AUREK
安睿克智能科技

AUREK ENGINEERING RESEARCH REPORT

AUREK-RC-AR-044

技术研究报告

气胀轴卷料保持力、悬臂弯矩与 90°翻转载荷研究

Roll Retention, Cantilever Bending and Load Evolution during a 90-Degree Air-Shaft Flip

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-044 / V1.0 / 2026-10-25

本研究对 300 kg 与 500 kg 两类气胀轴搬运设备的方案和会签图进行独立核对，区分设备额定工作负载、工件设计质量与实测质量。300 kg 设备的方案工件范围为 100–180 kg；500 kg 旧方案规定 500 kg 膜卷设计工况，而 2026 年 10 月 25 日 V3 会签图已取消翻转机构。本文据此建立从水平到竖直向下的连续姿态模型，并将 500 kg 翻转结果限定为扩展研究。模型分别计算轴向滑移需求、横向承载分量、气胀轴根部弯矩、接触支承反力和翻转驱动载荷，采用有效受压面积、传力效率及有效接触面积连接胀紧腔压力与管芯面压。在 m=180 kg、d=0.65 m、k=1.3 的参数算例中，水平横向载荷为 2.295 kN、根部弯矩为 1.492 kN·m，竖直轴向需求为 2.295 kN；500 kg 对照工况分别为 6.374 kN、4.143 kN·m 和 6.374 kN。10,800 组参数扫描与 0°、45°、90°独立复算揭示，增加插入量能改善支承和摩擦容量，但轴向容量比值不能替代接触、管芯承压及轴体强度验证。结果用于明确载荷路径、确定标定参数与设计试验，不构成实际设备承载认证。

关键词：气胀轴；卷料保持；轴向滑移；接触压力；悬臂弯矩；90°翻转

Roll Retention, Cantilever Bending and Load Evolution during a 90-Degree Air-Shaft Flip

This study independently reconciles proposals and countersign drawings for air-shaft manipulators rated at 300 kg and 500 kg. The 300 kg project specifies rolls of 100–180 kg; these are design inputs rather than weighing records. The historical 500 kg proposal specifies a 500 kg roll design condition, whereas the latest available V3 drawing dated 25 October 2026 removes the flip mechanism. Consequently, results above zero degrees for that project are extension cases only. A continuous horizontal-to-downward-vertical model separates axial slip demand, transverse bearing load, root bending, contact reactions and flip actuator demand. Chamber pressure is converted to contact pressure only through explicitly assumed effective actuation area, transmission efficiency and contact area. For a 180 kg roll, a 0.65 m centre-of-mass lever and a vertical load factor of 1.3, the horizontal transverse load is 2.295 kN, root bending is 1.492 kN m and vertical axial demand is 2.295 kN. The 500 kg comparison gives 6.374 kN, 4.143 kN m and 6.374 kN, respectively. A 10,800-point parameter sweep and independent endpoint calculations show why axial friction ratios alone do not establish contact feasibility or structural adequacy. All unmeasured inputs remain explicit assumptions. The work supports model calibration and test planning, not equipment certification.

Keywords: air shaft; roll retention; axial slip; contact pressure; cantilever bending; 90-degree flip

核心结论 KEY FINDINGS

- 当 m=180 kg、d=0.65 m、h=0、k=1.3 时，0°横向载荷为 2.295 kN、根部弯矩为 1.492 kN·m；90°轴向外滑需求为 2.295 kN。
- 500 kg 设计质量的对应需求为 6.374 kN 与 4.143 kN·m；500 kg V3 仅有水平姿态，90°结果仅用于扩展比较。
- 在明确假设 p_g=0.60 MPa、η=0.70、有效受压宽度 0.060 m、μ=0.25 时，A180 与 B500 的 90°摩擦容量/需求分别为 1.235 和 0.593；这些比值不是实测安全系数。
- A180 的八胀块等预紧模型在 0°出现负法向力，表明该接触分配假设失效；仅靠轴向容量比值大于 1 不足以验证全程夹持。
- 在等效有效面积随 L 线性增长的假设下，增大 L 提高摩擦容量并缩短力臂，但平均接触压力不随 L 变化；供气压力与接触压力不能混用。

研究边界 SCOPE

对象为单端插入封闭管芯的气胀轴。卷料与管芯视为无相对滑动的刚体；不包含膜层松散、芯层脱粘、外部牵引、碰撞或多轴同时回转。

300 kg 为设备额定工作负载；100–180 kg 为方案工件质量范围，均无实测称量记录。300 kg 工件另列额定规格扩展，不混入生产工件范围。

500 kg 同时出现在旧方案的设备额定值和膜卷设计质量要求中。最新可见 V3 图纸取消翻转；该项目 θ>0°的结果是历史结构/扩展研究，不能据此操作现设备翻转。

有效插入量、质心、接触面积、传力效率、摩擦系数、轴截面、管芯许用面压及翻转缸尺寸均未获得完整实测或制造商数据。本研究给出参数化载荷需求与条件性容量，不给出实际设备合格结论。

准静态载荷系数 k 与显式角速度、角加速度分开计算。数学验证与物理试验分别报告；未实施吊运、压溃、失气或破坏试验。

目录 CONTENTS

01 研究问题与适用范围 1
02 输入参数与研究方法 1
03 力学模型与推导过程 3
04 算例与计算结果 7
05 参数敏感性与工程讨论 11
06 结论与验证方法 13
参考文献 14
附录 A 符号、复现和数据定义 15

01 研究问题与适用范围

气胀轴插入管芯后，卷料重力经胀块及轴体传至根部法兰，再传至末端支架或翻转机构。水平状态主要产生横向承载和悬臂弯矩；轴线朝下时，重力主要驱动管芯沿轴向退出。中间姿态同时存在两种作用。将全部重力简单除以摩擦系数，只能得到某一方向上的法向预紧需求，无法表述短插入结构的支承力偶，也不能说明翻转执行器在整个行程中的受力。

本文分别核对 300 kg 设备方案及 2026 年 10 月 13 日会签图[1,2]，以及 500 kg 历史方案、原图与 2026 年 10 月 25 日 V3 会签图[3–5]。前者规定 100–180 kg、外径 500–700 mm、长度 800–1300 mm 的膜卷，配置 6 英寸气胀轴和 90°翻转。后者历史方案存在“500 kg 膜卷”的设计输入，而 V3 仅保留水平气胀轴。资料中的额定值不是轴向摩擦保持力证书，空白会签栏也不等同于试验或签署记录。

> **版本适用性** 500 kg V3 第 1 页参数表及技术要求 1 明确无翻转机构。本报告的 B500 水平工况研究该类载荷需求；其 45°与 90°工况仅作历史构型/扩展比较。报告不改变现设备配置，也不建议执行其未配置的动作。

“最小保持力”在本文中首先指阻止轴向外滑所需的轴向反力 A；若依靠摩擦，则需要另求法向预紧 N。横向分量 T 主要由封闭管芯与轴的径向接触承担，不能未经接触分析就直接写成 μN。横向脱落通常伴随管芯破裂、轴体过大挠曲、胀块失效或轴向退出后的失去搭接，因此本研究同时保留接触和结构条件。

- 对象为单端插入封闭管芯的气胀轴。卷料与管芯视为无相对滑动的刚体；不包含膜层松散、芯层脱粘、外部牵引、碰撞或多轴同时回转。
- 300 kg 为设备额定工作负载；100–180 kg 为方案工件质量范围，均无实测称量记录。300 kg 工件另列额定规格扩展，不混入生产工件范围。
- 500 kg 同时出现在旧方案的设备额定值和膜卷设计质量要求中。最新可见 V3 图纸取消翻转；该项目 θ>0°的结果是历史结构/扩展研究，不能据此操作现设备翻转。
- 有效插入量、质心、接触面积、传力效率、摩擦系数、轴截面、管芯许用面压及翻转缸尺寸均未获得完整实测或制造商数据。本研究给出参数化载荷需求与条件性容量，不给出实际设备合格结论。
- 准静态载荷系数 k 与显式角速度、角加速度分开计算。数学验证与物理试验分别报告；未实施吊运、压溃、失气或破坏试验。

