

PDF issue: 2024-06-17

有限要素解析による管フランジ締結体の締付けおよ び力学的特性の評価に関する研究

高木,知弘

<mark>(Degree)</mark> 博士(工学)

(Date of Degree) 2003-03-31

(Date of Publication) 2007-08-09

(Resource Type) doctoral thesis

(Report Number) この003

(URL) https://hdl.handle.net/20.500.14094/DS200003

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



神戸商船大学博士論文

有限要素解析による 管フランジ締結体の締付けおよび 力学的特性の評価に関する研究

2003 年 1 月

高木知弘

目 次	•
-----	---

第1章	緒論		1
1.1	研究の	背景	1
	1.1.1	トルク法によるボルトの締付け	2
	1.1.2	管フランジ締結体とガスケットの非線形特性........	3
	1.1.3	管フランジ締結体の力学的特性の評価手法	9
	1.1.4	弾性相互作用	9
1.2	研究の	目的と論文の構成	12
	1.2.1	研究の目的	12
	1.2.2	論文の構成	13
第Ⅰ部	単-	-ボルトの締付け過程における力学的特性の評価	17
	1 11 4		
第2章	トルクス	法によるホルト締付け過程の刀字的特性について	19
2.1	緒言		19
2.1 2.2	緒言 実験方		19 20
2.12.22.3	緒言 実験方 実験結	·····································	19 20 21
2.12.22.3	緒言 実験方 実験結 2.3.1	····································	19 20 21 21
2.12.22.3	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2	: :::::::::::::::::::::::::::::::::::	 19 20 21 21 22
2.12.22.32.4	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方	法	 19 20 21 21 22 26
2.12.22.32.4	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1	法	 19 20 21 21 22 26 26
2.12.22.32.4	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1 2.4.2	法	 19 20 21 21 22 26 26 27
2.12.22.32.4	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1 2.4.2 2.4.3	法	 19 20 21 21 22 26 26 27 27
2.12.22.32.4	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1 2.4.2 2.4.3 2.4.4	法	 19 20 21 21 22 26 26 27 27 27
 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 	緒言 実験方 実験結 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1 2.4.2 2.4.3 2.4.4 解析結	法	 19 20 21 21 22 26 26 27 27 27 28
 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 	緒言 実験だ 2.3.1 2.3.2 解析方 2.4.1 2.4.2 2.4.3 2.4.4 解析結 2.5.1	法	 19 20 21 21 22 26 26 27 27 27 27 28 28

2.6	考察		31
2.7	結言		34
第3章	ボルト	締付け過程の弾塑性有限要素解析	35
3.1	緒言		35
3.2	解析方	ī法....................................	36
	3.2.1	軸対称モデルを用いた三次元解析	36
	3.2.2	接触問題................................	36
	3.2.3	解析条件...............................	37
	3.2.4	有限要素モデル	38
3.3	実験方	ī法....................................	40
3.4	解析結	課	42
	3.4.1	ボルト軸応力と伸びおよびナット回転角の関係	42
	3.4.2	塑性域の広がり	43
	3.4.3	各応力成分の変化............................	45
	3.4.4	ねじ山荷重分担率の変化......................	47
	3.4.5	ボルト呼び径の影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	47
3.5	考察		49
3.6	結言		50
第II音	⑧ 金	属平形ガスケットを用いた管フランジ締結体の特性評価	51
第4章	管フラ	ンジ締結体のボルト 締付けシミュレーション	53
4.1	緒言		53
4.2	解析方	ī法....................................	54
	4.2.1	接触問題................................	54
	4.2.2	全体剛性方程式	54
	4.2.3	解析モデル	56
	4.2.4	ボルト軸力の与え方	57

