2500 型压裂车主副车架刚性匹配的探究和仿真

何 畏 孙 宇 王向涛

西南石油大学,四川 成都 610500

摘要:

通过理论计算来探究 2500 型压裂车主副车架相互干涉的问题,证明了在产生干涉前主副车架的弯曲不匹配。运用 ANSYS Workbench 模拟仿真验证了理论分析的正确性,指出副车架对远离联接板的主车架翼缘处的干涉比较大。提出了一种实现主副车架刚性匹配的解决方案,即将副车架的壁厚由 5 mm 增大为 7.2 mm。利用“集中力接触法”验证了该方案的可行性,分析结果表明:主车架关键点的变形量大部分减小 10 %以上;主副车架间的相互干涉明显降低,降低值均大于 40 %。

关键词:

压裂车;主车架;副车架;刚性匹配;ANSYS

文献标识码:A

文章编号:1006-5539(2012)05-0078-05

0 前言

压裂的主要设备是压裂车,作用是把高压、大排量和具有一定粘度的液体挤入油层,当压出许多裂缝后,把支撑剂(如石英砂等)填充进裂缝,以提高油层的渗透能力,增加注水量(注水井)或产油量(油井)[1-2]。2500 型压裂车整车装备质量超过 50 t,车架作为压裂车中最主要的承载部分,除了起支撑作用,还要承受其它部件在运动中产生的各种力和力矩。复杂的承载情况决定车架必须满足弯曲刚度的要求,避免发生严重变形和开裂。在设计中应考虑副车架的自身结构、刚性分布等,需尽量符合主车架在承载状况下的变形规律,使副车架顺应主车架的弯曲、扭曲等情况,达到主副车架的刚性匹配[3-4]。而实际上主副车架是焊接在一起的,并且主副车架都属于刚体,二者不可能产生“穿透”现象,只能在上装时的巨大压力下通过相互干涉最终达到相同的弯曲状态[5]。这种干涉会在二者的叠合域产生应力集中,加快车架的损坏。如何通过理论计算和仿真实验来探究主副车架的干涉问题,提出一种实现主副车架刚性匹配的合理解决方案,是亟需解决的问题。

1 主副车架相互干涉的机理

在进行组合梁计算时,一般假设主副大梁弯曲后的接触面仍保持处处接触,假设主大梁的曲率半径为 ρ_z,副大梁的曲率半径为 ρ_f,主副大梁的弹性模量分别为 E_z、E_f,主副大梁的惯性矩分别为 I_z、I_f。根据材料力学的弯曲理论[6]可得:

$$\frac{1}{\rho_z}=\frac{M_z}{E_z I_z} \tag{1}$$

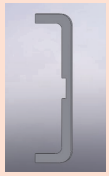
$$\frac{1}{\rho_f}=\frac{M_f}{E_f I_f} \tag{2}$$

收稿日期:
2012-05-25
基金项目:
“石油天然气装备”省部共建教育部重点实验室开放基金(2006STS01)。
作者简介:
何 畏(1961-),男,四川南充人,副教授,学士,主要从事石油钻采设备的设计与研究。

为了求主副大梁所分配的弯矩 M_z 和 M_f，往往还假设主副大梁的曲率半径近似相等：$\rho_z \approx \rho_f$。而主副大梁之间的干涉机理就存在于这个假设中。实际上在进行干涉前，主副大梁的曲率半径并不是近似相等的，当主副大梁的长度足够长时这种“不近似”是不能忽略的。

2500 型压裂车选用奔驰 4151 二类底盘，底盘采用边梁式主车架，2 根纵梁之间通过 5 根横梁联接；副车架由 2 根纵梁和 6 根横梁构成，通过止推板与主车架联接在一起。纵梁和横梁的材料均为 16 MnL，它具有良好的综合力学性能、焊接性能及低温冲击韧性[6]。因为材料相同，所以 $E_z=E_f$，若忽略横梁、联接板等附件对主副车架曲率的影响，则曲率取决于弯矩和惯性矩的比值，即 M/I 的值。为方便计算，利用 Solidworks 对主副大梁的惯性矩分别作了计算，见表 1。

