

侧板式行星架的有限元分析及结构设计

煤炭科学研究总院上海分院 王云根
上海工程技术大学 施一萍

摘要 应用三维有限元计算方法,对侧板式行星架系列结构尺寸的位移和应力进行了计算,从而找出其合理的结构参数(即三行星侧板式行星架: $B/a' \geq 0.251$, $d/a' \geq 0.42$; 五行星侧板式行星架: $B/a' \geq 0.34$, $d/a' \geq 0.56$)。

关键词 侧板式行星架 位移 应力

符号说明:

- a —— 啮合中心距, mm
- B —— 行星架侧板厚度, mm
- d —— 行星架芯轴直径, mm
- E —— 材料弹性模量, N/mm^2
- p —— 行星架线载荷, N/mm

引言

2K-H 硬齿面行星齿轮减速器,由于单位体积重量所传递的转矩大,不仅得到了十分广泛的应用,而且其技术发展也相当迅速。大转矩侧板式行星架的应用就是一例。它与框架式行星架^[1]相比,不仅有效地减少了行星架本身的体积重量,使其浮动均载效果更为明显,制造工艺简单;而且其轴向尺寸尤其是多级行星串联的大速比传动系统可大大缩小,使传动结构更为紧凑。这为某些特殊尺寸要求的传动场合提供了极大方便,然而有关这方面的设计计算目前基本上仍是空白。本文应用最新 ANSYS 软件包中的三维有限元计算方法,根据行星架实际受力情况,从由系列结构参数(侧板厚度 B , 芯轴直径 d) 不同组合所获得的一系列计算结果(位移和应力大小)中找出其合理的结构参数确定方法,并将其应用于某一行星齿轮减速器上。该减速器输出转矩达 $38.5 \times 10^4 N \cdot m$, 而重量仅为标准 NGW 型减速器的 56%。经过近二年的生产应用,其性能优良。

1 计算过程

该减速器采用二级行星减速,行星架均为侧板式结构,第一级采用三行星侧板式行星架,第二级采用五行星侧板式行星架,分别如图 1、图 2 所示。

1.1 计算模型

对于任一侧板式行星架,受传动比、齿轮强度、行星轮轴承计算寿命等条件的限制,其中心距、芯轴长度

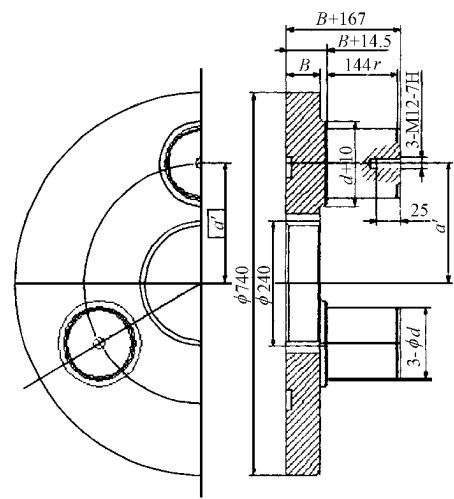


图 1

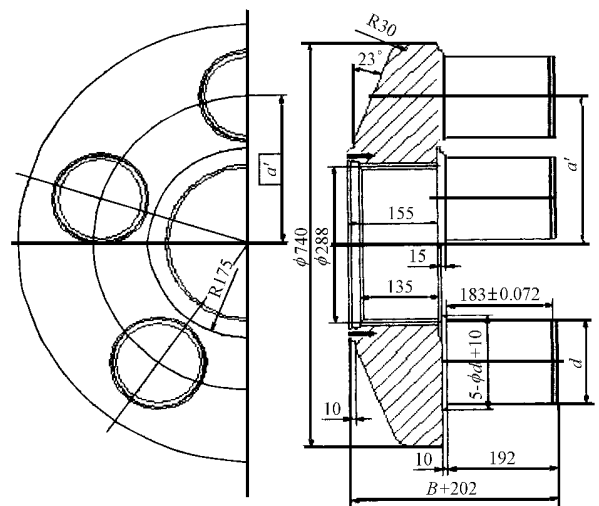


图 2

固定不变,而侧板厚度 B 、芯轴直径 d 是影响其结构刚度的关键参数。为此采用参数化自动建模方法建立侧板式行星架的系列计算模型,即通过对行星架侧板厚度 B 和芯轴直径 d 的不同组合(表 1)按图 1、图 2 分别构成三行星和五星系的侧板式行星架。

