

基于胀套过盈量的传动滚筒静力学分析

康鹏飞, 刘博林*, 高 帅

沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

收稿日期: 2025年5月20日; 录用日期: 2025年6月12日; 发布日期: 2025年6月20日

摘 要

传动滚筒是带式输送机的重要组成部分, 其主要作用为传递功率。为分析带与滚筒之间摩擦力对胀套过盈联结滚筒所受应力的影响, 以某一带式输送机非标滚筒为研究对象, 根据胀套过盈计算建立有限元模型, 基于有限元过盈配合理论分别对未工作无相对运动趋势的滚筒及工作有摩擦力的滚筒进行有限元计算, 计算结果显示轴受带与滚筒间摩擦力的影响最大。

关键词

输送带摩擦力, 传动滚筒, 胀套过盈量, 静力学分析

Static Analysis of Drive Roller Based on Interference Amount of Expansion Sleeve

Pengfei Kang, Bolin Liu*, Shuai Gao

School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

Received: May 20th, 2025; accepted: Jun. 12th, 2025; published: Jun. 20th, 2025

Abstract

The drive drum is a critical component of a belt conveyor, primarily responsible for transmitting power. To analyze the influence of friction between the belt and the drum on the stresses in the shrink-fit bushing interference fit of the drum, a non-standard drum from a specific belt conveyor was selected as the research subject. A finite element model was established based on shrink-fit interference calculations, and finite element analyses were conducted using interference fit theory for two scenarios: the drum in a non-operational state without relative motion tendencies, and the drum under operational conditions with friction. The results demonstrate that the shaft is most significantly affected by the friction between the belt and the drum.

*通讯作者。

Keywords

Conveyor Belt Friction Force, Driving Drum, Interference Amount of the Expansion Sleeve, Static Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

传动滚筒的主要作用是将扭矩传递到带上，使物料可以运送至指定区域。本文中滚筒所用轴与轮毂之间的联接结构是胀套联接，滚筒轴与胀套、胀套与轮毂等均是根据计算的过盈量通过输送带张力形成一定的摩擦力来传递扭矩和各个方向上的力[1]。

目前，国内外对滚筒的分析研究较多，为滚筒的设计改进提供了可靠的依据[2]-[5]。文献[2]对三种胀套进行有限元计算，确定了哪种胀套所受应力最小且最均匀。文献[3]根据传统计算方法利用 Cosmos/Works 对滚筒胀套进行了有限元计算，为之后的滚筒胀套研究提供了可靠依据。文献[4]结合解析法与有限元分析法对传动滚筒进行分析，并进行优化，为传动滚筒的设计提供了可靠参考依据。文献[5]通过选用合适于大型滚筒的力学评价指标对滚筒进行有限元分析及利用 python 进行二次开发，为之后的滚筒研究提供了较新的方法。文献[6]为了解烘干滚筒内砂石的抛洒特性，利用 EDEM 软件对滚筒砂石进行离散元分析，此文献对工程应用提供了一定的依据。文献[7]以某带式输送机的传动滚筒为研究对象进行了有限元静力学分析；该文在对滚筒建模的过程中，将胀套简化为套筒，但未考虑胀套胀紧力的作用。文献[8]考虑了胀套胀紧力的影响，分析了张紧力对滚筒各部件的影响，得出张紧力对滚筒筒皮的影响最大。本文利用现代机械设计对滚筒轴与胀套、胀套与轮毂之间的过盈量进行计算，建立带有过盈量的非标滚筒，并且对比滚筒未工作没有相对运动趋势时传动滚筒的静力学分析和滚筒工作有摩擦力时传动滚筒的静力学分析，得出这两种工况下的滚筒主要部件的应力状况，并且为之后的滚筒优化提供了可靠的参考。

