

钢网架螺栓球节点用高强螺栓的缺口效应分析

刘丽君

(厦门大学土木工程系, 福建 厦门 361005)

摘要: 在悬挂吊车作用下, 螺栓球节点网架的疲劳主要表现为节点的疲劳, 而节点的疲劳关键是高强螺栓的疲劳. 在影响高强螺栓疲劳性能的众多因素中, 应力集中是其发生疲劳断裂的主要原因之一. 本文从缺口效应出发, 分析了高强螺栓疲劳裂纹的开展, 并建立有限元模型, 针对钢网架螺栓球节点常用的 8 种高强螺栓规格进行了单缺口应力集中分析, 得到相应的应力集中系数. 同时分析了螺纹牙根圆角半径对应力集中的影响, 并提出了降低螺纹疲劳缺口敏感性的一些措施, 为进一步以热点应力幅建立螺栓球网架疲劳设计方法奠定了基础.

关键词: 螺栓球节点; 高强螺栓; 应力集中; 缺口效应; 疲劳

中图分类号: TU 356

文献标识码: A

文章编号: 0438-0479(2005)06-0783-04

螺栓球节点网架下设悬挂吊车时, 随机交变载荷作用下会引发网架疲劳. 网架的疲劳主要取决于节点的疲劳性能. 因为节点的连接构造较杆件复杂, 应力集中较其他部位严重, 且难以避免在材质、制造、安装及使用中出现各种缺陷, 而节点与各构件的连接是靠高强螺栓实现的, 因此高强螺栓成为节点构造的薄弱环节, 其受力性能的好坏直接影响节点及网架的疲劳性能. 高强螺栓的疲劳强度则主要与螺纹的缺口效应有关, 缺口效应又主要表现为应力集中. 就目前国内外研究现状, 虽有一些文献研究^[1~3], 但针对网架用高强螺栓的缺口敏感性分析较少, 国内大部分研究也都是对螺栓球吊点进行疲劳试验分析^[4~7], 在名义应力的基础上得到疲劳曲线, 估算螺栓的疲劳强度和疲劳寿命. 但名义应力并不是螺栓疲劳破坏的真实应力, 螺纹缺口的应力集中则间接反映了实际的应力状态, 因此, 对螺纹缺口效应分析具有重要的实用价值.

1 应力集中分析

大量试验已证明^[5,6], 节点的疲劳破坏往往是由高强螺栓的疲劳断裂引起的. 从微观到宏观, 影响其疲劳性能的因素很多^[8], 有材料性质、制造工艺、使用环境, 还涉及到螺纹形式、机加工缺陷、应力集中和应力幅等. 其中, 应力集中对疲劳破坏起着至关重要的作用.

高强螺栓由于螺纹的存在, 相当于形成缺口, 它在螺纹牙与牙根处发生截面突变, 形成应力阶差, 加上螺

纹牙根部圆角较小, 在螺纹根部就会造成应力集中现象. 大量试验和疲劳破坏事故都表明, 疲劳源总是出现在应力集中处. 应力集中使应力传递不均匀, 局部出现高峰应力, 此处材料能够承受反复载荷的次数最少, 最先出现裂纹. 裂纹使一部分材料失去承载能力, 使剩下材料中的平均应力提高. 但是裂纹尖端形成了尖锐的缺口, 成为新的应力集中区, 连续使用中会继续裂开. 这就使裂纹越来越大, 构件能传力的材料也越来越少, 直到剩下的材料不足以传递静载荷时, 螺栓就会瞬间断裂. 而且, 由于螺栓日益向高强度发展, 螺栓材料本身对缺口和裂纹扩展的敏感性随之增大, 应力集中更为突出.

2 缺口效应分析

螺栓杆光滑处横截面上的轴向应力处处相等, 无应力梯度, 整个横截面上均有萌生裂纹的几率. 但自由表面上的晶粒受邻近晶粒的约束比内部晶粒弱, 故自由表面上的晶粒更易发生塑性变形. 现代疲劳理论认为, 微裂纹的萌生和扩展是由循环塑性应变引起的, 而塑性变形的大小取决于最大剪应力分量, 故疲劳裂纹总是在自由表面的最大剪应力平面上产生. 当外加应力稍高于疲劳极限时, 只要螺杆自由表面上某一点开裂, 此处的真实应力就大于其它表面, 裂纹会继续扩展, 而其它应力低的自由表面不再出现开裂现象, 通常只有一个裂纹源.