表1　主副大梁的惯性矩

	三维截面	惯性矩 /mm⁴
主大梁 （主车架的纵梁）		$I_z=\int_A Z^2 dA=6.8\times10^7$
副大梁 （副车架的纵梁）		$I_f=\int_A Z^2 dA=2.0\times10^7$

通过计算得出 I_z/I_f 的值约为 3.4。所以只有当主副大梁所分配的弯矩比值 M_z/M_f 同样为 3.4 时，才能够达到主副大梁的弯曲完全匹配的理想效果。

相关文献[7]中指出主副大梁所承担的载荷之比约为 7:3，虽然此数据的计算是以主副大梁的联接完全采用骑马型螺栓为基础的，但是此数据可以作为计算的依据。而奔驰 4151 主副车架全部采用刚性联接，这可能导致主副大梁在不同的截面上所分配的弯矩比值不固定。主副大梁在联接板刚性联接部分的惯性矩计算应该把主副大梁作为一个整体来计算。因此在不同的车架截面上所采用的主副大梁曲率的计算方法也是不一样的。但是可以明确奔驰 4151 的车架在非联接板联接部分副大梁的刚性小于主大梁的刚性，即副车架的弯曲程度大于主车架的弯曲程度，见图 1。

2　仿真模拟奔驰 4151 主副车架的干涉

2.1　问题描述及条件假设

主副大梁弯矩分配的不确定性和横梁、翼板等对弯曲的影响问题，给计算车架主副大梁弯曲的不协调

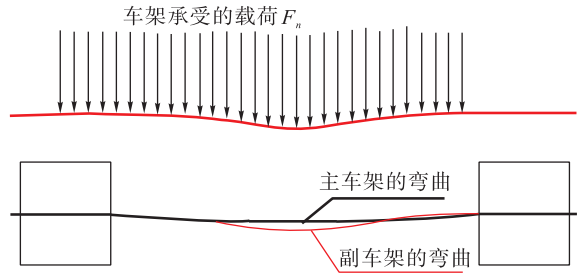


图 1　主副车架弯曲不匹配模拟图

性带来了极大困难。因此采用 ANSYS Workbench 仿真分析主副车架的干涉问题。为准确仿真车架主副大梁叠合域之间的干涉问题，假设满足以下条件：

a）必须保证除主副大梁弯曲这一变量之外，其他所有变量保持不变。

b）主副大梁必须在不产生相互干涉的情况下弯曲。

c）副大梁的力必须保证有效传递给主大梁。

前人研究发现主副大梁之间的力是以集中载荷的形式进行传递的[7]。副大梁将力传递给主大梁的途径：一是联接板；二是接触面。而 ANSYS Workbench 中设置接触关系是防止接触面之间的相互穿透，将力在两个相互接触体之间传递。因此，本文采用“集中力接触法”，即在主副大梁的接触面间不设置接触关系，其他叠合域进行相同的传力作用，以准确仿真模拟主副大梁之间的干涉[8]，见图 2。

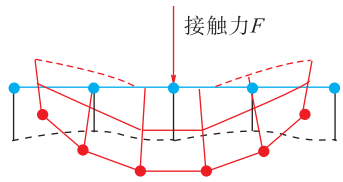


图 2　集中力接触法

2.2　仿真分析的步骤

a）将 ProE5.0 中的车架装配体模型导入 ANSYS Workbench 中。

b）设置材料和划分网格。

c）为实现主副车架间力的有效传递，利用 ANSYS 中特有的表面印记(Imprint Faces)功能，在主车架上翼面做出 6 个接触面。

d）手动设置接触关系，6 个接触面和副车架下端面设置为不分离(No Separation)接触，其他主副车架的接触面均不设置接触关系。

e）施加载荷和约束条件。本文仅分析车架的纯弯曲工况，参照相关文献[9]，车架的 8 个悬架处均设置为固定支架(Fixed Support)约束。

f）进行仿真计算。

2.3 仿真分析结果

选取某一截面上 6 个相互接触的关键点仿真结果，见表 2。其中，关键点 1、2、3 位于副大梁接触面上，分别对应的接触关键点 4、5、6 位于主大梁接触面上。

表 2 主副大梁接触关键点的变形

关键点	变形值 /mm	变形度 /(%)
1	1.045	4.5
4	0.998	
2	1.055	5.5
5	0.997	
3	1.065	6.5
6	0.996	