表 1 系列结构参数组合表 mm

三行星	芯轴直径 d	60	70	80	90	100	110	120	130	140
	侧板厚度 B	20	30	40	50	60	70	80	90	100
五行星	芯轴直径 d	110	120	130	140	150	160	*	*	*
	侧板厚度 B	100	110	120	130	140	150	160	170	*

注: * 为尺寸所对应的计算模型无法建立。

建模过程为,对每一个芯轴直径 d ,构造侧板厚度 B 从小到大所对应的行星架计算模型。根据表 1 中所列参数,三行星侧板式行星架共有 $9 \times 9 = 81$ 个计算模型,而五行星共有 $6 \times 8 = 48$ 个。对每一个计算模型,下列已知条件固定不变,

材料:ZG40Cr,弹性模量: $E = 2.1 \times 10^5$ MPa;

三行星侧板式行星架:中心距 $a' = 238.856$ mm,芯轴长度 $l = 141$ mm,平均线载荷 $p = 105.67$ N/mm;

五行星侧板式行星架:中心距 $a' = 268.954$ mm,芯轴长度 $l = 180$ mm,平均线载荷 $p = 186.56$ N/mm。

其中线载荷沿芯轴轴线按不均匀系数 $1.16^{[2]}$ 分布,如图 3 所示。

计算模型的单元划分由 ANSYS 软件包自动分割,单元类型为三维 10 节点五面体结构单元,单元数目分别达到 26 016 和 24 655 个,如图 4、图 5 所示。

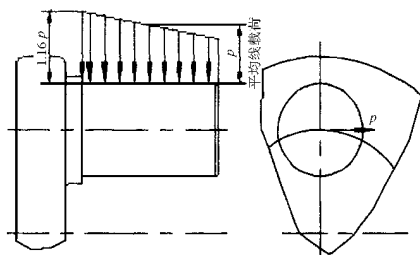


图 3

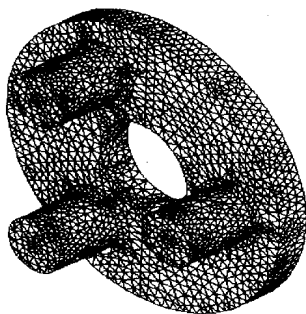


图 4

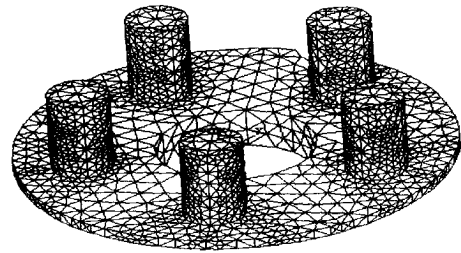


图 5

约束条件为行星架输出端(花键)位移为零。

1.2 计算结果

对两种侧板式行星架,按表 1 结构参数所对应计算模型的位移和应力计算值分别列于表 2 ~ 表 5 中,对应曲线如图 6 ~ 图 9,其中每一根曲线分别对应某一侧板厚度。

表 2 三行星侧板式行星架位移计算值

侧板厚度 B /mm	芯轴直径 d /mm								
	60	70	80	90	100	110	120	130	140
20	0.201 53	0.168 393	0.148 565	0.135 876	0.121 05	0.118 979	0.112 191	0.106 526	0.101 956
30	0.125 005	0.094 329	0.077 786	0.067 132	0.060 193	0.054 943	0.050 95	0.048 051	0.045 61
40	0.100 062	0.069 864	0.054 065	0.044 741	0.038 756	0.034 637	0.031 585	0.029 472	0.027 532
50	0.088 899	0.059 511	0.043 938	0.034 905	0.029 289	0.025 76	0.022 966	0.021 011	0.019 578
60	0.083 344	0.053 84	0.038 492	0.029 541	0.024 372	0.020 809	0.018 312	0.016 545	0.015 273
70	0.079 965	0.050 759	0.035 321	0.026 76	0.021 45	0.018 009	0.015 62	0.013 871	0.012 722
80	0.078 089	0.048 909	0.033 672	0.024 883	0.019 643	0.016 157	0.013 87	0.012 245	0.011 098
90	0.077 107	0.047 291	0.032 416	0.023 692	0.018 458	0.014 971	0.012 654	0.011 078	0.009 961
100	0.075 703	0.046 606	0.031 447	0.022 799	0.017 49	0.014 175	0.011 184	0.010 264	0.009 17