与光滑的螺杆不同, 在螺纹缺口处(图 1), 缺口根部处处都可成为疲劳裂纹源. 因为外加轴向(如 x 方向)应力为 σ 时, 由于螺纹缺口的应力集中效应, 轴向的最大拉应力为 $\sigma_1 > \sigma$, 缺口正前方的 σ_1 最小, σ_1 居中

收稿日期: 2005-01-19

作者简介: 刘丽君(1974-), 女, 硕士.

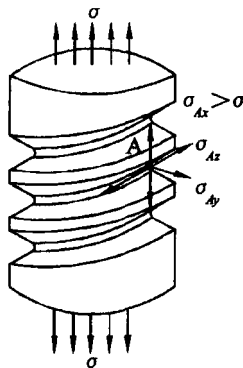


图 1 螺纹根部应力分布

Fig.1 Stress distribution on bottom of thread

(平面应变条件), 根据滑移线场理论推导出来的缺口自由表面上 $\alpha_y = 0$, 所以此处的最大剪应力为

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\alpha_x - \alpha_y) = \frac{\sigma_x}{2} \quad (1)$$

并且塑性变形限制在 $x-y$ 平面内. 离开缺口根部, α_x 迅速下降, α_y 反而上升, 故离开缺口根部后, $\tau_{\max}$ 下降很快, 使塑性变形产生在缺口根部附近的小区域内, 在疲劳应力反复作用下, 当循环塑性变形达到临界值时, 萌生了疲劳裂纹. 由于螺纹缺口的深度和曲率半径均一, 各点的应力集中程度相同, 产生裂纹的几率大致相等, 所以沿螺纹缺口根部形成多处疲劳源, 应力集中越大或外加应力越高, 疲劳源的数目就越多. 因此一旦螺纹机加工表面处理不当, 在螺纹根部表面出现缺陷或微裂纹, 将成为疲劳裂纹的起始点, 并随着交变载荷的作用逐渐扩大, 最终导致疲劳断裂.

3 有限元分析

根据文献[9], 螺栓球节点网架用的高强螺栓主要是普通螺纹形式, 其规格为 $M12 \sim M64$. 本文主要挑选了具有代表性的 8 种常用的螺栓规格: $M14$ 、 $M20$ 、 $M24$ 、 $M30$ 、 $M33$ 、 $M52$ 和 $M60$. 以这 8 种规格的 40Cr 材质高强螺栓为研究对象, 用有限元软件进行分析.

3.1 计算模型

1) 几何模型

依据国内外许多学者对螺纹的研究, 均忽略螺纹升角的影响, 并有学者指出, 螺纹升角小于 4° 时, 荷载沿螺纹牙的分布几乎不受螺旋升角的影响, 在轴向荷载作用下, 螺栓可以简化为轴对称问题. 本文研究的螺栓规格的螺纹升角均小于 3° , 满足轴对称要求.

实际工程中, 高强螺栓旋进螺栓球的长度为 $1.1d$ (d 为螺栓直径). 大量疲劳破坏试验表明^[5,6], 高强螺栓与螺栓球啮合的第一个螺纹根部为主要疲劳断裂区. 同时采用与山本晃^[2] 相同的简化模型, 将螺栓简化

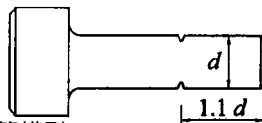


图 2 计算模型

Fig.2 Calculating model

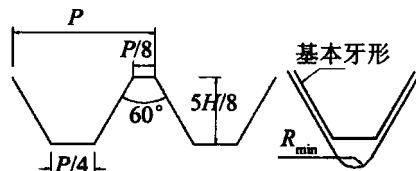


图 3 (a) 基本牙形 (b) 螺纹牙形

Fig.3 Basic shape and thread shape

为带有环状螺纹牙形(图 3)的单缺口轴对称模型, 缺口位置定在 $1.1d$ 处的外螺纹, 牙根圆角半径取 $R_{\min} = 0.125P$ (P 为螺距).

2) 单元类型及网格划分

因为计算模型为三维实体, 单元类型取 20 节点的 SOLID95 四面体单元. 网格划分直接影响计算结果的精度, 若采用面单元划分, 在缺口处细化单元, 再将面单元旋转形成体单元, 虽然单元划分较规则, 但缺口附近为异状单元, 计算结果精度不够. 于是直接对螺栓的三维实体模型进行体单元划分, 缺口处自动单元细化.

