



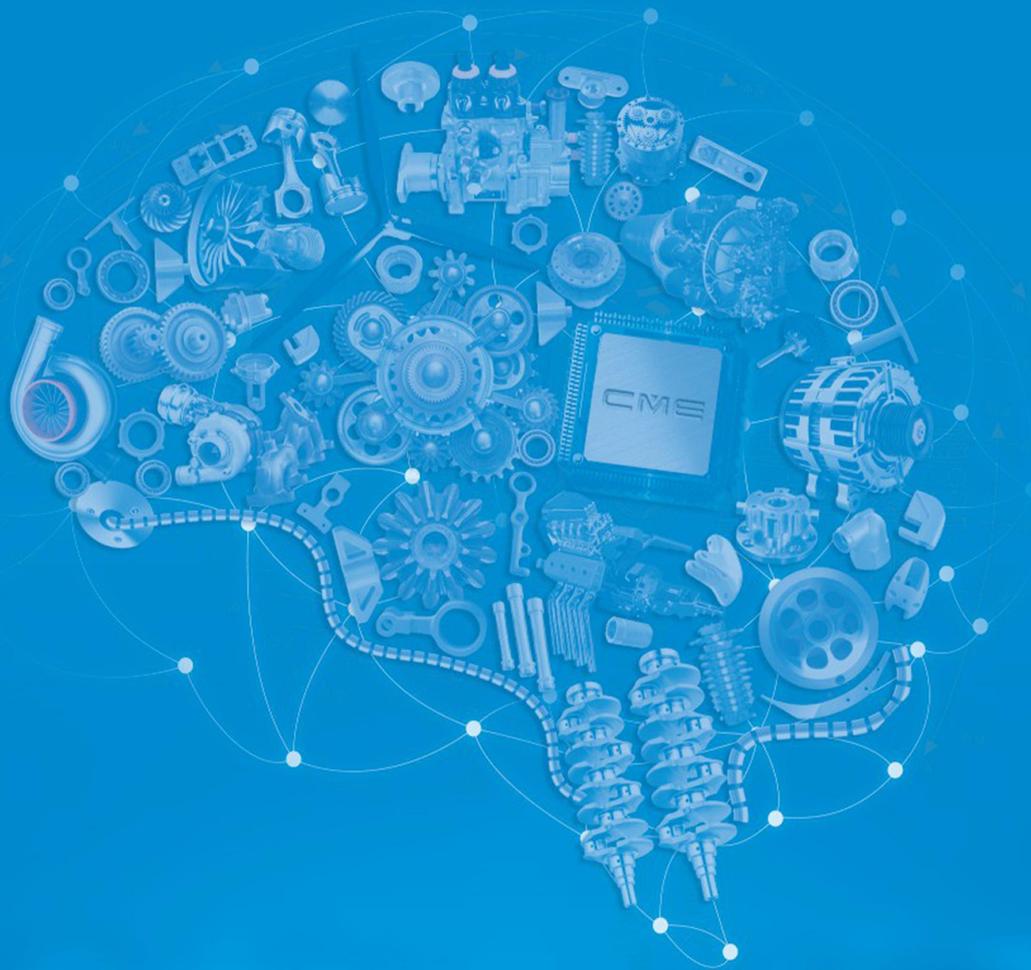
ISSN 1004-132X
CODEN ZJGOE8

中国机械工程®

CHINA MECHANICAL ENGINEERING



CMES 会刊
中国机械工程学会



ISSN 1004-132X



2022 Vol.33
半月刊

1

中国机械工程

CHINA MECHANICAL ENGINEERING

二〇二二年一月

第三十三卷

第一期

Vol.33 No.1 2022

《中国机械工程》第五届编委会

(同项之内按姓氏笔画排序)

荣誉委员 朱森第 李培根[△] 何光远 宋天虎 陆燕荪 周济[△]
柳百成[△] 谢友柏[△] 路甬祥^{*△} 潘际奎^{*}

主任 卢秉恒[△]

副主任 丁汉^{*} 朱荻^{*} 张彦敏 单忠德[△] 钟志华[△] 郭东明[△]
谭建荣[△]

委员 丁汉^{*} 丁华锋 王雪 王文涛 王立平⁽¹⁾ 王立平⁽²⁾
王立鼎^{*} 王成勇 王时龙 王宝雨 孔祥东 邓宗全[△]
石照耀 卢秉恒[△] 史铁林 包起帆 巩水利 朱胜
朱荻^{*} 华林 刘强 刘志峰 刘战强 齐二石
江平宇 孙守迁 严新平[△] 李刚 李大勇 李永兵
李圣怡 李光耀 李先广 李涤尘 李继保 李德群[△]
杨华勇[△] 杨兆军 吴崇建 宋征宇 张洁 张义民
张定华 张彦敏 张先民 张健民 陆辛 陈新
陈赣 陈万诚 陈子辰 陈文华 陈文哲 陈学东[△]
陈定方 陈雪峰 陈超志 邵新宇[△] 苑世剑 苑伟政
范大鹏 林峰 易红 周仲荣 周华民 周祖德
郑力 单忠德[△] 孟永钢 赵继 赵韩 赵国群
胡正寰[△] 钟掘[△] 钟志华[△] 段吉安 姜澜 姜澄宇
姚振强 秦大同 袁巨龙 聂宏 桂林 贾振元^{*}
顾剑锋 徐兵 徐西鹏 殷国栋 高亮 高峰
高镇海 郭万林^{*} 郭孔辉[△] 郭东明[△] 涂善东[△] 陶飞
黄田 黄小钢 黄庆学[△] 曹健 曹华军 董仕节
韩旭 喻海良 傅玉灿 焦宗夏 温熙森 雷源忠
蔡玉麟 谭建荣[△] 熊有伦^{*} 颜永年
DAI Jiansheng FAN Qi LEE Jay
LI Weidong NI Jun SHEN Weiming
TIEU Kiet TING Kwunlon WANG Lihui
WU Huapeng ZHOU Norman

注：*为中国科学院院士，△为中国工程院院士；王立平⁽¹⁾来自清华大学，王立平⁽²⁾来自中国科学院宁波材料技术与工程研究所

中国机械工程

ZHONGGUO JIXIE GONGCHENG

<http://www.cmemo.org.cn>

半月刊 公开发行 1990 年创刊

2022 年第 33 卷第 1 期(总第 577 期)

