

一种收口模具的设计

陈祖芳，高雅

中国航空工业标准件制造有限责任公司 贵州贵阳 550014

摘要：分析了HB8177-22（扩口式带收紧螺母直角管接头）等产品的结构特点以及所引用的技术标准HB4-48-2002（扩口式收紧螺母组合技术要求）。开发出一种利用收口弹性外锥来实现的模具，其特别适用于被收口组装件属于大规格、大变形量且外型尺寸两端大中间小、收口组装部位处于组装件中间、收口组装后难以取出组装件的收口装配。

关键词：模具；收口；变形量；收口弹性外锥；组装

1 序言

我公司接到的生产订单中涉及HB8177-22（扩口式带收紧螺母直角管接头）等大规格、大变形量的组装件产品，作为行业内的主要生产厂家，我公司需开发出类似产品的收口装配工艺方法。

2 产品结构、特点

（1）产品结构 HB8177-22产品是由1HB8177-22（直角管接头）和HB8221-22（收紧螺母）通过收口组装而成的组装件，如图1所示。类似的产品如

HB8179、HB8197、HB8199等结构如图2所示。

（2）产品特点 HB8177-22等产品均由收紧螺母与管接头组成，如图1、图2所示结构。对于HB8177-22，需通过收口使收紧螺母上的收压段外圆直径由 $D=38.7\text{mm}$ 变为 $D_1=34.8^{+0.2}_{-0.1}\text{mm}$ ，其收压段外圆产生塑性变形，变形量达4mm，引用标准HB4-48-2002（扩口式收紧螺母组合技术要求），要求收口后应确保直角管接头能承受 $\geq 75\text{kN}$ 的轴向拉脱力，同时确保图1b所示的 $0.2\sim 0.6\text{mm}$ 间隙，使两部件能产生绕轴线的相对转动。

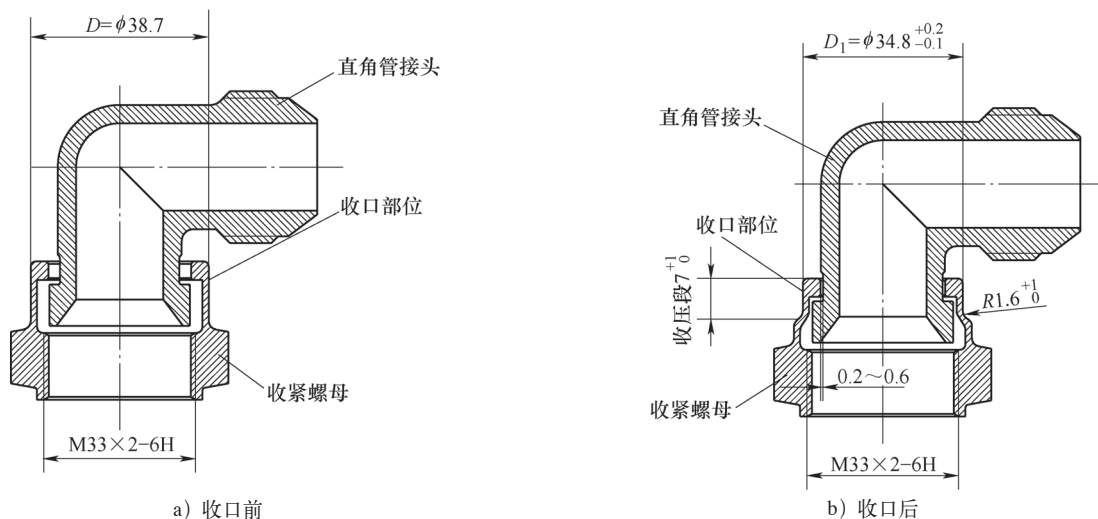
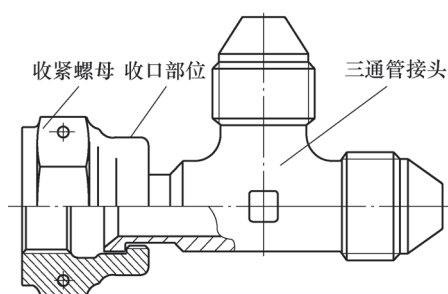
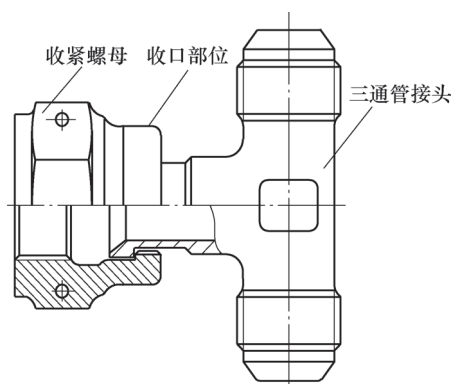