所有图均由力学模型重新绘制，使用匿名工况代号 A、B。制造商公开资料仅用于核验结构原理及选型因素，不能替代两套设备的产品额定数据。[9,10]

02 输入参数与研究方法

表 1 两项目原始输入及证据性质

参数	A：300 kg 设备	B：500 kg 设备	使用方式
设备额定工作负载	300 kg	500 kg	设计规格，不等于称量
工件质量	100–180 kg	旧方案 500 kg 设计工况	均无实测称量记录

参数	A：300 kg 设备	B：500 kg 设备	使用方式
管芯内径	152 mm（6 英寸标称）	76/152 mm（3/6 英寸标称）	按文件值，不将英寸精确换算替换原标称
卷料/管芯轴向长度	膜卷 800–1300 mm	管芯 1300 mm	B 卷料质心占满长度为假设
膜卷外径	500–700 mm	未明确	B 示例 0.7 m 仅为惯量比较假设
轴外伸/长度	外伸工作长度 450 mm	旧方案两轴均 600 mm	均不能直接等同有效插入 L
姿态	水平至竖直向下 90°	V3 水平，无翻转	历史方案及原图曾有 90°
轴截面、额定保持能力	未得到数值	未得到数值	保留需求模型，不给出强度合格结论
实际支承站、质心坐标	未得到数值	未得到数值	使用均匀卷料及两站研究模型
夹具/整机自重	未得到数值	未得到数值	示例 40 kg 仅为运动夹具假设；整机自重不进入末端模型

注：来源：[1–5]；Word 按章节与表序定位，图纸按第 1 页参数表和技术要求定位。

500 kg 方案§1 的措辞与表 6、表 11 的物理定义不同：表 6 明确将 500 kg 放在膜卷参数行，表 11 将 500 kg 列作设备额定工作负载。本文同时保留两个定义，但不把任一值称为实测质量。300 kg 设备则有清楚的 100–180 kg 工件范围，因此不能在“实际膜卷”结果中直接代入 300 kg。

有效插入长度 L 是实际参与接触传力的轴向重叠长度。A 的 450 mm 是外伸工作长度，可能包含不接触的端部、胀块间隔或法兰过渡区；B 的 600 mm 是旧方案记录，V3 未对该长度重新标注。以这些数值作 L 的上端是研究假设。基准将卷料均匀分布并取长卷 W=1.3 m；因此满插入时质心距根部为 0.65 m，而不是 L/2。

表 2 参数化研究输入与选择理由

符号/项目	基准或范围	证据与目的
g	9.80665 m/s²	标准重力加速度[6]
k	1.0/1.3/1.6；基准 1.3	竖向载荷系数研究选值，非规定安全系数
L	A：0.25–0.45 m；B 主网格：0.25–0.60 m	有效搭接扫掠；B 包含 0.25 m 低插入压力测试点
W、d、h	基准 W=1.3 m；d=l_s−L+W/2；h=0	均匀轴向质量及近端无附加间隙
p_g	0.30–0.80 MPa(g)；基准 0.60	胀紧腔表压；低压点用于降压研究
μ	0.10/0.20/0.25/0.35/0.50	灵敏度区间；未指定实际材料摩擦系数
A_eff/L、η	0.03/0.06/0.09 m；0.50/0.70/0.90	基准 0.060 m 和 0.70；有效传力参数待标定
ϕ、F_r	0.15/0.30/0.50；基准 F_r=0 N	ϕ 为接触覆盖率；忽略回位力使容量偏高
C 至 O 偏移(a,b)	(0.10,0.05) m	演示翻转几何，非图纸量取

符号/项目	基准或范围	证据与目的
运动夹具	40 kg；质心(0.25,0.02) m；I_G=1 kg·m²	独立研究假设，包含轴及随转动部件的等效体
双缸几何	B=(0.10,0.45) m；摇臂半径 0.20 m	初始销点(−0.20,0)，效率 0.85；不指定真实缸径
显式运动	4 s/90°，加减速各 1 s	固定翻转轴；k=1；非设备实测节拍

注：方案 0.5–0.8 MPa 仅为设备入口供气背景。计算用 p_g 是单独假设的胀紧腔压力，不由默认配置推断实际预紧力。

连续姿态取 0–90°、步长 0.25°，对五个质量/管芯组合保存 1,805 行角度结果；参数主网格在 A180 与 B500 中分别组合 8 档 L、5 档压力、5 档摩擦、3 档 k、3 档等效受压宽度和 3 档效率，共 10,800 组。主网格压力取 0.30、0.40、0.50、0.60、0.80 MPa；热图另以连续采样显示 0.30–0.80 MPa 的边界。质量独立扫描 100–500 kg，每 20 kg 一步。B 的 0.25 m 点专用于低插入敏感性，不暗示可接受搭接量。

研究按“资料定义→刚体载荷→接触可行性→结构需求→驱动需求”展开。先求不依赖摩擦材料的 A、T、M，再在明确有效面积与传力关系下讨论容量。计算以 SI 单位进行，图表分别换算为 kN、kN·m、MPa；角度输入为度，三角函数内部转换为弧度。标准重力加速度采用 NIST 列值。[6]

03 力学模型与推导过程

取全局 x 向右、z 向上，翻转轴沿 y。θ 从水平开始向下转动为正。气胀轴轴向单位向量 e 指向自由端，n 为翻转平面中与 e 正交的向上法向。根部 O 至工件质心 G 的局部坐标为(d,h)，翻转轴 C 至 O 为(a,b)。h 表示工件质心偏离轴线，b 表示翻转轴与气胀轴的法向偏置，两者不能混同。

$$\mathbf{e} = (\cos\theta, 0, -\sin\theta), \mathbf{n} = (\sin\theta, 0, \cos\theta), \mathbf{r}_{OG} = d\mathbf{e} + h\mathbf{n} \quad \text{式 (1)}$$

e、n 为无量纲单位向量；d、h 单位 m；θ 的计算单位 rad。

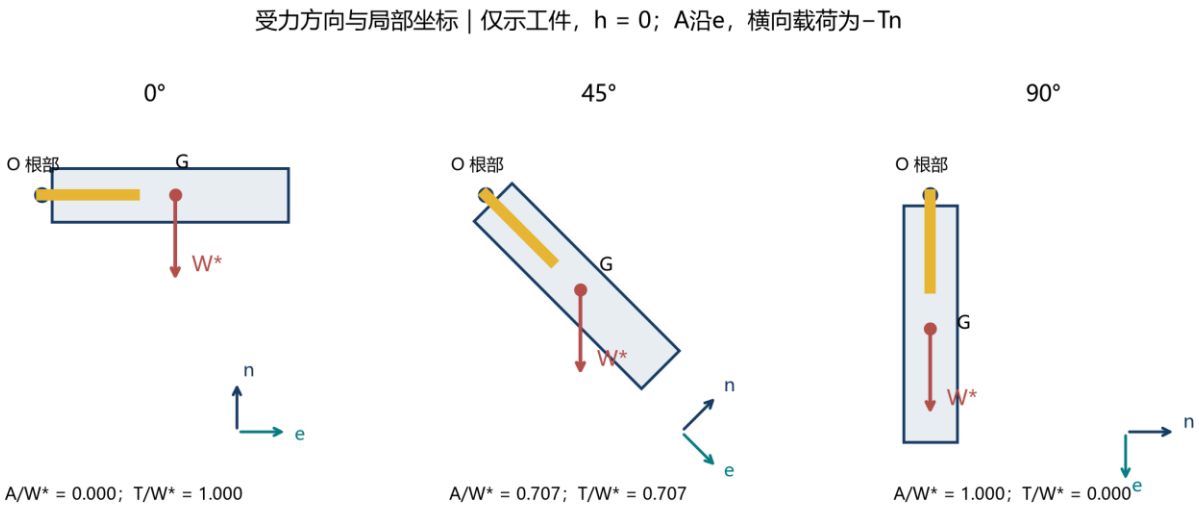


图 1 水平、45°及竖直向下的工件受力与局部坐标示意

3.1 轴向与横向需求。准静态放大法将等效重力写为 W*=kmg，适用于用一个系数表述竖向惯性等效作用的初筛。k 不同时代表角加速度、冲击和安全储备。将 W*投影到轴向及横向，得到以下分项；轴向保持反力方向与 A 相反。

