

吉林大学

电算说明书

中文题目 微型纯电动客车后悬架设计

英文题目 Rear Suspension Design of
an Electric Minibus

学生姓名 胡瑞琪 班级 151207 学号 15120706

学 院 汽车工程学院

专 业 工科试验班（车辆工程）

指导教师 闵海涛 职称 博士 教授

摘要

在本电算说明书中，包括流程图和各个程序。根据钢板弹簧设计时所需要的各个参数的计算设计程序，本设计采用 C 语言，程序为 Visual C++。先设计了后悬架的刚度，据此计算出静挠度、刚度。然后选择动挠度、满载弧高等一系列，根据轴距确定主片长度，然后计算出断面尺寸和各片长度。最后校核各片自由弧高、半径，进行了强度校核。下一部分是根据有关公式确定了减振器的参数。

程序 2 是钢板弹簧的刚度计算。这一部分需要用到 2 重循环，难度较大，因此独立编程。

关键词 C 语言 流程图 程序

第 1 章 计算过程

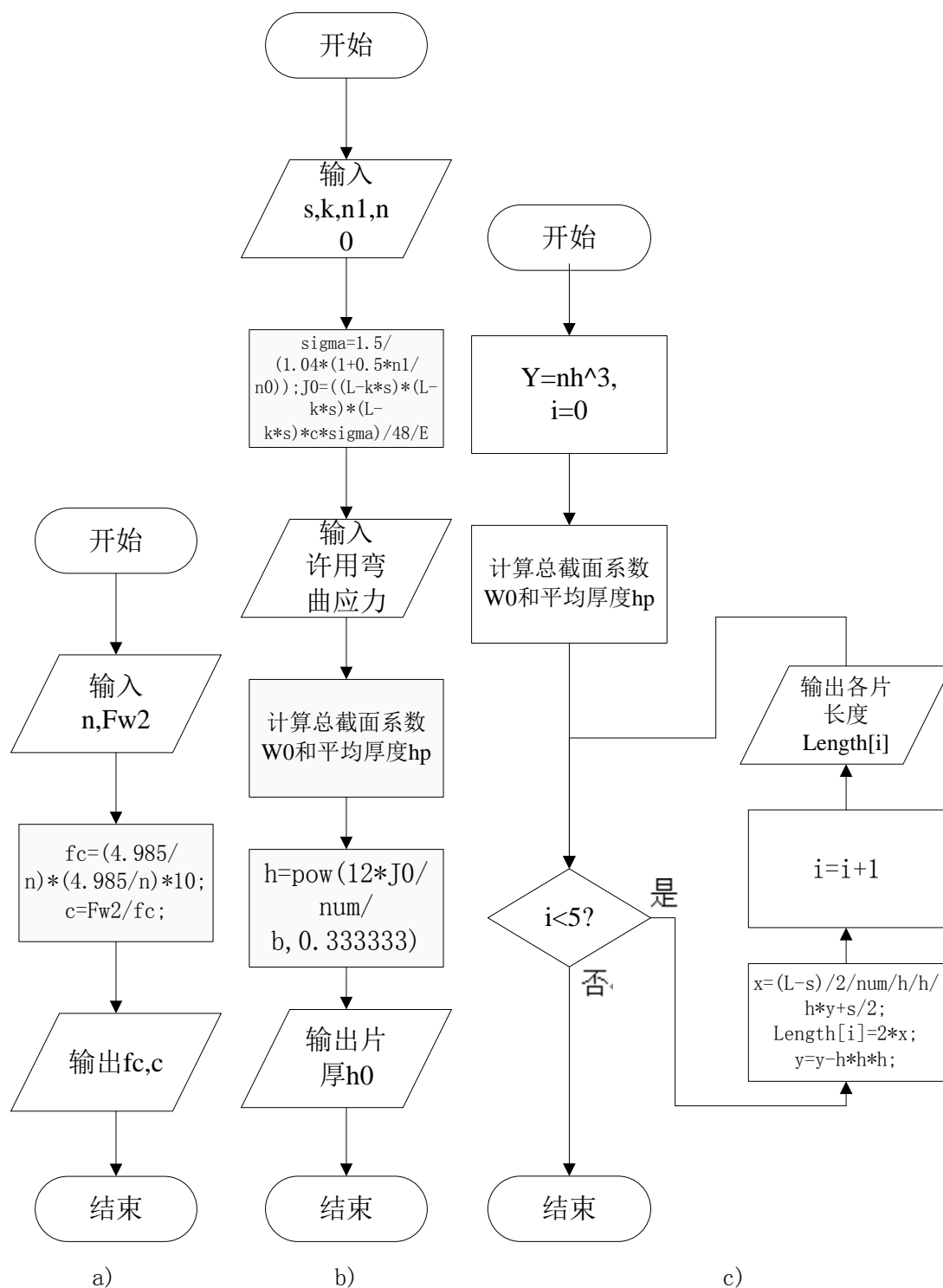


图 1-1

a) 静挠度、刚度计算 b) 断面尺寸的确定 c) 各片长度的确定

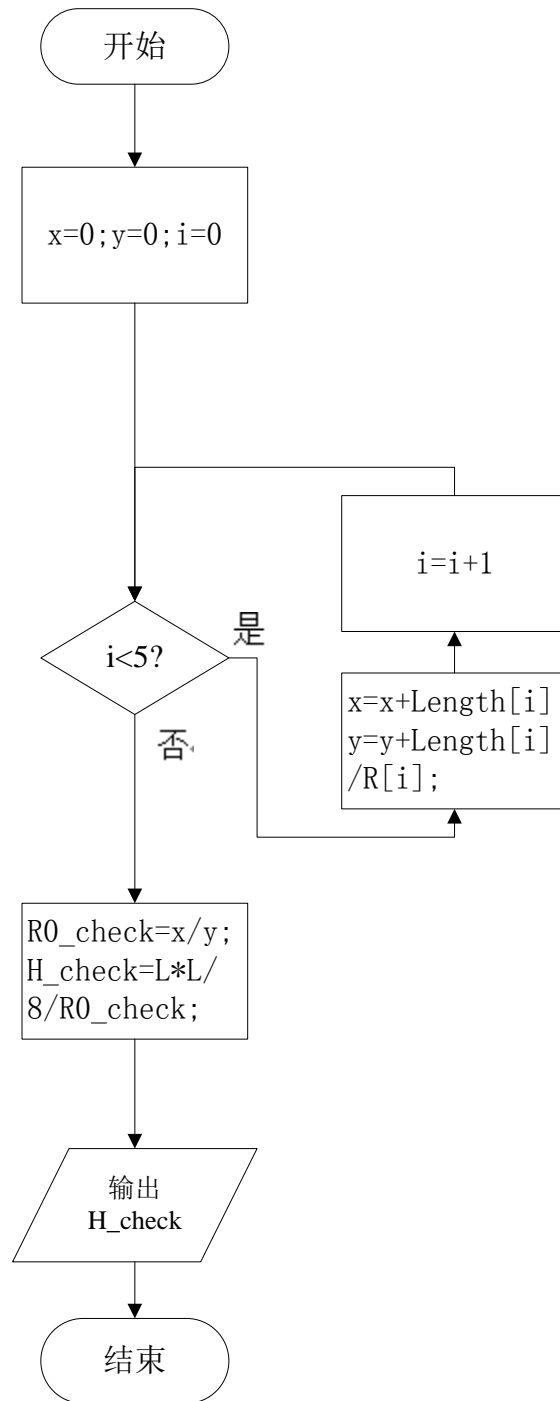


图 1-2 自由状态下弧高的校核

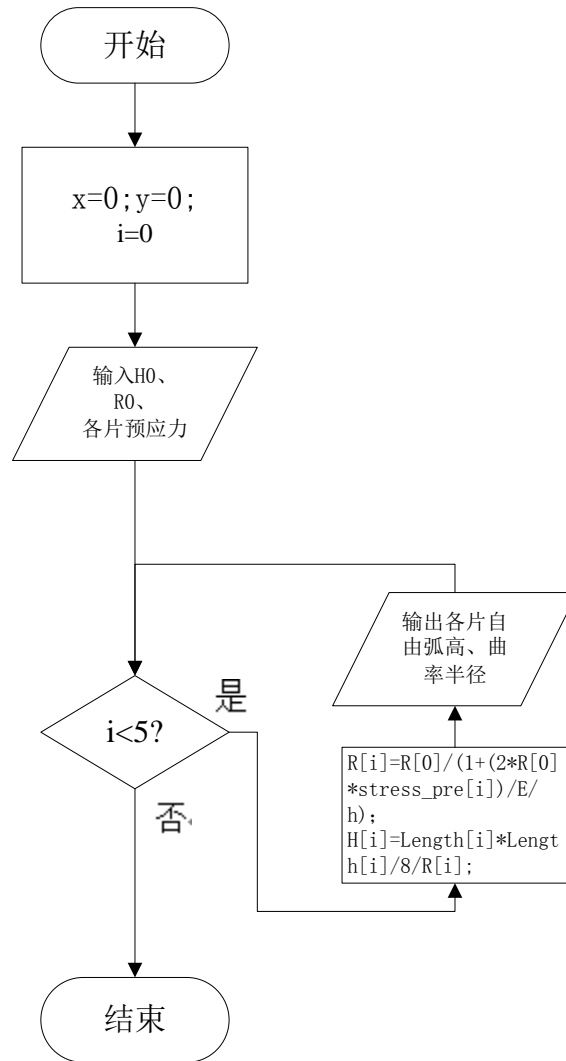


图 1-3 自由状态下各片曲率半径、弧高的确定

1.1 程序 1：钢板弹簧总成的设计

```

#define E 206000//弹性模量
#define pi 3.141593