2022 年 1 月 10 日出版

本刊荣誉

第二届全国优秀科技期刊一等奖(1997)
首届国家期刊奖(1999)
湖北十大名刊(2001,2006,2008,2010,2020)
中国期刊方阵“双高”期刊(2001)
百种中国杰出学术期刊(2002~2012,2015)
第二届国家期刊奖提名奖(2003)
第三届国家期刊奖(2005)
中国精品科技期刊(2008,2011,2014,2017,2020)
中国最具国际影响力学术期刊(2012,2013)
湖北十大名刊成就奖(2013~2018)
全国百强科技期刊(2013,2015,2017)
湖北出版政府奖(2020)

主 管:中国科学技术协会

主 办:中国机械工程学会

地址:北京市海淀区首体南路 9 号

主语国际 4 号楼 11 层

邮政编码:100048

电话:010-68799046

传真:010-68799050

E-mail:chencz@cmes.org

编辑出版:中国机械工程杂志社

地址:湖北工业大学 772 信箱

邮政编码:430068

稿件查询电话:027-59750772,88011893

传真:027-88011827

E-mail:paper@cmemo.org.cn

微信公众号:trans-cmes

编委会主任:卢秉恒

社 长:彭育园

主 编:董仕节

责任编辑:张 洋

印 刷:武汉市洪林印务有限公司

总 发 行:中国邮政集团公司湖北省分公司

中国国际图书贸易集团有限公司

订 购 处:中国邮政集团公司

订阅网址:<http://bk.11185.cn>

邮发代号:38-10

海外发行代号:SM4163

广告发布登记(鄂广登准字(2019)4200000017)

中国标准连续出版物号:ISSN 1004-132X
CN 42-1294/TH

定 价:30.00 元

中国机械工程杂志社第四届董事会

董事长

中国机械工程学会

宋天虎

副董事长

重庆大学

秦大同

大连理工大学

孙 伟

东风汽车集团有限公司

黄 松

福建工程学院

董 昕

哈尔滨工业大学

赵 杰

河北工业大学

李铁军

湖北工业大学

刘德富

华中科技大学

杨叔子

吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室

郭孔辉

南京航空航天大学

聂 宏

清华大学

钟约先

武汉科技大学

孔建益

武汉理工大学

周祖德

西安工业大学

马保吉

西安交通大学

朱 均

厦门理工学院

陈文哲

燕山大学

孔祥东

中石化石油工程机械有限公司

谢永金

董 事

北京工业大学机械工程与应用电子技术学院

陈树君

北京航空航天大学机械工程及自动化学院

杨建军

北京石油化工学院机电工程学院

薛 龙

北京印刷学院数字化印刷装备北京市重点实验室

王仪明

常州大学现代机构学研究中心

沈惠平

重庆工商大学

张贤明

福建农林大学机电工程学院

陈学永

福州大学

姚立纲

广东工业大学

郭钟宁

广西大学

蔡敢为

广州大学

张春良

国防科技大学

陈 循

杭州浙大旭日科技开发有限公司

潘常春

合肥工业大学机械工程学院

赵 韩

河南科技大学机电工程学院

顾潭成

湖北汽车工业学院

王生怀

湖南工业大学

姚齐水

湖南科技大学

唐果宁

华南理工大学

张宪民

华中科技大学机械科学与工程学院

邵新宇

江苏海洋大学

舒小平

江苏理工学院

雷卫宁

昆明理工大学

周 荣

南京工程学院

左健民

三峡大学机械与动力学院

方子帆

山东大学

邹增大

山东理工大学

王效岳

上海应用技术大学机械工程学院

张慧敏

沈阳工业大学

刘伟军

沈阳化工大学

张义民

天津大学

王天友

天津理工大学机械工程学院

赵新华

温州大学

周宏明

湘潭大学机械工程学院

郑学军

浙江大学化工机械研究所

单 岩

浙江工业大学

张立彬

浙江理工大学

陈文华

郑州大学机械工程学院

吴晓铃

中国地质大学(武汉)机械与电子信息学院

丁华锋

中国机械工程

2022年 第33卷 第1期 1月10日出版

目 次

自立自强 求实求进——2022年主编寄语	董仕节(1)
机械基础工程	
微纳系统微区感应加热技术的研究进展	吴德志 陈卓 海振银等(2)
激光加热辅助车削淬硬钢的白层形成临界切削速度预测与实验研究	谢兴杰 张小俭(15)
非线性能量阱对汽车车身垂向振动的抑制效果	甄冬 李堃 刘晓昂等(24)
窗口伸缩优化的同步压缩算法及其在变转速工况瞬时频率估计上的应用 吴红安 吕勇 易灿灿等(34)
双列螺旋槽液膜密封的相变流动特性	曹生照 常涛 郝木明等(45)
含有恰约束分支的无耦合两转动并联机构型综合	张彦斌 王科明 芦凤林等(54)
基于履带车辆车体动态响应的行驶路面不平度识别	凌启辉 戴巨川 陈盛钊等(62)
激光熔覆过程中的粉、气、光耦合温度场	许明三 周春辉 张正等(70)
智能制造	
数字孪生驱动的数控铣削刀具磨损在线监测方法	李聪波 孙鑫 侯晓博等(78)
面向不平衡数据集的汽车零部件质量预测	李敏波 董伟伟(88)
自动导向小车与加工设备多目标集成调度的聚类遗传算法	邹裕吉 宋豫川 王馨坤等(97)
工程前沿	
水下滑翔机纵垂面变浮力过程建模与控制优化	严升 张润锋 杨绍琼等(109)
电动车辆控制参数自动优化标定系统的研究及验证	高建平 余佳衡 孟垚等(118)
学会资讯	
《中国机械工程》2022年报道重点	(44)
《中国机械工程》第五届编委会	(封2)
中国机械工程杂志社第四届董事会	(I)
CONTENTS	(126)
燕山大学	(封3)
重庆工商大学	(封4)

ISSN 1004 - 132X
CHINA MECHANICAL ENGINEERING
(Transactions of CMES®)
Vol.33, No.1, 2022 the first half of January
Semimonthly (Serial No.577)

Edited and Published by: CHINA MECHANICAL
ENGINEERING Magazine Office
Add: P.O.Box 772, Hubei University of Technology,
Wuhan, 430068, China
Distributor Abroad by: China International Book
Trading Corporation (P.O.Box 399, Beijing)
Code: SM4163

