

FPSO货油外输系统管道应力分析

陈国刚

上海中远海运重工有限公司 上海 200231

摘要: FPSO是浮式生产储卸油装置的简称,是英文Floating Production Storage and Offloading的缩写,用于将处理后的原油储存于货油储存舱中,并定期外输至穿梭油轮;本文结合现有项目案例,基于CAESAR II管道应力分析软件进行货油外输系统管道应力分析,目的是确保货油外输系统的稳定运行。

关键词: FPSO; 管道应力分析

引言

本文以一条30万吨级的FPSO货油外输系统管路为研究对象,使用CAESAR II软件采用组合工况分析方法对操作工况下的管道应力、约束载荷及位移等进行评估,并对法兰泄漏、设备管口强度等进行校核,为管道分析计算累计经验。

1 货油外输系统管道所承受的载荷:

载荷类型见表1:

表1 载荷类型对比表

序号	载荷类型	载荷特点
1	持续性载荷	载荷随着管道变形不变化,如重力、压力载荷、加速度载荷。
2	热胀载荷	温度变化,管道产生推力,热胀推力随着管道变形而减小。
3	位移载荷	由船体结构变形引起的载荷。
4	偶然载荷	力不是持续作用的,不因结构变形而减小,如风载、爆炸载荷等。

1.1 持续性载荷

伴随结构的变形而不变化,如重力,压力,对管路造成破坏非常严重,如超出材料的屈服强度,对材料产生不可逆转的屈服变形,可以通过增加支架抵消持续性载荷。

1.2 热胀载荷

温度变化,管道产生热胀推力。管道产生变形,热胀推力随管道变形逐渐减小。与疲劳相关,与管道长度无关。

1.3 位移载荷

FPSO船体产生的位移载荷主要是由船体结构中垂和中拱变形产生的,导致船体结构中垂和中拱变形的主要原因由两个方面。一个是FPSO在满载的时候,船中区域结构会下垂,产生中垂;在空载的时候,船中区域结构

会向上拱起,产生中拱。另一个是由波浪引起的船体结构的中垂和中拱。这种结构的变化会导致货油外输管道支架相对距离随着一起发生改变,在应力分析中,中垂和中拱产生的变化通过在支架上增加的附加位移来实现。

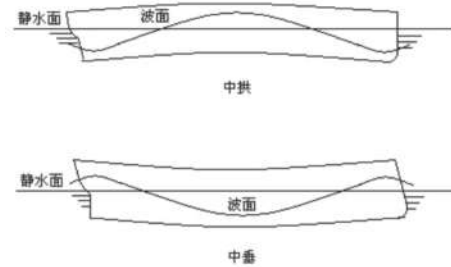


图1 中垂中拱示意图

1.4 波浪载荷

波浪载荷并不与管道直接作用,波浪载荷通过船体结构和支架传递给管道,波浪载荷一直作用于船体结构,所以管道产生的惯性载荷是一直存在的,可以考虑作为静载荷的施加。为了简化计算,按照最大加速度值进行考虑,船舶加速度参考值见表2。

表2 船舶加速度参考表

加速度方向	加速度(g)
X 船长方向	0.033
Y 船宽方向	0.068
Z 纵向	0.13

1.5 风载

由于货油外输管路布置于露天环境,需要考虑风载。风速是基于FPSO服务地点巴西坎波斯盆地油田的环境参数选取(高于海平面10米,百年一遇的3秒阵风风速36 m/s考虑),风速与相对海平面高度的对应关系如下:

$$V_z = V(Z/10)^{0.12} \quad (1)$$

V_z 为相对于海平面高度为Z的风速;

V 为36 m/s;