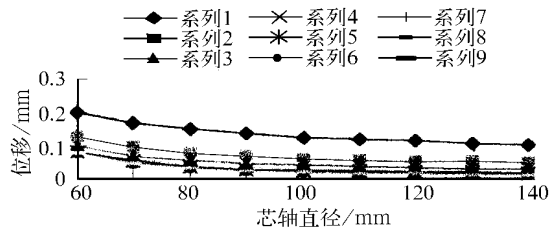


图 6 三行星芯轴直径与位移关系图 ($B = 20, 30, \dots, 100$)

表 3 三行星侧板式行星架应力计算值

侧板厚度 B /mm	芯轴直径 d /mm								
	60	70	80	90	100	110	120	130	140
20	77.64	61.235	45.766	42.794	42.975	42.799	42.777	42.538	42.426
30	63.03	45.823	33.799	28.869	24.993	22.058	21.04	22.108	22.112
40	61.075	41.921	29.466	23.794	22.537	16.967	15.615	16.439	18.674
50	58.778	38.329	27.265	21.073	20.199	16.453	13.534	15.242	15.346
60	57.931	37.723	28.91	19.971	16.824	14.378	15.006	13.173	14.689
70	57.359	39.404	26.971	18.962	16.401	13.687	14.209	13.409	13.781
80	57.635	37.33	27.847	19.06	15.875	13.729	13.314	14.174	16.739
90	57.778	37	29.36	18.782	16.321	14.654	10.948	14.905	14.428
100	57.85	36.725	26.148	18.843	16.506	14.613	12.41	12.954	13.566

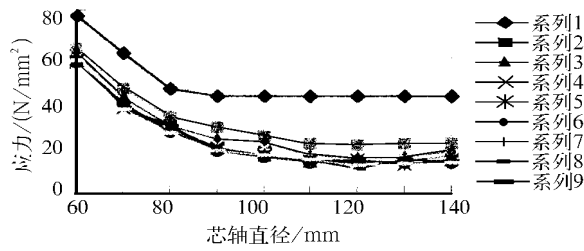


图 7 三行星芯轴直径与应力关系图($B = 20, 30, \dots, 100$)

表 4 五行星侧板式行星架位移计算值

侧板厚度 B/mm	芯轴直径 d/mm					
	110	120	130	140	150	160
100	0.077 216	0.063 061	0.052 723	0.044 877	0.039 41	0.034 183
110		0.057 805	0.047 307	0.040 745	0.035 191	0.030 773
120		0.053 641	0.044 033	0.037 401	0.032 383	0.028 221
130			0.041 567	0.035 203	0.030 212	0.026 521
140		0.049 267	0.040 001	0.033 731	0.028 823	0.025 243
150			0.038 838	0.032 495	0.027 822	0.024 219
160			0.038 008	0.031 808	0.026 885	0.023 445
170			0.037 281	0.031 008	0.026 318	0.022 815

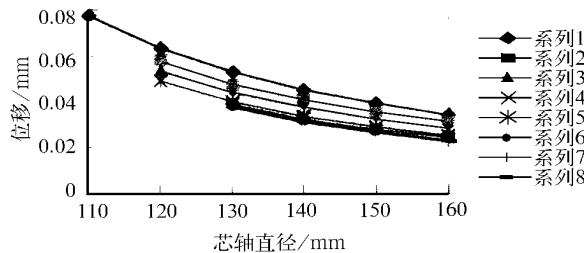


图 8 五行星芯轴直径与位移关系图($B = 100, 110, \dots, 160$)

表 5 五行星侧板式行星架位移计算值

侧板厚度 B/mm	芯轴直径 d/mm					
	110	120	130	140	150	160
100	63.746		38.287	31.454	39.367	30.001
110		45.481	40.217	38.021	30.214	31.662
120		45.284	35.243	33.459	28.642	27.601
130			35.243	31.781	28.908	29.67
140		41.081	37.547	30.755	28.82	30.435
150			32.887	27.754	28.641	27.601
160			31.487	33.223	28.641	27.601
170			31.794	26.309	28.641	27.515

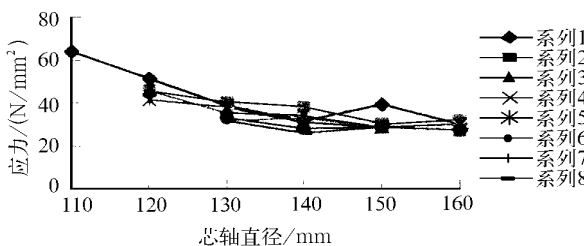


图 9 五行星芯轴直径与应力关系图($B = 100, 110, \dots, 160$)

