振动噪音。

[0019] 进一步的,所述的排渣结构 30 与刀盘架 10 转速相同。刀盘架 10 转动的同时,排渣结构 30 以同样的转速转动并刮落排出附着于隔渣架 20 上的果渣。所述的排渣结构 30 与刀盘架 10 一体成型或固定连接。

[0020] 进一步的,所述的排渣结构 30 为推动果渣向下运动的筋条。筋条的条数至少为一条。筋条为倾斜设置,可仅为倾斜的一条或几条相互独立的筋条,也可为螺旋状的单独一条筋条,无论结构形式如何设计,当刀盘架 10 转动时,筋条同时转动,且筋条的运动轨迹为螺旋状,并且螺旋的方向使果渣被刮落向下运动,最终被排出。

[0021] 一种排渣榨汁方法,包括以下步骤:

A、水果从进料口 70 进入自动排渣榨汁机内,开启电机 40,电机 40 带动排渣结构 30 和隔渣架 20 输出不同的转速;

B、水果被刀盘架 10 上的刀盘切碎后,果汁通过隔渣架 20 的缝隙后被向上甩至盛汁腔 90 收集,从果汁排出口 60 排出;果渣被甩至隔渣架 20 内壁后,经过时间 T 被排渣结构 30 向下刮动,从果渣排出口 50 排出。

[0022] 进一步的,所述的步骤 B 中 $0.3\text{s} \leq T \leq 6\text{s}$ 。优选为 $0.6\text{s} \leq T \leq 2\text{s}$ 。果渣在隔渣架 20 上的停留时间 T 决定出汁率,并且影响到整机的振动和噪音,所以果渣在隔渣架 20 上的停留时间 T 是关键参数。果渣停留时间 T 越长,出汁率越高,产生振动、噪音的概率也越大。通过转速差的配合和间隙 d 的设置,使得停留时间 T 的设置合理,保证了出汁率降低了振动噪音。

[0023] 如图 4 所示,通过减速机构 80 输出两个差距很小的传动比实现小转差,由于在整个传动系统中任意改变某个环节的齿数,都将带来转差的大幅变化,而需要的输出转速通常都必须在 2000 — 4500rpm 的范围内(输出转速过高容易找出振动,过低则对水果的切削

不利,并且出汁率也会降低),所以增加了实现此特定的小转差的难度。电机输出的转速一般在 15000 — 20000rpm 左右,这里选取的是 15000rpm 的电机,采用皮带减速的方式实现,通过两级减速得到了两个非常接近的传动比,转速差为 26rpm 左右。

[0024] 如图 5 所示,如果增加、加或减少任意一个带轮的一个齿,转差将会有很大的变化。比如带轮 71 的齿数增加 1 个至 21 齿,结果转差将变为 130rpm,超出选定的范围。

[0025] 如图 6 — 9 所示,为演算的比较合理的参数,但实现此小转速差的合理参数不仅限于此。

[0026] 以上所述仅是本发明的优选实施方式,应当指出,对于本技术领域的普通技术人员来说,在不脱离本发明原理的前提下,对发明的技术方案可以做若干适合实际情况的改进。因此,本发明的保护范围不限于此,本领域中的技术人员任何基于本发明技术方案上非实质性变更均包括在本发明保护范围之内。