Z 为相对于海平面高度(m)。

作者简介: 陈国刚(1976-),男,籍贯辽宁铁岭人,高级工程师,本科,主要从事于船舶设计工作。

1.6 爆炸载荷

主甲板区域管道爆炸动态阻力压力为15 KPa（参考火灾与爆炸风险评估报告），管道设计爆炸载荷选取爆炸动态阻力压力的1/3（依据DNVGL-RP-D101挪威船级社规范的要求）同时考虑DLF(动态负载系数)为1.5。^[1]

$$\text{爆炸载荷} = 1/3 * 15 * 1.5 = 7.5 \text{ KPa} \quad (2)$$

2 货油外输系统管道应力的组成:

管道系统主要由管道、阀门、仪表、管道附件、管道支撑和设备等构成。管道系统受到外部载荷种类很多，对应管路的变形也是多种多样，但是管道变形主要体现为拉伸或压缩变形、剪切变形、扭转变形、弯曲变形四种基本形式，产生的应力如下:

2.1 轴向应力

轴向应力是指作用方向平行于管道轴线的正应力，轴向应力主要由管道的轴向力产生的应力、管道内部压力产生的应力和管道弯曲产生的应力三部分组成。轴向应力计算公式:

$$S_L = F_{AX}/A_m + PD_i^2/(D_o^2 - D_i^2) + M_b/Z \quad (3)$$

S_L 为管道轴向正应力 (MPa) ;

F_{AX} 为管道截面上的轴向力 (N) ;

A_m 为管道截面上横截面积 (mm^2) ;

P 为管道内部压力 (MPa) ;

D_i 为管道内径 (mm) ;

D_o 为管道外径 (mm) ;

M_b 为作用在管道横截面上的弯矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) ;

Z 为管道抗弯截面系数 (mm^3) 。

2.2 周向应力

周向应力是另一类在管道中出现的方向垂直于管道轴线的正应力，它是由管道的压力引起的，它的方向与管壁圆周的切线方向平行。周向应力计算公式:

$$S_H = P(R_i^2 + R_i^2 R_o^2 / R^2) / (R_o^2 - R_i^2) \quad (4)$$

S_H 为管道周向应力 (MPa) ;

P 为管道内部压力 (MPa) ;

R_i 为管道内径 (mm) ;

R_o 为管道外径 (mm) ;

R 为应力作用点在径向的位置 (mm) 。

2.3 径向应力

径向应力是作用在管道壁上的正应力，它是由管道的内压力引起的，它的方向与管道半径的方向平行。径向应力的变化范围是从管道内壁表面上的内压力值到等于管道外表面上的大气压值之间。径向应力计算公式:

$$S_r = P(R_i^2 - R_i^2 R_o^2 / R^2) / (R_o^2 - R_i^2) \quad (5)$$

S_r 为压力引起的径向应力 (MPa) ;

P 为管道内部压力 (MPa) ;

R_i 为管道内径 (mm) ;

R_o 为管道外径 (mm) ;

R 为应力作用点在径向的位置 (mm) 。

2.4 剪切应力

剪切应力作用在与材料晶体结构平面平行的方向，并且由可能使相连晶体结构平面产生相互滑移的趋势。扭转产生剪切应力计算公式:

$$\tau_{\max} = M_T C / R \quad (6)$$

τ_{\max} 为扭转产生的剪切应力 (MPa) ;

M_T 为作用在管截面的扭矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) ;

C 为管截面上分析点到扭转中心的距离 (mm) ;

R 为抗弯截面系数 (mm^4) 。

作用在管道界面上的剪切力产生的剪应力公式:

$$\tau_{\max} = VQ / A_m \quad (7)$$

τ_{\max} 为管道的剪切应力 (MPa) ;

V 为作用在管道上的剪切力 (N) ;

Q 为无量纲剪切系数;

为管道截面上横截面积 (mm^2) 。

3 货油外输系统应力校核内容:

3.1 持续载荷作用下应力校核:

管道在重力、内压和其它持续性载荷作用下，依据ASME B 31.3 302.3.5的要求：^[2]

$$S_L \leq S_h \quad (8)$$

S_L 为持续载荷应力;