#include <stdio.h>
#include<math.h>
int main()
{
    double n, fc, fd, L, fa, Fw2;//求静挠度所需变量
    double J0, k, s, c, sigma, W0_min, sigma_w, hp, n1, n0, h, b, num;//求断面尺寸，
    片数所需变量
    double Length[5]={0}, x, y; int i;//求各片长度所需变量
    double H[5]={0}, f_delta, R[5]={0}, stress_pre[5]={0}; //计算自由状态
    弧高和曲率半径所需变量
    double R0_check, H_check;//钢板弹簧总成弧高校核所需变量
  
```

```

double
sigma_max, m2, l1, l2, fai, W0, c_distance, Fx, sigma_D, D_max, Fs, sigma_z, d_xi
ao, kd, sigma_uneven; //校核强度所需变量
double
ms, psi, omega, alpha, a, delta, vx, F0, delta_s, D_cylinder, p, lambda, Dc; // 减
振器的选择

//计算悬架静挠度

printf("计算悬架静挠度\n");
n=1.4; printf("n=%lf\n", n); //后悬架偏频
fc=(4.985/n)*(4.985/n)*10; printf("fc=%lf\n", fc); //后悬架挠度
Fw2=4743.14; //后悬架单侧弹簧受到的悬上重量
c=Fw2/fc; printf("c=%lf\n", c); //后悬架刚度
fd=70; //动挠度
fa=15; //满载弧高
L=1200; //板簧长度
printf("\n");

////断面尺寸，片数确定////

printf("断面尺寸，片数确定\n");
s=104; //U型螺栓中心距
k=0.5; //刚性夹紧
n1=0; n0=5; //没有重叠片，预计为5片
sigma=1.5/(1.04*(1+0.5*n1/n0)); printf("sigma=%lf\n", sigma); // 挠度
增大系数

J0=((L-k*s)*(L-k*s)*(L-k*s)*c*sigma)/48/E; printf("J0=%lf\n", J0); // 求
总惯性力矩
printf("\n");

sigma_w=550; //许用弯曲应力
W0_min=Fw2*(L-k*s)/4/sigma_w; printf("W0=%lf\n", W0_min); //总截面系
数

hp=2*J0/W0_min; printf("hp=%lf\n", hp); //平均厚度

num=5; //片数
b=60; //片宽
h=pow(12*J0/num/b, 0.333333); printf("h=%lf\n", h); //片厚
h=7; printf("the chosen h is %lf\n", h); //设计中选择的厚度
J0=num*b*h*h*h/12; printf("实际总惯性矩 J0=%lf\n", J0);