 4.3 実験方法
 52

 4.4 ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合
 62

	4.4.1	フランジ座面形状の影響と解析手法の妥当性・・・・・・・・・	62
	4.4.2	管フランジの呼び径の影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	64
4.5	締結完	E了時の均一なボルト軸応力を目的とする場合	66
4.6	結言		68
第5章	管フラ	ンジ締結体の内圧負荷特性におよぼすフランジ形状の影響	69
5.1	緒言		69
5.2	解析方	5法...................................	70
	5.2.1	はめ合いねじ部等価高さ.....................	70
	5.2.2	解析モデル	71
	5.2.3	境界条件..............................	72
5.3	実験方	5法..................................	73
5.4	解析繑	ま果と考察	75
	5.4.1	ボルト軸応力と解析手法の妥当性	75
	5.4.2	フランジ座面圧力........................	78
	5.4.3	ボルト本数の影響.........................	80
	5.4.4	フランジ厚さの影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	81
5.5	結言		83
第6章	金属平	形ガスケット付き管フランジ締結体の荷重負荷特性の評価	84
6.1	緒言		84
6.2	解析方	5法..................................	85
	6.2.1	解析モデル	85
	6.2.2	境界条件..............................	86
	6.2.3	解析の進め方	86
6.3	実験方	5法...................................	88
6.4	内圧の)みが作用する場合	89
	6.4.1	ボルト軸応力の変化	89
	6.4.2	初期締付け時のガスケット座面圧分布	90
	6.4.3	ガスケット座面圧分布変化.....................	91
6.5	内圧と	・曲げが同時に作用する場合 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	92

6.6	結言		97
	6.5.2	ガスケット座面圧分布変化......................	94
	6.5.1	ボルト軸応力の変化..........................	92

第III部 ガスケットの非線形挙動を考慮した管フランジ締結体の特 性評価 99

第7章	ガスケ	ットの応力−ひずみ関係の同定	101
7.1	緒言		101
7.2	試験方	5法..................................	102
	7.2.1	試験ガスケット	102
	7.2.2	試験手順................................	104
7.3	応力	ひずみ関係の同定手順と同定結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	107
7.4	結言		112
第8章	管フラ	ンジ締結体のボルト締付け過程の有限要素解析	113
8.1	緒言		113
8.2	解析方	5法..................................	114
	8.2.1	増分計算...............................	114
	8.2.2	一次元ガスケット要素	114
	8.2.3	接触問題...............................	115
	8.2.4	全体剛性方程式	115
	8.2.5	解析モデル	116
	8.2.6	解析手順	116
8.3	実験方	ī法....................................	120
8.4	解析結	課	121
	8.4.1	ボルト軸力の変化..........................	121
	8.4.2	ボルト締付け過程の管フランジの変形	123
	8.4.3	ガスケット座面圧分布の変化	123
	8.4.4	3回の締付け作業	125
8.5	結言		126