S_h 为材料在设计温度下的许用应力。

3.2 偶然载荷作用下应力校核:

管道在持续载荷和风载等偶发载荷作用下，依据ASME B 31.3 302.3.6的要求：^[2]

$$S_{\text{occ}} \leq 1.33 S_h \quad (9)$$

S_{occ} 为偶然载荷应力;

S_h 为材料在设计温度下的许用应力。

3.3 位移应力校核:

位移应力是由管道热胀和冷缩、船体变形产生的应力。依据ASME B 31.3 302.3.5的要求：^[2]

$$S_A = f[1.25 (S_c + S_h) - S_L] \quad (10)$$

S_A 为许用位移应力;

S_c 为材料在冷态温度下的需用应力;

S_h 为材料在热态温度下的需用应力;

S_L 为持续载荷应力;

f 为管道应力范围减小系数。

3.4 爆炸载荷应力校核:

$$S_{\text{occ}} \leq 1.8 S_h \quad (11)$$

S_{occ} 为偶然载荷应力；

S_h 为材料在设计温度下的许用应力。

4 货油外输管道工况组合及分析方法：

在执行管道应力计算的时候，有两种分析方法，一种是组合工况法，一种是独立载荷法。组合工况法是将所有同时发生的载荷在同一个基本工况中考虑，在根据基本工况的组合运算来得到单一载荷作用引起的管道应力，进而在组合成其它工况进行运算。独立载荷法是将同类载荷在基本工况中单独算出，再利用线性叠加原理在组合工况中对基本工况计算结果进行叠加，得到不同类载荷同时作用时的管道应力，这种工况设置的方法前提是必须是线性系统，不考虑摩擦力和支架间隙等非线性约束^[3]。

基于如上两种分析方法的对比，本项目采用组合工

况法进行分析。

4.1 货油外输系统设计条件

货油外输系统设计参数及材料属性见表3。

表3 货油外输系统设计参数及材料属性表

系统设计参数		材料属性	
设计压力(MPa)	1.6	弹性模量 (KPa)	2.036E+8
水压试验压力 (MPa)	2.4	泊松比	0.2920
环境温度 (°C)	17	屈服强度 (KPa)	241316.5
设计温度 (°C)	55	热态需用应力 (KPa)	137895
操作温度 (°C)	55	冷态需用应力 (KPa)	137895
流体密度 (kg/m ³)	830	管道阻力系数	钢质材料之间: 0.3
系统设计寿命 (年)	30	管道阻力系数	钢制与PTFE:0.1

4.2 货油外输系统管路模型

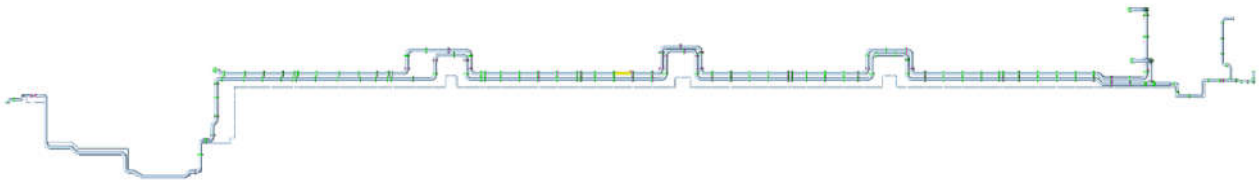


图2 货油外输系统管路三维模型

4.3 操作条件下货油外输系统工况

操作工况下货油外输管路主要受到管道本身重力、管道系统压力、输送介质重力等，同时温度变化、风载、船体加速度、结构变形等因素也会影响管道受力情况，基于ASME B31.3工艺管道应力分析方法，采用工

况组合分析方法，对管道应力进行评估。其中水压试验工况 (HYD) 1种；操作工况(OPE)67种；位移应力工况 (EXP)8种；持续工况(SUS)1种；偶然载荷工况(OCC)19种；疲劳分析工况 (FAT) 2种。操作工况下货油外输系统工况组合见表4。