```

```

printf("\n");

////各板簧长度确定////

printf("各板簧长度确定\n");
y=num*h*h*h;
for(i=0;i<num;i++)
{
    x=(L-s)/2/num/h/h/h*y+s/2;
    Length[i]=2*x;printf("Length[%d]=%lf\n", i+1, Length[i]);// 求 出
各片片厚
    y=y-h*h*h;
}
printf("圆整后各板簧长度\n");
Length[0]=1200;printf("Length[%d]=%lf\n", 1, Length[0]);
Length[1]=980;printf("Length[%d]=%lf\n", 2, Length[1]);
Length[2]=760;printf("Length[%d]=%lf\n", 3, Length[2]);
Length[3]=540;printf("Length[%d]=%lf\n", 4, Length[3]);
Length[4]=320;printf("Length[%d]=%lf\n", 5, Length[4]);
printf("\n");

////计算自由状态弧高和曲率半径////

printf("计算自由状态弧高和曲率半径所需\n");
f_delta=s*(3*L-s)*(fa+fc)/2/L/L;printf("  $\Delta f$ =%lf\n", f_delta);//U
形螺栓夹紧后形成的高度变化
H[0]=f_delta+fc+fa;printf("H[0]=%lf\n", H[0]);//板簧自由状态下的弧
高
R[0]=L*L/8/H[0];printf("R[0]=%lf\n", R[0]);//主片在自由状态下的曲
率半径
stress_pre[0]=0-60;//输入各片预应力
stress_pre[1]=0-30;
stress_pre[2]=0;
stress_pre[3]=30;
stress_pre[4]=60;
for(i=1;i<num;i++)
{
    R[i]=R[0]/(1+(2*R[0]*stress_pre[i])/E/h);
    printf("R[%d]=%lf\n", i+1, R[i]);
    H[i]=Length[i]*Length[i]/8/R[i];
    printf("H[%d]=%lf\n", i+1, H[i]);
}
printf("\n");

```

```

//////钢板弹簧总成弧高的校核////

printf("钢板弹簧总成弧高的校核\n");
x=0;y=0;
for(i=0;i<num;i++)
{
    x=x+Length[i];
    y=y+Length[i]/R[i];
}
R0_check=x/y;
H_check=L*L/8/R0_check;
printf("H_check=%lf\n",H_check);
printf("\n");

//////强度验算////

printf("强度验算\n");
m2=1.25;//后轴负荷转移系数
l1=0.5*Length[0];l2=0.5*Length[0];//板簧前后段长度
fai=0.7;//道路附着系数
W0=num*b*h*h/6;printf("W0=%lf\n",W0);//总截面系数
c_distance=300;//弹簧固定点到路面的距离
sigma_max=Fw2*m2*l1*(l2+fai*c_distance)/(l1+l2)/W0+Fw2*m2*fai/b/h
;//校核驱动时后板簧最大应力
printf("sigma_max=%lf\n",sigma_max);

kd=(fc+fd)/fc;printf("kd=%lf\n",kd);
sigma_uneven=kd*Fw2*l1*l2/(l1+l2)/W0;
printf("经过不平路面时受到最大应力 sigma_uneven=%lf\n",sigma_uneven);
;//校核经过不平路面时受到最大应力

Fx=Fw2*fai*m2;//单侧板簧受到的纵向力
sigma_D=350;//计算卷耳时所用的许用应力
D_max=h*h*b*sigma_D/3/Fx-h/3; printf("吊耳最大内径 D_max=%lf\n",D_max);
;//卷耳内径
Fs=0.5*Fw2*m2;
sigma_z=7;
d_xiao=Fs/b/sigma_z;printf("弹簧销最小内径 d_xiao=%lf\n",d_xiao);
;//弹簧销内径
printf("\n");

//////减振器参数的确定////