图1 1HB8177-22组装件产品结构示意



a) HB8179~HB8192 (扩口式带收紧螺母不对称三通管接头)



b) HB8197~HB8200 (扩口式带收紧螺母对称三通管接头)

图2 类似产品结构示意

3 模具设计

现以规格为22, 即 $D_n = 22\text{mm}$ 的HB8177-22产品的收口组装模具进行模具设计和分析。

3.1 模具整体结构及收口过程

收口模具结构如图3所示。其由底座、定位套、收口内锥、压套、定位销、收口弹性外锥和定位支撑套

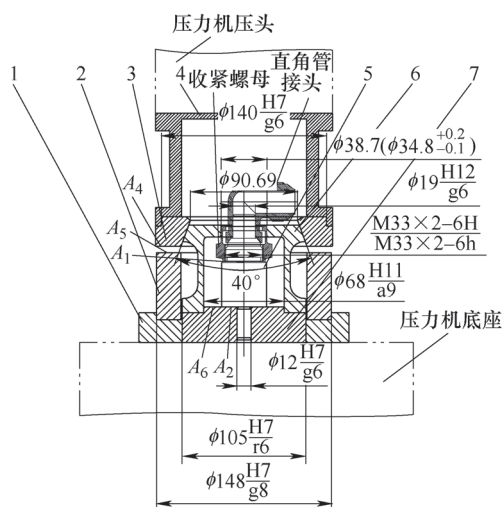


图3 收口模具结构

1—底座 2—定位套 3—收口内锥 4—压套 5—定位销
6—收口弹性外锥 7—定位支撑套

撑套共7个部件组成。 $A_1 \sim A_6$ 为端面。其中收口弹性外锥6是模具中的关键部件, 在一套模具中采用了两组(四瓣)收口弹性外锥, 分别如图4(用于第一次收口)、图5(用于第二次收口)所示。图4和图5所示的收口弹性外锥6区别仅在于弹性收口段内孔尺寸不同, 图4为 $\phi 38.7\text{H7}$, 图5为 $\phi 36.8\text{H7}$, 其余部分及技术要求相同。

技术要求: ①加工成形并经热处理和表面处理, 分别在两处图示位置用冲击法(气动标记机)制工装图号和相同的大写英文字母, 然后再沿图中 $H-H$ 切割成对称两瓣, 以确保同一整体分成的两瓣有唯一相同的标识(字深 $\leq 0.15\text{mm}$, 字高约 2.5mm , 标识距所在面边缘 $\geq 5\text{mm}$), 使用时可正确配对。②锐边倒 $R0.3\text{mm}$, 去毛刺。③零件材料为 $60\text{Si}2\text{MnA}$, 经淬火、回火处理后硬度为 $46 \sim 52\text{HRC}$ 。④表面处理: 发蓝。

使用时, 按以下顺序进行操作。

1) 把带有定位套2和定位支撑套7的底座1安放于压力机或冲床的底座上。

2) 通过被收口组装的收紧螺母上的内螺纹 $\text{M}33 \times 2-6\text{H}$ 与定位销5的外螺纹 $\text{M}33 \times 2-6\text{h}$ 旋合, 使收紧螺母端面与定位销的 A_1 端面接触, 从而实现收紧螺母在定位销上的定位, 再把带有收紧螺母的定位销5通过间隙配合($\phi 12\text{H7/g6}$)装入定位支撑套7, 使其 A_2 端面与底座1的 A_6 端面接触, 从而实现收紧螺母在收口模具中的定位。

3) 把图4所示的两瓣分体式的收口弹性外锥6通过大间隙配合($\phi 68\text{H11/a9}$)装入定位支撑套7, 使收口弹性外锥6在收口模具中实现初定位。

4) 把收口内锥3置于收口弹性外锥6上, 使其内锥面(40°)与收口弹性外锥6上的外锥面($40^\circ \pm 5'$)贴合, 使两瓣分体式的收口弹性外锥合为一个整体。此时, 收口弹性外锥的弹性收口段内孔($\phi 38.7\text{mm}$)与收紧螺母外圆($\phi 38.7\text{mm}$)贴合, 使收口弹性外锥在收口模具中实现精准定位。