第	9章	管フラ	ンジ締結体のボルト 締付け 手順の評価		128
	9.1	緒言			. 128
	9.2	解析方	ī法....................................		. 129
		9.2.1	解析対象と有限要素モデル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		. 129
		9.2.2	解析条件............................		. 131
	9.3	解析手	法の実用性の検討		. 132
		9.3.1	実験方法............................		. 132
		9.3.2	ボルト軸力の影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		. 134
		9.3.3	複数回の締付け作業・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		. 134
	9.4	解析結	課		. 136
		9.4.1	ボルト軸力の変化.......................		. 136
		9.4.2	平均ボルト軸力の変化		. 141
		9.4.3	ガスケット座面圧力分布変化		. 143
		9.4.4	締付け軸力のばらつきの影響		. 145
	0.5	结言			150
	3.0	ᄴᆈᄆ		•••	. 100
第	9.0 10章	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討		152
第	9.9 10章 10.1	が日 有限要語 緒言	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討		152 . 152
第	5.5 1 0章 10.1 10.2	「日 有限要注 緒言 ガスケ	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 	· · ·	152 . 152 . 153
第	9.5 1 0章 10.1 10.2	が日日 有限要言 緒言 ガスケ 10.2.1	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · ·	152 . 152 . 153 . 153
第	10章 10.1 10.2	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · ·	152 . 152 . 153 . 153 . 153 . 158
第	 10章 10.1 10.2 10.3 	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · · · ·	 150 152 153 153 158 160
第	 10章 10.1 10.2 10.3 	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · · · · ·	 150 152 153 153 153 158 160 161
第	 10章 10.1 10.2 10.3 	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · · · · · · ·	 150 152 153 153 153 158 160 161 167
第	 10章 10.1 10.2 10.3 10.4 	有限要	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	· · · · · · · · · · ·	 152 152 153 153 153 158 160 161 167 168
第	10章 10.1 10.2 10.3 10.4 10.5	和 有限 言 ガスク 10.2.1 10.2.2 剛 10.3.1 10.3.2 三 三 二 一 一 二 一 一 一 一 一 一 一 一 二 一 一 一 一 一 二 一 一 一 一 一 二 一 一 一 二 二 一 一 二 二 一 二 二 二 一 二 二 二 二 二 二 二 二 二 二 二 二 二	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、 、	· · · · · · · · · · · · · ·	 150 152 153 153 153 158 160 161 167 168 170
第	 10章 10.1 10.2 10.3 10.4 10.5 11章 	有 緒 ガ 10.2.1 10.2.2 10.3.1 10.3.2 ラ 前 次 二 一 一 一 一 一 一 一 一 一 一 一 一 一	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 ットのモデル化の検討 ボルト締付け解析に対するガスケットのモデル化の影響 負荷曲線と除荷曲線のヤング率の影響 ここの管フランジのボルト締付け手順の検討 Install の影響 ここの影響 シジ締結体のボルト締付け指針 なボルト 締付け手順の検討	· · · · · · · · ·	 150 152 153 153 153 153 153 153 160 161 167 168 170 172
第第第	10章 10.1 10.2 10.3 10.4 10.5 11章 11.1	有緒ガ10.2.1 10.2.2 10.3.1 10.3.2 ラ 前 に 前 が が が が が が に の に の に の の の の の の の の の	素解析による管フランジ締結体のボルト締付け指針の検討 ットのモデル化の検討 ボルト締付け解析に対するガスケットのモデル化の影響 負荷曲線と除荷曲線のヤング率の影響 こころうンジのボルト締付け手順の検討 Installの影響 Install 時に締付けるボルト本数の影響 シジ締結体のボルト締付け指針	· · · · · · · · · · · · · ·	 150 152 153 153 153 153 153 153 160 161 167 168 170 172 172
第第第	10章 10.1 10.2 10.3 10.4 10.5 11章 11.1 11.2	有緒ガ10.2.1 10.2.2 町 20 10.3.1 10.3.2 ラ 前 10.5 前 10.5 前 10.5 10 10.5 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10	素解析による管フランジ締結体のボルト 締付け指針の検討 ットのモデル化の検討 ボルト締付け解析に対するガスケットのモデル化の影響 負荷曲線と除荷曲線のヤング率の影響 の高い管フランジのボルト締付け手順の検討 Install の影響 Install 時に締付けるボルト本数の影響 シジ締結体のボルト締付け指針 がポルト 締付け手順の検討 が、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、、		 150 152 153 153 153 153 153 153 153 160 161 167 168 170 172 172 173