2. 基于有限元法的过盈配合计算方法

进行有限元法过盈计算通常有两种方法。一种是罚函数法；另一种是广义拉格朗日法。

罚函数法是可以将约束性问题转化为无约束性问题，不过这种方法有个缺点是所要使用的罚因子数捉摸不定[1]。

罚函数法计算模型：

$$p = k_n \cdot |g| \quad (1)$$

p ——接触压力；

k_n ——罚因子数(需人工指定)；

g ——穿透深度，mm。

控制方程：

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma : \varepsilon d\Omega - \int_{\Gamma_c} k_n g^2 d\Gamma \quad (2)$$

σ ——应力;

ε ——应变张量;

Γ_c ——接触边界。

广义拉格朗日法是根据模型过盈量来进行计算的,主要有两种形式,两种形式都只考虑了模型的偏移值而没有考虑初始穿透量和间隙,只不过其中一种使用了阶跃方式[1]。

广义拉格朗日法计算模型:

$$p = \lambda + k_n \cdot |g| \quad (3)$$

p ——接触压力;

λ ——拉格朗日乘子;

g ——穿透深度, mm。

控制方程:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma : \varepsilon d\Omega - \int_{\Gamma_c} \left(\lambda g + \frac{1}{2} k_n g^2 \right) d\Gamma \quad (4)$$

通过迭代更新 λ 和 g :

$$\lambda^{k+1} = \lambda^k + k_n \cdot g^k \quad (5)$$

广义拉格朗日方法操作方便,工程应用上用得比较多。因此本文以广义拉格朗日法对滚筒过盈配合进行计算。

3. 建立传动滚筒有限元模型

筒壳、辐板、轮毂、滚筒轴及胀套是传动滚筒的主要部件;本文滚筒的筒径为 $D = 1100$ mm, 轴承间距为 $A = 3200$ mm, 主要轴径为 $d = 340$ mm, 带宽为 $B = 2000$ mm, 胀套与轴和轮毂结合面之间的摩擦因数为 0.12, 滚筒几何结构如图 1 所示, 其中辐板和轮毂简化为一体, 并且焊接在筒壳上。