$$W^* = kmg, A(\theta) = W^*\sin\theta, T(\theta) = W^*\cos\theta \quad \text{式 (2)}$$

m 为工件质量 kg；g 为 m/s²；k 无量纲；A、T 为 N。横向负载向量为−T n。

$$M_O(\theta) = W^*(d\cos\theta + h\sin\theta) \quad \text{式 (3)}$$

顺时针为正，单位 N·m；实际弯矩幅值取绝对值。仅含工件，不含轴体及其他夹具自重。

式 (3)来自力矩矢量 r×W 的 y 分量。h=0 时，A 随 θ 增大，T 与 M_O 随 θ 减小，最大弯矩在水平位。若 h 不为零，竖直位仍有 W*h 弯矩；正 d、h 时，弯矩峰值出现在 θ=atan(h/d)，而非必然在 0°。本研究不以“竖直弯矩为零”替代实际偏心核对。

$$d = l_s - L + \frac{W}{2}, x_1 = l_s - L + 0.1L, x_2 = l_s - 0.1L \quad \text{式 (4)}$$

l_s 为根部至轴端长度，W 为卷料轴向长度；均为 m。改变 L 表示卷料近端向根部移动，而非只增加胀块长度。

3.2 短插入与支承力偶。对 h=0、轴向摩擦合力通过管芯中心的情况，将径向接触等效为两站 x1、x2。取作用在卷料上的+n 方向反力为正，力与根部力矩平衡分别给出 R1+R2=T、R1x1+R2x2=Td。

$$R_2 = T\frac{d - x_1}{x_2 - x_1}, R_1 = T - R_2 \quad \text{式 (5)}$$

R1、R2 单位 N。负 R1 意味着近站需由相反内壁提供反向作用；不表示管芯可承受拉接触。

当质心超过远站时，远站反力大于 T，近站必须形成反向力偶。若把全部横向载荷平均分配给胀块，便丢失悬臂弯矩所要求的接触分布。两站模型仅决定净反力，尚不能唯一确定各胀块压力；实际轴向分布、径向刚度、间隙与管芯椭圆变形仍参与求解。

3.3 从气压到接触压力。制造商一手资料说明，内部气囊充压后经胀块向外传力，轴和胀块的形式、管芯材料、尺寸及工况参与选型。[9,10] 气压 p_g 作用于有效执行面积 A_eff；它不是直接施加在管芯全部内表面的均匀压力。下式是标定后的等效预紧模型，不是只靠管芯直径便能确定的物理恒等式。

$$N_0 = max(\eta p_g A_{\text{eff}} - F_r, 0), A_{\text{eff}} = a_e L, A_c = \phi\pi D_i L, \overline{q}_0 = \frac{N_0}{A_c} \quad \text{式 (6)}$$

N0 为各胀块法向力标量之和 N，并非矢量合力；p_g 和 q 为 Pa；η、ϕ 无量纲；a_e 为 m；A_eff、A_c 为 m²；F_r 为等效回位损失 N。

$$N_i = k_i[\delta_i(s) - c_i]_+, p_g A_{\text{act}} - F_r = \sum_i N_i \frac{\partial \delta_i}{\partial s} \quad \text{式 (7)}$$

一种可标定的准静态相容模型：k_i 为等效接触刚度 N/m，c_i 为间隙 m，s 为广义执行位移 m。右式为虚功平衡；实际气囊可能需要多个自由度。

式 (7)表明即使 p_g 和 D_i 相同，不同执行面积、胀块行程、传动比、回位弹性或管芯刚度都可产生不同 N_i 及 q_i。η 本质上可随压力、间隙和结构状态变化。本算例将其固定只是可复算的简化。ϕ=0.30 仅定义平均接触面积，不能预测胀块边缘峰压；管芯薄壁、层压结构及局部压溃需要另行试验或接触分析。

3.4 轴向摩擦与接触可行性。Coulomb 模型将局部静摩擦约束写为|f_i|≤μ_iN_i；其系数取决于接触表面及状态。[8] 若只作力级筛查，均一 μ 给出 C_ax=μN0 和比值 H=C_ax/A。A=0 时比值无定义，本文用容量余量表示，不填“无限安全”。

$$C_{\mathrm{ax}} = \sum_i \mu_i N_i, A \le C_{\mathrm{ax}}, N_{\mathrm{req,ax}} = \frac{A}{\mu} \quad \text{式 (8)}$$

C_ax 和 A 为 N；上述为轴向容量上限筛查，不能单独证明同时满足力矩平衡。

为检验径向约束，构造两个支承站、每站四个正交径向等效胀块的研究模型。八块的初始法向力各 N0/8，面积各 A_c/8。每站沿 n 方向的一对胀块分别增减 R_i/2，另一对保留预紧。该构造具有闭合的合力与力矩关系，但不代表原轴恰有八个胀块。

$$N_{i,+} = \frac{N_0}{8} + \frac{R_i}{2}, N_{i,-} = \frac{N_0}{8} - \frac{R_i}{2}, N_{i,y+} = N_{i,y-} = \frac{N_0}{8} \quad \text{式 (9)}$$

每站 i=1,2。两站共 8 个等效接触块。所有 N 均需≥0；若出现负值，该等预紧分配模型失效。

$$N_0 \ge 4max(|R_1|, |R_2|), q_{\mathrm{pad,max}} = \frac{N_0 + 4max(|R_1|, |R_2|)}{A_c} \quad \text{式 (10)}$$

这是本八块接触构造的非卸载条件及最大单块平均面压，不是实际微观峰值或所有气胀轴的必要条件。

直接将轴向摩擦按各 N_i 比例分配，可能因管芯半径上的非对称牵引引入附加弯矩。为保持式 (5)的中心轴向合力假设，可让每对相对胀块承担相等轴向摩擦，其上限受该对较小法向力限制。于是得到一个同时满足局部摩擦与零附加弯矩的保守容量构造：

$$C_{\mathrm{sym}} = \mu[N_0 - |R_1| - |R_2|], A \le C_{\mathrm{sym}} \quad \text{式 (11)}$$

式 (11)仅在式 (10)成立、各对接触面积/方向按本模型定义时使用。它是可行分配的容量，不声称为真实轴的最优容量。

若式 (10)不成立，不将负法向力截成零后继续沿用原平衡解；应重求部分接触与刚度相容。若需要承受绕轴扭矩、包装外拉力或多个方向摩擦，各接触还须满足摩擦圆/锥约束，不能重复使用同一摩擦容量。

3.5 根部与翻转机构载荷。气胀轴根部 O 的工件弯矩与翻转轴 C 的总载荷不同。C 至卷料质心为(d+a,h+b)，还要计入随翻转运动的轴、摇臂等部件。下式将运动夹具等效质量 m_f 及其质心(d_f,h_f)单列。

$$M^*_{C,g} = kg\{m[(d+a)\cos\theta + (h+b)\sin\theta] + m_f[d_f\cos\theta + h_f\sin\theta]\} \quad \text{式 (12)}$$

单位 N·m。夹具质量为独立项；不得把整机额定负载替代工件质量或夹具自重。

$$I_{G,r} = \frac{m}{12}\{3(R_o^2 + R_i^2) + W^2\}, I_C = I_{G,r} + m[(d+a)^2 + (h+b)^2] + I_{G,f} + m_f(d_f^2 + h_f^2) \quad \text{式 (13)}$$