	11.2.2	解析モデル	5
	11.2.3	ボルト軸力の変化17	6
	11.2.4	ガスケット座面圧分布の変化	7
11.3	変位制	御法の大口径管フランジへの適用性の検討	8
11.4	弾性相	互作用係数法	1
11.5	初期締	付け軸力の算出手順	2
11.6	1回の約	帝付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合	3
	11.6.1	解析結果と妥当性の検討 18	3
	11.6.2	ガスケット座面圧分布の変化	5
11.7	締付け	軸力の最大値を制限して均一なボルト軸力状態を得る場合18	6
	11.7.1	解析手順	6
	11.7.2	2回の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合 18	8
	11.7.3	任意の回数の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合 18	8
11.8	効率の	良い締付け手順の提案 19	0
11.9	結言。		2
第19音	ボルトォ		2
第12章 12.1	ボルト打	友き取り過程の有限要素解析 194	3 २
第12章 12.1	ボルト∄ はじめ	bき取り過程の有限要素解析 19 に19 ち取り過程の有限要素解析 19	3 3 ⊿
第12章 12.1 12.2	ボルト打 はじめ ボルト 12.2.1	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 方限要素モデル 10	3 3 4
第12章 12.1 12.2	ボルト 打 はじめ ボルト 12.2.1	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 10	3 3 4 4
第12章 12.1 12.2	ボルト 打 はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 19 10 10 11 10	3 3 4 4 4
第12章 12.1 12.2	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 留転結	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 解析条件 19 19 19	3 3 4 4 6
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 解析条件 19 累 19 ボルト動力の恋化 10	3 3 4 4 6 6
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 解析手順 19 解析手順 19 解析手順 19 解析系件 19 取上手法の変光性の検討 10	3 3 4 4 6 6 6
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1 12.3.2	友き取り過程の有限要素解析19に19抜き取り過程の有限要素解析19有限要素モデル19解析手順19解析手順19解析手手順19解析条件19累19ボルト軸力の変化19解析手法の妥当性の検討19	3 3 4 4 6 6 8 0
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1 12.3.2 12.3.3	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 解析手順 19 解析手順 19 解析手順 19 解析手手順 19 就次中軸力の変化 19 ガスケット座面圧力分布変化 20 シロの作業で生き取る場合 20	3 3 4 4 6 6 8 0 1
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1 12.3.2 12.3.3 12.3.4	友き取り過程の有限要素解析 19 に 19 抜き取り過程の有限要素解析 19 有限要素モデル 19 解析手順 19 取力の変化 19 ガスケット座面圧力分布変化 20 2回の作業で抜き取る場合 20 ボートの変時の時世部で 20	$3 \\ 3 \\ 4 \\ 4 \\ 6 \\ 6 \\ 8 \\ 0 \\ 1 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 4 \\ 4 \\ 4$
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1 12.3.2 12.3.3 12.3.4 12.3.5 は	抜き取り過程の有限要素解析19に19抜き取り過程の有限要素解析19有限要素モデル19解析手順19解析手順19解析条件19累19就ルト軸力の変化19ガスケット座面圧力分布変化202回の作業で抜き取る場合20ボルト欠落時の特性評価20	3 3 4 4 6 6 8 0 1 3 4
第12章 12.1 12.2 12.3	ボルト はじめ ボルト 12.2.1 12.2.2 12.2.3 解析結 12.3.1 12.3.2 12.3.3 12.3.4 12.3.5 結言	抜き取り過程の有限要素解析19に19抜き取り過程の有限要素解析19有限要素モデル19解析手順19解析手順19解析条件19累19就ルト軸力の変化19がレト軸力の変化19ガスケット座面圧力分布変化20ご回の作業で抜き取る場合20ボルト欠落時の特性評価20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ20こ202020 <td>$f{3}$ 3 4 4 6 6 8 0 1 3 4</td>	$f{3}$ 3 4 4 6 6 8 0 1 3 4

13.1	緒言	205
13.2	解析方法	206
	13.2.1 解析手順	206
	13.2.2 解析モデル	207
13.3	ー様なボルト軸力の場合	208
	13.3.1 内圧負荷過程	209
	13.3.2 曲げモーメント負荷過程	210
13.4	ボルト締付け過程を考慮した場合	212
13.5	結言	214
第14章	結論	216
参考文南	犬	220
関連発表	長論文	231
謝辞	:	233

第1章

緒論

1.1 研究の背景

管フランジは管,管継手,バルブ等の取り外しを必要とする部分等の相互の結合に 用いられるもっとも重要な配管要素の一つである.管フランジはガスケットを間に介 して複数本のボルトで締付けられ,このような構造物は管フランジ締結体とよばれて いる.ガスケットとして広く使われているジョイントシートガスケットやうず巻形ガ スケットは,その厚さ方向の剛性がフランジやボルトに比べて極端に低いため,管フ ランジ締結体の力学的特性はガスケットに大きく影響される.さらに,そのようなガ スケットの応力-ひずみ関係は非常に強い非線形挙動を示し,このことが管フランジ締 結体の力学的特性の評価を困難にしている.

管フランジ締結体は,古くから化学プラント,石油工業をはじめ工業分野の多くで 用いられており,数多くの研究が行われてきた.しかしながら,その構造や挙動の複 雑さのため明確な設計手法は未だ確立されたとはいえず,しばしば内部流体の漏洩に よる大規模な事故を引き起こしてきた.記憶に新しいところでは,1995年の阪神淡路 大震災の際に,臨海地区プラントの液状化現象によるLNG 貯蔵タンクの緊急遮断バ ルブ付近の管フランジ締結部からの漏洩事故がある⁽¹⁾.また,ガスケットを間に介し ているという構造上,通常使用時においても特に内部流体が気体の場合は少量ながら も漏洩が生じており,プラント全体の管フランジ締結部からの漏洩による損害は少な くないと考えられる⁽²⁾.さらに今日の環境規制の強化により,個々の管フランジ締結 体からの漏洩量を許容値以下に抑える必要が生じ,これまでの強度評価中心の設計手 法では対応ができなくなってきている⁽³⁾. 欧米では 1970 年代中頃から漏洩特性に対する積極的な研究が行われており^(4,5),内 部流体の漏洩量を設計パラメータとする管フランジ締結体の設計法が確立されようと している.この設計法はガスケットの漏洩試験により得られる新ガスケット係数を用い ることに特長がある.しかしながら,漏洩試験は一様なガスケット座面圧力下で行わ れ,実際の管フランジ締結体のフランジローテーションによる面圧の不均一分布,内 圧や曲げモーメント等の外力の負荷による面圧変化は考慮されていない.