```



```

printf("减振器参数的确定\n");
ms=483.5;//后悬架单侧所受到的簧载质量
psi=0.24;//相对阻尼系数,  $\psi_s=0.32$ ,  $\psi_Y=0.16$ 
alpha=pi*40/180;
omega=sqrt(1000*c/ms); printf("omega=%lf\n",omega);
delta=2*psi*ms*omega; //求出阻尼系数
vx=0.04*omega*cos(alpha);//卸荷速度
printf("vx=%lf\n",vx);
delta_s=0.32*2*ms*omega*cos(pi/9);
F0=delta_s*vx; printf("F0=%lf\n",F0); //减振器最大阻力
p=3;//工作缸最大允许压力
lambda=0.4;//连杆直径与缸筒直径之比
D_cylinder=sqrt(4*F0/3.141593/p/(1-lambda*lambda));printf("D_cylinder=%lf\n",D_cylinder); //工作缸直径
Dc=1.40*D_cylinder;printf("Dc=%lf\n",Dc); //储油桶直径
printf("\n");

return 0;
}

```

1.2 结果

计算悬架静挠度

n=1.400000

fc=126.786862

c=37.410343

断面尺寸, 片数确定

sigma=1.442308

J0=8255.945471

W0=2475.056691

hp=6.671318

h=6.912069

the chosen h is 7.000000

实际总惯性矩 J0=8575.000000

各板簧长度确定

Length[1]=1200.000000

Length[2]=980.800000

Length[3]=761.600000

Length[4]=542.400000

Length[5]=323.200000

圆整后各板簧长度

Length[1]=1200.000000

```
Length[2]=980.000000  
Length[3]=760.000000  
Length[4]=540.000000  
Length[5]=320.000000
```

计算自由状态弧高和曲率半径所需

```
△f=17.899804  
H[0]=159.686666  
R[0]=1127.207453  
R[2]=1182.677184  
H[2]=101.506989  
R[3]=1127.207453  
H[3]=64.052096  
R[4]=1076.707877  
H[4]=33.853193  
R[5]=1030.539102  
H[5]=12.420683
```

钢板弹簧总成弧高的校核

```
H_check=160.080855
```

强度验算

```
W0=2450.000000  
sigma_max=989.969144  
kd=1.552108  
经过不平路面时受到最大应力 sigma_uneven=901.452736  
吊耳最大内径 D_max=80.312340  
弹簧销最小内径 D_xiao=7.058244
```

减振器参数的确定

```
omega=8.796251  
vx=0.269533  
delta=3478.783844  
F0=937.646161  
D_cylinder=21.765781  
Dc=30.472093
```