均匀环柱近似的横向转动惯量和组合平行轴换算[7]，单位 kg·m²；B 外径与夹具惯量属于研究假设。

$$M_{C,\mathrm{env}} = |M^*_{C,g}| + I_C|\alpha| + M_{\mathrm{loss}}, F_{\mathrm{cyl,each}} = \frac{M_{C,\mathrm{env}}}{2\eta_c h_c(\theta)} \quad \text{式 (14)}$$

用于方向未知时的双缸均分力矩包络；h_c 为垂直力臂 m，η_c 为效率；本示例 M_loss=0，未计真实摩擦损失。k 只包络竖向作用，α 单独包络转动。

$$\mathbf{P}=(-r\cos\theta,\ r\sin\theta),h_c=\frac{|P_x(B_z-P_z)-P_z(B_x-P_x)|}{|\mathbf{B}-\mathbf{P}|}$$ 式 (15)

B、P 为翻转平面固定端和摇臂销坐标 m。h_c 随角度变化；双缸实际不同步/受力不均时需分别建模。

翻转缸不是只需满足 pA=F。伸出与回缩有效面积不同，排气背压、机械效率及缸端摩擦均影响净力；h_c 趋近零时会出现接近死点的力放大。示例 B=(0.10,0.45) m 和 r=0.20 m 只是可复算演示几何，未按外形图像素反推真实铰点。

$$F_{\text{ext}}=p_1\frac{\pi D_c^2}{4}-p_2\frac{\pi(D_c^2-d_r^2)}{4}-F_{\text{seal}}$$ 式 (16)

D_c 为缸径、d_r 为杆径，单位 m；压力为对应腔表压 Pa。回缩时交换受压面积；净力须覆盖实际方向的需求。

3.6 显式动力学。令 d_c=d+a、h_cg=h+b。固定/移动翻转轴的局部平移加速度为(a_Ce,a_Cn)，角速度 ω、角加速度 α 均以向下翻转为正。刚体运动学给出质心加速度；工件传给气胀轴的等效力为 m(g−a_G)。此时取 k=1，避免重复计入运动惯性。[7]

$$a_{Ge}=a_{Ce}+h_{cg}\alpha-d_c\omega^2,a_{Gn}=a_{Cn}-d_c\alpha-h_{cg}\omega^2$$ 式 (17)

单位 m/s²。ω 为 rad/s，α 为 rad/s²；刚性平面翻转，不包含卷料绕自身轴线的独立自转。

$$F_e=m(g\sin\theta-a_{Ge}),F_n=m(-g\cos\theta-a_{Gn}),M_{O,y}=hF_e-dF_n-I_{G,r}\alpha$$ 式 (18)

F_e>0 为外滑方向；F_e<0 为反向轴向需求，摩擦仍须覆盖其绝对值。M_O 包含工件转动惯性的纯力偶。

$$\tau_C=I_C\alpha-M_{C,g}+\sum_j m_j\left(h_{cj}a_{Ce}-d_{cj}a_{Cn}\right)+\tau_{\text{loss}}$$ 式 (19)

执行器顺时针力矩；M_C,g 为 k=1 的重力矩，j 含工件和运动夹具。固定 C 时平移项为 0；负值表示需反向驱动或制动。

最后，轴体抗弯不能由 6 英寸管芯内径推算。含孔槽的净截面模量 Z、材料许用应力、应力集中、接头和疲劳均须有各自依据。仅作需求表达时，可由 Z_req=|M_O|/σ_d 求出目标截面模量；该式不代表已验证轴、法兰或销轴。[11]

04 算例与计算结果

4.1 质量定义对计算结果的影响。表 3 将 100 kg、180 kg、300 kg 及 500 kg 分开计算。所有行均取 d=0.65 m、h=0，用于比较工件质量的影响。A300 扩展不是 300 kg 设备实际 100–180 kg 膜卷范围的替代；B500 是旧方案设计质量，不是称量值。

表 3 静态和放大工况的质量分项

工况	m / kg	mg / kN	M_O(0°), k=1 / kN·m	M_O(0°), k=1.3 / kN·m
A100	100	0.981	0.637	0.829
A180	180	1.765	1.147	1.492
A300 扩展	300	2.942	1.912	2.486
B500 扩展	500	4.903	3.187	4.143

注：仅工件载荷；未包括实际轴体自重。

表 4 代表姿态独立复核用结果，k=1.3

工况	θ / °	A / kN	T / kN	M_O / kN·m	M_C,g* / kN·m
A180	0	0.000	2.295	1.492	1.849
A180	45	1.623	1.623	1.055	1.395
A180	90	2.295	0.000	0.000	0.125
B500 扩展	0	0.000	6.374	4.143	4.908
B500 扩展	45	4.507	4.507	2.930	3.703
B500 扩展	90	6.374	0.000	0.000	0.329

注：M_C,g*包含表 2 的 40 kg 运动夹具及偏置假设；B500 的 45°和 90°为扩展研究。

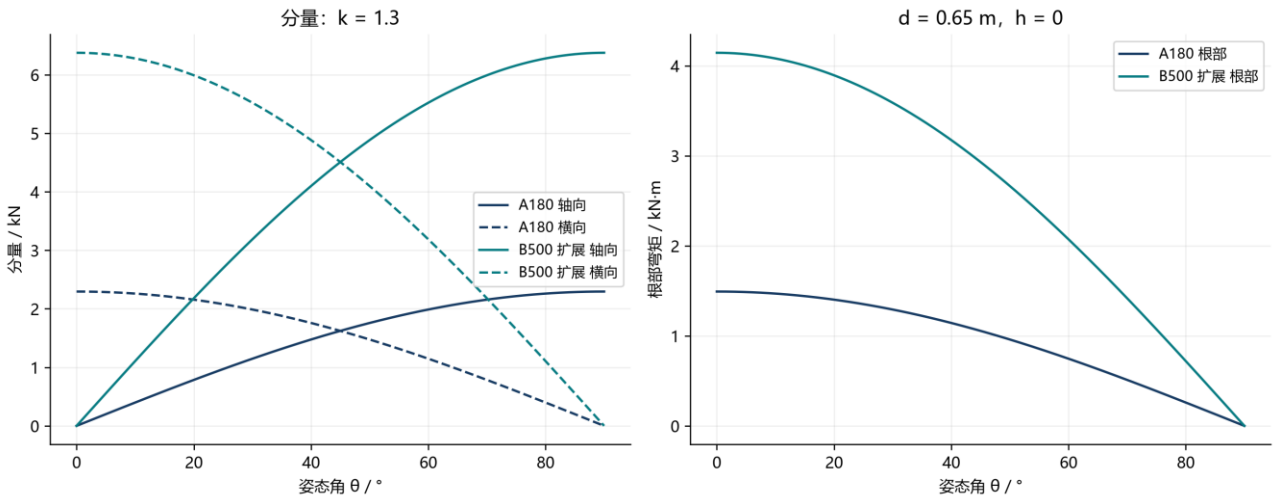


图 2 连续姿态下的轴向、横向分量及工件根部弯矩

A180 水平位的 2.295 kN 横向载荷对应 1.492 kN·m 根部弯矩。在 45°，轴向与横向各为 1.623 kN，根部弯矩为 1.055 kN·m。竖直向下时轴向需求达到 2.295 kN，h=0 假设下工件根部弯矩为零，但翻转轴仍因 b 和

夹具偏心承担 0.125 kN·m 重力矩。500 kg 对照工况同理给出 6.374 kN、4.143 kN·m 及竖直翻转轴 0.329 kN·m；该竖直值不对应 V3 实际作业。

4.2 短插入反力。A180 满插入 L=0.45 m，x1=0.045 m、x2=0.405 m，d=0.65 m。水平 R1=−1.562 kN、R2=3.856 kN，远站负担为净横向载荷的 1.681 倍。B500 采用历史长度 0.60 m 的假设时，x1=0.060 m、x2=0.540 m，R1=−1.461 kN、R2=7.835 kN。负的近站反力需要由相对内壁提供；实际胀块不覆盖该方向时，既定接触模型不可用。