CONTENTS

Research Progresses of Micro-area Induction Heating Technology in Micro/Nano Systems	WU Dezhi et al (2)
Prediction and Experimental Study of Critical Cutting Speed of White Layer Formation in LAT Hardened Steels	
.....	XIE Xingjie et al (15)
Suppression Effectiveness of NES for Vehicle Body Vertical Vibrations	ZHEN Dong et al (24)
Synchrosqueezing Algorithm for Window Extension and Compression Optimization and Its Applications in Instantaneous Frequency Estimation under Variable Speed Conditions	WU Hongan et al (34)
Phase Change Flow Characteristics of Double-row Spiral Groove Liquid Film Seals	CAO Shengzhao et al (45)
Type Synthesis of Uncoupled Two-rotational Parallel Mechanism with One Pure Constraint Branch	
.....	ZHANG Yanbin et al (54)
Road Roughness Recognition Based on Vehicle Body Dynamic Response of Tracked Vehicles	LING Qihui et al (62)
Temperature Distribution of Powder-gas-optical Coupling temperature field in Laser Cladding Processes	
.....	XU Mingsan et al (70)
Online Monitoring Method for NC Milling Tool Wear by Digital Twin-driven	LI Congbo et al (78)
Quality Prediction of Automotive Parts for Imbalanced Datasets	LI Minbo et al (88)
Clustering Genetic Algorithm for Multi-objective Integrated Scheduling of AGVs and Machine	ZOU Yuji et al (97)
Modelling and Control Optimization for Underwater Gliders of Variable Buoyancy Processes in Vertical Plane	
.....	YAN Sheng et al (109)
Research and Verification of Control Parameter Automatic Optimization Calibration Simulation System for Electric Vehicles	GAO Jianping et al (118)

含有恰约束分支的无耦合两转动并联机构型综合

张彦斌^{1,2} 王科明¹ 芦风林¹ 魏雪敏¹ 王科峰¹

1.河南科技大学机电工程学院,洛阳,471003

2.机械装备先进制造河南省协同创新中心,洛阳,471003

摘要:为提高解耦并联机构的刚度和承载能力,基于分支驱动力螺旋理论提出一种含有恰约束分支的无耦合两转动并联机构型综合系统方法。分析了无耦合两转动并联机构的运动解耦性与分支驱动力之间的关系,确定了分支驱动力螺旋的作用形式;研究了机构输入-输出运动之间的映射关系,根据机构雅可比矩阵为对角阵的特点,确定了主动分支的驱动力螺旋和主动运动螺旋的具体形式,给出了非主动运动螺旋的确定方法,完成了主动分支的构型综合。最后实现了含有恰约束分支无耦合两转动并联机构的型综合,得到多种新机型。

关键词:型综合;并联机构;恰约束分支;无耦合;驱动力螺旋

中图分类号:TH112;TP242

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2022.01.006

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Type Synthesis of Uncoupled Two-rotational Parallel Mechanism with One Pure Constraint Branch

ZHANG Yanbin^{1,2} WANG Keming¹ LU Fenglin¹ WEI Xuemin¹ WANG Kefeng¹

1.School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan, 471003

2.Center of Machinery Equipment Advanced Manufacturing of Henan Province, Luoyang, Henan, 471003

Abstract: In order to improve stiffness and loading capability of decoupled parallel mechanisms, a systemic method of type synthesis for the uncoupled two-rotational parallel mechanism with one pure constraint branch was proposed based on branch actuation wrench screw theory. The relationship between motion decoupling and branch actuation wrench of the uncoupled two-rotational parallel mechanism was analyzed, and the action forms of the branch actuation wrench screws were determined. Mapping relationship between input and output motions of the parallel mechanism was studied. According to the characteristic of Jacobian matrix which was a diagonal one, real forms of the actuation wrench screws and actuated twist screws of driving branches were derived. The law determining the non-actuated twist screws was established. As a result, structural synthesis of the driving branches was completed. Finally, type synthesis of the uncoupled two-rotational parallel mechanism with one pure constraint branches was realized and some new parallel mechanisms were obtained.

Key words: type synthesis; parallel mechanism; pure constraint branch; uncoupled; actuation wrench screw

0 引言

在医疗康复、航空航天等应用领域,含有两个转动自由度(2R型)的机构常作为执行机构用于姿态调整。并联机构具有精度高、结构紧凑、响应快等优点,故2R型并联机构适合作为姿态调整装置的本体结构^[1-4]。国内外学者对两转动并联机构进行了诸多研究和分析。侯雨雷等^[5]提出一种新型RU-RPR两转动解耦并联机构,讨论了机构的位置正反解和奇异性。CARRICATO^[6]设

计出一类分支含有等速比关节的2R和3R型的解耦并联机构。范彩霞等^[7]提出了一种完全解耦的二自由度转动并联机构,并进行了运动学和奇异性分析。张彦斌等^[8]设计出一种适用于踝关节康复机器人的2R型RR-RURU并联机构,并对其运动学和完全各向同性条件进行了分析。GOGU^[9]基于线性变换理论提出了一种完全各向同性的过约束2R型并联机构综合方法。XU等^[10]通过分析施加到动平台上的分支约束力的空间排列关系,设计出一类具有2个连续转轴的2R并联机构。ZENG等^[11]基于约束螺旋理论,建立一种转动解耦并联机构的综合方法,并得到

收稿日期:2020-11-02

基金项目:河南省科技攻关计划(192102210221);河南省高等学校重点科研项目基础研究计划(18A460001)

一类两转动并联机构。SYRSELOUDIS 等^[12]提出一种可作为人体踝关节康复装置的新型混联二自由度转动机构,并对其进行参数优化和传递性能分析。

目前,普通并联机构的分支运动链数等于其自由度数,主动副平均分配在各条分支中,即每一条分支运动链均为主动分支^[13-15]。某些分支运动链数大于机构自由度数的并联机构至少有一个分支不含主动副,该类分支仅向机构动平台提供约束而不提供驱动力,称其为纯约束分支。纯约束分支末端构件的运动输出特性与机构动平台的运动输出特性完全相同时,该约束分支称为恰约束分支^[16-17]。文献^[18-19]指出,与不含恰约束分支的并联机构相比,恰约束分支可对并联机构的静刚度产生显著影响,提高整机的稳定性与承载能力。不仅如此,恰约束分支还能提高并联机构的精度、控制不可控误差^[20]。KONG^[21]设计出一种可作为仿生机器人腕关节和髌关节的两自由度球面 RR-RRR-RRR 并联机构,其中的 RR 分支运动链为恰约束分支。