注：变形度的计算方法，对应接触关键点变形值之差除以变形值较大值的绝对值。

结果分析：采用“集中力接触法”时，主副大梁接触面上接触点的变形度从左至右逐渐变大。由材料力学分析可知，梁弯曲产生的变形与支点的数目和位置有关[10]。车架左端有联接板将主副车架联接到一起，因此，越靠近联接板的位置其变形越小。利用探针（Probe）在主副大梁接触面上同一直线从上到下连续测出了 9 个相邻数据，变化趋势见图 3。从图 3 可以看出主副大梁接触点的变形是不连续的，而且呈现出了一定的“跳跃性”。这种“跳跃性”说明在同一截面处主副车架的接触面上副车架的变形大于主车架的变形，同时也验证了主副车架之间存在干涉。

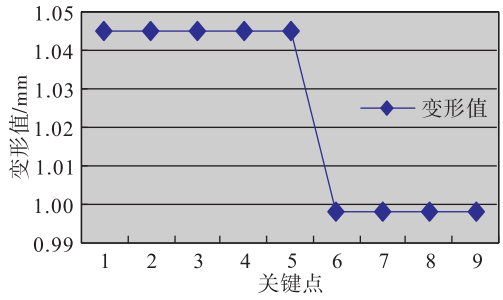


图 3 截面上 9 个关键点从上到下变形的变化趋势

3 实现主副车架刚性匹配的解决方案

3.1 理论计算

前面的仿真实验证明了奔驰 4151 主副车架的刚性是不匹配的，主副车架间存在相互干涉。现提出一种实现主副车架刚性匹配的解决方案，如果不考虑主副车架间的弯曲位移和联接板对主副车架弯矩分配的影响，在相对理想的状态下只要保证同一截面上的主副车架的曲率相等，即在非联接板位置若有：

$$\frac{M_z}{E_z I_z}=\frac{M_f}{E_f I_f} \tag{3}$$

那么理论上就可以实现主副车架的刚性匹配。

已知主副车架的弹性模量相同，在不考虑联接板影响的情况下 $M_z : M_f = 7:3$，且主车架的惯性矩不能改变，由表 1 知 $I_z = 6.8\times10^7\ \text{mm}^4$，由式(4)可推导出：

$$I_f = 2.91\times10^7\ \text{mm}^4 \tag{4}$$

假设副车架的厚度为 δ，由积分公式得：

$$I_f=\int_A (Z_1^2-Z_2^2)\mathrm{d}A \Rightarrow \frac{bh^3}{12}-\frac{(b-\delta)(h-\delta)^3}{12}=2.91\times10^7 \tag{5}$$