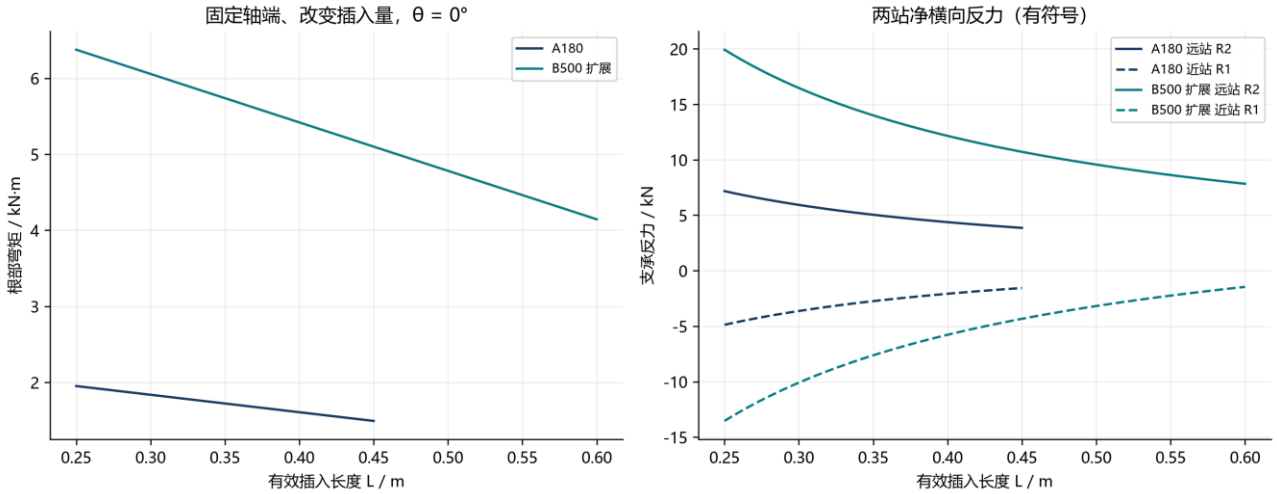


图 3 插入量对工件根部弯矩及两站净反力的影响

A180 从 L=0.45 m 降至 0.25 m 时，d 从 0.65 m 增至 0.85 m，根部弯矩从 1.492 升至 1.951 kN·m，增加 30.8%；远站反力升至 7.171 kN。B500 在 L=0.30 m 时 d=0.95 m，根部弯矩为 6.056 kN·m；在更低的插入量研究点 L=0.25 m 时 d=1.00 m，弯矩为 6.374 kN·m。插入量的影响同时体现在力臂、支承跨距和有效气动面积，不能只讨论其中一项。

表 5 胀紧腔压力与保持条件的参数算例

工况	A_eff / m²	N0 / kN	平均 q0 / MPa	H(90°)	p_crit,ax / MPa
A180	0.027	11.340	0.176	1.235	0.486
B500 扩展	0.036	15.120	0.176	0.593	1.012

注：p_g=0.60 MPa，η=0.70，a_e=0.060 m，μ=0.25，ϕ=0.30，F_r=0。p_crit 只表示摩擦等式边界，无安全储备，不是建议调压值。

4.3 接触模型的实质筛查。基准 A180 的 N0 为 11.340 kN，90°轴向摩擦容量为 2.835 kN，H=1.235；B500 为 15.120 kN、3.780 kN 及 H=0.593。A 的比值大于 1 并不证明全程夹持：其 0°八块模型的最小法向力为 −0.511 kN，说明等预紧分配与保持全接触的假设不相容。模型非卸载角度边界为 42.682°；B 为 61.155°。这些角度只是特定接触假设开始可行的边界，不能解读为设备实际可安全工作的角度区间。

在 A180 的 45°，八块模型仍有最小法向力 54.0 N，最大单块平均面压为 0.345 MPa；按相对胀块对称分配轴向摩擦得到 C_sym=1.877 kN，大于 1.623 kN 需求。90°时该构造恢复 C_sym=2.835 kN。对 B500，45°连力级上限 3.780 kN 也低于需求 4.507 kN；90°上限比值仍只有 0.593。因此选定的演示气动参数不能支持 B500 的翻转保持结论。两者均缺少管芯许用承压数据，不能由上述压力数值推断管芯不受损。