表4 操作工况下货油外输系统工况组合示例表

工况	载荷组合	类型	工况	载荷组合	类型
1	WW+HP	HYD	73	L73 = L4-L2	EXP
2	W+P1+H	SUS	74	L74 = L5-L2	EXP
3	W+T1+P1+H+D4	OPE	75	L75 = L72-L73	EXP
4	W+T2+P1+H+D5	OPE	76	L76 = L6-L3	EXP
5	W+T3+P1+H+D6	OPE	77	L77 = L7-L3	EXP
6/7/8	W+T1+P1+H+D1/D2/D3+D4	OPE	78	L78 = L8-L3	EXP
9/10	W+T1+P1+H+ D1+D4+WIN1/WIN2	OPE	79	L79 = L75+L76+L77+L78	EXP
11	W+T1+P1+H+D1+D4+F1	OPE	80	L80 = L9-L6	OCC
12-19	W+T1+P1+H+D1+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	81	L81 = L10-L6	OCC
20-27	W+T1+P1+H+D1+D2+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	82	L82 = L11-L6	OCC
28-35	W+T1+P1+H+D1+D3+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	83	L83 = L80+L81	OCC
36	W+T1+P1+H-D1+D4+WIN1	OPE	84	L84 = L2+L82	OCC
37	W+T1+P1+H-D1+D4+WIN2	OPE	85	L85 = L2+L71	OCC
38	W+T1+P1+H-D1+D4+F1	OPE	86	L86 = L2+L83	OCC

续表:

工况	载荷组合	类型	工况	载荷组合	类型
39-46	W+T1+P1+H-D1+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	87	L87 = L82+L85	OCC
47-54	W+T1+P1+H-D1+D2+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	88	L87 = L83+L85	OCC
55-62	W+T1+P1+H-D1+D3+D4 ± U1 ± U2 ± U3	OPE	89	L89 = L84,L85,L86,L87,L88	OCC
63	L63 = L12-L6	OCC	90	L90 = L75	FAT
64	L64 = L13-L6	OCC	91	L91 = L71+2L76	FAT
65	L65 = L14-L6	OCC	92	L92 = L6+L71+L77+L82+L83	OPE
66	L66 = L15-L6	OCC	93	L93 = L6+L71+L78+L82+L83	OPE
67	L67 = L16-L6	OCC	94	L94 = L36+L71+L77+L82+L83	OPE
68	L68 = L17-L6	OCC	95	L95 = L36+L71+L78+L82+L83	OPE
69	L69 = L18-L6	OCC	96	L96 = L1,L2,L3,...,L62,L92,L93,L94,L95	OPE
70	L70 = L19-L6	OCC	97	L97 = L1,L2,L3,...,L62,L92,L93,L94,L95	OPE
71	L71 = L63,L64,L65,...,L70	OCC	98	L97 = L1,L2,L3,...,L62,L92,L93,L94,L95	OPE
72	L72 = L3-L2	EXP			

上表中, OPE为操作工况; SUS为持续工况; OCC为偶然工况; EXP为膨胀工况; FAT为疲劳工况; W为管道、介质和绝缘重量; WW为管道注满水重量; WNC为管道无介质重量; T1为最大设计温度; T2为最低设计温度; T3为操作温度; P1为设计压力; HP为水压试验压力; H为弹簧载荷; U1为X方向加速度; U2为Y方向加速度; U3为Z方向加速度; WIN1为X方向风载; WIN2为Y

方向风载; D1为结构位移; D2为中垂位移; D3为中拱位移; F为动态载荷。

4.4 管道应力结果分析

基于98种工况组合, 结合ASME B31.3工艺管道的要求, 所有点的在不同工况下的应力值都低于管道的允许值, 满足设计要求。选取部分节点管道应力与对应工况下材料许用应力进行对比见表5。

