

冲压模具侧整形压料器限位螺栓疲劳断裂计算分析

文 | 田灿腾 · 广汽乘用车有限公司

前言

我司某款车型的侧围零件，上边梁局部为实现产品成型性，设计了压料整形工艺，整形时有材料流入补充，后工序再将废料切除。在整形工序，设置了一个小型压料器压住零件，图 1 所示是该位置初始状态和到底状态的剖面图。在生产了约 8000 件零件之后，左侧围该位置压料器的行程限位螺栓发生断裂，检查右侧围也发现螺栓已拉延变长，已发生塑性变形，处于即将断裂的节点。在对模具结构进行充分检讨的情况下，采取了将 3 个 M10 的限位螺栓加大至 M12 的结构强度提升方案。

本文将引用材料 S-N 曲线表达式，从疲劳断裂的角度对螺栓断裂原因进行计算分析，并从理论上计算验证采用 M12 螺栓的效果。

压料器的工况及相关力的计算

图 2 示意图是压料器的实物，图 3 示意图是压料器与螺栓的相对位置关系，模具完成一次冲压后，压料器在氮气缸力的作用下，回退到初始位置与限位螺栓发生撞击后停止。

相关的参数如下：

压料器的质量 $m=19.5\text{kg}$ ；

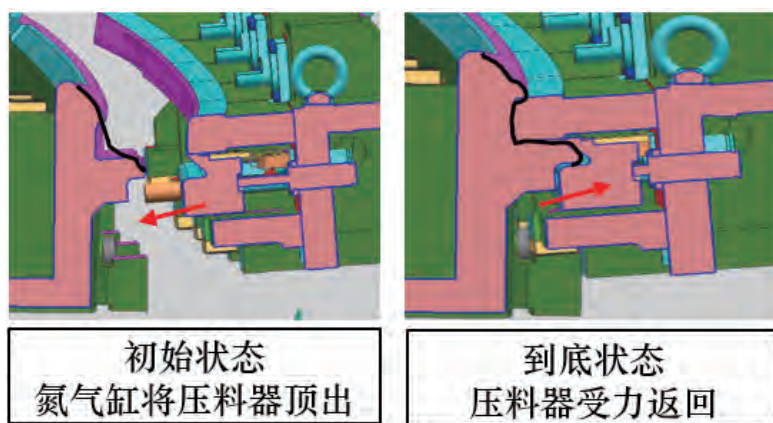


图 1 初始状态和到底状态

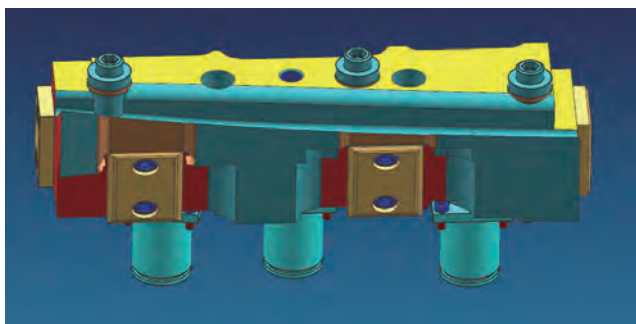


图2 压料器实物图

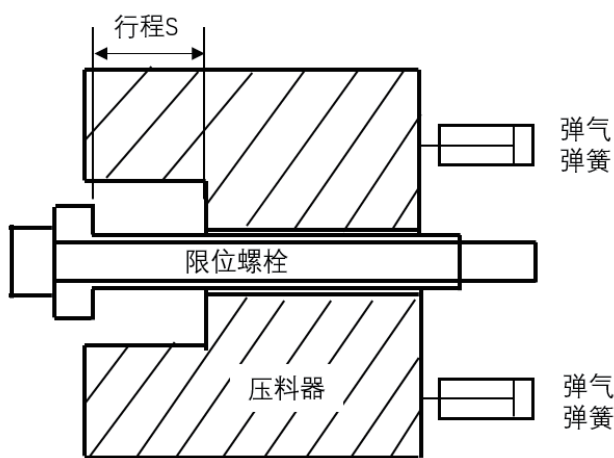


图3 压料器与限位螺栓的相对位置

运动行程 $S=0.05\text{m}$;

回程氮气缸 $500\text{kg} \times 3$ 个, 共 1500kg , 即对压料器的推动力 $F_{\text{推}}=1500\text{kg} \times 9.8\text{N/kg}=14700\text{N}$; M10 的限位螺栓 3 个, 有效截面积 $s_1=58\text{mm}^2=0.000058\text{m}^2$

(1) 压料器回程加速度计算

根据以上参数, 在忽略压料器摩擦力 (压料器的重量远小于氮气缸的推动力) 的情况下, 由牛顿第二定律, 计算压料器回程的加速度: $a=F_{\text{推}}/m=14700/19.5 \approx 754\text{m/s}^2$

(2) 压料器回程时间计算

由路程公式 $S=1/2at^2$ (初始速度为 0), 得出: $t^2=2S/a=2 \times 0.05/754=1.326 \times 10^{-4}$

最终求得压料器回程运动时间 $t=0.0115\text{s}$ 。

(3) 压料器撞击速度计算

压料器撞击限位螺栓的速度 $v=at=754 \times 0.0115=8.67\text{m/s}$

(4) 动量定理

根据动量定理得出 $(3F_{\text{撞}})t_{\text{撞}}=mv$, 其中 $F_{\text{撞}}$ 为单个螺栓撞击瞬间的冲击力, $3F_{\text{撞}}$ 为总冲击力, 未知 $t_{\text{撞}}$ 为撞击时间, 未知 m 为压料器的重量, 已知 v 为压料器撞击时的速度, 已求出。

