AUREK
安睿克智能科技

AUREK ENGINEERING RESEARCH REPORT

AUREK-RC-AR-048

技术研究报告

移动式机械手稳定性、支撑调平与移位安全研究

Mobile Manipulator Stability, Levelling and Support Transfer

江苏安睿克智能科技有限公司

V1.0 | 2026-10-25

www.aurek.cn/resources

摘要 ABSTRACT

AUREK-RC-AR-048 / V1.0 / 2026-10-25

以 80 kg 移动式吸附气动助力机械手的方案与配置为结构和使用边界依据，建立支脚作业、脚轮空载移位及支承转换三种模式的准静态外力矩模型。区分 80 kg 额定工作负载、工件研究质量、吸具自重和整机自重；将资料未给出的底盘尺寸、各部质量、重心及脚轮偏距明确列为参数化输入。采用有效接触点凸包、合反力作用点与边缘力矩联合判据，独立扫描臂架方位、坡向和水平操纵力方向，并以法向反力可行性复核支承转换。代表算例假设支脚跨距 1.70 m×1.40 m、空载质量 525 kg、工件 80 kg、末端中心半径 2.00 m、工件重心外偏 0.25 m 和水平力 200 N。在 0°、2°、5°研究坡度下，全方位最小边缘裕量分别为 131.9、107.0 和 69.4 mm，控制方向均为朝后置配重方向伸臂。5°下额外合成重心偏移 69.2 mm 即到达零裕量。空载收拢时四轮保守支承内核的相应裕量为 366.1、345.4 和 314.2 mm；但转换中缺失一个不利角点的三点支承在水平地面即出现-136.7 mm 负裕量。结果表明，制动、调平、抗倾覆和转换接触连续性需要分别评价。研究坡度与临界值均不是设备允许值，结论不替代实机验证，也不授予带载移位能力。

关键词：移动式机械手；支撑多边形；后置配重；脚轮；支承转换；稳定性

Mobile Manipulator Stability, Levelling and Support Transfer

This study examines foot-supported operation, unloaded caster travel and support transfer for an 80 kg rated mobile pneumatic manipulator. The original proposal establishes the arrangement and unloading requirement, but does not quantify chassis geometry, mass properties, caster ratings or jack travel. These quantities are therefore explicit study inputs. A quasistatic external-wrench model combines the convex hull of active contacts, the resultant centre of pressure and edge moments. Arm, slope and horizontal-force directions are searched independently; normal-reaction feasibility is checked separately. In the reference case, the assumed foot span is 1.70 by 1.40 m, unloaded mass is 525 kg, payload is 80 kg, end-centre radius is 2.00 m, payload offset is 0.25 m and horizontal force is 200 N. Minimum margins at research inclinations of 0, 2 and 5 degrees are 131.9, 107.0 and 69.4 mm. The rearward arm position controls because the fixed rear ballast lies on the same side. The corresponding unloaded, stowed four-caster margins are 366.1, 345.4 and 314.2 mm, whereas loss of an adverse corner during transfer yields a negative margin even on level ground. These are conditional computational results, not certified machine capacities, permitted slopes or permission for loaded travel.

Keywords: mobile manipulator; support polygon; rear ballast; casters; support transfer; stability

核心结论 KEY FINDINGS

- 明确区分 80 kg 额定负载、工件、吸具和整机质量，保持空载移位边界。
- 假设算例在 0°/2°/5°下的支脚最小裕量为 131.9/107.0/69.4 mm，后向伸臂控制。
- 四轮空载端点正裕量不能证明支承转换稳定，缺角三点支承可能失稳。
- 分别评价抗倾覆、抗滑、制动与调平；提供计算脚本和验证记录。

研究边界 SCOPE

> 基于 80 kg 移动式方案的结构与操作规则；数值几何和物性为显式研究假设。
>
> 支脚作业、脚轮空载收拢移位、轮脚转换；不授予带载移位能力。
>
> 准静态刚体、共面点接触；0/2/5°为研究坡度，非允许值。
>
> 不替代结构、地坪、摩擦、制动、吸附及样机动态验证。

目录 CONTENTS

01 研究问题与适用范围 1
02 输入参数与研究方法 2
03 力学模型与推导过程 4
04 算例与计算结果 6
05 参数敏感性与工程讨论 9
06 结论与验证方法 12
参考文献 13
附录 A 计算复现与数据索引 13

01 研究问题与适用范围

移动式底座同时承担支承和换位功能，其稳定性随接触状态变化。四角支脚落地时的支承范围，不能直接用于脚轮移位；四角外观上均有支撑件，也不能证明四角均已传递压力。本研究以同一设备体系的三种模式为对象，将“支承边界在哪里”“外力合反力落在哪里”“哪些接触仍然有效”作为连续判断链。

原始方案与配置明确规定空载移位、机械臂收拢以及到位后的四支脚支撑调平。方案还明确设备不在吸附箱体状态下移位，不以脚轮制动代替支撑脚。[1][2] 因而本文的脚轮计算只包含工件质量为零的模式；工件 80 kg 用于支脚作业的研究上端工况，不能转化为带载移动条件。

ISO 12100:2010 提供风险评估与风险降低的方法框架。[3] HSE L113 第 2 版（2014，2018 修订）将地面、坡度、组合外力及有效稳定装置列入稳定性考虑因素。[4] 本文引用这些资料限定研究方法，未套用起重机或高空作业平台的额定比例、允许坡度或法定检验结论。

> **研究性质** 这是有原始结构依据的参数化力学研究。数值算例中的几何、重量、重心、操纵力及轮偏距均不冒充该设备的实测属性；正裕量仅说明所建模型在给定接触条件下存在抗倾覆余量。

表 1 三种模式及有效支承定义

模式	工件与臂架	计入的支承	研究条件
支脚作业	工件 0–80 kg；展开姿态扫描	经确认受压的四角支脚接触点	脚轮不分担作业反力；未确认接触的支脚不计入
脚轮空载移位	工件 0 kg；吸具仍在设备上；机械臂收拢	实际轮地接触点；另取保守内接矩形	只研究缓慢推行及等效扰动；制动能力另核
支承转换	工件 0 kg；保持收拢姿态	当时实际接触的脚与轮共同凸包	逐状态检查；不以全部零件的外包络代替接触集
带载移位	不属于原方案运行边界	未建立允许工况	不因静态计算出现正值而允许带载移动

适用范围为刚性底盘、共面点接触、缓慢动作、没有碰撞和显著弹性摆动的工况。单脚承载、螺杆屈曲、支臂焊缝、脚轮轴承、轮架强度、地坪局部破坏和吸附可靠性属于独立校核项目，不能由整体稳定性替代。