本文基于驱动力螺旋理论提出一种含有恰约束分支的无耦合两转动并联机构的构型综合方法,并利用该方法完成机构的型综合,进而得到多种新型并联机构。

1 无耦合两转动并联机构输出运动解耦性与分支驱动力之间的关系

本文所提出的两转动并联机构包含 2 条主动分支和 1 条恰约束分支,2 条主动分支分别向机构动平台提供一个驱动力,恰约束分支仅提供约束。并联机构的运动输出特性包括自由度的数目和类型,且由所有机构分支运动链的结构形式与配置方位共同决定。无耦合并联机构的输出运动特性不仅与上述因素有关,还与主动分支施加到动平台的驱动力类型及其相互耦合关系有关。

对于含有恰约束分支的无耦合两转动并联机构,假定恰约束分支由轴线垂直相交的 2 个转动副 R_1 和 R_2 构成,转动副 R_1 固定在静平台上,转动副 R_2 与动平台直接相连,如图 1 所示。若第一、第二主动分支分别独立控制动平台绕 R_1 和 R_2 轴线的转动自由度,那么 2 条主动分支对动平台提供的驱动力螺旋与动平台的 2 个运动螺旋应满足如下关系:

$$\left. \begin{aligned} & \$_{a_i} \circ \$_e \neq 0 \\ & \$_{a_i} \circ \$_j = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$e, i, j = 1, 2$ 且 $i = e, i \neq j$

式中, $\$_{a_i}$ 为第 i 条主动分支向动平台提供的驱动力螺旋; $\$_e, \$_j$ 分别为动平台的第 e 和第 j 个转动螺旋,即恰约束分支中第 e 和第 j 转动副对应的运动螺旋;“ \circ ”为旋量互易积符号。

式(1)表明,为使机构具有无耦合运动输出特性,2 条主动分支的驱动力螺旋分别对动平台的 1 个运动螺旋做功,对另一个运动螺旋不做功。

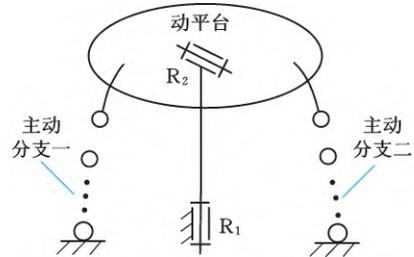


图 1 含有恰约束分支的两转动并联机构
Fig.1 Two-rotational parallel mechanism with one pure constraint branch

由于恰约束分支的存在,机构动平台只能绕 R_1 和 R_2 的轴线转动,即动平台的运动可用 2 个零节距螺旋表示。2 条主动分支施加到动平台上的驱动力既可能是线力矢(用零节距线力螺旋 $\$_{a_i}^0$ 表示),又可能为偶力矢(用无穷大节距偶力螺旋 $\$_{a_i}^\infty$ 表示)。因此,根据式(1)可确定出无耦合两转动并联机构的分支驱动力螺旋与动平台运动螺旋之间的对应关系,见表 1。

表 1 分支驱动力螺旋与动平台运动螺旋之间的关系
Tab.1 Relationship between branch actuation wrench screws and twist screws of moving platform

①	$\$_{a_1}^0$ 与 $\$_1$ 异面垂直时, $\$_{a_1} \circ \$_1 \neq 0$ 成立
②	$\$_{a_1}^0$ 与 $\$_2$ 的间距为定值时, $\$_{a_1} \circ \$_2 = 0$ 成立
③	$\$_{a_1}^\infty$ 与 $\$_1$ 不垂直时, $\$_{a_1} \circ \$_1 \neq 0$ 成立
④	$\$_{a_1}^\infty$ 与 $\$_2$ 垂直时, $\$_{a_1} \circ \$_2 = 0$ 成立
⑤	$\$_{a_2}^0$ 与 $\$_1$ 平行或相交时, $\$_{a_2} \circ \$_1 = 0$ 成立
⑥	$\$_{a_2}^0$ 与 $\$_2$ 异面时, $\$_{a_2} \circ \$_2 \neq 0$ 成立
⑦	$\$_{a_2}^\infty$ 与 $\$_1$ 垂直时, $\$_{a_2} \circ \$_1 = 0$ 成立
⑧	$\$_{a_2}^\infty$ 与 $\$_2$ 不垂直时, $\$_{a_2} \circ \$_2 \neq 0$ 成立

机构动平台运动螺旋 $\$_2$ 的方向随时间变化而改变,为同时满足表 1 中条件 ①、② 的要求,线力矢 $\$_{a_1}^0$ 需与 $\$_1$ 异面垂直且与 $\$_2$ 轴的间距为定值;为使得条件 ③、④ 同时满足,偶力矢 $\$_{a_1}^\infty$ 要与 $\$_1$ 平行;若同时满足条件 ⑤ 和 ⑥,那么线力矢 $\$_{a_2}^0$ 需与 $\$_1$ 平行且不能与 $\$_2$ 共平面。驱动力螺旋 $\$_{a_2}$ 为偶力矢时,无法保证该主动副施加到动平台的偶力螺旋 $\$_{a_2}^\infty$ 始终满足条件 ⑦ 和 ⑧,即 $\$_{a_2}$ 不能为无穷大节距螺旋。

因此,为使机构具有无耦合的运动特性,分支驱动力螺旋应满足如下条件:① 第一条主动分支的驱动力螺旋为线力矢时,它需与运动螺旋 $\$_1$ 异面且同时与运动螺旋 $\$_2$ 轴的间距为定值(间距为

0 时,恰好与 $\$2$ 相交);② 第一条主动分支的驱动力为偶力矢时,它应与运动螺旋 $\$2$ 垂直,且不能垂直于运动螺旋 $\$1$;③ 第二条主动分支的驱动力螺旋只能为线力矢,它与运动螺旋 $\$2$ 异面且平行于运动螺旋 $\$1$ 。机构 2 条分支驱动力螺旋的作用形式如图 2 所示。