2 结果分析

对于在给定载荷下的侧板式行星架,其位移量随结构尺寸(侧板厚度 B , 芯轴直径 d)有如下关系,即侧板式行星架的位移量均随着侧板厚度 B 和芯轴直径 d 的增加而减少,但两者的影响程度和方式有着显著的不同。

1) 三行星侧板式行星架 当 $0.84 \leq B/a' \leq 0.21$ (对应于 $20 \leq B \leq 50$) 时,其最大位移量几乎随侧板厚度 B 呈 $1/2$ 几何级数的特征进行递减(见图 6 中“系列 1~4”对应的曲线),其相对变化最大达 420%;而 $B/a' \geq 0.251$ (对应 $B = 60$) 时,行星架位移量只有 4%左右均匀而缓慢地变化。同样当 $0.251 \leq d/a' \leq 0.377$ (相当于 $60 \leq d \leq 90$) 时,行星架位移量变化较大,最大变化达 232%,其衰减率仅为 10%~14%。由此可知,在该结构尺寸范围内,行星架侧板厚度 B 对其位移量的影响程度远大于芯轴直径 d 对其位移量的影响;但当 $B/a' \geq 0.251, d/a' \geq 0.42$ 时,三星侧板式行星架的受载变形随结构尺寸变化的敏感性已很小,其数值大小已与齿轮精度等级对应的允许误差处同一数量级。另外由图 7 可知,在此尺寸范围内行星架最大的应力只有 16.824 N/mm^2 ,显然强度已不是行星架设计的指标。由此可确定,对于三行星侧板式行星架的合理结构尺寸应为 $B/a' \geq 0.251, d/a' \geq 0.42$ 。

2) 对五行星侧板式行星架(参见图 8),在给定载荷下随其结构尺寸变化的位移量与三行星情况相似,但影响程度和方式完全相反。首先侧板厚度 B 对行星架变形的影响要小于芯轴直径 d 对其的影响,当 $0.229 \leq B/a' \leq 0.266$ (相当于侧板平均厚度 $61.5 \leq B \leq 71.5$) 时,行星架位移量变化仅为 12%;当 $B/a' \geq 0.34$ (相当于侧板平均厚度 $B \geq 91.5$) 时,位移量变化小于 1%;而对芯轴直径 d 的变化最大仅为 22.4%,远小于三行星时的情况。由此可知,在该尺寸范围内行星芯轴直径对其位移量的影响远大于侧板厚度对其的影响。进一步分析可知,在 $B/a' \geq 0.34, d/a' \geq 0.56$ 的结构尺寸范围内,行星架受载位移量随侧板厚度 B 的变化小于 1%,随芯轴直径 d 的变化小于 2.2%,且其数值大小已与齿轮精度等级对应的允许误差处同一数量级,同时对应图 9 的行星架最大应力仅为 28.908 N/mm^2 。由此可确定,对于五行星侧板式行星架的合理结构尺寸应为 $B/a' \geq 0.34, d/a' \geq 0.56$ 。

由上述分析可知,侧板式行星架的芯轴直径与侧板厚度对其刚度的影响存在着一定的数值匹配关系,这一关系如与齿轮的轮齿强度、轮体强(下转第 15 页)

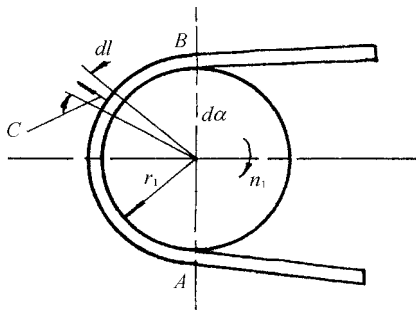


图 3 F_μ 的计算示意图

$$C = q \cdot dl \cdot v^2 \cdot r_1^{-1} = qda \cdot v^2 \quad (9)$$

式中 r_1 ——小带轮半径

离心力 C 将使微弧段 dl 上减少摩擦力 dF_μ ,

$$dF = C \cdot \mu \quad (10)$$

将式(9)代入式(10),得

$$dF_\mu = qv^2 da \cdot \mu \quad (11)$$

将式(11)在包弧 AB 上积分,可得

$$F_\mu = qv^2 \mu \alpha \quad (12)$$

式中(5) 式(8) 式(12) 联立可得

$$F_{ev} = F_e - qv^2 \mu \alpha = 2 F_0 \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha} + 1} - qv^2 \mu \alpha \quad (13)$$