02 输入参数与研究方法

研究输入将证据分为文件明确的设计值、文件确认的配置/操作规则、研究参数以及无法从现有资料取得的实机属性。两份资料的技术条目一致：80 kg 为额定工作负载，2000 mm 为立柱回转中心至末端回转中心的最大水平距离，1500 mm 为提升行程。方案封面日期为 2026 年 10 月 10 日，配置封面标示 2026 年 8 月 15 日；本文保留该来源差异，不从项目号反推配置发布日期。

表 2 来源输入与物理定义

项目	来源值/信息	来源定位	模型处理
额定工作负载	80 kg	[1]第 6 页；[2]第 5 页	与实际工件质量分列；研究工件取 0–80 kg
最大末端中心半径	2.00 m	[1]第 6、9 页；[2]第 5 页	工件重心半径另加末端偏置 e
提升行程	1.50 m	[1]第 6、9 页	不当作工件或整机重心绝对高度
箱体外形	长 0.60–1.20 m、宽 0.40–0.80 m、高 0.40–1.00 m	[1]第 6 页；[2]第 5 页	提供偏置量级参照，不证明吸具安装偏距
底座	钢底盘、脚轮、四角外伸螺杆支脚、后部配重箱、牵引把手	[1]第 4 页；[2]第 4 页	采用对应结构；尺寸、轮数和物性仍为研究输入
运行条件	空载收拢移位；平整硬化地面与无台阶通道	[1]第 7–9 页；[2]第 6–7 页	研究坡度不改变原使用边界
底盘尺寸、配重质量、脚轮制动力、支脚行程	来源未给定量值	两份资料全文及图示	采用参数化设计空间，不从照片估算能力

照片和结构示意图能支持“前后布局、后置配重、四角外伸支脚”等定性判断，但没有比例尺、材料清单或称量证据，因此不用于推定底盘重量和脚轮额定载荷。工作气压 0.5–0.8 MPa 仅作为方案背景；它不决定整体抗倾覆能力。气动平衡缸及内部铰接力属于所取整机自由体内部作用，不能额外叠加为地面对设备的稳定力。

表 3 代表算例与参数化范围

变量	代表值	扫描或变体	选择目的
底盘+立柱质量及重心	180 kg；(0,0,0.65) m	120/180/240 kg	固定部分独立计重；宽幅试探
配重质量及重心	240 kg；(-0.45,0,0.25) m	120/240/360 kg；位置-0.60 至 0 m	评价后置配重的方向效应
臂架等效质量/高度	80 kg；半径 0.45R；z=1.80 m	50/80/110 kg；高度 0.8/1/1.2 倍	姿态改变重心；不冒充连杆三维解
吸具自重/高度	25 kg；半径 R；z=1.60 m	15/25/40 kg；高度同倍数扰动	与工件、额定载荷分开

变量	代表值	扫描或变体	选择目的
工件质量/偏置/高度	80 kg；e=0.25 m；z=1.20 m	0/20/40/60/80 kg；e=0/0.25/0.60 m	0.60 m 为最大箱长一半的敏感性尺度
四支脚半跨距 a,b	0.85 m，0.70 m	a=0.65/0.85/1.05；b=0.50/0.70/0.90 m	紧凑至宽支承的设计比较
四轮安装轴半跨与偏距	0.65 m，0.50 m；t=0.08 m	t=0/0.04/0.08/0.12 m	轮向未知时的保守接触范围
展开/收拢半径	展开 R=2 m；收拢 R=0.35 m	展开 1/1.5/2 m；方位 5°网格	收拢尺寸和全周可达性均为研究假设
水平操纵力与高度	200 N；作业 1.20 m、移位 1.00 m	0/100/200/300 N；方向 15°网格	外部扰动，不是人体允许操纵力
坡度/重心偏差	0°、2°、5°；偏差 0	平面重心偏差 0/0.05/0.10 m	倾斜敏感性与几何误差容限

注：所有非来源数值均为参数化分析输入；区间是为覆盖稳定与失稳两侧而设计的试探范围，不是实机置信区间、生产公差或行业典型值。

代表算例空载质量为 180+240+80+25=525 kg，加 80 kg 工件后为 605 kg。空载仍包含 25 kg 吸具。原始资料没有界定额定 80 kg 是否涉及另行附加末端工装的扣减规则，因此本研究把 80 kg 工件和 25 kg 吸具同时计入重力作为明确算例；该质量组合不构成实机载荷表。

合成重心误差采用沿被检边外法向的 0–100 mm 平移，区别于工件对末端的偏置 e。e 取 0.60 m 的依据是箱长上限的一半，但末端回转轴到吸具接触中心的距离未知，故 0.60 m 并不是实际总偏置的保证上限。各假设可在配套输入表和脚本中替换。

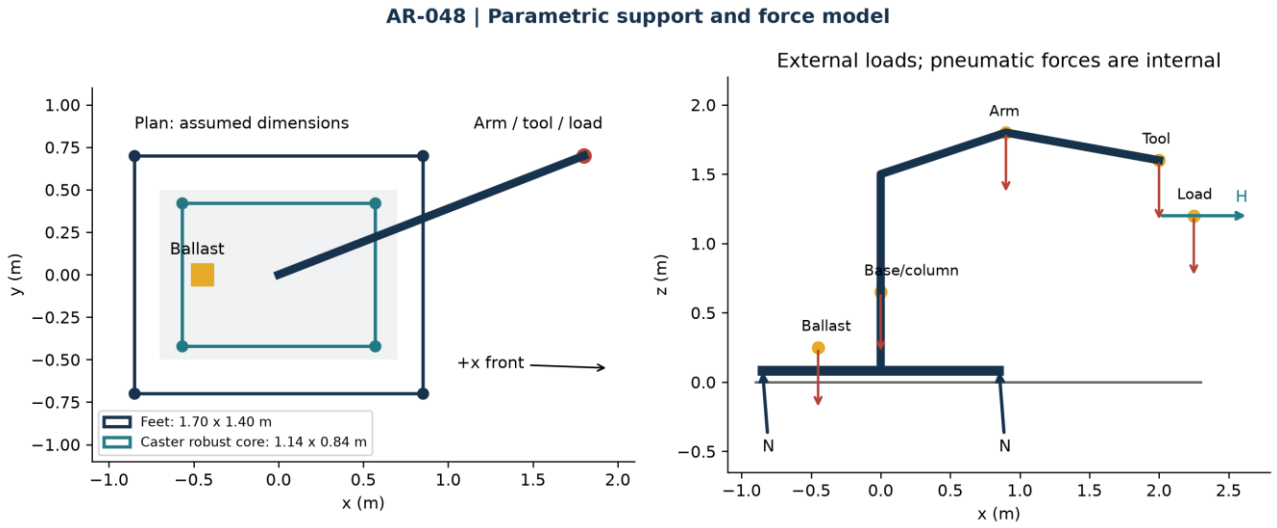


图 1 参数化底座、支承点与外力路径示意

计算先做方向独立网格搜索，再利用矩形支承、径向集中质量和有界力的结构形成边法向包络。作业参数组合 1620 组，质量/高度组合 729 组，支承跨距 27 组，转换接触状态 72 组；方向核验另含 504576 个组合。连续方向优化检查代表工况是否被网格漏掉，结果和容差存入独立验证记录。