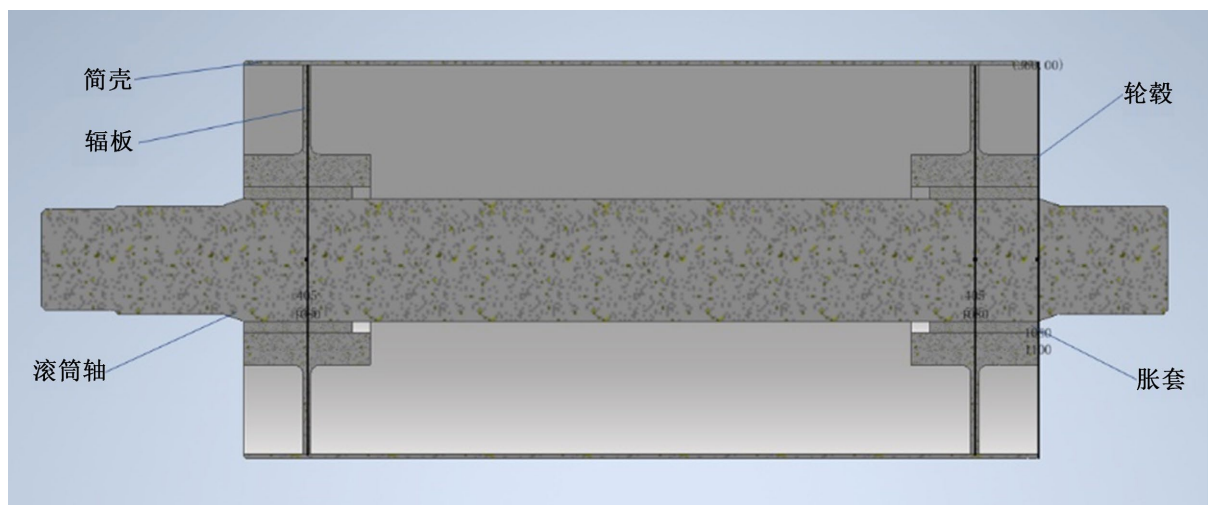


Figure 1. Geometric structure diagram

图 1. 几何结构图

滚筒采用的材料参数如表 1 所示。

Table 1. Material property coefficient
表 1. 材料特性系数

构件	材料	密度 ρ (kg/m ³)	弹性模量 E GPa	泊松比 μ
筒壳	Q345B	7850	206	0.3
轮毂	ZG20Mn	7850	200	0.3
胀套	ZG20Mn	7850	200	0.3
轴	42CRMO	7850	210	0.29

3.1. 过盈配合理论计算

滚筒胀套联结是通过胀套上的拧紧螺钉来使胀套紧密地和轴还有轮毂配合在一起，由于结构比较复杂，本文使之简化，通过胀套过盈量代替拧紧螺钉来对滚筒进行静力学分析。

传递载荷的最小过盈量 $\delta_{c\min}$ ：

$$\delta_{c\min} = p_{f\min} d_f \left(\frac{c_i}{E_i} + \frac{c_e}{E_e} \right) \quad (6)$$

$$c_i = \frac{1 + (d_i/d_f)^2}{1 - (d_i/d_f)^2} - \nu_i$$

$$c_e = \frac{1 + (d_f/d_e)^2}{1 - (d_f/d_e)^2} - \nu_e$$

$\delta_{c\min}$ ——最小计算过盈，mm；

E_e 、 E_i ——包容件、被包容件材料的弹性模量，MPa；

ν_e 、 ν_i ——包容件、被包容件材料的泊松比；

c_e 、 c_i ——系数。

传递载荷所需的最小压强 $p_{f\min}$ ：

$$p_{f\min} = \frac{2T}{\mu \pi d_s^2 l_f} \quad (7)$$

T ——传递的转矩，N·mm；

d_f ——结合直径，mm；

l_f ——结合长度，mm；

μ ——结合面的摩擦因数。

零件不产生塑性变形所允许的最大过盈量 $\delta_{\max}$ ：

$$\delta_{\max} = p_{f\max} d_i \left(\frac{c_i}{E_i} + \frac{c_e}{E_e} \right) \quad (8)$$

$\delta_{\max}$ ——包容件和被包容件不产生塑性变形所允许的最大过盈量，mm。

零件不产生塑性变形所允许的最大压强 $p_{f\max}$ (取包容件、被包容件中压强小的那个)：

$$p_{f\max e} = a \sigma_{se} \quad (9)$$

$$a = \frac{1 - (d_f/d_e)^2}{\sqrt{3 + (d_f/d_e)^4}} \quad (10)$$

$$p_{f \max i} = a' \sigma_{si} \quad (11)$$

$$a' = \frac{1 - (d_i/d_i)^2}{2} \quad (12)$$

当 $d_i = 0$ 时(实心), $p_{f \max i} = 0.5 \sigma_{si}$

$p_{f \max e}$ 、 $p_{f \max i}$ ——包容件、被包容件不产生塑性变形所允许的最大压强, MPa;

σ_{se} 、 σ_{si} ——包容件、被包容件材料的屈服极限, MPa;

d_e ——包容件外径, mm;

d_i ——被包容件内径, mm;

a, a' ——系数。

由于本文传动滚筒所在工作环境影响, 引入修正系数 $k = 1.5$ 。

$$\delta = \left(\frac{\delta_{c \min}}{k} \sim \frac{\delta_{\max}}{k} \right) \quad (13)$$

将数据带入上式可以得到胀套与轴之间的过盈量的取值范围为 0.08~0.25 mm, 胀套与轴的过盈量 δ_1 取为 0.1 mm; 胀套与轮毂之间的过盈量的取值范围为 0.09~0.41 mm, 胀套与轮毂的过盈量 δ_2 取为 0.1 mm。