5) 通过收口内锥3上的孔($\phi 90.69\text{mm}$), 把直角管接头通过间隙配合($\phi 19\text{H12/g6}$)从上往下装入定位销5, 使直角管接头上的内锥面($74^\circ \pm 15'$)与定位销5上的锥面($74^\circ \pm 5'$)接触, 实现直角管接头在收口模具中的定位。

6) 通过间隙配合($\phi 140\text{H7/g6}$)在收口内锥3

上装上压套4。

7) 起动压力机, 通过其压头给压套4施加向下压力, 带动收口内锥3向下移动, 此时收口弹性外锥6受定位支撑套7的支撑不能向下移动, 从而使收口内锥3与收口弹性外锥6在贴合锥面 (40°) 处产生相对移动, 通过锥面把收口弹性外锥所受的法向力 F 分解为水平的向心力 F_1 与垂直向下的力 F_2 (见图5), 收口弹性外锥6受向心力 F_1 作用, 其弹性收口段产生向心的径向位移, 使收口前直径 ($\phi 38.7\text{mm}$) 变小。当收口内锥3的 A_4 端面与定位套2的 A_5 端面接触时, 被收口部件的收紧螺母上收口段外圆直径达到 $\phi 36.7 \pm 0.1\text{mm}$ (外圆直径变小约

2mm)。此为第一次收口变形。

8) 从模具中先通过孔轴配合 ($\phi 140\text{H}7/\text{g}6$) 取出压套4, 再把收口组装好的组件、收口内锥、收口弹性外锥和定位销一起从模具中取出, 收口弹性外锥为两瓣式结构, 手动使其与被收口产品组件分离, 把带有定位销的被收口产品组件通过收口内锥上的孔 ($\phi 90.69\text{mm}$) 取出。

9) 换用图5所示的收口弹性外锥和相应的定位套后, 重复以上收口过程, 进行第二次收口。使被收口产品组件上的收紧螺母收压段外圆直径再变小约 1.9mm, 从而使外圆直径由 $D = 38.7\text{mm}$ 变为 $D_1 = 34.8^{+0.2}_{-0.1}\text{mm}$ 且单边径向间隙为 $0.2 \sim 0.6\text{mm}$ 的要求, 收

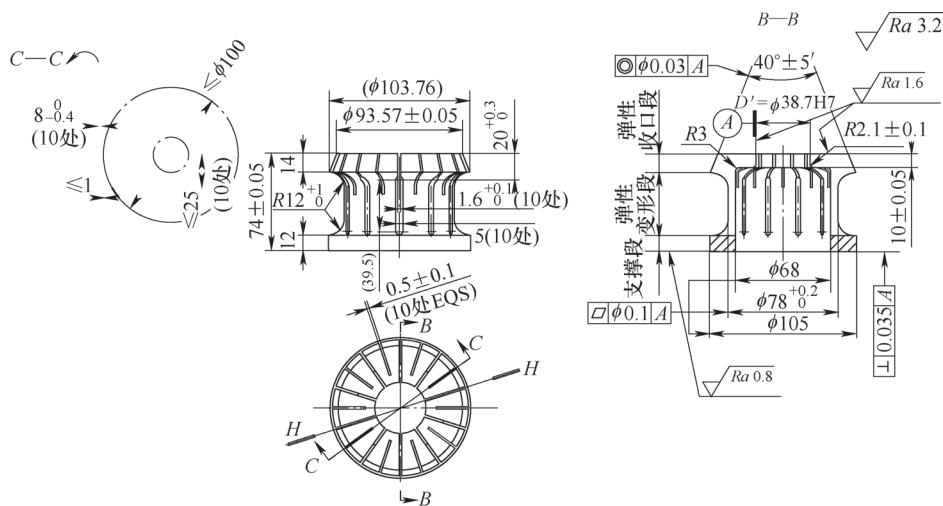


图4 收口弹性外锥设计 (第一次收口)