03 力学模型与推导过程

在接触平面建立坐标系：原点为立柱投影，+x 为名义前方，配重位于-x，+z 为接触平面法线。ϕ 为臂架方位，β 为下坡方向，α 为地理水平操纵力方位，均以+x 方向为零、逆时针为正。θ 为支承平面倾角。各点坐标与高度在该坐标系中给出；真正调平后的非共面轮脚接触需另外使用实测三维接触模型。

$$M=\sum_i m_i,\boldsymbol{r}_G=\frac{\sum_i m_i\boldsymbol{r}_i}{M} \quad \text{式 (1)}$$

m_i 以 kg 计，r_i 以 m 计；质量项分为底盘立柱、配重、臂架、吸具和工件。

$$\boldsymbol{r}_{a,xy}=0.45R\boldsymbol{u}_\phi,\boldsymbol{r}_{t,xy}=R\boldsymbol{u}_\phi,\boldsymbol{r}_{p,xy}=(R+e)\boldsymbol{u}_\phi \quad \text{式 (2)}$$

uϕ=(cosϕ,sinϕ)。0.45 为研究等效质心比例；e 是工件相对末端中心的径向偏置。

重力既有法向分量，也有顺坡分量。为避免将“水平力”误当成“沿坡力”，计算把真实地理水平 H 分解到接触平面；它在倾斜支承系中通常具有向上的法向分量，因而总反力也发生变化。施力位置取作业末端(Ruϕ,1.20 m)，空载推行取底盘前部(0.65 m,0,1.00 m)。

$$\boldsymbol{f}_{g,i}=m_i g\begin{bmatrix}\sin\theta\boldsymbol{d}_\beta\\-\cos\theta\end{bmatrix},\boldsymbol{d}_\beta=(\cos\beta,\sin\beta) \quad \text{式 (3)}$$

g=9.81 m/s²；上式上两项为接触面内向量，最后一项为法向分量。

$$\boldsymbol{H}_{xy}=H[\cos(\alpha-\beta)\cos\theta\boldsymbol{d}_\beta+\sin(\alpha-\beta)\boldsymbol{s}_\beta],H_z=H\cos(\alpha-\beta)\sin\theta \quad \text{式 (4)}$$

sβ=(-sinβ,cosβ)。H 单位 N；角度进入三角函数前由 degree 转换为 radian。

$$\boldsymbol{F}=\sum_i\boldsymbol{f}_{g,i}+\boldsymbol{H},\boldsymbol{\tau}=\sum_i\boldsymbol{r}_i\times\boldsymbol{f}_{g,i}+\boldsymbol{r}_H\times\boldsymbol{H},N=-F_z \quad \text{式 (5)}$$

F 与 N 单位 N，τ 单位 N·m。N 必须大于零，且切向力还需地面摩擦/锁止机构平衡。

接触面上的合反力作用点 q 由俯仰与横滚力矩平衡得到；它不是未受外力时的几何重心投影。无操纵力时，可将公式化简为重心投影加高度乘倾角正切。水平地面 θ=0、H=0 时回到 q=rG,xy，这是最基本的端点核对。

$$q_x=\frac{\tau_y}{N},q_y=-\frac{\tau_x}{N},(H=0):\ \boldsymbol{q}=\boldsymbol{r}_{G,xy}+z_G\tan\theta\boldsymbol{d}_\beta \quad \text{式 (6)}$$

q 以 m 计；共面支承和准静态假设下，q 代表所需压力中心。

有效接触点构成凸包 P，凸包的第 j 条边写成外法向 nj·r≤bj。定义有符号边缘距离 dj 与相应余量力矩 ΔMj。dj>0 说明该边仍有几何余量；dj=0 为极限，dj<0 说明非负法向接触反力不可能满足该状态。本文不把 dj 或简单恢复/倾覆比值命名为额定安全系数。

$$P=conv\{\boldsymbol{p}_k:\text{active contact}\},d_j=b_j-\boldsymbol{n}_j\cdot\boldsymbol{q},d_{\min}=\min_j d_j,\Delta M_j=Nd_j \quad \text{式 (7)}$$

nj 为单位外法向，bj、dj 单位 m，ΔMj 单位 N·m。有限脚垫面积未计入，使用接触中心点。

$$\sum_k N_k=N,\sum_k x_k N_k=Nq_x,\sum_k y_k N_k=Nq_y,N_k\geq 0 \quad \text{式 (8)}$$

Nk 为各脚/轮法向反力。四接触点只有三个总体平衡式，分配不唯一；不能直接把总质量除以 4 当作每轮实际载荷。

凸包内的 q 只证明存在非负反力组合，不证明四脚都已压紧或每脚不超载。轮胎、底盘扭转、地坪不平与螺杆调节会改变实际分配。本文以线性规划复核反力存在性，并另列等刚度假设示例；这些反力不能替代接触刚度或称重实测。同行移动机械手研究也强调轮法向载荷和失接触的作用。[7]

若四个万向轮安装轴坐标为(±ac,±bc)，轮地接触点在偏距 t 半径内变化，实际支承边界应随轮向更新。为无需猜测轮向，本文取(|x|≤ac−t，|y|≤bc−t)作为保守内核。任意方向的支承函数至少为安装矩形支承函数减 t，而该内核的支承函数更小，因此在四轮全部有效接触时被所有轮向凸包包含。此结论不适用于少一轮或某轮无反力的情况。

$$P_{c,\mathrm{core}} = \{(x,y): |x| \le a_c - t,\ |y| \le b_c - t\}, a_c > t,\ b_c > t \qquad \text{式 (9)}$$

代表算例 ac=0.65 m、bc=0.50 m、t=0.08 m，故内核跨距 1.14 m×0.84 m。该内核是保守构造，并非所有轮子同时处于该坐标。

以臂架、下坡和水平力均朝某条边的外法向 n 为例，令 si=n·ri,xy，sH=n·rH,xy。边缘力矩可直接按每项载荷到倾覆轴的力臂求和。这是独立复算使用的标量公式。配重若位于该边内侧，它仍贡献正恢复项；但当臂架转向后方，后置配重的有效力臂小于居中配重，不能再按“配重始终对抗负载”的前向图解理解。

$$\Delta M = g\sum_i m_i\left[(b - s_i)\cos\theta - z_i\sin\theta\right] - H\left[h\cos\theta + (b - s_H)\sin\theta\right] \qquad \text{式 (10)}$$