3) 荷载及边界条件

高强螺栓在螺栓球节点网架中通常仅受到轴向拉力作用, 其受拉荷载大小按下式计算:

$$N_t^b \leq \varphi A_{eff} f_t^b \quad (2)$$

式中 N_t^b : 高强度螺栓的拉力设计值; A_{eff} : 高强度螺栓的有效面积 (mm^2); φ : 螺栓直径 d 对承载力影响系数, 当 $d < 30 \text{ mm}$ 时, $\varphi = 1.0$, 当 $d \geq 30 \text{ mm}$ 时, $\varphi = 0.93$; f_t^b : 高强度螺栓经热处理后的抗拉强度设计值, 对 40Cr 钢材取为 430 N/mm^2 .

为模拟实际工程中的受力和约束情况, 在螺栓端头施加轴向均布荷载, 在螺帽周边建立固端约束以模拟锥头和封板对螺栓的约束.

3.2 结果分析

1) 应力集中系数

经过有限元计算, 得到相应的螺纹牙根的最大应力 $\sigma_{\max}$ 和应力集中系数 K_t (见表 1). 从表中可知, 随着高强螺栓直径 d 的增大, 螺纹牙底的应力集中系数 K_t 逐渐增大, 且 K_t 与 d 线性相关(图 4), 用公式(3)可计算不同直径的螺栓的应力集中系数 K_t :

$$K_t = 0.0097d + 4.4012, r = 0.9488 \quad (3)$$

2) 螺纹牙根圆角半径 R 对 K_t 的影响

表 1 高强螺栓的应力集中系数

Tab. 1 The stress concentration coefficients of high strength bolts

螺栓规格	$\frac{d_r}{d}$	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$	σ_n/MPa	K_t
M 14	0.819	671	150	4.47
M 20	0.841	680	147	4.63
M 24	0.842	704	152	4.63
M 30	0.852	727	157	4.65
M 33	0.866	710	148	4.80
M 39	0.870	734	152	4.83
M 52	0.878	764	156	4.90
M 60	0.916	786	159	4.94

注: 基准应力 σ_n 是外力在 高强螺栓 螺纹 缺口 处产生的 平均应力(名义应力), d_r 为 螺纹牙底直径.

国标《普通螺纹(公差与配合)》(GB 197-81)中对螺纹牙底形状作了明确而严格的规定. 因为应力集中的敏感性与材料强度有关, 材料强度越高, 应力集中越敏感, 故对于性能等级高于或等于 8.8 级的螺纹紧固件, 其外螺纹的牙底轮廓应有圆滑连接的曲线, 曲线部分的半径 R 不应小于 $0.125 P$, 这一规定不仅可提高螺纹连接的疲劳性能, 且利于改善螺纹连接的综合性能, 延长螺纹的使用寿命和充分发挥材料的承载能力.

另外根据对螺纹牙根最大圆弧半径的规定, 对于螺栓球节点网架用高强螺栓, 按规范外螺纹中径公差

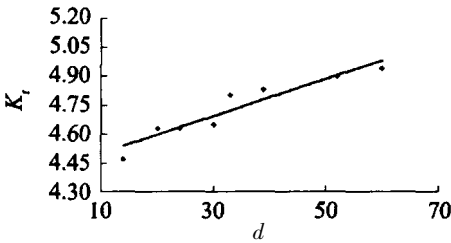


图 4 应力集中系数
Fig. 4 Stress concentration coefficient

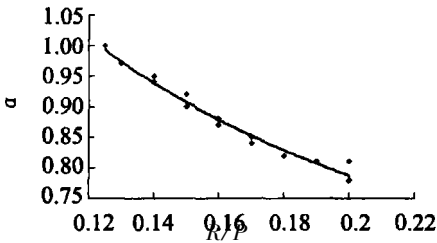


图 5 螺纹牙底影响系数
Fig. 5 Effect coefficient of screw thread bottom

Td^2 等级, 各螺栓在公差为 6 的 $R_{\max}$ 值均不超过 $0.20 P$.

因此, 本文以 $d/P=8$ 的 M20 及 $d/P=9.75$ 的 M39 高强螺栓为研究对象, 分析牙根圆角半径 R 对应力集中的影响程度(表 2). 当 $R \geq 0.125 P$ 后, 随着 R 的逐渐增大, K_t 逐渐减小. 因此适当增大 R 可有效降低 K_t , 并建议引入 R 影响系数 α (图 5):

表 2 螺纹沟底半径 R 对 K_t 的影响

Tab. 2 Effect of bottom radius of thread R on stress concentration coefficients K_t