3.2. 建立传动滚筒有限元模型

建立传动滚筒模型时, 将螺纹孔、胀套上的拧紧螺钉、螺钉孔、轴承、轴承座忽略, 来达到简化几何模型以及简化滚筒约束的目的。

在 ANSYS workbench 中对筒壳和胀套采用扫掠网格划分及面网格划分, 对轮毂辐板采用六面体主导网格划分及面网格划分, 对轴采用多区域网格划分; 胀套与轮毂、胀套与滚筒轴之间的相互影响通过建立接触对来实现。滚筒有限元模型网格划分如下图 2 所示, 滚筒的单元总数为 456,028, 节点总数为 2,057,240。

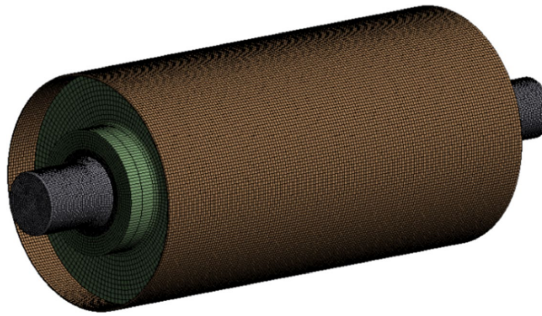


Figure 2. Roller finite element model

图 2. 滚筒有限元模型

4. 确定滚筒的负载及约束

本文传动滚筒的包角为 $\alpha = 210^\circ$, 紧边拉力 $F_1 = 300,927$ N, 松边拉力 $F_2 = 97,073$ N, 传动滚筒与输

送带之间的摩擦系数为 $\mu = 0.31$ 。

4.1. 输送带对滚筒的作用力

传动滚筒张力图解如下图 3 所示，工作弧 β 和静止弧 γ 一起构成了围包角 α 。

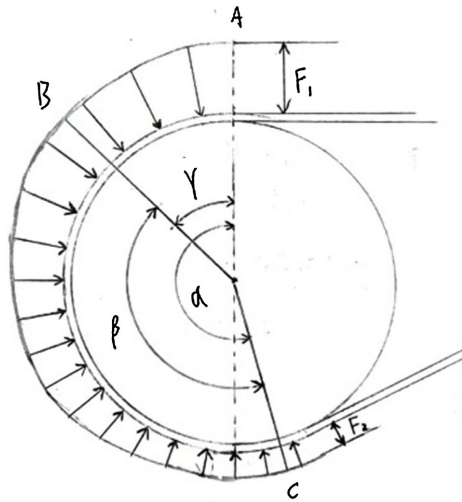


Figure 3. Drive roller tension diagram
图 3. 传动滚筒张力图解

滚筒未工作时，从理论上来说皮带与滚筒没有发生相对运动或相对运动趋势。滚筒未工作时只受输送带对滚筒的压力，一般来说滚筒未工作时的张力比滚筒工作时的松边拉力还小，因此本文用松边拉力计算对滚筒的压力。

滚筒工作时本文是根据皮带机承受极限的情况来计算，所以在这样的情况下，传动滚筒上是没有静止弧的，静止弧 $\gamma = 0$ 。所以在工作时滚筒受到了来自输送带的摩擦力还有压力。

滚筒工作时滑动弧内任意处单位表面压力 d_p 为：

$$d_p = \frac{F_2 e^{\mu\theta}}{BR} \quad (14)$$

θ ——滑动弧内任意一点角度；

B ——带宽；

R ——驱动滚筒半径。

由于压力与摩擦力成正比，在滑动弧内滚筒任意单位表面处摩擦力 d_f 为：

$$d_f = \mu \frac{F_2 e^{\mu\theta}}{BR} \quad (15)$$

根据上文张力图解，能明显地看出滚筒表面的压力和摩擦力是接连变化的，不是一成不变的。故本文将滚筒表面按每 30° 来划分一个区域去施加各自对应的压力和摩擦力。各个区域的压力及摩擦力大小如表 2 所示。