ΔM=0 给定参数组合的零裕量条件。独立复算不调用向量叉积函数。

$$H_{\mathrm{crit}} = \frac{g\sum_i m_i\left[(b - s_i)\cos\theta - z_i\sin\theta\right]}{h\cos\theta + (b - s_H)\sin\theta} \qquad \text{式 (11)}$$

仅当分母为正且对应边控制时成立；最终阈值需在所有边中取最先达到者。Hcrit 不是操纵力允许值。

$$\Delta d_j = -\frac{Mg\cos\theta}{N}\delta_j, \delta_{j,\mathrm{crit}} = \frac{Nd_j}{Mg\cos\theta} \qquad \text{式 (12)}$$

δj 为合成质量点向该边外法向偏移，施力点保持不变。法向力受水平外力影响，故不简单写成 Δd=−δ。

底座不倾覆与底座不滑走是不同约束。所有接触的可用切向保持力需平衡外力合切向分量；驻停轮锁止是否产生足够保持力，还受轮胎/地面摩擦、轮载和实际机构额定值约束。轮转动锁止、万向回转锁止、运动减速制动是不同功能。[6] 这些功能都不会扩大支承凸包。

$$T_{\mathrm{req}} = \|\boldsymbol{F}_{xy}\|, \mu_{\mathrm{req}} = \frac{T_{\mathrm{req}}}{N}, \sum_k min(B_k, \mu_k N_k) \ge T_{\mathrm{req}} \qquad \text{式 (13)}$$

Bk 为各受控接触可用切向制动力，N 单位 N，μ 无量纲。该总和条件只是总切向平衡的必要条件，转向力矩平衡与分轮约束仍需核对。

04 算例与计算结果

代表作业算例中，最不利方位为 ϕ=180°，即向后置配重方向伸臂。总质量 605 kg，合成重心 xG=−0.677686 m、yG≈0、zG=0.755372 m；四支脚后边位于 x=−0.85 m。此时不是前向半径最大图就能覆盖全部风险，而是负载、臂架与固定后部质量共同逼近后边。

表 4 代表支脚作业结果

研究坡度	最不利 ϕ/β/α	边缘裕量 mm	余量力矩 N·m	总法向反力 N	所需保持力 N
0°	180°/180°/180°	131.9	782.69	5935.05	200.00
2°	180°/180°/180°	107.0	633.78	5924.45	407.01
5°	180°/180°/180°	69.4	409.03	5895.03	716.51

注：固定研究条件：R=2.00 m、工件 80 kg、e=0.25 m、H=200 N，四支脚跨距 1.70 m×1.40 m。

0°下重力边缘恢复余量为 1022.6925 N·m；200 N 操纵力在 1.20 m 高度产生 240 N·m 不利力矩，因此净余量为 782.6925 N·m，除以 5935.05 N 得到 131.876 mm。5°下既要计入各质量高度造成的顺坡力矩，也要计入地理水平力的法向分量，不能仅把平地重心向坡下平移后沿用原总反力。

