推 力 液 压 缸 缸 筒 强 度 计 算

		技 术 数 据	注 释
工作压力 p_S	**296**	bar	
缸筒内径 Di	**460**	mm	活塞直径
屈服极限 σ_S	**290**	N/mm^2	根据材料
抗拉安全系数 S_{dehn}	**2**		根据 DIN2413 S_{dehn} =1.8
壁厚缩减附加值 czu	**2**	%	根据供货数据
		计 算 数 据	
允许最大压力（检测压力）p	444.00	bar	设计规定 $p_D=1.5*p_S$
许用应力 σ_{zul}	145.00	N/mm^2	
抗剪安全系数 S_{schere}	3.46		根据 DIN 19704
许用剪应力 τ_{zul}	83.72	N/mm^2	
所需最小壁厚 H_{min}	60.20	mm	
最小缸筒外径 Da	580.40	mm	

选用缸体外径D：600
材料：S355J2G3

推力液压缸缸筒强度计算

		技术数据	注释
工作压力 p_S	**296**	bar	
缸筒内径 Di	**640**	mm	活塞直径
屈服极限 σ_S	**290**	N/mm^2	根据材料
抗拉安全系数 S_{dehn}	**2**		根据 DIN2413 S_{dehn} =1.8
壁厚缩减附加值 czu	**2**	%	根据供货数据
		计算数据	
允许最大压力（检测压力）p	444.00	bar	设计规定 $p_D=1.5*p_S$
许用应力 σ_{zul}	145.00	N/mm^2	
抗剪安全系数 S_{schere}	3.46		根据 DIN 19704
许用剪应力 τ_{zul}	83.72	N/mm^2	
所需最小壁厚 H_{min}	83.75	mm	
最小缸筒外径 Da	807.51	mm	

选用缸体外径D：810
材料：S355J2G3

推力液压缸吊环强度计算

技术数据			注释
工作压力 p_S	296	bar	
活塞直径 Dk	640	mm	
屈服极限 σ_S	290	N/mm^2	根据材料
安全系数 S_{dehn}	2		钢 = 2.0, 铸铁 = 4.0
吊环外径 DA	740	mm	
吊环内径 DI	520	mm	
吊环宽度 BA	320	mm	
强度计算			
允许最大压力 （检测压力） p_D	444.00	bar	设计规定 $p_D=1.5*p_S$
吊环受力 Fz	9517	kN	
许用应力 σ_{zul}	145	N/mm^2	
实际应力 σ_{vorh}	135.19	N/mm^2	建议 <= σ_{zul}
实际安全系数 S_{vorh}	2.15		建议 >= S_{dehn}
允许最大压力下的实际应力 σ_{pd}	202.79		
允许最大压力下的实际安全系数 S_{pd}	1.43		

推 力 液 压 缸 压 杆 稳 定 计 算

技 术 数 据			注 释
工作压力 p_S	**296**	bar	
活塞直径 Dk	**640**	mm	
活塞杆直径 Ds	**600**	mm	
活塞杆内孔直径 Dho	**460**	mm	实心杆=0
缸筒外径 Da	**810**	mm	必须 > Dk !
屈服极限 σ_S	**290**		材料数据
行程 H	**2100**	mm	
固定点间距 L (活塞杆驶入)	**4550**	mm	
安装形式 Lager: 固定 -自由 =2, 铰接 - 铰接 = 1, 固定- 铰接 = 0.7	**1**		请选取 !
弹性模量 E	**210000**	N/mm^2	根据材料
安装角度 α (0?至 90?)	**90**	度	与水平面夹角
稳 定 性 计 算			
实际安全系数 S	**3.82**		
均匀载荷 q (自重)	13.31	N/mm	
推力 Fd	9517.5	kN	
压应力 σ_d	82.1	N/mm^2	
抗弯截面模量 Wb	########	mm^3	
弯曲应力 (自重) σ_b	0.0	N/mm^2	
截面惯性矩 I	4.16E+09	mm^4	
无载荷时的弯曲挠度 f_m	0.0	mm	
推力作用下的弯曲应力 σ_{bd}	0.00	N/mm^2	
总应力 σ_k	82.1	N/mm^2	
稳定压杆自由长度 Lk	6650.0	mm	
极限压杆长细比 λ_o	94.5		
压杆长细比 λ	35.2		
弯曲应力 σ_k	1674.4	N/mm^2	
失稳 临 界力 Fk	9562.3	kN	

Stress calculation for cylinder barrel of push cylinder

Technical data			Notes
system pressure p_S	**296**	bar	
barrel inside diameter Di	**460**	mm	piston diameter
proof stress σ_S	**290**	N/mm^2	material value
safety factor for stress S_{dehn}	**2**		DIN2413 S_{dehn}=1.8
addition f. wall thickness falling below czu	**2**	%	supplier data
Calculated data			
permissible max. pressure (test pressure) p_D	444.00	bar	$1.5*p_S$
permissible stress σ_{zul}	145.00	N/mm^2	σ_S/S_{dehn}
safety factor for shearing S_{schere}	3.46		S_{dehn}*SQR(3); DIN 19704
permissible shearing stress τ_{zul}	83.72	N/mm^2	σ_S/S_{schere}
min. necessary wall thickness H_{min}	60.20	mm	Di*ps/10/(2*σ_{zul}-2*ps/10)*100/(100-czu)
min. barrel outside diameter Da	580.40	mm	Di+2*Hmin