已知 b=160 mm，h=200 mm，求出壁厚 δ=7.2 mm。

3.2 仿真对比分析

副车架壁厚 5 mm 和 7.2 mm 的变形分析结果，见图 4、5。

分别选取不同壁厚的主车架上 10 个关键点的变形进行对比分析见表 3、图 6。

结果分析：从整体变形图 4、5 可看出，副车架的厚度增大为 7.2 mm 后，主副车架的整体协调性有明显改变。

从表 3、图 6 可以看出，当副车架的厚度增大为 7.2 mm 时，主车架关键点的变形值除 15、16、17 点外，均

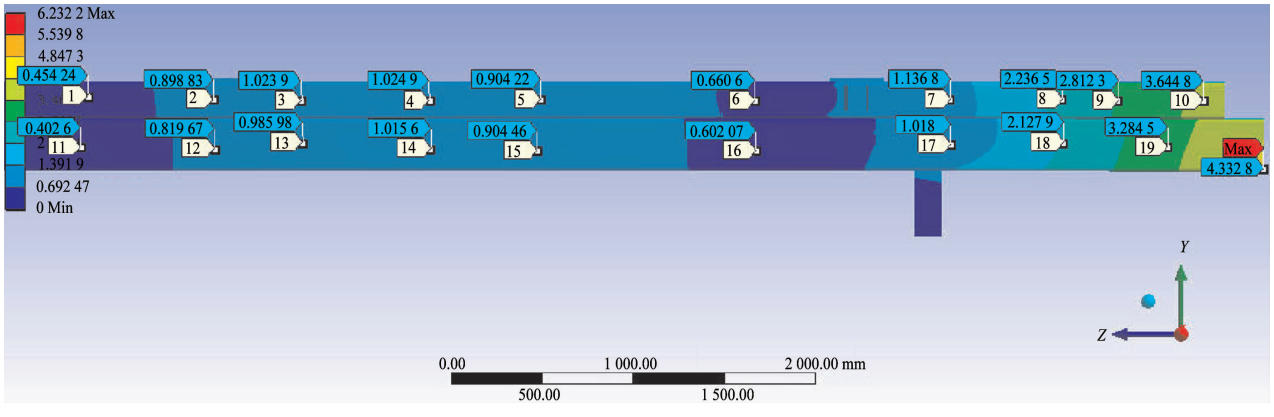


图 4 壁厚 5 mm 时变形图

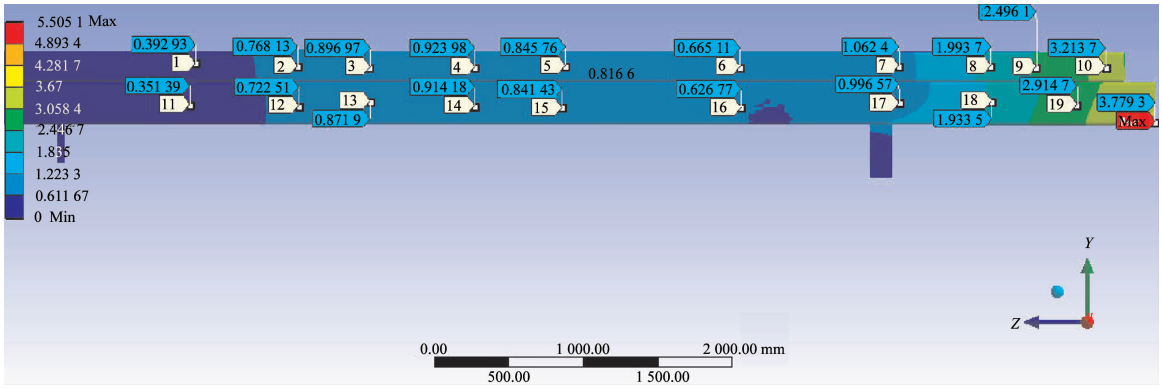


图 5　壁厚 7.2 mm 时的变形图

表3　不同壁厚主车架关键点的变形值对比

关键点	5mm 壁厚 /mm	7.2mm 壁厚 /mm	变形比 /(%)
11	0.403	0.351	13
12	0.820	0.723	12
13	0.986	0.872	12
14	1.016	0.914	10
15	0.904	0.841	7
16	0.602	0.627	–4
17	1.018	0.997	2
18	2.128	1.954	8
19	3.285	2.915	11
20	4.323	3.779	13

注：变形比的计算方法，5 mm 壁厚变形值减去 7.2 mm 壁厚变形值后除以 5 mm 壁厚变形值。

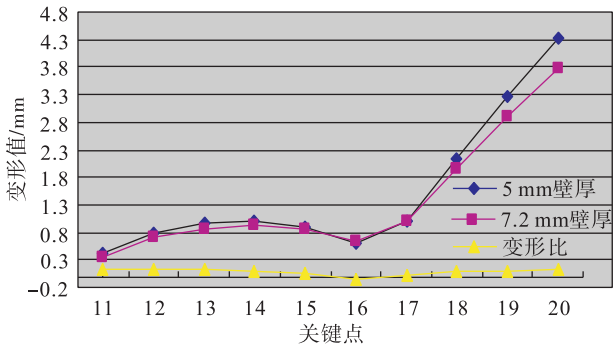


图 6　不同壁厚的主车架变形对比

呈现 10 %以上的减小。其主要原因除副车架的刚性变大从而通过联接板的作用使主车架的刚性也随之增大以外，主副车架间相互干涉的减小也对主车架整体变形减小起到了重要作用。关键点 16 的变形比为–4 %，其主要原因是主副车架间的力以集中力的形式传递，主副车架间弯矩的分配不是一个固定值，所以主车架变形值的增加也在情理之中。