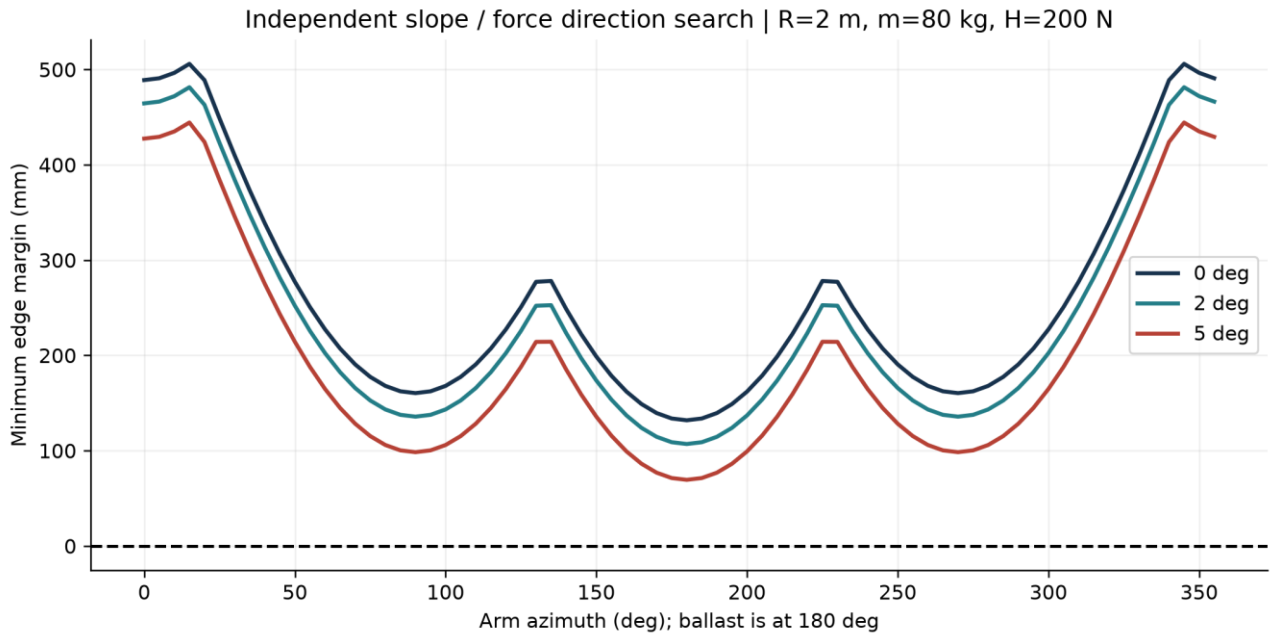


图 2 臂架方位与最不利稳定裕量

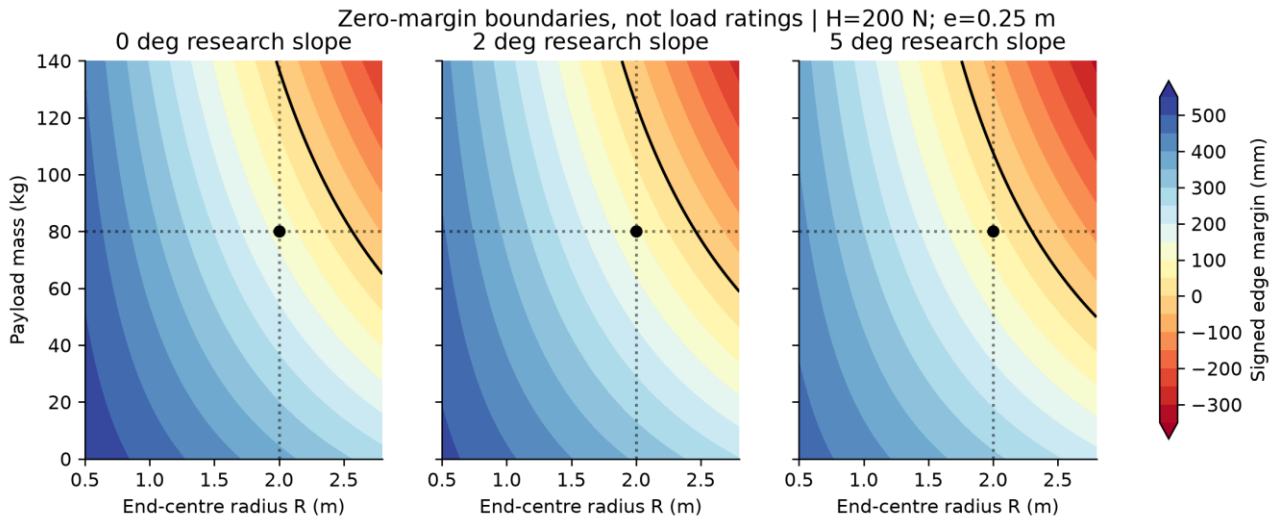


图 3 工件质量、末端中心半径与零裕量曲线

图 3 为显示边界形状，将数学绘图区扩展到 R=0.50–2.80 m、工件 0–140 kg，共 27000 个数据点；图 6 配重曲线扩展到 0–500 kg、重心误差曲线扩展到 0–150 mm。扩展范围专用于描绘零裕量边界和敏感性，不属于原方案 80 kg、2 m 工作范围，也不证明这些机构姿态可达。

表 5 代表支脚作业的临界条件

研究坡度	Hcrit N	工件临界质量 kg	Rcrit m	重心误差临界 mm	配重临界最小 kg
0°	852.2	137.0	2.566	131.9	101.4
2°	746.8	124.8	2.461	106.9	121.4
5°	573.5	107.8	2.301	69.2	152.4

注：每列只改变该变量，其余维持代表值，均取最不利方向。零裕量不是设计目标；临界质量/半径即使高于原方案 80 kg/2 m，也不允许扩大原工作范围。配重阈值只对本假设底座与各部质量有效。

5°研究坡度下代表算例只有 69.2 mm 的合成重心误差余量。将重心不利偏差设为 100 mm 时跨过零裕量，因此资料缺项不能用“配有配重箱”或“额定 80 kg”代替。增加工件到末端轴偏置、提高重心、缩窄支脚跨距均会消耗同一余量。

空载移位算例固定工件为 0 kg，并将臂架收拢至 R=0.35 m、ϕ=0°；臂架与吸具研究高度分别降为 1.20 m 和 0.80 m，空载总质量仍为 525 kg。合成重心为(−0.165048,0,0.558095) m。四轮安装轴跨距 1.30 m×1.00 m，采用 80 mm 偏距后的保守支承内核 1.14 m×0.84 m。

表 6 空载收拢脚轮模式结果

研究坡度	边缘裕量 mm	所需保持力 N	μreq	Hcrit N
0°	366.1	200.0	0.039	2085.6
2°	345.4	379.6	0.074	1904.1
5°	314.2	648.1	0.127	1657.2

注：H=200 N，推力施加高度 1.00 m。所需保持力是在相应静态或等效扰动条件下的总需求，不是已测驻停能力。

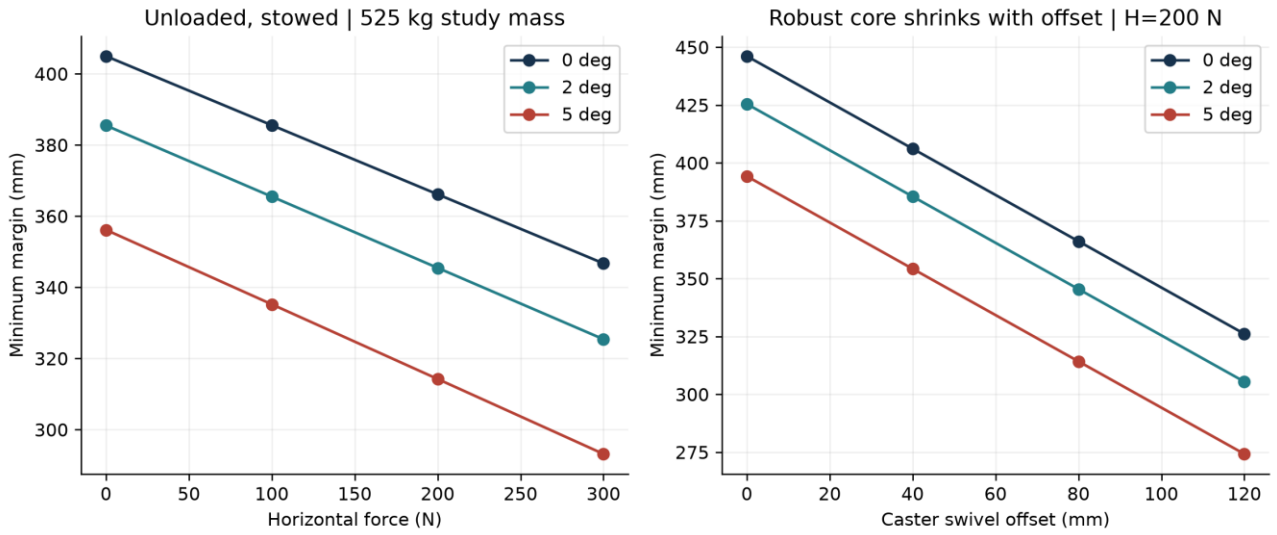


图 4 空载移位对水平力与万向轮偏距的敏感性

5°空载算例几何裕量为 314.2 mm，但需要总切向保持力 648.1 N、等效摩擦比 0.127。若仅取 μ=0.10 的敏感性情形，切向条件已不满足，即使抗倾覆几何条件仍为正。这说明制动与稳定不能合并成一个“安全”判断。μ=0.20 或 0.40 只改善该假设摩擦容量，仍没有证明实机刹车额定能力。

为展示空载减速的影响，另将 0、0.3 和 0.6 m/s²的支承面内不利等效惯性作为研究扰动，加在总重心处。5°、H=200 N 下的裕量从 314.2 mm 降至 279.8 mm。该算例仅包含刚体平动，不包括门槛冲击、摆臂、转弯侧向加速度或轮架弹性，不能据此给出推行速度或制动距离。