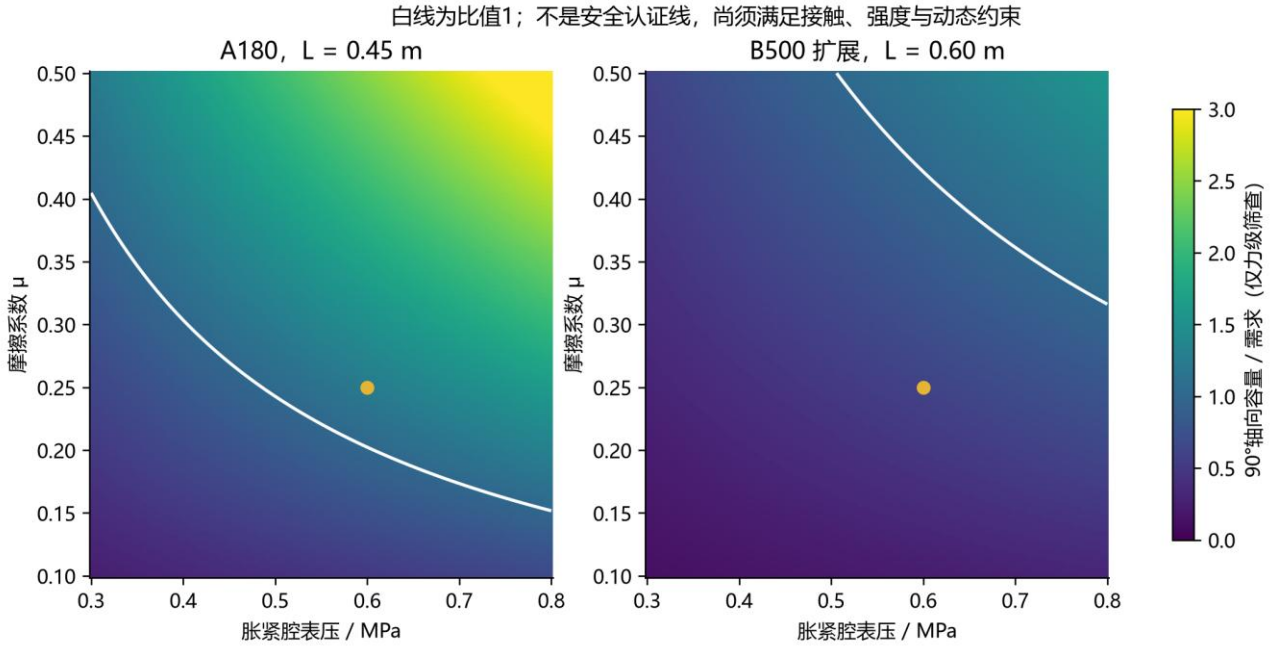


图 4 气压与摩擦系数对 90°轴向容量/需求的影响

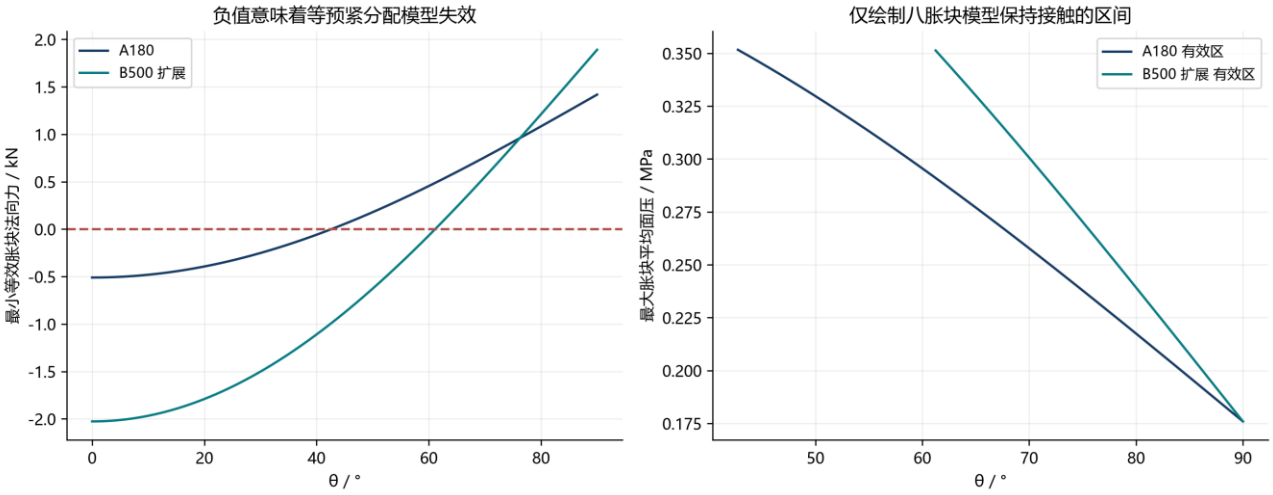


图 5 八胀块接触分配的非卸载条件及有效区面压

4.4 翻转机构。表 6 在同一演示铰点几何下计算双缸载荷，并包括|α|=0.5 rad/s²的转动惯性包络。水平气缸力臂 0.166 m，45°为 0.199 m，竖直为 0.074 m；气缸行程端位置并不意味着力臂恒定。A180 水平每缸需求 6.775 kN，竖直为 1.529 kN；B500 扩展分别为 18.008 kN 及 4.080 kN。该结果不能代入未知真实缸径后宣称驱动能力足够。

表 6 演示双缸几何的驱动需求

工况	θ / °	h_c / m	力矩包络 / kN·m	每缸需求 / kN
A180	0	0.166	1.917	6.775
A180	45	0.199	1.464	4.337
A180	90	0.074	0.193	1.529
B500 扩展	0	0.166	5.094	18.008
B500 扩展	45	0.199	3.889	11.525
B500 扩展	90	0.074	0.515	4.080

注：k=1.3 仅包络竖向作用；|α|=0.5 rad/s²单独包络转动；η_c=0.85，忽略机械损失。

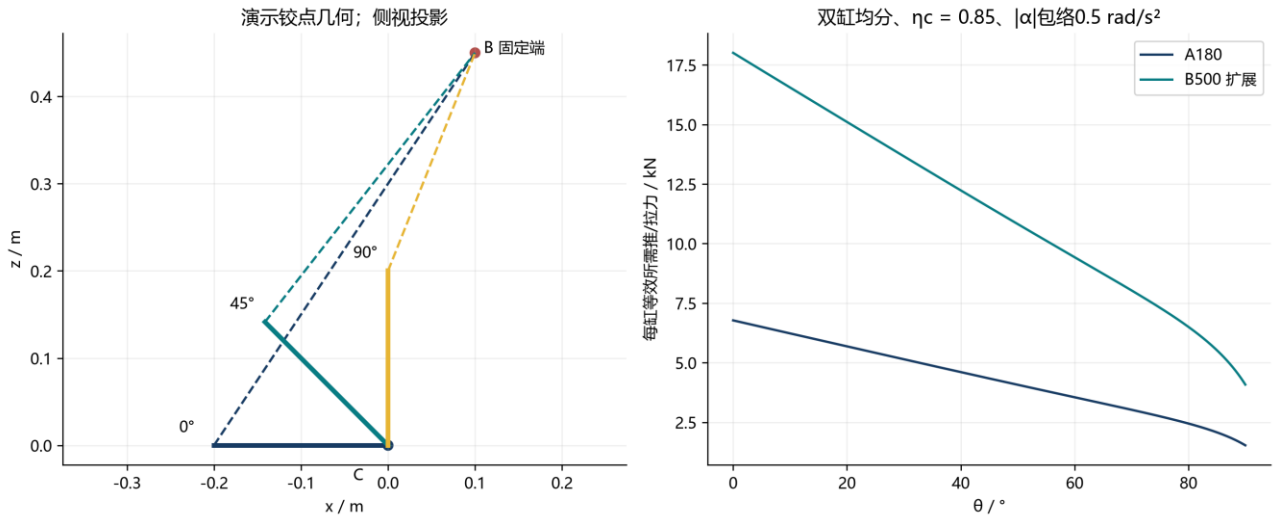


图 6 演示翻转机构几何和每缸载荷曲线

4.5 显式运动示例。A180 以 4 s 完成 90°向下翻转，加速与减速各 1 s，固定翻转轴、k=1。ω_max=0.524 rad/s，|α|=0.524 rad/s²。801 个时间点计算的轴向外滑需求峰值为 1.776 kN，根部顺时针载荷峰值为 1.107 kN·m，执行器力矩在−1.398 至−0.096 kN·m 之间。负号表示下翻时重力助动，驱动系统需要提供反向控制力矩。准静态的|M|+I|α|是双向包络，不代表这条实际时间轨迹上的有符号力矩。