4.2. 施加载荷及约束

在 ANSYS workbench 中对滚筒未工作时的包角弧面上施加滚筒承受的压力；同理，对滚筒工作时的整个包角弧面上施加计算的压力及摩擦力；滚筒自重通过设置模型惯性中的标准地球重力来确定。

Table 2. The pressure and friction force borne by the roller
表 2. 滚筒所承受压力和摩擦力

参数	数值						
$\theta/(^{\circ})$	30	60	90	120	150	180	210
d_p/MPa	0.1038	0.122	0.1436	0.1689	0.1987	0.2336	0.2747
d_f/MPa	0.0321	0.0378	0.0445	0.0523	0.0615	0.00724	0.0851

本文根据实际工作情况，约束轴承与轴接触表面的 y 、 z 轴旋转自由度及 x 、 y 、 z 平动自由度。并且由于本课题传动滚筒有联轴器，所以在轴端限制绕 x 轴旋转自由度。

4.3. 设置滚筒接触

在 ANSYS workbench 中将连接中轴和胀套及胀套和轮毂的接触类型设为摩擦的，方法选用广义拉格朗日法，为了避免出现滑移将滑移开关关闭。

5. 滚筒的计算及分析结果

为分析滚筒在工作时摩擦力对滚筒受力的影响，本文分别对两种工况下的滚筒进行静力学分析。工况一：滚筒未工作时仅受皮带张力所引起的压力作用，且滚筒无相对运动的趋势；工况二：滚筒工作时受到皮带张力及滚筒与皮带之间的摩擦力。基于有限元仿真分析，轮毂、筒壳、滚筒轴及胀套等核心部件的应力情况如下图所示。

5.1. 筒壳

由图 4 可知，筒壳受到轮毂辐板与输送带之间的相互影响，工况一下筒壳的应力情况如下图(a)所示，筒壳与轮毂辐板结合位置应力值较高，最大应力为 109.15 MPa；工况二下筒壳的应力情况如下图(b)所示，在筒壳与轮毂辐板结合位置应力值较高，最大应力为 111.12 MPa。

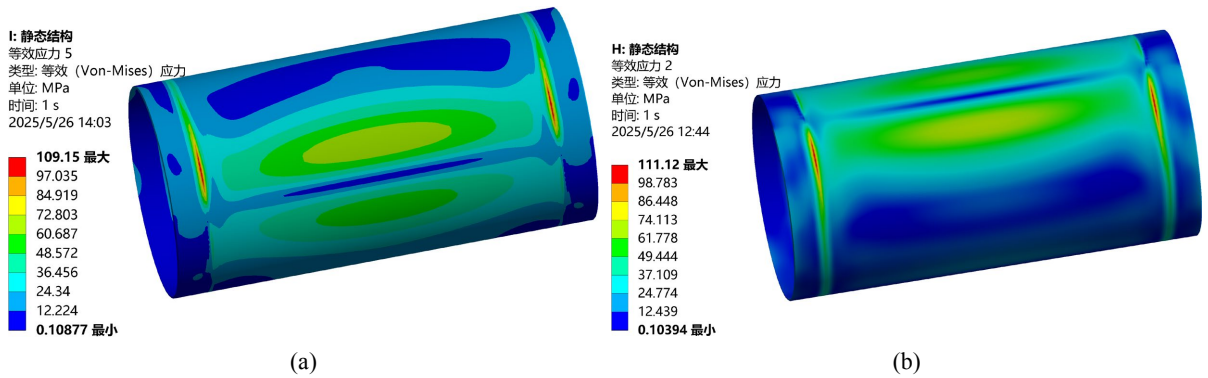


Figure 4. Cylindrical shell stress state
图 4. 筒壳应力情况

5.2. 轮毂辐板

由图 5 可知，轮毂与辐板铸造为一体，第一种工况下轮毂辐板的应力情况如下图(a)所示，最大应力为 96.48 MPa；第二种工况下轮毂辐板的应力情况如图(b)所示，最大应力为 100.06 MPa。轮毂辐板两种工况下的最大应力值均出现在轮毂内圆与胀套外圆接触的地方。