支承转换按四个角逐角由脚变轮，枚举 16 种角点组合，再分别检查单个支脚或脚轮失去有效接触的 8 种状态；每个状态分别计算 0°、2°、5°。四角均维持有效承载时，16 种混合凸包至少包含四轮保守内核；实际风险来自某角尚未接地、先被抬起、地面下陷或调节过度造成的三角形接触。

表 7 支承转换最小裕量

研究坡度	四角均有效/16 状态 mm	缺一支脚/4 状态 mm	缺一脚轮/4 状态 mm
0°	366.1	-143.8	-136.7
2°	345.4	-164.0	-157.0
5°	314.2	-194.6	-187.5

注：均为空载、收拢、H=200 N；缺角模型是研究中的不利状态，不是设备允许的转换步骤。

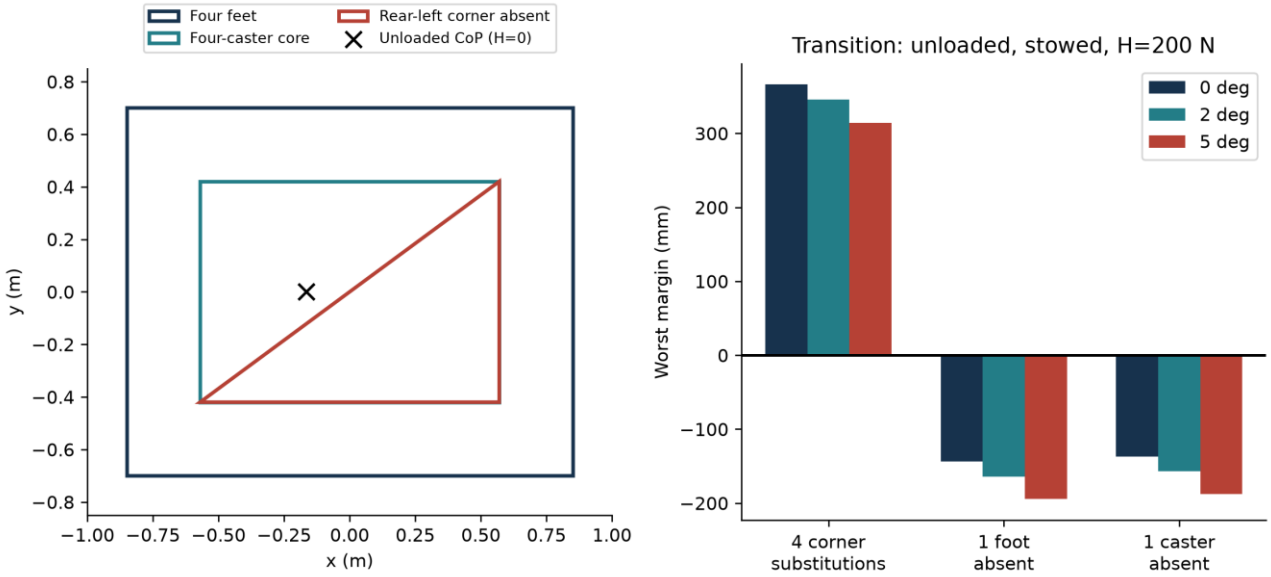


图 5 接触状态转换与三点支承失稳

在水平地面，缺失一个不利脚轮角点时的最差裕量已为-136.7 mm。增加配重不能自动解决这个几何问题：后置配重会将空载重心推向后方，恰好可能落在剩余三点凸包之外。仅剩两对角接触时凸包退化为线段，没有二维正裕量，本模型直接判为不能作为稳定作业支承。

05 参数敏感性与工程讨论

在固定代表底座、质量和高度下，1620 组作业扫描得到最小裕量区间-96.0 至 528.1 mm；该区间包含负值，说明原方案的结构描述不足以唯一决定抗倾覆结果。质量与高度组合的 729 组结果区间为-215.9 至 257.4 mm。区间不能被解释为设备可靠度或失效率，因为各输入并没有概率分布。

伸臂方位、配重位置和支脚跨距必须联合设计。对于固定后置配重，增加质量通常能增加所有边的恢复力矩，但在后边的单位质量力臂只有 b−0.45 m；把同样配重向中心移动会改善全周最差方向，却可能减少前向专用姿态的收益。若仅允许一个已验证作业扇区，可按该扇区优化；本研究的全周搜索用来发现风险，不将全周回转设为设备已具备功能。

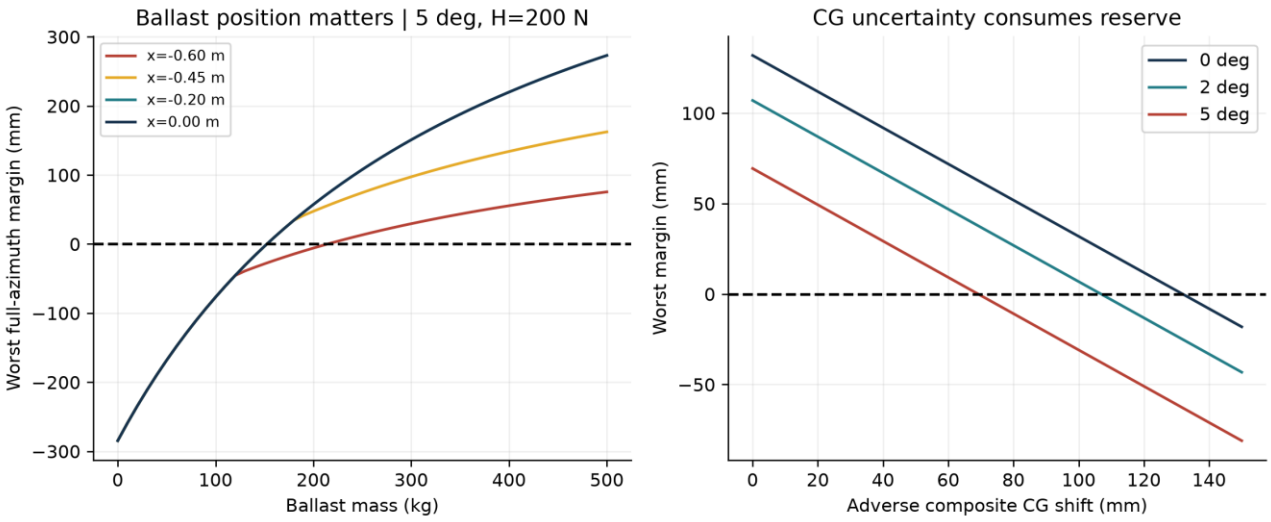


图 6 配重位置和合成重心误差的作用

单轮/单脚承载不能只做总重平均。Blickle 制造商指南以设备自重与附加载荷除以有效承重轮数，再结合应用系数作为选型入口。[5] 对偏心移动机械手，这只是入口，仍需检查受力分配、有效承载轮数、速度、路面和冲击条件。按本研究空载 525 kg 计算，平均四轮对应 131.25 kg/轮；若仅三个轮有效平均已为 175 kg/轮，但真实最大轮载还受力矩支配。