表5 部分节点管道应力与对应工况下材料许用应力对比表

工况	载荷组合	类型	最大应力 (KPa)	位置	许用应力 (HYD)	许用应力 (SUS)	许用应力 (OCC)	许用应力 (EXP)	应力百分比%
					(KPa)	S _b (KPa)	1.33S _b K(Pa)	S _A (KPa)	
L1	WW+HP+H	HYD	58554.7	3800	241316.4				24.3
L2	W+P1+H	SUS	60359.7	3800		137895.1			43.8
L72	L3-L2	EXP	80527.2	17098				206842	38.9
L73	L4-L2	EXP	17054.9	14489				206842	8.2
L74	L5-L2	EXP	80527.2	17098				206842	38.9
L75	L72-L73	EXP	80945.3	17098				206842	39.1
L76	L6-L3	EXP	79305.0	16529				206842	38.3
L77	L7-L3	EXP	67848.4	16529				206842	32.8
L78	L8-L3	EXP	56279.6	15790				206842	27.2
L79	L75+L76+L77+L78	EXP	152271.8	16529				206842	73.6
L89	L84,L85,L86,L87,L88	OCC	64457.1	3800			183400.5		35.1

4.5 支架支反力结果分析
以1030节点为例, 在不同工况下产生的不同方向的受

力值汇总如下, 并筛选出三个方向最大受力值, 用于支架的选择和支架强度的校核, 1030点支反力汇总见表6。

表6 1030点支反力汇总表

1030节点	工况	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)	M _x (N.m)	M _y (N.m)	M _z (N.m)
	1(HYD)	32947	-3048	-34821	0	0	0
	2(SUS)	55	0	-31075	0	0	0

续表:

1030节点	工况	$F_x(N)$	$F_y(N)$	$F_z(N)$	$M_x(N.m)$	$M_y(N.m)$	$M_z(N.m)$
	71(OCC)	-328	320	-155	0	0	0
	92(OPE)	111529	12763	-42069	0	0	0
	93(OPE)	114309	9086	-25463	0	0	0
	94(OPE)	114754	11220	-29355	0	0	0
	95(OPE)	117534	7543	-12749	0	0	0
	96(OPE)	117534	12763	-12749	0	0	0
	97(OPE)	55	-4451	-42069	0	0	0
	98(OPE)	117534	12763	-42069	0	0	0
	MAX	117534/L95	12763/L92	-42069/L92			

F_x 、 F_y 、 F_z 为三个方向受力； M_x 、 M_y 、 M_z 为三个方向的扭矩。

4.6 最大位移结果分析

以操作工况下“W+T1+P1+H+D4”工况组合为例

(选取部分节点)，对X、Y、Z三个方向的线位移和角位移进行评估，管道发生位移量满足系统安全操作要求，部分节点位移量见表7。

表7 部分节点位移量示例表

节点	D_x (mm)	D_y (mm)	D_z (mm)	R_x (deg)	R_y (deg)	R_z (deg)
1000	1.295	-1.032	-0.425	-0.0030	-0.0034	-0.0330
1010	1.362	-1.119	-0.416	-0.0030	-0.0034	-0.0330
1019	1.674	-0.930	-0.253	0.0032	-0.0158	0.0422
1020	0.807	-0.121	-0.055	0.0044	-0.0169	0.0714
1030	0.000	0.183	0.000	0.0035	-0.0164	0.0681
1031	0.000	0.000	0.000	0.0000	0.0000	0.0000
1040	-2.544	1.416	0.046	-0.0020	-0.0144	0.0494
1050	-2.670	1.482	0.041	-0.0020	-0.0144	0.0493