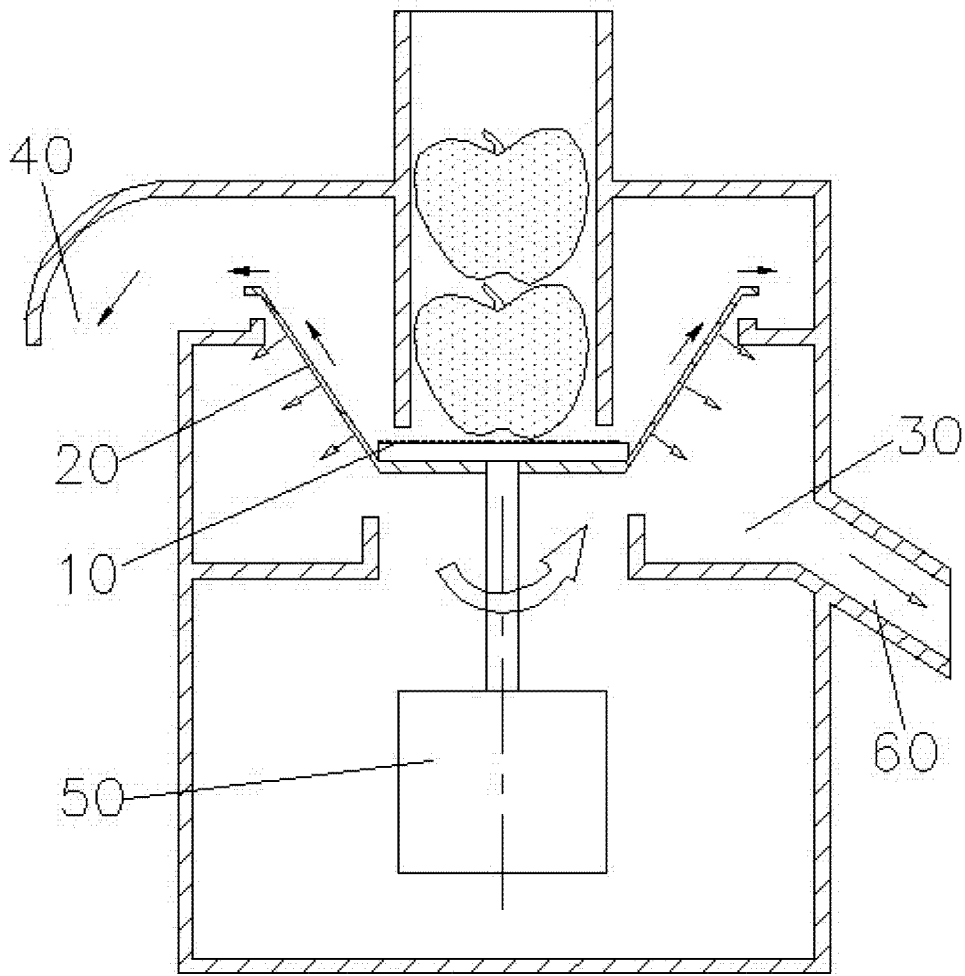


图 1

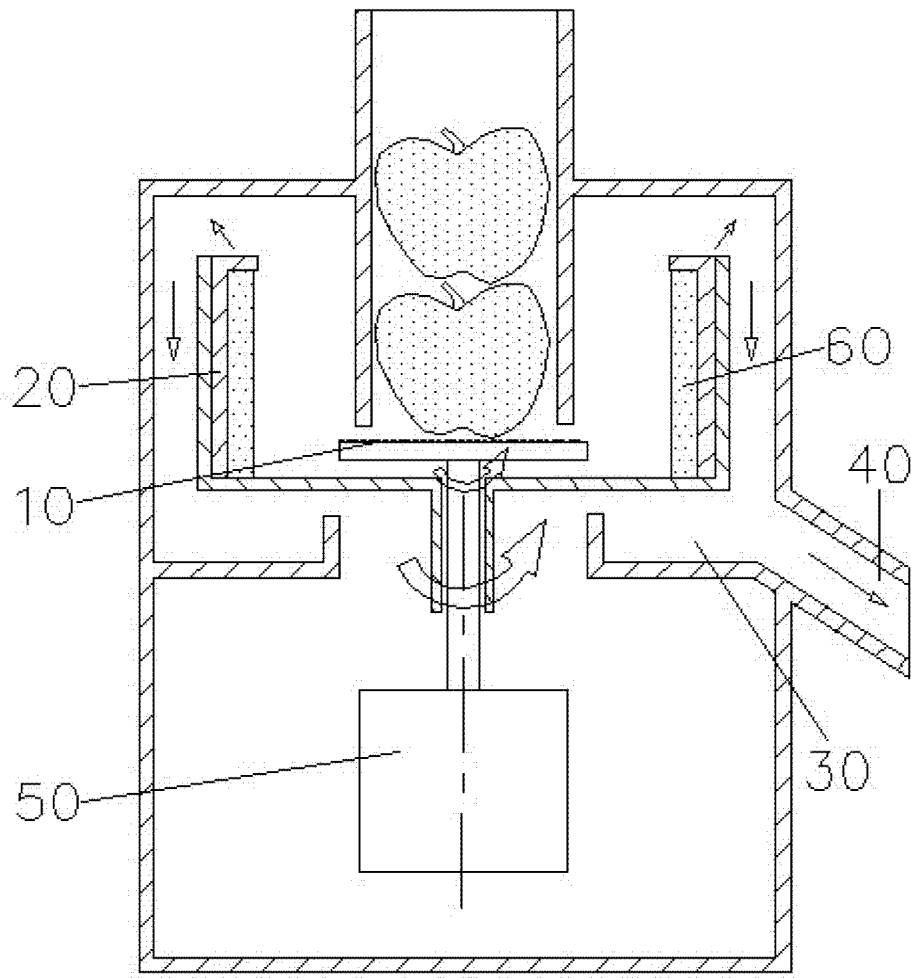


图 2

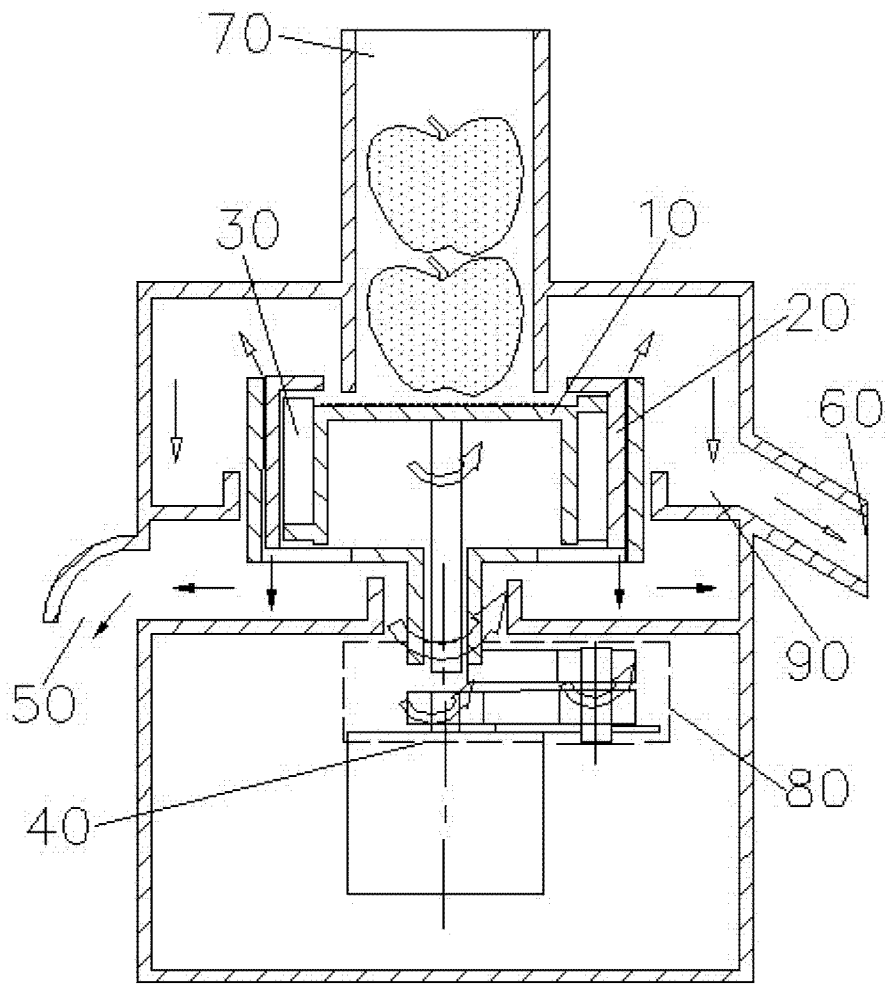


图 3

第一组（现用）				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速（带轮 21 与带轮 23）	22	48	2.181818	6875
第二级高速（带轮 41 与带轮 43）	22	48	2.181818	3151.042
第二级低速（带轮 71 与带轮 73）	20	44	2.2	3125
		转差		26.04167

图 4

				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速（带轮 21 与带轮 23）	22	48	2.181818	6875
第二级高速（带轮 41 与带轮 43）	22	48	2.181818	3151.042
第二级低速（带轮 71 与带轮 73）	21	44	2.095238	3125
		转差		130.208

图 5

第二组				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速(带轮 21 与带轮 23)	12	45	3.75	4000
第二级高速(带轮 41 与带轮 43)	22	35	1.59	2514
第二级低速(带轮 71 与带轮 73)	25	40	1.6	2500
		转差		14.29

图 6

第三组				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速(带轮 21 与带轮 23)	12	45	3.75	4000
第二级高速(带轮 41 与带轮 43)	20	32	1.6	2500
第二级低速(带轮 71 与带轮 73)	26	42	1.616	2476.19
		转差		28.81

图 7

第四组				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速(带轮 21 与带轮 23)	24	52	2.167	6923
第二级高速(带轮 41 与带轮 43)	24	52	2.167	3195
第二级低速(带轮 71 与带轮 73)	20	44	2.2	3146
		转差		49

图 8

第五组				转速
	齿数 1	齿数 2	传动比	15000(电机转速)
第一级减速(带轮 21 与带轮 23)	20	51	2.55	5882
第二级高速(带轮 41 与带轮 43)	20	51	2.55	2307
第二级低速(带轮 71 与带轮 73)	21	54	2.57	2287
		转差		20

图 9