螺栓规格	R/mm	σ_1/MPa	σ_n/MPa	K_t	R 影响系数 α
M 20	0.125P	680	147	4.63	1.0
	0.13P	656	146	4.49	0.97
	0.14P	636	145	4.39	0.95
	0.15P	618	145	4.26	0.92
	0.16P	582	144	4.04	0.87
	0.17P	559	143	3.91	0.84
	0.18P	541	142	3.81	0.82
	0.19P	533	142	3.75	0.81
	0.20P	523	140	3.74	0.81
M 39	0.125P	734	152	4.83	1.0
	0.13P	710	151.67	4.68	0.97
	0.14P	684	150.96	4.53	0.94
	0.15P	652	150.25	4.34	0.90
	0.16P	632	149.55	4.23	0.88
	0.17P	614	148.85	4.12	0.85
	0.18P	590	148.16	3.98	0.82
	0.19P	577	147.47	3.91	0.81
	0.20P	553	146.79	3.77	0.78

$$\alpha = 0.3521(R/P)^{-0.4992}, r = -0.99 \quad (4)$$

此方程可用于不同 d/P 值的高强螺栓,具有一定的普遍性.

4 结 语

缺口效应引起的应力集中是导致高强螺栓疲劳断裂的主要因素之一. 就如何改善螺纹缺口敏感性, 改善疲劳性能, 得出如下结论:

1) 由螺纹缺口效应分析可知, 螺纹根部表面的应力集中最严重, 是疲劳裂纹源. 故表面加工质量对疲劳强度有很大影响. 在工艺许可条件下, 应尽可能提高冷加工的表面质量, 降低表面粗糙度.

2) 为提高螺栓强度而采用更高强度的材料, 并不能改善螺栓的缺口敏感性, 提高疲劳强度. 建议在安全系数不变的条件下, 适当降低高强螺栓的等级, 使其强度和塑性、韧性有良好的配合, 同时又可以提高螺栓的疲劳性能.

3) 随着螺栓直径的增大, 应力集中越严重, 其疲劳性能逐渐降低. 根据表 1 的统计结果, 以参数 d 可计算其他螺栓的应力集中系数 K_t (公式 3).

4) 适量增大螺纹牙根圆角半径 R , 可以有效的改善螺纹根部的应力集中, 提高螺栓的疲劳性能. 本文建议考虑应力集中系数时, 引入 R 影响系数 α (公式 4).

另外, 由于疲劳验算通常以名义应力 σ_n 为参数,

不能反映螺栓疲劳破坏的真实应力, 而热点应力($\alpha = K_t \cdot \sigma_n$) 则反应了螺纹根部的实际应力状态. 因此, 螺纹缺口效应的分析为进一步以热点应力幅($\Delta\sigma_t = K_t \cdot \Delta\sigma_n$) 建立螺栓球网架疲劳设计方法奠定了基础.

参考文献:

- [1] 西天正孝(日). 应力集中[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [2] 山本晃(日). 螺纹联接的理论与计算[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1982.
- [3] 卜炎. 螺纹联接设计与计算[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
- [4] Lei Honggang, Pei Yan. Proceedings of Sixth Pacific Structural Steel Conference [C]. Beijing: Seismological Press, 2001. 962–966.
- [5] 雷宏刚. 螺栓球节点网架常幅疲劳试验数据再分析[J]. 钢结构, 2000, (增刊): 202–205.
- [6] 冯秀娟, 黄炳生, 林醒山. 网架悬挂吊车吊点的疲劳性能试验研究[J]. 东南大学学报, 1994, (5): 99–105.
- [7] 冯秀娟, 林醒山, 潘文, 等. 在悬挂吊车作用下螺栓球节点网架的疲劳性能[J]. 建筑结构学报, 1995, (8): 3–12.
- [8] 雷宏刚, 刘丽君, 闫亚杰, 等. 螺栓球节点网架中高强螺栓的疲劳影响因素分析[J]. 钢结构, 2002, (增刊): 217–222.
- [9] GB/T 16939–1997, 钢网架螺栓球节点用高强螺栓[S].

On the Notch Effects of High Strength Bolt in Grid Structures with Bolt-sphere Joints

LIU Li-jun

(Department of Civil Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

Abstract: Fatigue often occurs at joints for the grid structure with bolt-sphere joints (GSBSJ) loaded by suspension crane, especially for high strength bolts. Among many factors that cause fatigue fracture of high strength bolts, stress concentration is a dominant one. In this paper the fatigue crack growth in bolts is first presented. Then the single notch stress concentration for eight different kinds of bolts currently used in grid structures is studied based on finite element method. The influence of the bottom radius of screw thread on stress concentration is also discussed. To reduce the sensibility of notch in screw, some feasible methods are presented. The stress concentration coefficients obtained in the present study provide a foundation to further study and design GSBSJ using “hotspot stress amplitude”.

Key words: bolt-sphere joints; high strength bolt; stress concentration; notch effect; fatigue