表 8 5°代表工况的反力可行范围与等刚度示例

模式/接触点	法向力可行范围 N	等刚度示例 N
支脚 P1	2706.9–2947.5	2827.2
支脚 P2	0.0–240.6	120.3
支脚 P3	0.0–240.6	120.3
支脚 P4	2706.9–2947.5	2827.2
脚轮内核 P1	1147.3–2556.6	1851.9
脚轮内核 P2	0.0–1409.3	704.7
脚轮内核 P3	0.0–1409.3	704.7
脚轮内核 P4	1147.3–2556.6	1851.9

注：接触点顺序为(-a,-b)、(+a,-b)、(+a,+b)、(-a,+b)。范围由平衡与 Nk≥0 约束求得，各单点上/下界不能任意同时取到。脚轮数据是保守内核模型的比较值；选轮应使用真实接触点与刚度。

反力范围允许某点为零，反映四点支承静力不定，而不是允许作业中忽略该点。等刚度结果用于解释载荷集中，不能当作未知底盘的实测分配。针对真实结构还应验算脚垫与地坪接触压力、螺杆的最大伸出长度和屈曲、外伸支臂弯矩、底盘扭转及轮架紧固。地坪承载或某支脚先沉陷会改变凸包，属于本模型边界条件失效。

调平需要的脚长差由地面坡度和水平投影跨度决定。以作业时水平支脚布置的半跨 a、b 和地面坡向 βg 表示，四脚最大高差为 2tanθg(a|cosβg|+b|sinβg|)，任意坡向最大值为 2√(a²+b²)tanθg。此处 θg 是地面坡度，与前述未调平共面模型的残余倾角 θ 分开。

$$\Delta\ell_{\mathrm{req}} = 2\tan\theta_g\left(a|\cos\beta_g| + b|\sin\beta_g|\right), \max_{\beta_g}\Delta\ell_{\mathrm{req}} = 2\sqrt{a^2+b^2}\tan\theta_g \qquad \text{式 (14)}$$

a、b 使用调平后支脚的水平投影半跨，Δℓ 是最大脚长差；还需叠加轮离地量、局部不平度和安装高度差。

表 9 参数化支脚调平所需差动行程

地面研究坡度	沿 1.70m 方向 mm	沿 1.40m 方向 mm	任意坡向最不利 mm
0°	0.0	0.0	0.0
2°	59.4	48.9	76.9
5°	148.7	122.5	192.7

注：不是实机支脚可调范围；原始资料未给螺杆有效行程、最小啮合长度、脚垫摆角及极限伸出承载。

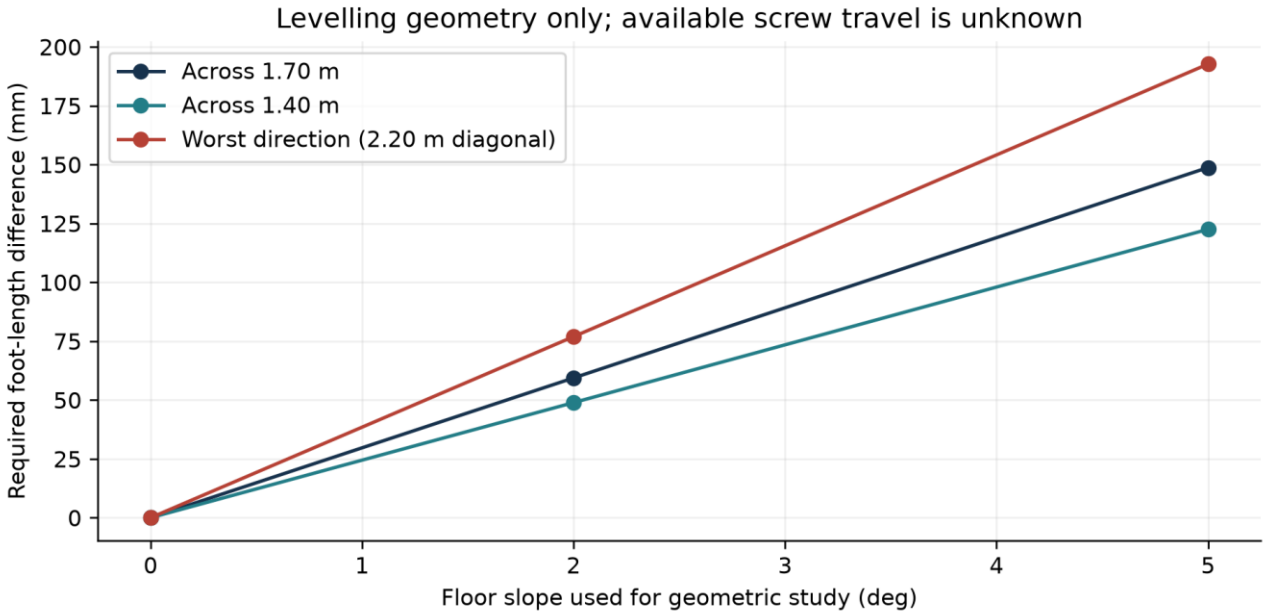


图 7 调平差动行程的几何需求

即使差动行程足够，调平也只解决底盘姿态；脚垫仍需贴合地面，四脚需建立可确认反力，轮脚切换需保持支承连续。不能用低位一脚超长伸出换取表面水平而忽略螺杆屈曲、螺纹啮合和侧向受力。脚轮带锁止不等于具有运动减速功能，地面倾斜下的受控制停车更不能从“有刹车”文字直接推定。

表 10 工程操作边界与模型对应

阶段	可直接沿用的原方案边界	研究指出的核对内容
作业	四支脚落地支撑调平；额定负载内取放	实际支承跨距、四角受压、工件重心偏距、最不利臂架姿态、地坪承载
移位准备	箱体落稳并释放；机械臂收拢	收拢后的真实重心与高度、吸具约束、气管断接状态、转换接触连续性
支脚转脚轮	空载下收起支脚	四轮有效承载应建立后再失去相应支脚承载；不允许悬空缺角路径
推行与转弯	平整无台阶通道，握持牵引把手	轮向改变、实际最大轮载、启动力与减速能力、地面摩擦；不得用算例确定速度
脚轮转支脚	到位后重新支撑调平	支脚逐步承接载荷，避免过调造成另一角离地；确认稳固后才展开和取载
多工位作业	每次就位重新建立支撑条件	不同地面与空间独立评价；前一工位的支撑状态不继承为下一工位合格
带载移位	原方案不允许吸附箱体状态下移位	如需改变用途，应另行定义设计能力、载荷表、动态与制动试验；本研究不放行