F_{1v} 、 F_{2v} 、 F_{ev} 之间的关系见图 2 中直线 3。由式(13)得

$$F_0 = \frac{1}{2} (F_{ev} + qv^2 \mu \alpha) \cdot \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

令许用功率 $P = F_{ev} \cdot v$, 则由上式可得

$$F_0 = \frac{P e^{\mu \alpha} + 1}{2v e^{\mu \alpha} - 1} + \frac{1}{2} qv^2 \mu \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha} - 1} \quad (14)$$

将式(14)与式(1) 进行比较, 显见两式的差异。设式(1)中 F_0 为 F_0' , 式(14)中 F_0 为 F_0'' , 取摩擦型带传动可能的 μ 、 α 值进行计算, 可得出 $F_0'' > F_0'$ 的结论。实际上, 按式(1) 算出的 F_0 并非安装张紧时所需的初拉力, 而是图 2 中对应直线 3 上与 S 点的纵坐标, 即 F_{1v} 与 F_{2v} 的算术平均值。

2 实例计算

[例 1] 设一 V 带传动, 采用单根 D 型带, 传动比

$i = 1$, 包角 $\alpha = 180^\circ$, 带与轮间摩擦系数 $\mu = 0.51$, 特定长度, 主动轮直径 $d_1 = 500 \text{ mm}$, 转速 $n_1 = 200 \text{ r/min}$, 带速 $v = 5.23 \text{ m/s}$, 由文献[2] 可查得传递的许用功率 $P = 9.21 \text{ kW}$, 计算其初拉力。

由式(1) 求得 $F_0' = 13\,357.2 \text{ N}$

由式(14) 求得 $F_0'' = 13\,406.0 \text{ N}$

两者的偏差 $\varepsilon = \frac{F_0'' - F_0'}{F_0} = 0.3\%$, 差异不太明显。

[例 2] 将例 1 中 $n_1 = 1\,200 \text{ r/min}$, $v = 31.4 \text{ m/s}$, 其参数不变, 由文献[2] 查得许用功率 $P = 26.71 \text{ kW}$, 计算其初拉力。

由式(1) 求得 $F_0' = 12\,296 \text{ N}$

由式(14) 求得 $F_0'' = 13\,520 \text{ N}$

二者的偏差 $\varepsilon = \frac{F_0'' - F_0'}{F_0} = 9\%$, 有明显差异。

3 结论

1) 当考虑离心力影响时, 摩擦型带传动初拉力应按式(14) 计算。其结果与现有文献^[1-4] 的结果不同, 用本文推导的公式计算出来的值较大。

2) 当带速很小时, 式(1) 与式(14) 的结果差别不大, 而当带速很大时则有明显差异。可进一步验证(过程略), 对于 $v > 60 \text{ m/s}$ 的高速带传动, 两者的差别将更大, 可达 $\varepsilon = 20\% \sim 30\%$ 。因此本文的结论对高速带传动而言具有更重要的意义。

参 考 文 献

- 1 濮良贵. 机械设计. 北京: 高等教育出版社, 1991. 165 ~ 177
- 2 现代机械传动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995. 841 ~ 842
- 3 库德里亚夫采夫 B.H. 著, 汪一麟译. 机械零件. 北京: 高等教育出版社, 1985. 161 ~ 163
- 4 彭文生等. 机械设计. 武汉: 华中理工大学出版社, 1996. 111 ~ 115

女 39 岁 副教授 邮编: 421001

(收稿日期: 1998 05 18)

(上接第 9 页) 度和行星轮轴承寿命进一步匹配, 可使行星齿轮传动获得更好的性能价格比。

3 结论

对满足结构尺寸 $B/a' \geq 0.251$, $d/a' \geq 0.42$ 的三行星侧板式行星架和 $B/a' \geq 0.34$, $d/a \geq 0.56$ 的五行星侧板式行星架, 不仅结构合理、紧凑, 满足行星齿轮传递动力的刚度要求, 而且由此装配而成的行星齿轮减速器在性能、重量、外形尺寸尤其是轴向尺寸上更具