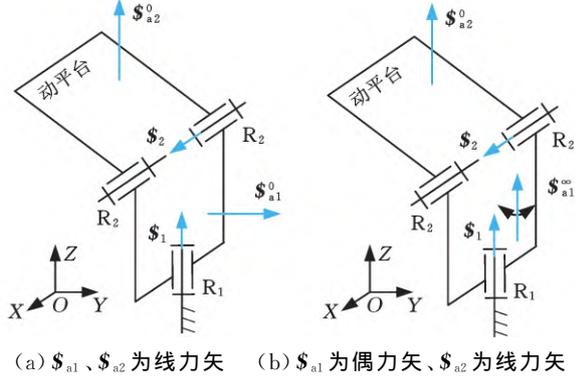


图 2 分支驱动力螺旋的作用形式

Fig.2 Action forms of branch wrench force screws

2 机构输入与输出运动之间的映射关系

并联机构动平台的运动由各个分支的末端运动共同决定,且每条分支的末端运动可用该分支的运动螺旋系的线性组合表示:

$$T = (\omega; v)^T = \sum_{j=1}^{F_i} \dot{q}_{ji} \$_{ji} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2)$$

$$\$_{ji} = (s_{ji}; s_{0ji}) \quad s_{ji} = (L_{ji}, M_{ji}, N_{ji})$$

$$s_{0ji} = (P_{ji}, Q_{ji}, R_{ji})$$

式中, T 为动平台的瞬时输出速度矢量; ω 为动平台的角速度矢量, $\omega = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)$; v 为动平台的线速度矢量, $v = (v_x, v_y, v_z)$; $\$_{ji}$ 为第 j 条分支中第 i 个关节的瞬时运动螺旋; s_{ji} 为运动螺旋的单位方向矢量, s_{0ji} 为其对偶量; \dot{q}_{ji} 为第 i 条分支中第 j 个关节的瞬时速度大小; F_i 为第 i 条主动分支的连接度数; n 为主动分支的总数。

为推导出机构输入-输出运动之间的关系,可将第 i 条分支的驱动力螺旋 $\$_{ai}$ 与式(2) 等号两边作互易积,然后整理成矢量方程,得

$$\$_{ai} \circ T = \dot{q}_{1i} \$_{ai} \circ \$_{1i} \quad (3)$$

$$\$_{ai} = (s_{ai}; s_{0ai}) \quad s_{ai} = (L_{ai}, M_{ai}, N_{ai})$$

$$s_{0ai} = (P_{ai}, Q_{ai}, R_{ai})$$

本文提出的含有恰约束无耦合两转动并联机构仅有 2 条主动分支 ($n = 2$), 为降低机构的运动惯性,假定所有主动副均为直接安装于静平台上,即主动分支中的第一个运动副为主动副,那么根据式(3) 可得机构的速度方程:

$$\begin{bmatrix} \$_{a1} \\ \$_{a2} \end{bmatrix} [v_x \quad v_y \quad v_z \quad \omega_x \quad \omega_y \quad \omega_z]^T = \begin{bmatrix} \$_{a1} \circ \$_{11} & 0 \\ 0 & \$_{a2} \circ \$_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{21} \end{bmatrix} \quad (4)$$

机构仅具有 2 个转动自由度,故其线速度为零,即 $v = 0$ 。假定机构动平台具有分别绕 Z 轴(转动副 R_1 的轴线)和 X 轴(转动副 R_2 的轴线)的转动自由度,那么绕 Y 轴的角速度为 0。在图 2 所示的坐标系 $OXYZ$ 下,动平台第一运动螺旋 $\$1$ 的单位方向矢量记为 $S_1 = (0, 0, 1)$, 第二运动螺旋 $\$2$ 的单位方向矢量为 $S_2 = (l, m, 0)$ 。将式(4) 中动平台输出速度分量为零的元素以及驱动力螺旋中与之相对应的元素消去后,式(4) 可改写成如下形式:

$$J_{dir} \hat{t} = J_{inv} \dot{q} \quad (5)$$

$$\hat{t} = [\omega_1 \quad \omega_2]^T \quad \dot{q} = [\dot{q}_{11} \quad \dot{q}_{21}]^T$$

$$J_{dir} = \begin{bmatrix} S_{0a1} \circ S_1 & S_{0a1} \circ S_2 \\ S_{0a2} \circ S_1 & S_{0a2} \circ S_2 \end{bmatrix}$$

$$J_{inv} = \begin{bmatrix} \$_{a1} \circ \$_{11} & 0 \\ 0 & \$_{a2} \circ \$_{21} \end{bmatrix}$$

式中, \hat{t} 为机构动平台的瞬时输出速度; \dot{q} 为机构各分支主动关节的瞬时输入速度; J_{dir} 为机构的正速度雅可比矩阵; J_{inv} 为机构的逆速度雅可比矩阵。

第一条主动分支施加到动平台的驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 为线力矢时,令 $g_i = \$_{ai} \circ \$_{1i}$, 若 $g_i \neq 0$, 则式(5) 可改写为

$$\begin{bmatrix} R_{a1}/g_1 & B_{a1}/g_1 \\ R_{a2}/g_2 & B_{a2}/g_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{21} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$B_{ai} = P_{ai}l + Q_{ai}m$$

当第一条主动分支的驱动力螺旋为偶力矢时,式(5) 则改写为

$$\begin{bmatrix} N_{a1}/g_1 & K_{a1}/g_1 \\ R_{a2}/g_2 & B_{a2}/g_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{21} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$K_{a1} = L_{a1}l + M_{a1}m$$

对于无耦合的两转动并联机构,因其输入-输出速度之间具有一一对应的线性映射关系,故机构的速度雅可比矩阵必为对角阵。因此,根据式(6)、式(7) 可写出机构输入-输出运动之间的统一表达式:

$$\begin{bmatrix} \zeta_1 & 0 \\ 0 & \zeta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{21} \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中,元素 ζ_1 有 2 个值, $\zeta_1 = R_{a1}/g_1$ 对应驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 为线力矢, $\zeta_1 = N_{a1}/g_1$ 对应驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 为偶力矢;元素 $\zeta_2 = B_{a2}/g_2$ 。

3 主动分支的构型综合

3.1 第一条主动分支的构型综合

3.1.1 驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 为线力矢

根据式(6)、式(8),当机构具有无耦合运动传递特性时,必满足条件 $\zeta_1 \neq 0, B_{a1} = 0$ 和 $g_1 \neq 0$ 。

由 $\zeta_1 = R_{a1}/g_1 \neq 0$ 可得 $R_{a1} \neq 0$; 由 $B_{a1} = 0$ 可得 $P_{a1}l + Q_{a1}m = 0$ 。机构处于一般位形时, 元素 l 和 m 均不为零, 所以必有 $P_{a1} = Q_{a1} = 0$ 。