D_x 、 D_y 、 D_z 为三个方向线位移； R_x 、 R_y 、 R_z 为三个方向角位移。

4.7 法兰泄漏结果分析

法兰泄露的校核方法主要有Kellogg当量压力法，ASME Section VIII 应力计算法和NC 3658.3最大屈服强度分析法。

本文以操作工况下“W+T1+P1+H+D4”工况组合为例(选取部分节点)，基于NC-3658.3最大屈服强度分析方法进行计算，每一个法兰点在所有操作工况下产生的最大应力与法兰在设计温度下所能承受的屈服极限进行对比评估，分析结果法兰不会出现泄漏，部分节点法兰泄漏分析见表8。

表8 部分节点法兰泄漏分析示例表

节点	扭矩(N.m)	弯矩(N.m)	螺栓圆直径 (mm)	螺栓横截面积和 (mm ²)	法兰应力 (Kpa)	法兰屈服极限 (Kpa)	应力比值%
1000	15456	43345	977.90	25399.60	20103.2	247999.9	8.11
1050	23118	73747	977.90	25399.60	34203.7	247999.9	13.79
1085	25372	38505	977.90	25399.60	17858.6	247999.9	7.20
1110	28240	37341	977.90	25399.60	17318.6	247999.9	6.98

4.8 货油泵泵口载荷结果分析

以6800节点货油外输绞车接口和18270节点货油外输计量装置接口载荷为例对设备接口载荷进行校核,泵口

承受的载荷在水压试验工况，持续工况和操作工况下，都低于泵口强度的极限值，满足技术要求，6800节点和18270节点设备接口载荷见表9。

表9 6800节点和18270节点设备接口载荷分析示例表

		Fa(N)	Fb(N)	Fc(N)	Ma(N.m)	Mb(N.m)	Mc(N.m)
6800节点	极限值	40000	30000	40000	52000	60000	52000
	1(HYD)	-2395	-4725	-2471	965	5321	-310
	2(SUS)	-87	-5931	-1410	347	3345	-2330
	98(OPE)	-2395	-5931	-13185	5903	31959	10192
	18270节点	48000	36000	48000	115200	99840	99840
18270节点	1(HYD)	24960	6674	-1430	-18880	9446	-2564
	2(SUS)	22696	5839	-1271	-17111	9142	-2690
	98(OPE)	24960	14065	-10257	-32384	-12799	5555

4.9 爆炸工况和水锤分析

爆炸载荷分析基于所承受管道本身重力、管道系统压力、输送介质重力、温度载荷、爆炸载荷、结构位移等因素影响，基于ASME B31.3工艺管道应力分析方法，采用工况组合分析方法，对23种工况进行了评估。其中水压试验工况（HYD）1种；操作工况(OPE)10种；偶然载荷工况(OCC)12种对管道应力，支架支反力及法兰泄漏进行评估，结果满足设计要求。

水锤分析基于突然关闭货油外输系统阀门及停止货油输送泵的情况下，同样采用组合分析方法，对持续工况(SUS) 1种；操作工况(OPE)3种；偶然载荷工况(OCC)23种分别对管道应力，支架支反力及法兰泄漏进行评估，结果满足设计要求。

5 结语

本文对操作工况下FPSO货油外输系统管道所承受

的载荷进行汇总和对比研究，对管道承受的应力进行归类，对管道不同工况的应力校核内容进行说明，结合实际项目对管道应力大小、管道支架支反力大小、管道位移量、法兰的泄漏和设备接口载荷等进行了综合性的分析和评估，确保了货油外输系统的安全运行。

参考文献

- [1] DNV. Structural Analysis of Piping System:DNVGL-RP-D101 [S]. 2017
- [2] ASME. Processing Piping: ASME B31.3 [S]. 2020
- [3] 纪志远, 李蕾.FPSO 上部mo看管道应力分析工况研究 [J]. 辽宁化工, 2021 (50): 238-240.
- [4] 李刚, 王战勇, 张飞, 等.MODEC 项目FPSO上部模块管道应力的分析计算方法 [J]. 中国造船, 2009 50 (增刊): 262-266.