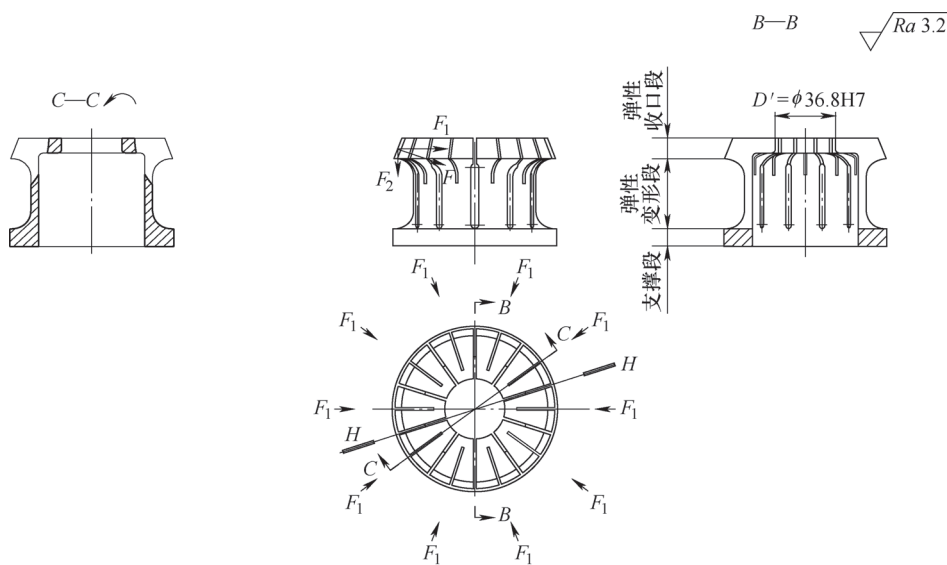


图5 收口弹性外锥设计 (第二次收口)

口过程完成。

3.2 收口弹性外锥的设计

收口弹性外锥是该模具中的重要部件，其上部为弹性收口段，中部为弹性变形段，下部为支撑段。

(1) 锥角的确定 收口过程受力分析如图5所示，为保证锥面相对滑动时不发生斜面自锁现象，锥角的选择应满足不自锁条件

$$\alpha/2 > \psi_1 + \psi_2 \quad (1)$$

式中， α 为锥角（°）； ψ_1 为平面摩擦时作用在斜面上的摩擦角（°）； ψ_2 为平面摩擦时作用在基面上的摩擦角（°）。

该模具中的内、外锥面的相对滑动可近似看作斜楔面作用，但此时没有斜楔基面，故上式可改写为

$$\alpha/2 > \psi_1$$

一般钢体的接触摩擦系数 $\mu = 0.1 \sim 0.15$ ，故 $\psi_1 = \arctan(0.1 \sim 0.15) \approx 5^\circ 43' \sim 8^\circ 30'$ ，则相应的锥角 $\alpha > 2\psi_1 \approx 11^\circ \sim 17^\circ$ 。在本模具中 α 取 40° ，满足式（1）的要求。

(2) 槽的尺寸验证 由图4、图5可知，共有20处外轴向未开通的槽，其中10处沿圆周对称均布，宽度为 $1.6^{+0.1}_{-0}$ mm，且沿径向开通；另外10处同样是沿圆周均布，但宽度为 (0.5 ± 0.1) mm，且沿径向未开通。理论上这些槽在结构允许的情况下尽量多为宜。径向开通的槽的宽度应合理，过窄将不能把大圆收为小圆，过宽将会在收口后在零件表面留下较宽的轴向棱条，具体设计时应综合考虑。

径向开通的槽的数量及槽宽度应满足如下条件

$$n \times b \geq \pi D' - \pi D_1 \quad (2)$$

式中， n 为径向开通的槽数； b 为径向开通槽的宽度（mm）； D' 为收口弹性外锥弹性收口段的孔径尺寸（mm）； D_1 为收紧螺母上被收口段收后的最小直径（mm）。

第一次收口：由图4可知，槽宽为 $1.6^{+0.1}_{-0}$ mm时， $b = 1.6$ mm， $n = 10$ ， $D' = D = 38.7$ mm，当收后尺寸为 $\phi(36.7 \pm 0.1)$ mm时， $D_1 = 36.6$ mm，代入式（2）。

$$10 \times 1.6 = 16 > 3.14 \times 38.7 - 3.14 \times 36.6 = 6.594$$

经验证，径向开通的槽的数量及宽度满足条件。

第二次收口：由图5可知，槽宽为 $1.6^{+0.1}_{-0}$ mm时， $b = 1.6$ mm， $n = 10$ ， $D' = 36.8$ mm、当收后尺寸为 $\phi 34.8^{+0.2}_{-0.1}$ mm时， $D_1 = 34.7$ mm，代入式（2）。