竞争力。

参 考 文 献

- 1 Wang Yungen. Element Analysis and Structure Design For Heavy Duty Planetary Carrier. Proceedings of The International Mining Tech' 97 Symposium 1997. 535 ~ 540
- 2 煤炭科学研究总院上海分院. 250 弧齿锥齿轮-行星齿轮减速器技术鉴定报告. 1994

* 男 33 岁 高级工程师(硕士) 邮编: 200030

(收稿日期: 1998 07 17)

ABSTRACTS & KEY WORDS

MECHANICAL TRANSMISSION Vol.23 .No.1 , 1999

On the Physical Meaning of r/R in the Design Guidelines for Predicting Contact Loss ... Xie Jin , et al.(1)

Abstract This paper focus on the physical meaning of r/R which is used to determine whether the contact between pin and bush in a clearance joint remains or losts . It is discovered by studying the stability of the sliding motion that there must exist a stability shifting when $r/R \geq F$. Therefore , an additional condition should be involved if $r/R \leq F$ is used as a design guideline .

Key words: planar linkage mechanism clearance contact loss

Kinetic Characteristics Analysis of Roller Gear Indexing Cam Mechanism ... Cai Zhengmin , et al.(3)

Abstract This paper firstly studies the static force characteristics of roller gear indexing cam mechanism , and on the basis of this , kinetic characteristics of roller gear indexing cam mechanism are studied . And by the Lumped mass method , it provides the kinetic differential equations of roller gear indexing cam mechanism in its fixing and ascending period .

Key words: cam mechanism kinetic analysis lumped mass method remaining vibration

FEM and Structure Design of Planetary Carrier in Cantilevered Spindles ... Wang Yungen , et al.(7)

Abstract To find the reasonable structure parameters for cantilevered spindles planetary carrier , series calculations with 3D FEM method have been taken for the displacement and stress corresponding related dimensions . For triple cantilevered spindles carrier : $B/a' \geq 0.251$, $B/a' \geq 0.42$ and for pentad cantilevered spindles one : $B/a' \geq 0.34$, $B/a' \geq 0.56$.

Key words: cantilevered spindles planetary carrier displacement stress

The Design of a New Type pressure Mechanism ... Yang Huixiang , et al.(10)

Abstract This paper presents a new type pressure Mechanism designed by connection of double-crank and slider-crank mechanism with special dimension . As and example , a machine for pressuring dry powder tablet was designed . The result showed that this mechanism has simple structure , good machinability and effective stop and also has high pressure .

Key words: combined mechanism double crank mechanism slider crank mechanism

An Indirect Evaluation method for Running Stability of Hypoid Gears ... Huang Changhua , et al.(18)

Abstract This paper resents an indirect method to evaluate running stability of hypoid gears , in which the sign of vibration of driven shaft bearing housing in the rolling checker is detected as a measure value of running stability of meshing gears . The main features of this method are : (1) the running stability of meshing gears can be quantitively evaluated in a rolling checker without changing any structure of the rolling checker and (2) the causes of flaw in the quality of gears can be diagnosed with frequency domain analysis . The experimental results showed that the method is very effective and can be applied to hypoid gear manufacturing process to improve its quality .

Key words: hypoid gear rolling check running stability detection of vibration manufacturing process

The Influence of Modification of Cycloid Gear on the Lost Motion of High Precision RV Transmission Used in Robots ... He Weidong , et al.(24)

Abstract On the basis of the analysis of the main factors which affect the lost motion of high precision RV transmission used in robots , the influence of modification of cycloid gear on the lost motion is studied . Also a new mathematical model has been obtained and a right way of modification has been found .

key words: RV transmission modification lost motion

Summaries of Micro motion Mechanisms ... Liu Jianqin , et al.(26)

Abstract At present , micro motion mechanisms are usually actuated by elastic deformation , linear motor , mechanical transmission , electrical magnet and intelligent materials . The structures , principle , characters and some applications several types of micro motion mechanisms are introduced and compared with each other in this paper .

Key words: micro motion mechanism elastic deformation linear motor mechanical transmission electrical magnet intelligent material

The Prolonged Tooth Surfaces of Internal Gear Used in a New Type of Toroidal Drive ... Xu Xiaojun , et al.(32)

Abstract A method to prolong the tooth surface of a new type of toroidal drive is discussed . The new tooth surface can be prolonged by the normal profile of the internal toroidal surface , or replaced by an equal-pitch helical surface . And the approximate meshing condition is also analyzed .

Key words: toroidal drive cylindrical internal gear approximate meshing