3.3　“集中力接触法”验证方案的可行性

利用“集中力接触法”进行仿真分析，验证副车架的厚度为 7.2 mm 时，主副车架间的干涉情况。不同壁厚的车架同一截面相互接触的关键点变形值对比分析见表 4。其中，关键点 1、3、5 位于副大梁接触面上，分别对应的接触关键点 2、4、6 位于主大梁接触面上。

表4　主副车架接触关键点的变形值对比

关键点	5mm 壁厚 /mm	7.2mm 壁厚 /mm	5mm 差值 /mm	7.2mm 差值 /mm	降低率/(%)
1	1.136	1.011	—	—	—
2	1.002	0.933	0.134	0.078	42
3	1.148	1.014	—	—	—
4	1.007	0.933	0.141	0.081	43
5	1.158	1.019	—	—	—
6	1.000	0.932	0.158	0.087	45

注：降低率的计算方法，对应接触关键点 5 mm 壁厚变形差值减去 7.2 mm 壁厚变形差值后除以 5 mm 壁厚变形差值。

结果分析：从仿真结果看出，当副车架的壁厚增加为 7.2 mm 时，主副车架间的相互干涉明显降低，降低率均大于 40 %。因此，将副车架壁厚增加为 7.2 mm 以实现主副车架刚性匹配的方案是可行的。

4　结论

通过理论分析计算证明了主副车架间存在相互干涉，并且在产生干涉前主副车架的弯曲是不匹配的，副大梁的弯曲程度大于主大梁弯曲程度。运用 ANSYS Workbench 模拟仿真验证了理论分析的正确性，同时发现副车架对远离联接板的主车架翼缘处的干涉比较大，应采取相应的措施减少对主车架翼缘处的干涉程度，如选取合适的刚性联接板的数量以及合理的联接方式。提出了一种实现主副车架刚性匹配的解决方案，若副车架的壁厚由 5 mm 增大为 7.2 mm，则主车架关键点的变形值大部分减小 10 %以上，并且利用“集中力接触法”仿真得出主副车架间的干涉降低了 40 %以上。

参考文献：

[1] 李继志，陈蓉振. 石油钻采机械概论[M]. 山东：中国石油大学出版社，2006，53.

[2] 赵　杰，罗森曼，张　斌. 页岩气水平井完井压裂技术综述[J]. 天然气与石油，2012，30(1)：48-51.

[3] 姚　杰，刘　坤. 1241 型重型卡车主、副车架的各种联接方案下刚度计算对比分析[J]. 辽宁师专学报，2007，9(2)：83-86.

[4] 吴汉川，刘　健，庞　军，等. 2500 型压裂车副车架拓扑优化及分析[J]. 石油矿场机械，2012，41(3)：18-20.

[5] 吴汉川. 我国压裂设备现状及国产装备研发目标[J]. 石油机械，2008，36(9)：154-158.

[6] 戴葆青. 材料力学[M]. 北京：北京航空航天大学出版社，2009，138.

[7] 历　辉，李万琼. 货车车架的等效载荷简化[J]. 汽车工程，1994，16(5)：310-314.

[8] 凌桂龙，丁金滨，温　正. ANSYS Workbench 13.0 从入门到精通[M]. 北京：清华大学出版社，2012，329.

[9] 钟　厉，李正网. 应用 ANSYS 对汽车车架进行结构优化设计[J]. 四川兵工学报，2009，30(4)：5-7.

[10] 刘　俊，马东方. 大长径比汇气管采用双鞍座的安全可靠性分析[J]. 天然气与石油，2007，25(2)：57-59.