$$10 \times 1.6 = 16 > 3.14 \times 36.8 - 3.14 \times 34.7 = 6.594$$

经验证，径向开通的槽的数量及宽度满足条件。

(3) 强度验证 如图6所示，对收口弹性外锥受力进行分析。

1) 所受外力分析。由于宽度为 $1.6^{+0.1}_{-0}$ mm的径向开通槽把收口弹性外锥等分成10份，取其中之一进行受力分析。在收口过程中，其受收口内锥作用于其上的水平分力 F_1 和向下分力 F_2 ，同时还受到被收口产品的反作用力 F_1' 和定位支撑套的支撑反力 F_2' 。如图6a所示， F_1 、 F_1' 、 F_2 、 F_2' 均为外力。因为收口过程是匀速运动，受力平衡可简化为静力学范畴来分析，故有关系： $F_1 = -(F_1' + F_3')$ ； $F_2 = -F_2'$ 。

2) 分析所受内力，确定危险截面。由于在收口时，收口弹性外锥的弹性收口段受力后产生弹性径向位移，故其要产生弹性变形抗力，根据收口弹性外锥的结构特点及图6a中受力分析，可把图6a视为一端固定的悬肩梁，在外力 $F_3 = F_1 - F_1'$ 的作用下对悬肩梁产生弯矩 $M(L)$ ，使模具的弹性变形段产生弯曲变形，如图6b所示。有以下关系

$$F_3 = -F_3' ; M(L) = -M' (L)$$

根据收口弹性外锥的结构特点和受力情况，其在工作过程中主要受到压缩和弯曲，危险截面出现在如图6所示的 $n-n$ 截面处，其截面被宽度为 (0.5 ± 0.1) mm且沿径向和轴向均未开通的槽分成两部分，其截面积相对较小，受力较大。

3) 应力分析，确定危险点。在 $n-n$ 截面处所受应力主要是在 F_2 作用下产生的压应力以及在弯矩 $M(L)$ 作用下在中性轴两边受到的拉应力和压应力的叠加。取 $n-n$ 截面上段作研究对象，应力分布如图6c所示。其危险点处于 $n-n$ 截面的最右边B点，该点所受压应力为两压应力的代数叠加，应力最大。

建立强度条件并进行验证，危险点B处所受的主要应力为压应力且最大，其强度条件为

$$\sigma_{Ymax} = F_2/A + M(L)/W \leq [\sigma_Y] \quad (3)$$

式中， A 为 $n-n$ 截面的截面积（ m^2 ）； W 为 $n-n$ 截面的抗弯截面系数； σ_{Ymax} 为 $n-n$ 截面B点的最大应力（MPa）； $[\sigma_Y]$ 为材料的许用压应力（MPa）。经查资料 $[\sigma_Y] = 1050$ MPa。

$$\text{式(3)中的 } F_2 = F_1 \times \tan 20^\circ = -(F_1' +$$

$F_3') \times \tan 20^\circ$ 。

被收口变形的零件材料牌号为30CrMnSiA, 硬度为21~29HRC, 屈服强度 $\sigma_{S\text{产品}} \geq 835\text{MPa}$, 取 $\sigma_{S\text{产品}} = 850\text{MPa}$ 。则 $F_1' = 3.14 \times [(38.7/2)^2 - (35.7/2)^2] \times 850/10 = 1.4893 \times 10^4\text{N}$ 。

因 $F_3' = -F_3$, 再根据最大挠度 $y_{\max} = F_3 L^3 / 3EI$, 则 $F_3' = y_{\max} 3EI / L^3 = 1.05 \times 10^{-3} \times (3 \times 206 \times 10^9 \times 181.48 \times 10^{-12}) / (48 \times 10^{-3})^3 \approx 1.065 \times 10^3\text{N}$

把 F_1' 、 F_3' 代入, $F_2 = F_1 \times \tan 20^\circ = - (F_1' + F_3') \times \tan 20^\circ = (1.4893 \times 10^4 + 1.065 \times 10^3) \times 0.364 \approx 5.809 \times 10^3\text{N}$; $M(L) = F_3 \times L = 1.065 \times 10^3 \times 48 \times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{m} = 51.12\text{N}\cdot\text{m}$ 。

将 F_2 与 $M(L)$ 代入式(3), $\sigma_{Y\max} = F_2 / A + M(L) / W = (5.809 \times 10^3) / \{[(3.14 \times 68 \times 10^{-3}) / 10 - 5.5 \times 10^{-3}] \times [(78 - 68) \times 10^{-3} / 2]\} + 51.12 / \{[(3.14 \times 68) \times 10^{-3} / 10 - 5.5 \times 10^{-3}] \times [(78 - 68) \times 10^{-3} / 2]^2 / 6\} \text{Pa} = 8.47249559 \times 10^8 \text{Pa} = 847.249559\text{MPa} \leq [\sigma_Y] = 1050\text{MPa}$ 。