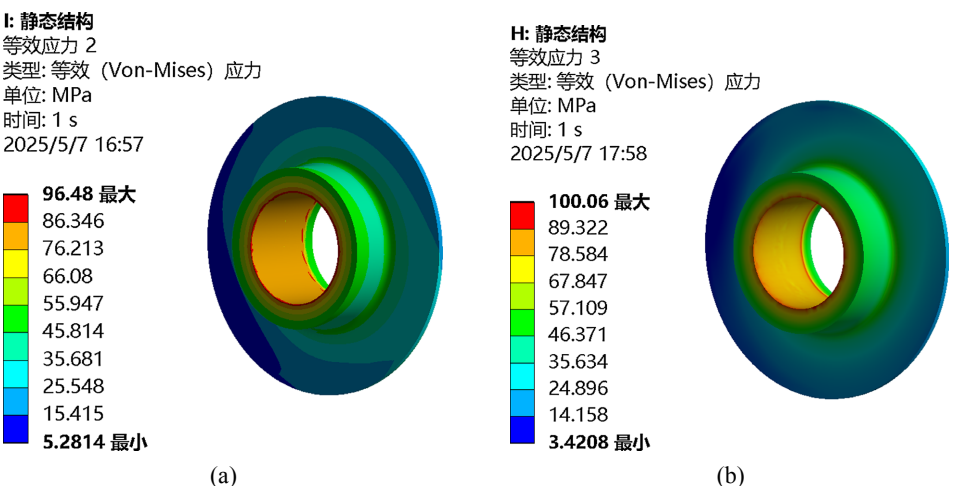


Figure 5. Hub spoke stress state
图 5. 轮毂辐板应力情况

5.3. 胀套

由图 6 可知, 本文简化胀套, 将内环外环做成一体, 滚筒未工作时胀套的应力情况如下图(a)所示, 最大应力为 120.45 MPa; 滚筒工作时胀套的应力情况如下图(b)所示, 最大应力为 122.37 MPa。两种情况下的应力最大值均出现在胀套与滚筒轴接触的地方。

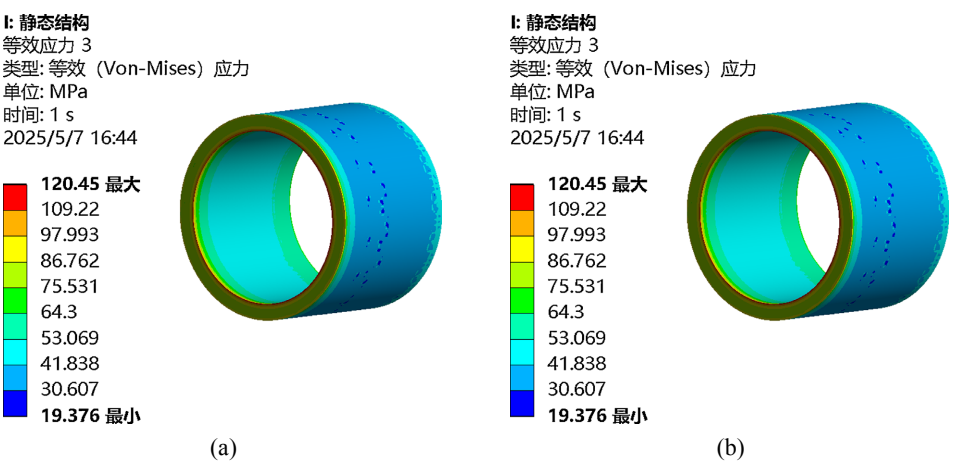


Figure 6. Expansion sleeve stress state
图 6. 胀套应力情况

5.4. 滚筒轴

由图 7 可知, 未工作时的最大应力如下图(a)所示在轴面与胀套接触的地方, 最大应力为 51.965 MPa。工作时的最大应力如下图(b)所示也在轴面与胀套接触的位置, 最大应力为 88.816 MPa。对比两种工况, 第二工况下应力提升近 40 MPa。