Press any key to continue

程序一得到了各个参数均为设计参数，结果将在毕业论文中直接使用。

第 2 章 刚度校核

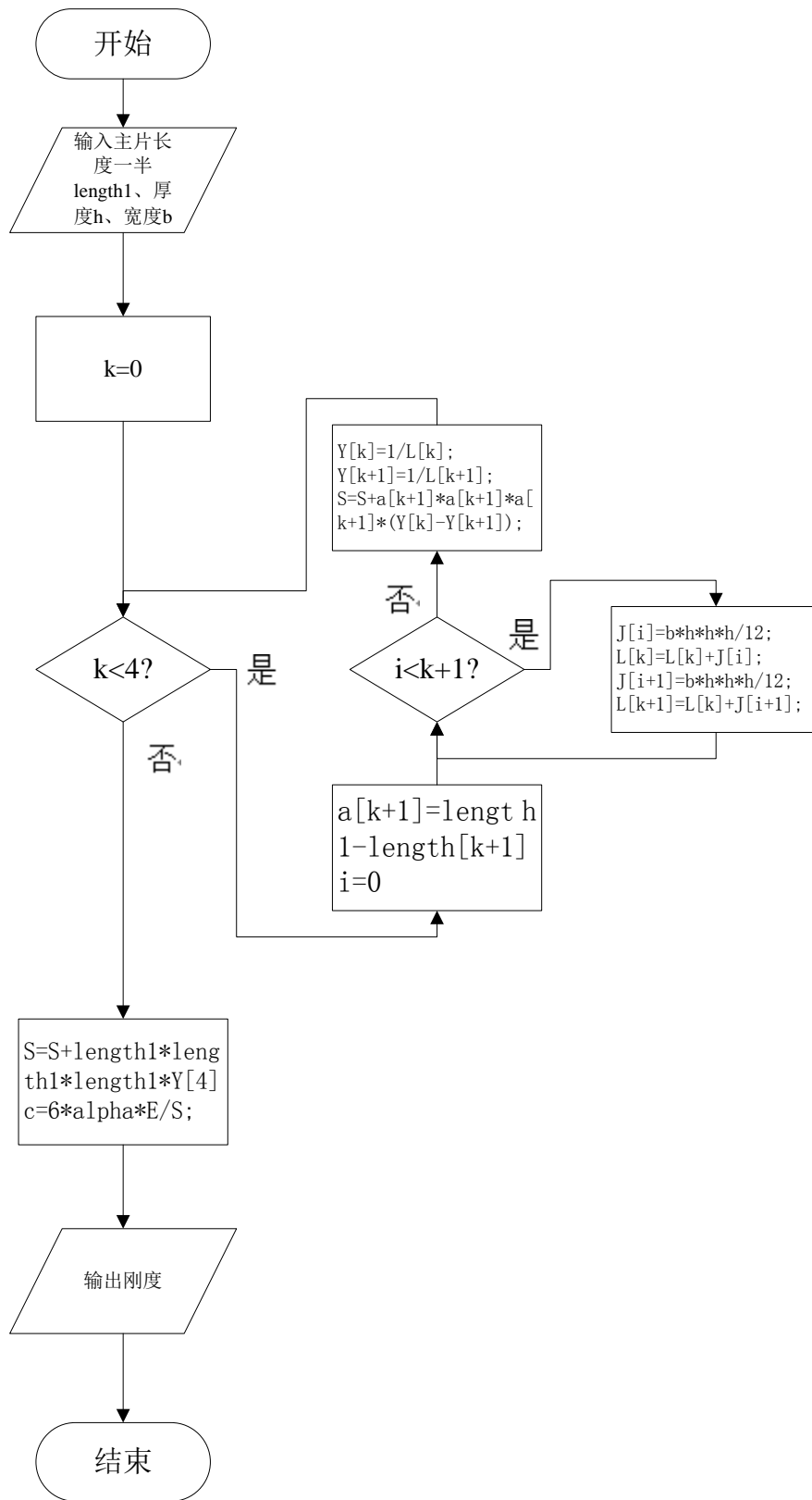


图 2-1

2.1 程序 2 钢板弹簧刚度验算

```
#define E 206000//
#define alpha 0.93//
#include <stdio.h>
int main()
{
    double    length[5]={0, 490, 380, 270, 160}, a[5], Y[5], J[5],    L[5]    =
{ 0 } , length1;
    double c=0, S=0;
    int k, i, b, h;
    a[1]=0; b=60; h=7;
    length1=600;
    for (k=0;k<4;k++)
    {
        a[k+1]=length1-length[k+1];
        printf("a[%d]=%lf\n", k+2, a[k+1]);
        printf("a[%d]^3=%lf\n", k+2, a[k+1]*a[k+1]*a[k+1]);
        for (i=0;i<k+1;i++)//对转动惯量进行求和
        {
            J[i]=b*h*h*h/12;
            L[k]=L[k]+J[i];
            J[i+1]=b*h*h*h/12;
            L[k+1]=L[k]+J[i+1];
            printf("J[%d]=%lf\n", k, J[i]);
        }
        Y[k]=1/L[k];
        Y[k+1]=1/L[k+1];
        printf("L[%d]=%lf\n", k+2, L[k+1]);
        printf("Y[%d]=%lf\n", k+1, Y[k]);
        printf("Y[%d]=%lf\n", k+2, Y[k+1]);
        printf("L[%d]=%lf\n", k+1, L[k]);
        L[k]=0; L[k+1]=0;
        printf("Y[%d]-Y[%d]=%lf\n", k+1, k+2, Y[k]-Y[k+1]);
        printf("a[%d]^3(Y[%d]-Y[%d])=%lf\n", k+2, k+1, k+2, (Y[k]-Y[k+1])*a[k
+1]*a[k+1]*a[k+1]);
        S=S+a[k+1]*a[k+1]*a[k+1]*(Y[k]-Y[k+1]);
        printf("S=%lf\n", S);
        printf("\n");
    }
    S=S+length1*length1*length1*Y[4];printf("S=%lf\n", S);
    c=6*alpha*E/S;
    printf("c=%lf\n", c);
    return 0;
}
```