Buckling calculation for push cylinder

Technical data			Notes
system pressure p_S	**296**	bar	
piston diameter Dk	**640**	mm	
piston rod diameter Ds	**600**	mm	
inside diameter of hollow rod Dho	**460**	mm	solid rod=0
outside diameter of barrel Da	**810**	mm	must > Dk !
proof stress σ_S	**290**	N/mm^2	material value
stroke Hub	**2100**	mm	
mounting distance L (retracting)	**4550**	mm	
mounting type Lager: bearing - bearing = 1, fixed - bearing = 0.7, fixed - free =2	**1**		select please !
module of elasticity E	**210000**	N/mm^2	material value
installation position α (0° until 90°)	**90**	degree	to the horizontal plane
Buckling calculation			
existing safety factor S_{vorh}	**3.82**		if $\lambda>\lambda o$ then σ_k/σ_{vorh}; else $(335-0.62*\lambda)/\sigma_{vorh}$
line load q (dead weight)	13.31	N/mm	$(\pi/4*(Ds^2-Dho^2)*7.87/10^6*9.81+(\pi/4*(Da^2-Dk^2)*7.87/10^6*9.81+\pi/4*Dk^2*0.85/10^6*9.81))/2$
push force F_D	9517.5	kN	$\pi/4*Dk^2*ps/10/1000$
press stress σ_d	82.1	N/mm^2	$F_D/\pi/(Ds^2-Dho^2)*4*1000+q*(L+Hub)/2/\pi/(Ds^2-Dho^2)*4*\sin\alpha)$
resistance moment Wb	########	mm^3	$\pi/32*(Ds^4-Dho^4)/Ds$
bending stress through dead weight σ_b	0.0	N/mm^2	$q*(L+Hub)^2/8/Wb*\cos\alpha)$
area moment of inertia I	4.16E+09	mm^4	$\pi/64*(Ds^4-Dho^4)$
max. deflection without load f_m	0.0	mm	$5/384*q*(L+Hub)^4/E/I*\cos\alpha)$
bending stress through push force σ_{bd}	0.00	N/mm^2	$F_D*1000*fm/Wb$
existing stress σ_{vorh}	82.1	N/mm^2	$\sigma_b+\sigma_d+\sigma_{bd}$
free buckling length Lk	6650.0	mm	Lager*(L+Hub)
limit slenderness λ_o	94.5		$\pi*SQR(E/0.8/\sigma_S)$
slenderness ratio λ	35.2		$4*Lk/SQR(Ds^2+Dho^2)$
buckling stress σ_k	1674.4	N/mm^2	π^2*E/λ^2
buckling force Fk	9562.3	kN	$\sigma_v*\pi/4*(Ds^2-Dho^2)/1000$

Stress calculation for cap clevis eye of push cylinder

Technical data			Notes
system pressure p_S	**296**	bar	
piston diameter Dk	**640**	mm	
proof stress σ_S	**290**	N/mm^2	material value
safety factor for stress S_{dehn}	**2**		steel = 2.0; cast = 4.0
outside diameter of clevis eye DA	**740**	mm	
inside diameter of clevis eye DI	**520**	mm	
width of clevis eye BA	**320**	mm	
Stress calculation			
permissible max. pressure (test pressure) p_D	**444.00**	bar	$1.5*p_S$
pull force Fz	**9517**	kN	$ps/10*Dk^2*\pi/4/1000$
permissible stress σ_{zul}	**145**	N/mm^2	σ_S/S_{dehn}
existing stress σ_{vorh}	**135.19**	N/mm^2	$Fz*1000/(DA-DI)/BA$
existing safety factor S_{vorh}	**2.15**		σ_S/σ_{vorh}
stress at max. pressure σ_{pd}	**202.79**		$p_D/10*\pi/4*Dk^2/(DA-DI)/BA$
safety factor at max. pressure S_{pd}	**1.43**		σ_S/σ_{pd}

Stress calculation for cylinder barrel of push cylinder

Technical data			Notes
system pressure p_S	296	bar	
barrel inside diameter Di	640	mm	piston diameter
proof stress σ_S	290	N/mm^2	material value
safety factor for stress S_{dehn}	2		DIN2413 S_{dehn}=1.8
addition f. wall thickness falling below czu	2	%	supplier data
Calculated data			
permissible max. pressure (test pressure) p_D	444.00	bar	$1.5*p_S$
permissible stress σ_{zul}	145.00	N/mm^2	σ_S/S_{dehn}
safety factor for shearing S_{schere}	3.46		S_{dehn}*SQR(3); DIN 19704
permissible shearing stress τ_{zul}	83.72	N/mm^2	σ_S/S_{schere}
min. necessary wall thickness H_{min}	83.75	mm	$Di*ps/10/(2*\sigma_{zul}-2*ps/10)*100/(100-czu)$
min. barrel outside diameter Da	807.51	mm	Di+2*Hmin