经分析计算可知, 危险截面 $n-n$ 上危险点B所

受压应力小于材料的屈服强度极限, 即: $\sigma_{Y\max} = 847.249559\text{MPa} < 1050\text{MPa}$, 故所设计收口弹性外锥满足强度要求。

(4) 稳定性分析 由图6可知, 收口弹性外锥主要受压力。根据其结构, 在力 F_2 的作用下其力学模型可视为下端固定支撑约束、上端介于固定与滑动支撑约束的压杆, 现就其稳定性进行分析。

压杆稳定条件为

$$n = F_{Lj} / F \geq n_w \text{ 或 } n = \sigma_{Lj} / \sigma \geq n_w \quad (4)$$

应用欧拉公式分析需满足的最小柔度 λ_Y 条件为

$$\lambda \geq \lambda_Y = \sqrt{\pi^2 E / \sigma_Y} \quad (5)$$

柔度计算

$$\lambda = \frac{\mu L}{\sqrt{I/A}}$$

经计算, $\lambda = 19.026 < \lambda_Y = 43.981$, 故不能运用欧拉公式计算压杆临界压力(或应力)。

综合以上的分析讨论, 收口弹性外锥的柔度 $\lambda < \lambda_Y$, 属于小柔度杆(短粗杆), 只要 $n-n$ 横截面上的应力满足强度条件, 就能保证收口弹性外锥正常工作。

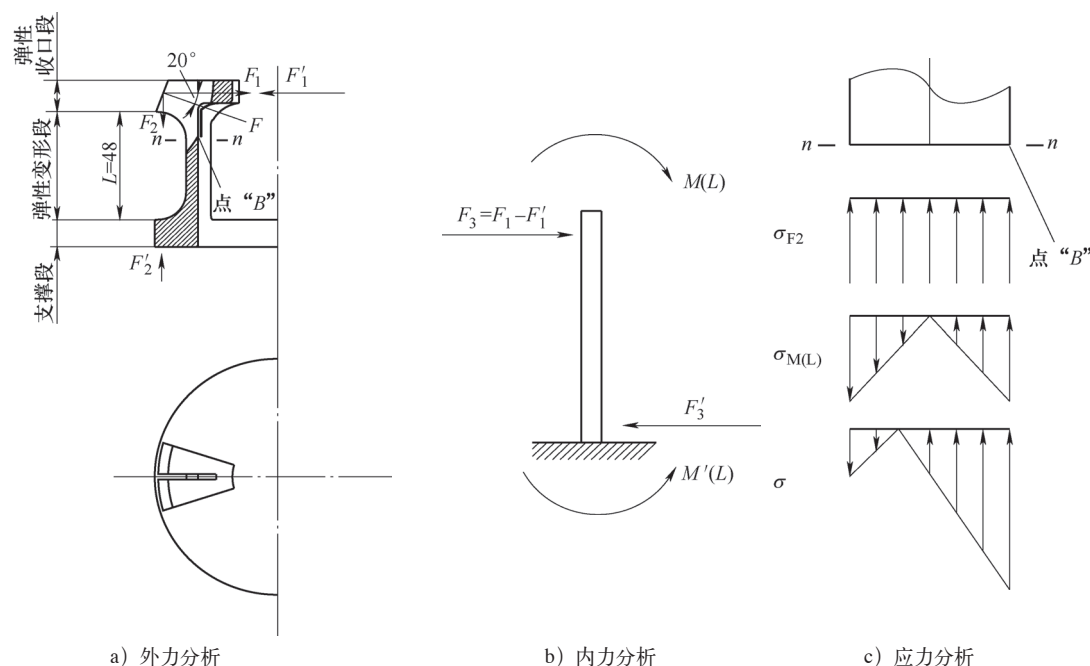


图6 收口弹性外锥受力分析

4 结束语

该收口模具设计合理, 使用效果良好, 收口质量稳定, 可以实现同一套模具对不同产品、同一规格的多项产品进行收口组装。生产不同规格的产品时, 只需要更换收口弹性外锥即可, 通用性好。

参考文献:

- [1] 王光斗, 王春福. 机床夹具设计手册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2000.
- [2] 张德润. 工程力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.