在 mv 乘积一定的情况下, 撞击时间 $t_{\text{撞}}$ 越小, $F_{\text{撞}}$ 越大, 限位螺栓承受的冲击力就越大, 疲劳寿命就越短, 越早出现断裂。但是撞击时间并无法准确确定下来, 撞击时间的量级差异, 比如是 0.01 还是 0.001 级别, 撞击力的最终计算值相差 10 倍, 并无法准确计算出来, 也无法计算相关的疲劳寿命值。所以, 单单使用动量定理, 最终只能得出撞击力 $F_{\text{撞}}$ 与撞击时间 $t_{\text{撞}}$ 成反比的关系, 无法获得定量计算结果 (但可以为下文撞击时间合理性做计算验证)。下文将引入 S-N 曲线表格式, 来对疲劳寿命进行计算。

材料的 S-N 曲线

限位螺栓在工作状态下, 所受的冲击力是有规律地交替出现的, 螺栓的断裂, 并不是单次冲击力超过了螺栓的抗拉强度, 而是超过材料疲劳极限产生疲劳断裂。所谓疲劳断裂是指材料在循环应力和应变作用下, 在一处或几处逐渐产生局部永久性累积损伤, 经一定循环次数产生裂纹或突然发生完全断裂的过程。

金属材料所承受交变应力和失效循环周次之间的关系曲线, 用以表征材料抵抗交变应力的能力, 此应力幅称为一定循环作用次数 N 的极限应力, 以横坐标为作用次数 N 、纵坐标为应力幅, 绘成曲线, 则称为材料的 S-N 曲线。根据赵少汴教授《有限寿命疲劳设计法的基础曲线》的研究, S-N 曲线的表达式为 $\lg N=a+b\lg \sigma$, 其中: N , 为材料的疲劳寿命; a , 为材料常数; b , 为斜率参数; σ 为材料所受的应力值, 单位 MPa; 假设 $a+b\lg \sigma=c$, 那么 $N=10^c$ 。

根据《有限寿命疲劳设计法的基础曲线》中的国产机械材料 S-N 曲线的系数表格, 本案例限位螺栓的材质为 SCM435, 相当于国产 35CrMo 材质, 查得 $a=29.2322$, $b=-8.8072$ 。

利用 S-N 表达式计算验证压料器撞击时间 $t_{\text{撞}}$

(1) M10 螺栓截面抗拉强度值 σ_1

8000 冲次疲劳断裂的情形下: $\lg 8000=29.2322-$

表 1 不同大小螺栓的应力值和寿命

螺栓大小	截面应力值 σ MPa	应力比值 d	疲劳寿命 N
M10	751.54	0.813	8000
M12	517.07	0.560	210000
M16	291.57	0.315	3340000

备注：35CrMo 材质的抗拉强度 σ_b 为 924MPa，应力比值 $d=\sigma/\sigma_b$ ， σ 为螺栓截面的应力值。

8.8072lg σ_1 求解得出 $\sigma_1=751.543\text{MPa}$ 。

(2) 单个螺栓所受的撞击力

$$F_{\text{撞}}=\sigma_1 s_1=751.543\times 106\times 0.000058=43589.5\text{N}$$

(3) 压料器撞击时间计算

$$t_{\text{撞}}=mv/(3F_{\text{撞}})=19.5\times 8.67/(3\times 43589.5)=0.01293\text{s}$$

根据计算结果，碰撞时间为 0.01s 级别，碰撞是在瞬间完成的，符合物理学现象。

螺栓加大到 M12 的疲劳寿命计算

M12 螺栓的有效截面积 $s_2=84.3\text{mm}^2=0.0000843\text{m}^2$

(1) M12 螺栓应力值 σ_2 计算

在同等撞击力的情况下， $\sigma_2=F_{\text{撞}}/s_2=43589.5/0.0000843=517.0759\times 10^6\text{Pa}=517.0759\text{MPa}$

(2) M12 螺栓疲劳寿命值计算

$$c=a+\text{blg}\sigma=29.2322-8.8072\times \text{lg}517.0759=5.3334$$

对应的疲劳寿命值 $N=10^c=10^{5.3334}=215476$ 次

由计算得出，疲劳寿命由原来的 8000 冲次提升到 210000 冲次左右，提升 25 倍，螺栓由 M10 加强至 M12 疲劳寿命的提升效果显著。受限于模具的空间不足，如果

螺栓加大至 M16，根据该计算方法，疲劳寿命将提升至 3340000 冲次，大幅提升至百万级别，在一般模具的生命周期内，无疲劳断裂风险。下表 1 是利用 S-N 表达式对本文几种规格螺栓的计算结果总结。

结束语

本文引用赵教授疲劳寿命的研究成果，结合实际工况的力学模型和动量定理，计算得出以下几点初步的结论：

小压料器在冲压成型周期性受力的工况下，限位螺栓的断裂属于疲劳断裂，其截面的应力值越接近材料的抗拉强度，疲劳寿命 N 值越低，应设法降低限位螺栓的受力。

本案例的限位螺栓与压料器的碰撞时间，通过 S-N 表达式及动量定理计算得出是 0.01293s，后续做正向设计校核，该类情况的碰撞时间设定为 0.01s 来进行撞击力计算，结果有一定参考意义。

利用 S-N 曲线表达式，进行疲劳寿命计算，可以提前识别结构强度风险，尤其类似该案例情形的小型且周期性受冲压力的活动部件，本身结构空间小，发现问题后更改空间很有限，如果设计阶段识别出风险，可以提前落实相关措施。。