06 结论与验证方法

1. 原始方案确立了支脚作业、空载收拢移位的边界。额定 80 kg、2 m 工作半径及“配置配重箱”不能唯一决定底座稳定性；质量、重心、有效接触坐标必须独立进入计算。
2. 代表支脚算例在 0°、2°、5°研究坡度下的最小几何裕量分别为 131.9、107.0、69.4 mm。控制方向为后向伸臂，说明后置配重需要与全方位作业包络一起检查。
3. 5°代表工况的合成重心误差临界值为 69.2 mm；原始输入的不确定性足以改变结论符号。临界值只表示零裕量，不具有允许工况含义。
4. 空载收拢四轮模型在 5°下仍有 314.2 mm 几何裕量，但总保持力需求为 648.1 N。制动能力、抗滑能力和抗倾覆能力应分别满足，不能相互替代。
5. 支承转换是独立危险状态：缺失不利脚轮角点的水平地面计算已出现-136.7 mm 负裕量。仅把作业与移位两个端点都算成正值，不足以证明转换过程稳定。
6. 调平所需差动行程、单脚承载和结构伸出能力必须一起核对。研究中的 2°、5°不增加原设备允许坡度，计算也不授权带载移位。

本篇已完成向量外力矩与独立标量力矩复算、0/2/5°重力投影端点核对、临界力根两侧符号检查、连续方向优化、72 个转换状态的线性规划接触可行性核验，以及 1000 组随机轮向的保守内核包含检查。上述都是实际执行的计算验证；没有执行样机倾斜、推拉、制动或转换试验。

实机验证应按下列证据链进行，并由具备相应能力的工程人员设计试验载荷、控制措施与停止条件。报告不给出让设备真实倾覆的测试指令；接触反力逼近预设阈值或出现离地、滑动、底盘变形时应先停止加载。

1. 用有效装配图确认底盘、支脚和轮地接触点，记录万向偏距及锁止类别，核对四角支脚的行程、最小啮合与伸出承载。
2. 称量整机与各附加件，保持工件、夹具、配重分项定义；在支脚上布置经校准称重装置，利用平地反力反求平面重心，并覆盖实际工作姿态。重心高度通过可控的小角度姿态变化或经质量核实的三维模型确定。
3. 以实际箱体质量与重心偏置替换研究值，在工作半径和已批准作业扇区内逐点核对最小反力、地坪压力与结构承载；几何边缘余量需另给合理工程保留量。
4. 空载并约束机械臂后，记录转换各阶段的轮脚反力，确认不存在未接触先卸载造成的缺角路径。路线、门口、转弯和地面接缝应纳入接触状态核查。
5. 独立测量起步、滚动、停止与驻停保持力，区分锁轮、锁转向及运动减速功能，按实际轮向和地面状态核对制动与抗滑。
6. 完成有记录的实机验证后，再将允许姿态、负载、地面与移位条件写入专属操作边界；本研究的参数化阈值不直接作为设备标签。

> **仍未解决的实机限制** 现有资料未提供底盘/接触点尺寸链、各部质量与重心、脚轮型号和制动力、支脚有效行程与承载，以及地面和动态试验。计算包完成的是可复算研究，不是设备工程放行或认证。

参考文献

[1] 80 kg 大包装箱移动式吸附气动助力机械手 技术方案. AUREK-XT-20261010-01; 2026-10-10. 相关页/条文：4,6–9.（访问日期：2026-10-25）

[2] 80 kg 大包装箱移动式吸附气动助力机械手 配置文档. AUREK-XT-20261010-01; cover 2026-08-15. 相关页/条文：4–7.（访问日期：2026-10-25）

[3] ISO 12100:2010, Safety of machinery — General principles for design — Risk assessment and risk reduction. Edition 1, November 2010; confirmed 2022. https://www.iso.org/standard/51528.html（访问日期：2026-10-25）

[4] HSE. Safe use of lifting equipment. L113. Second edition 2014, amendments 2018. 相关页/条文：23–25, paragraphs 93–107. https://www.hse.gov.uk/pubns/priced/l113.pdf（访问日期：2026-10-25）

[5] Blickle. A few steps to the optimal product. Manufacturer online guide, no stated publication date. https://www.blickle.com/guide/optimal-product（访问日期：2026-10-25）

[6] Blickle. Versions / options — Wheel and swivel head brake. Manufacturer online guide, no stated publication date. https://www.blickle.com/guide/versions-options（访问日期：2026-10-25）

[7] Petrović, G. R.; Mattila, J. Analytic Solutions for Wheeled Mobile Manipulator Supporting Forces. IEEE Access, 10 (2022), 43235-43255; author version v2 dated 21 April 2022. DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3169766. 采用作者公开版核验方法与适用范围。https://arxiv.org/html/2202.10186v2（访问日期：2026-10-25）

附录 A 计算复现与数据索引

研究包使用 Python、NumPy、SciPy 和 Matplotlib。顺序执行 make_inputs.py、run_analysis.py、validate.py、build_report.py，分别建立输入登记、运行扫描与绘图、独立复算、生成全文。脚本以自身位置确定研究根目录，公开正文不依赖本机绝对路径。原件查证脚本 extract_sources.py 只读原始文件，路径另存于内部证据登记。

表 11 可复算数据文件

文件	内容
inputs.json	23 项研究输入、证据分类、质量定义与适用工况
results/baseline.json	24 组代表模式/坡度/水平力结果及方向网格差异
results/operating_scan.csv	1620 组半径、工件质量、偏置、水平力、坡度与重心偏差
results/mass_height_scan.csv	729 组各部质量和高度扰动
results/support_geometry_scan.csv	27 组支承跨距变化
results/transition_states.json	72 组有效接触状态
results/critical_conditions.json	逐变量零裕量临界值
results/ballast_scan.csv	204 组配重质量及位置
results/caster_trail_scan.csv	12 组轮偏距与坡度

文件	内容
results/reactions.json	法向反力区间和等刚度示例
results/inertial_sensitivity.json	9 组空载平动惯性扰动
validation.json	实际计算核对、误差与未执行项目

所有图均由标准绘图程序生成，提供 PNG 与 SVG。坐标、曲线、表格和摘要使用同一结果文件；公式以 LaTeX 保存在正文 JSON 中供统一排版时转为原生可编辑公式。

AUREK
安睿克智能科技

关于本报告

ABOUT THIS REPORT

本报告属于安睿克技术研究报告系列。报告中的研究对象、输入、模型与结论以正文及其引用依据为准。适用于具体工程项目时，应结合实际工况、设计条件与验证记录进行评价。

发布单位

江苏安睿克智能科技有限公司

资料中心

www.aurek.cn/resources

AUREK-RC-AR-048