2.2 结果

2.2.1 自由刚度校核结果

$a[2]=110.000000$
 $a[2]^3=1331000.000000$
 $J[0]=1715.000000$
 $L[2]=3430.000000$
 $Y[1]=0.000583$
 $Y[2]=0.000292$
 $L[1]=1715.000000$
 $Y[1]-Y[2]=0.000292$
 $a[2]^3(Y[1]-Y[2])=388.046647$
 $S=388.046647$

$a[3]=220.000000$
 $a[3]^3=10648000.000000$
 $J[1]=1715.000000$
 $J[1]=1715.000000$
 $L[3]=5145.000000$
 $Y[2]=0.000292$
 $Y[3]=0.000194$
 $L[2]=3430.000000$
 $Y[2]-Y[3]=0.000097$
 $a[3]^3(Y[2]-Y[3])=1034.791059$
 $S=1422.837707$

$a[4]=330.000000$
 $a[4]^3=35937000.000000$
 $J[2]=1715.000000$
 $J[2]=1715.000000$
 $J[2]=1715.000000$
 $L[4]=6860.000000$
 $Y[3]=0.000194$
 $Y[4]=0.000146$
 $L[3]=5145.000000$
 $Y[3]-Y[4]=0.000049$
 $a[4]^3(Y[3]-Y[4])=1746.209913$
 $S=3169.047619$

$a[5]=440.000000$
 $a[5]^3=85184000.000000$
 $J[3]=1715.000000$
 $J[3]=1715.000000$
 $J[3]=1715.000000$
 $J[3]=1715.000000$

```
L[5]=8575.000000
Y[4]=0.000146
Y[5]=0.000117
L[4]=6860.000000
Y[4]-Y[5]=0.000029
a[5]^3(Y[4]-Y[5])=2483.498542
S=5652.546161
```

```
S=30842.050534
c=37.269895
Press any key to continue
```

2.2.2 夹紧刚度校核结果

```
a[2]=91.500000
a[2]^3=766060.875000
J[0]=1715.000000
L[2]=3430.000000
Y[1]=0.000583
Y[2]=0.000292
L[1]=1715.000000
Y[1]-Y[2]=0.000292
a[2]^3(Y[1]-Y[2])=223.341363
S=223.341363
```

```
a[3]=201.500000
a[3]^3=8181353.375000
J[1]=1715.000000
J[1]=1715.000000
L[3]=5145.000000
Y[2]=0.000292
Y[3]=0.000194
L[2]=3430.000000
Y[2]-Y[3]=0.000097
a[3]^3(Y[2]-Y[3])=795.078073
S=1018.419436
```

```
a[4]=311.500000
a[4]^3=30225545.875000
J[2]=1715.000000
J[2]=1715.000000
J[2]=1715.000000
L[4]=6860.000000
Y[3]=0.000194
Y[4]=0.000146
```

```

L[3]=5145.000000
Y[3]-Y[4]=0.000049
a[4]^3(Y[3]-Y[4])=1468.685417
S=2487.104853

```

```

a[5]=421.500000
a[5]^3=74884638.375000
J[3]=1715.000000
J[3]=1715.000000
J[3]=1715.000000
J[3]=1715.000000
L[5]=8575.000000
Y[4]=0.000146
Y[5]=0.000117
L[4]=6860.000000
Y[4]-Y[5]=0.000029
a[5]^3(Y[4]-Y[5])=2183.225609
S=4670.330462

```

```

S=27600.909864
c=40.303019
Press any key to continue

```

程序二采用了双重循环，各个变量符号和汽车设计上有关公式一致， $a[k]$ 为主片和第 k 片长度一半之差， $J[k]$ 是第 k 片的惯性矩， $L[k]$ 是前 k 片惯性矩之和， $y[k]$ 是 $L[k]$ 的倒数。自由刚度计算结果和设计时得到的刚度 37.41N/mm 非常接近，而夹紧刚度偏大，说明实际设计的悬架刚度略大于预设的刚度。