6. 结语

本文基于胀套过盈量的计算通过三维软件 inventor 建立滚筒有限元模型, 并且利用 Ansys 有限元分析软件根据有限元过盈配合理论对滚筒的两种工况进行静力学分析, 计算分析结果显示滚筒部件中筒壳、

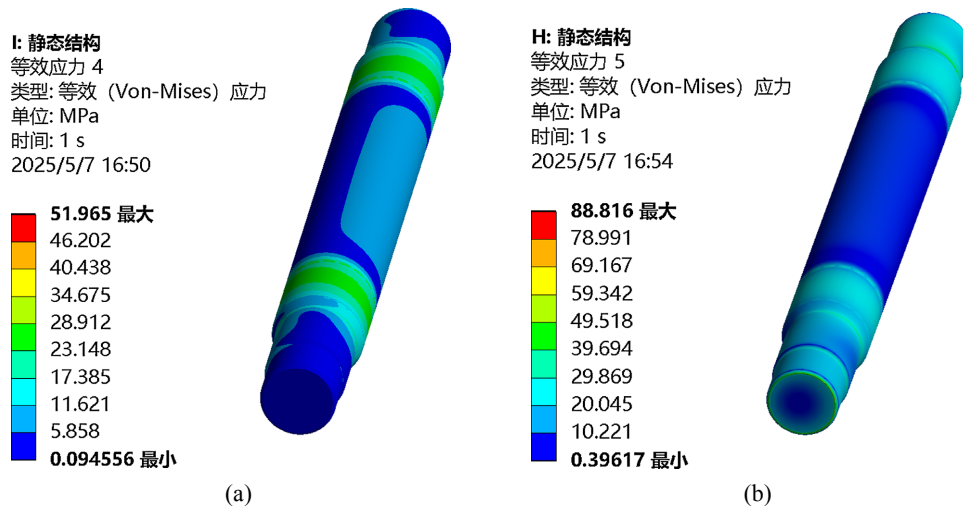


Figure 7. Shaft stress state
图 7. 轴应力情况

轮毂辐板、胀套受到摩擦力的影响很小，最小的是胀套；而滚筒轴的计算分析结果显示两个工况竟然相差近 40 MPa，由此可以得出受摩擦力影响最大的是滚筒轴。本文对之后类似的有关过盈量结构的设计具有一定的借鉴价值也为后续的优化提供了一定的参考。

参考文献

- [1] 蔡瑞坤, 马玉鹏. 基于有限元的传动滚筒轴与胀套接触应力分析[J]. 煤矿机械, 2022, 43(4): 85-87.
- [2] 王春华, 蔡晓东. 三种胀套联接驱动滚筒有限元分析[J]. 机械传动, 2014, 38(6): 101-105.
- [3] 王锐, 荀兵. 带式输送机滚筒胀套联接的接触应力及变形的有限元分析[J]. 矿山机械, 2011, 39(11): 36-39.
- [4] 刘建英, 方月. 带式输送机滚筒受力分析及结构优化研究[J]. 中国煤炭, 2016, 42(11): 69-73.
- [5] 廖辉, 苏金辉, 陈胜飞, 等. 大型传动滚筒有限元分析与软件二次开发[J]. 煤矿机械, 2022, 43(2): 90-93.
- [6] 王加豪, 田欣心, 沈景凤. 基于 EDEM 的烘干滚筒砂石颗粒抛洒特性仿真分析[J]. 建模与仿真, 2022, 11(1): 149-160.
- [7] 程继钢. 某型带式输送机传动滚筒有限元分析[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连交通大学, 2020.
- [8] 王学永, 曹玉华. 基于胀套联接结构的传动滚筒静力分析[J]. 机械研究与应用, 2024, 37(4): 5-7, 12.