根据表 1 中条件 ①, 只要驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 垂直于 R_1 轴线 (Z 轴), 就能实现驱动力 $\$_{a1}$ 对机构绕 R_1 轴线转动的控制, 即满足方程 $\$_{a1} \cdot \$_{11} \neq 0$ 。因此, 可取 $L_{a1} = 1, M_{a1} = 0$ 。此时驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 的形式为

$$\$_{a1}^1 = (1, 0, 0; 0, 0, R_{a1}) \quad (9)$$

式 (9) 表明, 驱动力螺旋 $\$_{a1}^1$ 为平行于 X 轴的零节距螺旋, 如图 3 所示。由于 $\$_{a1}^1$ 轴线通过 PVW 平面上的点 $A(0, y_{a1}, z_{a1})$, 于是可得 $R_{a1} = -y_{a1}$ 。

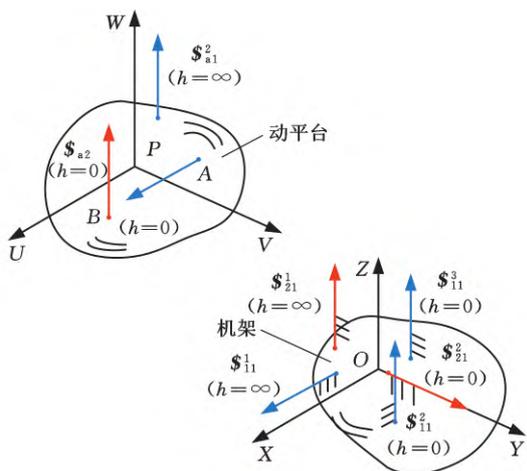


图 3 分支驱动力螺旋与主动运动螺旋

Fig.3 Actuation wrench screws and actuation twist screws of mechanism branches

$g_1 \neq 0$ 时, 有

$$g_1 = \$_{a1} \cdot \$_{11} \neq 0 \quad (10)$$

其中, $\$_{11}$ 为第一条主动分支的主动螺旋, 它可能为无穷大节距螺旋 $\$_{11} = (0, 0, 0; L_{11}, M_{11}, N_{11})$ 或零节距螺旋 $\$_{11} = (L_{11}, M_{11}, N_{11}; P_{11}, Q_{11}, R_{11})$ 。

(1) $\$_{11}$ 为无穷大节距螺旋时, 将 $\$_{a1}^1$ 和 $\$_{11}$ 代入式 (10), 得

$$g_1 = L_{11} \quad (11)$$

即 g_1 仅与主动螺旋 $\$_{11}$ 的方向矢量在 X 轴的分量 L_{11} 有关, 而与另外两坐标轴的分量无关, 故可取 $L_{11} = 1, M_{11} = N_{11} = 0$ 。因此, 第一条主动分支的主动螺旋的形式可为

$$\$_{11}^1 = (0, 0, 0; 1, 0, 0) \quad (12)$$

所以第一条主动分支的主动螺旋为平行于 X 轴的无穷大节距螺旋, 即该分支的主动副可选为沿 X 轴方向的移动副, 如图 3 所示。

(2) $\$_{11}$ 为零节距螺旋时, 将 $\$_{a1}^1$ 和 $\$_{11}$ 代入式 (10), 得

$$g_1 = P_{11} - N_{11}y_{a1} \quad (13)$$

即 g_1 取决于 $\$_{11}$ 的方向矢量的 Z 轴分量 N_{11} 和其偶量的 Y 轴分量 P_{11} , 而与 $\$_{11}$ 的其他分量无关, 故可取 $L_{11} = M_{11} = Q_{11} = R_{11} = 0$ 。因坐标参数 y_{a1} 为变量, 为避免出现 $g_1 = 0$ 的情况, 只能取 $N_{11} = 1, P_{11} = 0$ 。从而确定出主动螺旋 $\$_{11}$ 的另一种形式:

$$\$_{11}^2 = (0, 0, 1; 0, 0, 0) \quad (14)$$

式 (14) 表明, 主动螺旋 $\$_{11}$ 也可平行于 Z 轴的零节距螺旋, 即该分支主动副可为轴线平行于 Z 轴的转动副, 如图 3 所示。

3.1.2 驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 为偶力矢

令 $\$_{a1} = (0, 0, 0; L_{a1}, M_{a1}, N_{a1})$, 由于式 (7) 中的速度雅可比矩阵必为对角阵, 因此可得 $N_{a1} \neq 0, L_{a1} = M_{a1} = 0$, 从而确定 $\$_{a1}$ 的第二种形式:

$$\$_{a1}^2 = (0, 0, 0; 0, 0, 1) \quad (15)$$

可知该驱动力螺旋为平行于 Z 轴的无穷大节距螺旋, 如图 3 所示。

保证机构速度雅可比矩阵不降秩的条件是 $g_1 \neq 0$, 因此这种情况下 $\$_{11}$ 只能为零节距螺旋。

将 $\$_{a1}^2$ 和 $\$_{11}$ 代入式 (10) 得

$$g_1 = \$_{a1} \cdot \$_{11} = N_{11} \quad (16)$$

由式 (16) 可知, g_1 仅与主动螺旋 $\$_{11}$ 的方向矢量在 Z 轴方向分量 N_{11} 相关, 而其他元素无关, 故可取 $N_{11} = 1, L_{11} = M_{11} = 0$ 。 $\$_{11}$ 直接与静平台相连, 可令其轴线通过定坐标系原点, 即有 $P_{11} = Q_{11} = R_{11} = 0$, 从而确定出该分支主动螺旋的第三种形式

$$\$_{11}^3 = (0, 0, 1; 0, 0, 0) \quad (17)$$

式 (17) 表明, 主动螺旋 $\$_{11}^3$ 为零节距螺旋, 其轴线平行于 Z 轴, 即该分支的主动副可选为轴线平行于 Z 轴的转动副, 如图 3 所示。

分支驱动力螺旋和主动螺旋确定后, 根据分支驱动力螺旋与同一分支中除主动螺旋外的所有非主动运动螺旋互易积为零的特性, 以及运动螺旋间的线性相关性, 可确定出所有非主动螺旋的可能类型和数量, 具体如下:

类型 I $\$_{a1}$ 、 $\$_{11}$ 分别为零节距螺旋和无穷大节距螺旋

I-1 轴线平行于 X 轴的零节距螺旋最多有 3 个, 当其数量为 2 或 3 时, 该类螺旋所组成的螺旋系中不能再插入其他零节距螺旋。

I-2 轴线平行于 Y 轴的零节距螺旋 (惰性螺旋) 最多有 1 个。

I-3 轴线垂直于 X 轴的无穷大节距螺旋最多有 2 个, 且当其数量为 2 时, 2 个螺旋的轴线不能平行。

I-4 轴线平行于 Z 轴的零节距螺旋有且

仅有 1 个,该螺旋与驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 相交,直接与动平台相连。

类型 II $\$_{a1}$ 和 $\$_{11}$ 均为零节距螺旋

II -1 轴线平行于 X 轴的零节距螺旋最多有 3 个。

II -2 轴线平行于 Z 轴的零节距螺旋有且仅有 1 个,并直接与主动运动螺旋相连。

II -3 轴线垂直于 X 轴的无穷大节距螺旋最多有 2 个,且当其数量为 2 时,2 个螺旋的轴线不能平行。

II -4 轴线与驱动力螺旋 $\$_{a1}$ 相交且平行于 Y 轴的零节距螺旋(惰性螺旋)最多有 1 个。

类型 III $\$_{a1}$ 和 $\$_{11}$ 分别为无穷大节距螺旋和零节距螺旋

III -1 轴线平行于 X 轴的零节距螺旋最多有 3 个。

III -2 轴线平行于 Y 轴的零节距螺旋最多有 3 个。

III -3 轴线垂直于 Z 轴的无穷大节距螺旋最多有 2 个,且当其数量为 2 时,2 个螺旋不能相互平行。

至此,得到了第一条主动分支所有可能的主动螺旋形式,以及与之对应的可行非主动螺旋的形式。然后,根据分支运动链连接度的不同,组合主动螺旋与非主动螺旋,可得到第一条主动分支的可行结构类型,其中基本运动链类型有 9 种,如 2P1R、2P3R、2P4R、1P5R 和 6R 等。利用多自由度运动副替换基本运动链中的单自由度运动副,可得到含有 C 副、U 副和 S 副的多自由度运动副分支运动链。表 2 分别、表 3 分别给出了不同驱动力螺旋形式下第一条主动分支的结构形式,运动副字母下标 x 、 y 和 z 表示机构初始位形时运动副的轴线方向。运动链中,下标两相邻大写字母相同表示两个运动副轴线平行,否则表示运动副轴线垂直。分支的连接度较小会造成机构的约束增多,从而增大机构的装配难度,因此,可在连接度较小的结构中增加 1 个或 2 个转动副作为惰性副,分别用 \underline{B} 和 $\underline{\underline{B}}$ 来表示(\underline{B} 代表运动副 U、S、C)。下标为 n 的 P 副的轴线垂直于相邻两转动副轴线。若分支的第一个运动副为 C 副,则 C 的上标 r 和 t 分别表示选择 C 副的主动输入为转动或移动;若第一个运动副为 U 副,则 U 的上标 x 和 y 分别表示选择 U 副的主动输入为沿 X 轴和 Y 轴的转动。

3.2 第二条主动分支构型综合

根据前述分析可知,第二条主动分支对动平台施加的驱动力螺旋 $\$_{a2}$ 应始终与 Z 轴平行。根

表 2 $\$_{a1}$ 为线力矢时第一条主动分支的结构形式

Tab.2 Structural types of first active branch when $\$_{a1}$ is a linear force vector

连接度	类型	基本分支结构	其他形式分支结构
3	2P1R	$P_x P_y R_z$	
	1P2R	$R_z R_x P_y$	
4	2P2R	$P_x P_y R_x R_z$,	$P_x P_y U_{xz}$
		$P_x R_x P_y R_z$ $R_z R_x P_y P_z$	$C_x P_y R_z$
5	1P4R	$P_x R_x R_x R_x R_z$ $R_z R_x R_x P_n R_x$ $R_z R_x R_x P_y R_y$ $R_z R_x P_y R_x R_y$ $R_z R_x P_y R_x R_x$	$P_x R_x R_x U_{xz}$; $C_x R_x U_{xz}$ $R_z U_{zx} P_n R_x$ $R_z R_x R_x P_y C_y$ $R_z R_x P_y U_{xy}$
		$P_x P_z R_x R_x R_z$ $P_x R_x P_n R_x R_z$ $P_x R_x R_x P_z R_z$ $P_x R_x R_y P_y R_z$ $P_x P_y R_x R_y R_z$ $R_z R_x P_y P_z R_x$	$P_x P_n R_x U_{xz}$ $C_x P_n R_x R_z$; $C_x P_n U_{xz}$ $C_x R_x P_z R_z$; $C_x R_x C_z$ $P_x R_x C_y R_z$; $C_x C_y R_z$ $P_x P_y R_x U_{yz}$; $P_x P_y \underline{\underline{S}}$
	5R	$R_z R_x R_x R_x R_x$	$R_z U_{zx} R_x R_x$
6	1P5R	$P_x R_y R_x R_x R_x R_z$ $P_x R_x R_x R_x R_y R_z$ $R_z R_x P_y R_x R_x R_y$ $R_z R_x R_x P_n R_x R_y$ $R_z R_x R_x R_x P_y R_y$	$P_x U_{yx} R_x U_{xz}$ $C_x R_x U_{xy} R_z$; $C_x R_x \underline{\underline{S}}$ $R_z R_x P_y R_x U_{xy}$ $R_z U_{zx} P_n U_{xy}$ $R_y U_{zx} R_x C_y$
		$P_x P_z R_x R_x R_y R_z$ $P_x R_y P_z R_x R_x R_z$ $P_x R_x P_n R_x R_y R_z$ $P_x R_x R_x P_n R_x R_z$ $P_x R_x R_x P_z R_y R_z$ $P_x R_y R_x R_x P_z R_z$ $R_z R_x P_y P_z R_x R_y$ $R_z R_x R_x P_y P_z R_y$ $R_z R_x P_y R_x P_z R_y$	$P_x P_n R_x \underline{\underline{S}}$ $P_x R_y P_z R_x U_{xz}$ $C_x P_n R_x R_y R_z$; $P_x R_x P_n \underline{\underline{S}}$ $P_x U_{xy} P_n U_{xz}$; $C_x R_x P_z U_{yz}$ $P_x U_{xy} R_x C_z$ $R_z R_x P_y P_z U_{xy}$ $R_z U_{zx} P_z P_z R_y$
	6R	$R_z R_x R_x R_x R_x R_y$	$R_z U_{zx} R_x U_{xy}$

据式(8)中速度雅可比矩阵对角线上第二个元素 $\zeta_2 \neq 0$ 的条件,可确定出该分支驱动力螺旋的形式:

$$\$_{a2} = (0, 0, 1; P_{a2}, Q_{a2}, 0) \quad (18)$$

$\$_{a2}$ 为平行于 Z 轴的零节距螺旋,且必过平面 PUV 上的点 $B(x_{a2}, y_{a2}, 0)$, 故可得 $P_{a1} = y_{a1}$, $Q_{a1} = -x_{a1}$, 且 x_{a2} 和 y_{a2} 不能同时为零。