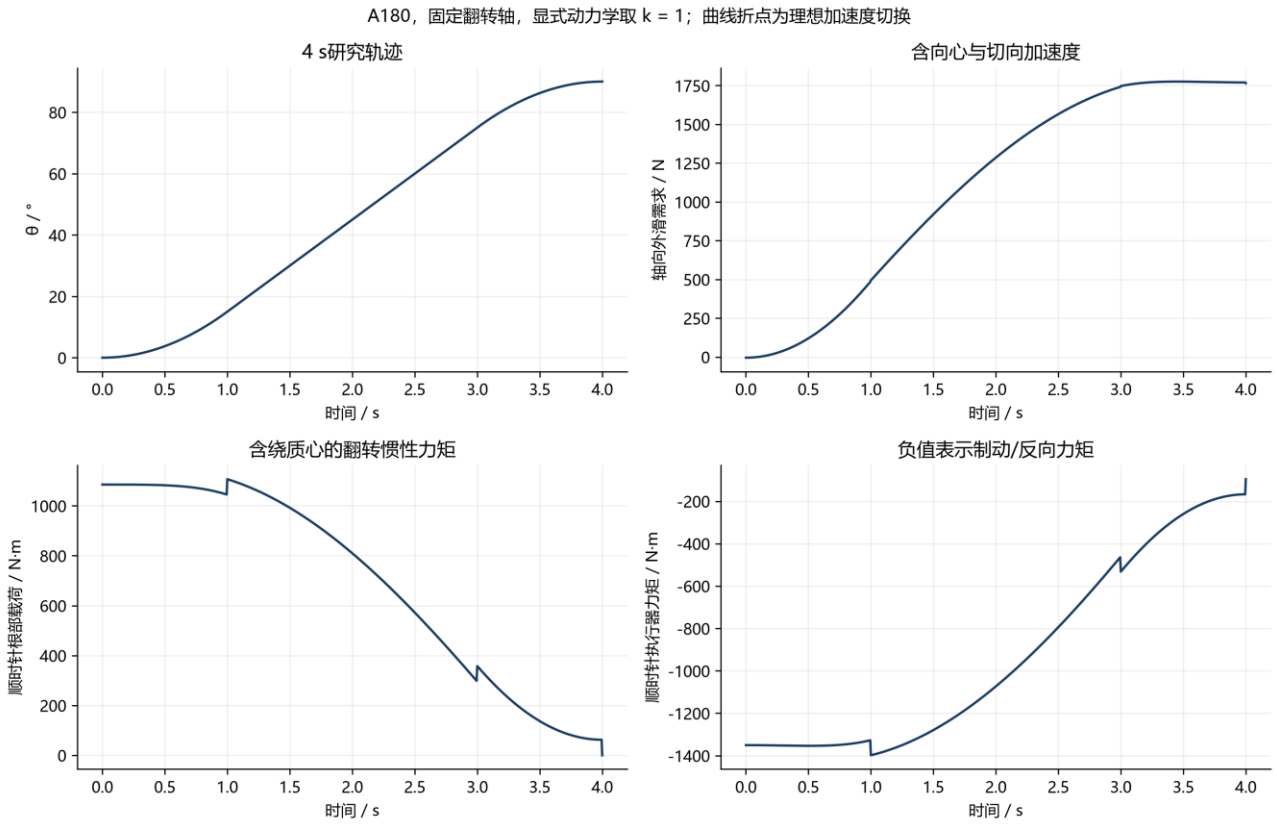


图 7 A180 的显式翻转轨迹、轴向需求、根部载荷和执行器力矩

在 1 s、3 s 的理想加速度切换点，力与力矩可以出现跃变；数据在切换瞬间取右侧分段值。真实调速与缓冲应形成平滑加速度，并加入实测末端平动。静态两站接触图不自动适用于这条动态轨迹；动态接触还应以式 (18)的合力与纯力偶重新平衡。

05 参数敏感性与工程讨论

5.1 质量与动态系数。在同一姿态、力臂和几何下，A、T、M_O 与 m 及 k 均成正比。A180 在 k=1、1.3、1.6 时的 90°需求分别为 1.765、2.295、2.824 kN；基准摩擦容量 2.835 kN 对应 H 约 1.606、1.235、1.004。k=1.6 时力级余量仅约 11 N，远不足以吸收摩擦和压力的不确定性，因此不能把“比值略大于 1”表述为有充分储备。实际质量、最不利质心、平动加速度与制动角加速度应分开量测。

5.2 插入量的两种改变方式。式 (4)表示同一根轴由浅插入变深插入，因此卷料近端靠近根部，d 随 L 下降。如果保持卷料位置不变，仅将胀块加长，则 d 不变，根部弯矩也不因 L 而下降。面积是否随 L 连续增长也取决于胀块布局：插入跨过一列胀块时可能阶跃增长；连续线性模型不能描述这类细节。

$$\frac{\partial M_O(0)}{\partial L} = -kmg, C_{\mathrm{ax}} = \mu\eta p_g a_e L, \overline{q}_0 = \frac{\eta p_g a_e}{\phi\pi D_i} \qquad \text{式 (20)}$$

忽略 F_r、使用本研究线性面积与位移关系时成立；第一式不适用于仅增加胀块而工件位置不变的改型。

5.3 压力、摩擦与有效面积。A180 在基准 μ 和有效面积下的 90°力级临界腔压为 0.486 MPa；B500 扩展为 1.012 MPa，超过资料入口气压范围上端。不能据此擅自升压，应该调整经验证的有效面积、接触结构或载荷工况。即使 A 取 0.50 MPa，其 H 也仅为 1.030；腔压到达该值不等于对真实气囊、管芯和全程接触已经建立了充分保持。

$$p_{\mathrm{crit,ax}} = \frac{kmg}{\mu\eta a_e L}, A_{\mathrm{eff,crit}} = \frac{kmg}{\mu\eta p_g}, \mu_{\mathrm{crit}} = \frac{kmg}{\eta p_g a_e L} \quad \text{式 (21)}$$

仅 90°、无附加轴向力、F_r=0 的摩擦等式边界；如需设计储备，应另外定义要求并校核受压上限。

在 p_g=0.60 MPa 时，A180 与 B500 的 μ_crit 分别为 0.202 和 0.422；有效面积临界值分别为 0.021855 m² 和 0.060708 m²。它们是测量与选型应达到的条件性目标，不是对现有胀块尺寸的估计。若 η 由 0.70 降至 0.50，容量下降 28.6%；若 μ 由 0.25 降至 0.10，容量下降 60%。上述变化均直接进入需求比值，且不能以提高 k 代替对接触数据的认识。

5.4 压力窗口与管芯。ϕ 只影响平均面压，未在此独立面积模型中改变 N0。ϕ 从 0.30 降至 0.15，平均面压由 0.176 升至 0.352 MPa；ϕ=0.50 时降至 0.106 MPa。在保持相同 a_e、η、L 且仅把管芯内径从 152 改为 76 mm 的数学对照中，平均面压加倍为 0.352 MPa，轴向容量不变。这不表示两种真实轴有相同有效面积或相同承载能力。A180 在 45°已有单块平均 0.345 MPa，说明总面积平均值无法代表局部最重载接触块。

$$p_g \geq \frac{A/\mu + F_r}{\eta A_{\mathrm{eff}}}, \frac{N_0 + 4max|R_i|}{A_c} \leq q_{\mathrm{allow}} \quad \text{式 (22)}$$

仅给出本接触模型的保持下界和局部平均承压上界。q_allow 未知时不能判断是否存在可用压力窗口；部分接触时须重建模型。

5.5 根部、法兰与轴截面。表 7 将工件弯矩转为需求截面模量。80、120、160 MPa 是有意选择的应力参数，不对应任何已确认材料或规范许用值。真实截面有胀块槽、气道、法兰和连接过渡，可能由应力集中、螺栓组、销轴、焊缝、变形或疲劳控制。表中结果不能用来认定 3 英寸或 6 英寸轴体合格。

表 7 水平工件弯矩对应的需求截面模量

工况	M_O / kN·m	Z_req@80 MPa / mm³	@120 MPa / mm³	@160 MPa / mm³
A180	1.492	18645	12430	9322
B500 水平	4.143	51791	34528	25896

注：k=1.3，d=0.65 m，仅工件；未计应力集中、自重和疲劳，σ_d 为参数化应力限值。

5.6 标准与失气边界。ISO 4414:2010 第 3 版的官方条目用于核验气动系统安全规则的主题、版本与适用范围。[12] 本研究未获得并逐条审查完整标准，也未做符合性认证。方案中的断气刹车、储气罐和保压回路是不同功能：回转刹车不能自动替代气胀轴轴向保持，储气罐不能在没有泄漏率、容积和最低压力数据时推算保持时间，止回回路也不能证明任意断管仍能保持。

若腔压下降，应将实际 p_g(t)代入经标定的 N0(p_g)与局部接触模型，判定何时首次越过允许边界。本文只扫描降压点，不给出保压时间或剩余操作次数。对管芯破裂、气囊破裂、接触严重污染或膜层相对管芯滑动，本刚体摩擦模型没有可保证的保持能力。

06 结论与验证方法

1. 当 m=180 kg、d=0.65 m、h=0、k=1.3 时，0°横向载荷为 2.295 kN、根部弯矩为 1.492 kN·m；90°轴向外滑需求为 2.295 kN。
2. 500 kg 设计质量的对应需求为 6.374 kN 与 4.143 kN·m；500 kg V3 仅有水平姿态，90°结果仅用于扩展比较。
3. 在明确假设 p_g=0.60 MPa、η=0.70、有效受压宽度 0.060 m、μ=0.25 时，A180 与 B500 的 90°摩擦容量/需求分别为 1.235 和 0.593；这些比值不是实测安全系数。
4. A180 的八胀块等预紧模型在 0°出现负法向力，表明该接触分配假设失效；仅靠轴向容量比值大于 1 不足以验证全程夹持。
5. 在等效有效面积随 L 线性增长的假设下，增大 L 提高摩擦容量并缩短力臂，但平均接触压力不随 L 变化；供气压力与接触压力不能混用。

数值核验由独立脚本完成，未调用主模型公式生成预期端点值。0°、45°、90°分别采用高精度 Decimal 及 1/√2 计算，共 45 个质量/系数/角度组合，A、T、M 的最大绝对数值差为 9.10×10^{-13}（对应 N 或 N·m）。其余角度用直角坐标投影与叉乘核对，支承站用合力及力矩平衡核对。翻转气缸力臂与缸长对角度的数值导数比较，最大误差 1.08×10^{-11} m。

显式动力学以世界坐标位置的二阶差分复算加速度，避开加速度切换点后最大差为 4.24×10^{-8} m/s²，独立叉乘求根部力矩的最大差为 4.96×10^{-6} N·m。另核对压力线性缩放、质量缩放、比例面积下平均压力不随 L 改变及竖直偏心弯矩。八块接触构造在非负区逐一核对法向合力、对称摩擦容量与局部 Coulomb 约束；不把失效区输出为可行接触。上述是同一研究作者的独立算法复算，不是第三方工程审查。

表 8 从参数模型到设备评价所需的验证链

验证对象	方法与记录	判定所需输入	本研究状态
工件质量与质心	逐规格称量；受控支点称重或经材料赋值核对的模型	质量范围、最不利质心、管芯位置	未实施实测
N0(p_g,L)	测胀块径向力或经已知约束标定；记录上升/下降压力回线	实际有效面积、回位损失、接触刚度与迟滞	仅参数化
轴向保持	在防坠约束和受控载荷架中缓慢施加轴向拉力，记录首次相对位移	表面状态、L、腔压、位移判据及测量不确定度	未实施试验
横向与局部面压	分级施加横向载荷及力偶；记录接触分布、压痕、椭圆化和残余变形	管芯材料、壁厚、局部许用值及破坏判据	未实施试验
根部结构	按净截面、法兰、销轴和连接细节建立校核；应变/挠度对照	材料与尺寸、缺口、连接预紧、载荷组合	仅输出需求
翻转动态	先测空载，后在防护条件下分级加载；同步采集角度、加速度、腔压和缸力	真实铰点、缸径/杆径、背压、速度和缓冲	仅演示轨迹
失气保持	受控失气与泄漏试验，记录压力衰减及位移	回路、容积、泄漏、刹车作用位置、最低保持压力	未实施试验

注：物理试验须按设备风险评估与经批准的试验方案实施；此表是方法说明，不声称已执行。

工程使用时，先验证输入与具体设备版本一致，再用实测或制造商数据替换接触和运动参数。完整判定同时需要轴向保持、径向接触可行性、管芯承压、轴体/连接强度、翻转驱动及失气状态满足各自条件。500 kg 现版本只能进入其实际配置的水平工况评价。模型给出了应测什么、为何测以及如何将测值带回计算；它没有把缺少的物理证据改写为已验证结论。

参考文献

[1] 项目 A 设计资料. 300 kg 气胀轴 90°翻转气动助力机械手技术方案. 2026-10-05，§1.1、§2.4–2.5、§3；内部受控资料，公开版匿名引用.（访问日期：2026-10-25）

[2] 项目 A 设计资料. 300 kg 气胀轴 90°翻转气动助力机械手会签确认图. 2026-10-13，第 1 张参数表和技术要求；公开版匿名引用.（访问日期：2026-10-25）

[3] 项目 B 历史设计资料. 500 kg 气胀轴 90°翻转气动助力机械手技术方案. 2026-10-05，§1.1 表 6、§2.4 表 9、§2.5、§3 表 11；历史工况依据.（访问日期：2026-10-25）

[4] 项目 B 历史设计资料. 500 kg 气胀轴 90°翻转气动助力机械手会签确认图. 2026-10-13，第 1 张；历史翻转构型依据.（访问日期：2026-10-25）

[5] 项目 B 设计资料. 500 kg 气胀轴气动助力机械手会签确认图. V3，2026-10-25，第 1 张参数表与技术要求 1；水平位、无翻转机构.（访问日期：2026-10-25）

[6] NIST. Guide to the SI, Special Publication 811, Appendix B.9. Standard acceleration of free fall conversion entry. Online edition. https://www.nist.gov/pml/special-publication-811/nist-guide-si-appendix-b-conversion-factors/nist-guide-si-appendix-b9（访问日期：2026-10-25）

[7] MIT OpenCourseWare. 8.09 Classical Mechanics III, Fall 2014. Chapter 2: Rigid Body Dynamics，平行轴关系与转动力矩方程（PDF 第 11–16 页）. https://ocw.mit.edu/courses/8-09-classical-mechanics-iii-fall-2014/6fe39e8d5ce4ce746ca256dfea665eda_MIT8_09F14_Chapter_2.pdf（访问日期：2026-10-25）

[8] Feynman R. P., Leighton R. B., Sands M. The Feynman Lectures on Physics, Vol. I, Chapter 12, §12-2 Friction. Caltech online edition. https://www.feynmanlectures.caltech.edu/I_12.html（访问日期：2026-10-25）

[9] Double E Group. Metal Expanding Lug Shafts / DG-2000. Manufacturer product information, Summary and How It Works. Online, undated. https://www.ee-co.com/products/metal-expanding-lug-shafts/（访问日期：2026-10-25）

[10] Antech Converting. Air Shaft Technical Information. Lug Type / Leaf Type / Strip Type sections. Manufacturer technical information, online, undated. https://antech.solutions/antech-technical-information/air-shaft-technical-information/（访问日期：2026-10-25）

[11] MIT. Engineering Mechanics for Structures, Chapter 8: Deflections due to Bending, §8.1 Moment/Curvature Relation. Online course text，PDF 第 1–3 页. https://web.mit.edu/emech/admin/OldFiles/dontindex-build/full-text/emechbk_8.pdf（访问日期：2026-10-25）

[12] ISO. ISO 4414:2010, Pneumatic fluid power — General rules and safety requirements for systems and their components. Edition 3, 2010-11. Official catalog scope and version entry only. https://committee.iso.org/standard/44790.html?browse=tc（访问日期：2026-10-25）

附录 A 符号、复现和数据定义

表 9 主要符号

符号	物理含义	单位
m / m_f	卷料质量 / 运动夹具质量	kg
W / l_s / L	卷料轴向长度 / 根部至轴端长 / 有效接触重叠长	m
d,h / a,b	O 至 G / C 至 O 的(e,n)坐标	m
D_i / R_i / R_o	管芯内径 / 环柱内半径 / 环柱外半径	m
R1,R2	两轴向站对卷料的净径向反力，与内半径 R_i 区别	N
A,T / N0	轴向、横向需求 / 预紧法向力标量和	N
p_g / q	胀紧腔表压 / 接触面压	Pa
a_e / ϕ / η / μ	有效受压宽度 / 覆盖率 / 传力效率 / 摩擦系数	m / 1 / 1 / 1
M_O / M_C / τ_C	根部工件弯矩 / 翻转轴总力矩 / 有符号执行器力矩	N·m
ω / α / I	角速度 / 角加速度 / 转动惯量	rad/s / rad/s² / kg·m²

注：为避免混淆，正文把力级等效重力写 W*，轴向长度写 W。

研究包的 inputs.json 保存输入表、来源定位与研究假设；calculations 中的脚本以该文件为数值输入。angle_curves.csv 保存每 0.25°的连续工况，endpoints.csv 保存三个复核角度，independent_endpoints.csv 保存独立高精度结果，parameter_scan.csv 保存 10,800 组网格，dynamic_history.csv 保存 801 个时间点。空白值表示比值无定义或接触模型无效，不代表零载荷或通过。

复现顺序为 prepare_inputs.py、calculate.py、validate.py、write_report.py，命令与依赖见研究包 BUILD.md。模型采用 m、N、Pa 和 rad 计算，输出表的 kN、kN·m 及 MPa 均为显示换算。图源同时提供 PNG 和 SVG。独立验证只核对模型计算，不建立任何未测的材料或接触参数。

每条公式均随研究数据提供可编辑数学源。来源编号用于关联原始设计记录与计算输入；模型复算与物理标定应分别记录，使版本变更、输入变化和结果变化保持可追溯。

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-044