若式(8)中的速度雅可比矩阵不降秩,则必满足条件 $g_2 \neq 0$, 且有

$$g_2 = \$_{a2} \cdot \$_{21} = R_{21} + L_{21} y_{a2} - M_{21} x_{a2} \quad (19)$$

式中, $\$_{21}$ 为第二条主动分支的主动螺旋。

类似于第一条分支主动螺旋 $\$_{11}$ 的确定方法,在满足 $g_2 \neq 0$ 的条件下,求出第二条分支主动螺旋 $\$_{21}$:

$$\left. \begin{aligned} \$_{21}^1 &= (0, 0, 0; 0, 0, 1) \\ \$_{21}^2 &= (0, 1, 0; 0, 0, 0) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

由式(20)可知,第二条主动分支的主动螺旋 $\$_{21}$ 有两种,即平行于 Z 轴的无穷大节距螺旋和平行于 Y 轴的零节距螺旋,如图 3 所示。



光达牌滤油机 设备油品保障

国家级新产品

国家科技进步二等奖

电力部科技进步一等奖

尤里卡国际发明奖

ISO9001国际质量认证

中国环保产品质量信得过重点品牌

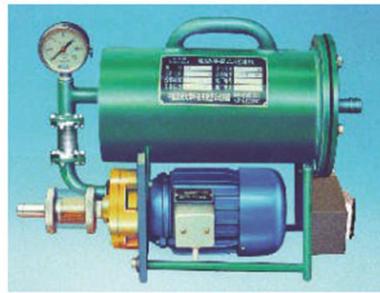
欧盟市场准入产品

光达系列产品能使冷冻油、液压油、润滑油、透平油、绝缘油等各类油品，在不换油、不耗滤纸、在线运行中，使不合格油达到合格质量指标。企业是国家科技部油处理技术依托单位，国家高新技术企业，设有国家油处理工程研究中心、硕士点、博士后工作站，是国家电力部定点生产企业。32个系列230种滤油产品，20多年用于三菱、美芝、格力、海尔、白雪、美的、凌达、长虹、海信、春兰、志高、庆安、丹甫、比亚迪、嘉陵、长安、宗申、力帆、攀钢、宝钢、首钢、大庆、胜利油田、二滩电网、泰山核电站、华能南通电厂、鲁能洛潼电厂、北京卫星制造厂、酒泉卫星发射中心、中科院空间中心、西门子、ABB、台湾核能电厂等20000多家企业，出口美、日、德等50多个国家，用于50和60周年天安门国庆阅兵式，装备驻港、驻澳部队，2014年出口世界各地80多台。



专用于压缩机生产线的ZL-S型双级高效型真空滤油机

用于空调、冰箱、汽车等压缩机生产线，对冷冻机油在线处理配套，能在超真空下比常规双级真空滤油机更快速、高效地一次性达到压缩机灌装油标准。应日本东芝、瑞典ABB需求而设计，完全替代进口。20多年来，是唯一在压缩机制造全行业如三菱、美芝、格力、海尔、白雪、美的、凌达、长虹、海信、春兰、志高、庆安、丹甫、比亚迪、嘉陵...口碑好的专业品牌，国家创新产品。



GL系列手提式滤油机

用于机油、润滑油、透平油、柴油、绝缘油等杂质过滤，油液输送。轻便灵活，携带方便，不用滤纸。价格低、重量轻、噪音小、扬程高。精度：5/10 μm、流量：10/15/32/50 L/min。



ZL-Q/A/Q系列高效型真空滤油机

不必停电，不需停产，不用滤纸，不换新油，灵活轻便，容易操作。用于液压油、机油、绝缘油等。耐压：≥ 55~65kV 微水≤ 5~12PPM 精度：5 μm 流量：5~300L/min，末尾是Q时为全自动。



JY系列机油处理系统

用于制造业润滑油处理，以及柴油机、汽油机等发动机制造中，对试机跑合废机油、液压油等，进行循环利用的生产线配套系统，可有效除去废油中的磨屑、型砂、杂质、水分。具有压滤机、真空滤油机、精滤机等设备优点，在一个系统内同时完成破乳、脱水、脱酸、除杂质。已批量用于朝柴、徐柴、峨柴、宗申、隆鑫、长安、嘉陵等。



LY系列压力式滤油机

用于过滤油中悬浮物和杂质多的机油、液压油、压缩机油、冷冻机油、绝缘油等，采用滤纸，层数可选，精度可变，可吸少量水分，不需清洗滤器，结构简单，价格低。精度：5/10 μm，流量：50/100/150/200 L/min。



X光机真空注油机

ZZ-2系列用于X光机等医疗设备的生产、维修，如高压发生器、球管的真空干燥、注油、油净化，可视可控注油，模糊恒温，对接式平板车送料。已批量用于上海医疗器械公司、深圳和佳医疗设备公司、西南医疗设备公司、北京大西洋公司、上海医疗器械厂、总后卫生部、深圳迈瑞医疗公司。



TY-II系列透平油专用滤油机

国际先进技术，覆盖离心、分子、真空、压力、箱式滤油机的功能，可在线破乳、脱水、脱色、除酸、除杂质、明油，使严重乳化的汽轮机油、液压油达到新油标准。清洁度：NAS 5级 微水：≤ 30PPM、酸值≤ 0.03mgKOH/g。

国家科技进步奖证书 高新技术产品证书



国家重点新产品 中国环保产品质量信得过重点品牌

重庆工商大学科技开发总公司 AAA级信用企业 (中华人民共和国进出口资格企业)

重庆市南岸区学府大道19号(重庆工商大学主校区)
邮编: 400067 传真: 023-63529897 62768222
电话: 023-63530830 6276855 63530831 62768777
手机: 1390839038 13708321998 13908369388
网址: <http://lyj.ctbu.edu.cn>
E-mail: ctbu2000@163.com 联系人: 夏炳均 刘林

一流技术 一流品质 一流服务

产品设计人张贤明教授，获全国科技成果自主创新特别贡献奖、全国杰出专业技术人才奖章、国务院特聘专家、中国再生油专家组专家，全国分离机械专业委员会副主任委员，中国再生资源创新联盟常务理事，国家人事部一等功，省部级重点学科带头人、博士后导师，获尤里卡国际发明骑士勋章，联合国发明创新科技之星称号。



ISSN 1004-132X
CN42-1294/TH

定价: 30.00元