また,仮に上記の点を考慮した管フランジ締結体の設計手法が確立されたとしても, その施工時,つまり管フランジを多数のボルトで締付ける際に,設計条件を満足する 均一なボルト軸力状態を達成することは非常に困難である.これは,管フランジの場 合,隣り合う2本のボルト間の距離が小さく,各ボルトの締付けが相互に影響をおよ ぼし合うためである.この現象を弾性相互作用という.管フランジ締結体の場合,こ の現象により生じるボルト軸力のばらつきは,単一のボルトをトルク法で締付ける際 の摩擦係数に起因するボルト軸力のばらつきよりも大きくなることが報告されている. しかしながら,多数のボルトによる管フランジ締結体の締付け過程を評価した研究は あまりみられないようである.

以上の点を考慮すると,管フランジ締結体の明確な設計手法,さらには施工時に生 じるボルト軸力のばらつき等を考慮した設計手法,設計のコンセプトを満足するよう な施工手順を確立することは工業上極めて重要である.そのためには,まず管フラン ジ締結体の締付け特性や力学的特性を評価できる解析ツールを作成することが必要で ある.このツールとしては,有限要素法に代表される数値解析を用いることが非常に 有効であると考えられるが,前に述べた管フランジ締結体の形状とガスケット挙動の 複雑さのため,解析手法は確立されているとはいえない.

1.1.1 トルク法によるボルトの締付け

ボルトを締付ける方法は,大きく分類するとナットを回転させる方法と回転させ ない方法がある⁽⁶⁾.ナットを回転させて締付ける代表的な方法としては,トルク法 ^(7,8,9,10,11,12,13),トルク勾配法,ナット回転角法がある⁽¹⁴⁾.トルク法は弾性域締付 け,トルク勾配法は塑性域締付け^(15,16,17,18,19,20,21)において用いられ,ナット回転 角法は弾性域と塑性域のいずれにも適用されている.また,ナットを回転させずに締 付けを行う方法としては,油圧テンショナを使用した張力法^(22,23,24,25),ボルトヒー タを使用した熱膨張法等^(26,27)がある.締付け方法は,対象とするボルトの大きさ,要 求される軸力の大きさと精度,作業性,締結部の形状などを考慮して選択される.

トルク法は締付けトルクとボルト軸力の線形関係を利用した締付け方法であり,作 業性に優れた簡便な方法であるので,最も広く使用されている.しかしながら,締付 けトルクの90%前後がねじ面やナット座面の摩擦によって消費されるため⁽⁶⁾,締付け 力のばらつきは各接触面の摩擦特性によって大きく変化する^(7,10).締付け軸力のばら つきを少なくするためには,ねじ面やナット座面に潤滑剤を塗布する方法が広く用い られているが,最近では締付けトルクと圧縮力を同時に負荷して各接触面の表面粗さ や形状誤差の影響を低減させる方法も研究されている^(28,29).また,トルク法を用い たボルト締付け過程の挙動は複雑である.特に締付け完了時,つまり締付けトルクを 解放する過程においては,ねじ部トルクの値は低下し,ナット座面トルクの作用方向 が反転する⁽¹²⁾.このような特性はよく知られているが,ボルト軸力,各部トルク,各 部摩擦係数の相互関係などは明確にされていない.これらの点を明らかにすることは, トルク法をより精度良く適用するために重要な課題であると考えられる.

さらに、トルク法を採用する場合、ボルトは軸方向応力とせん断応力を受け、組合せ 応力状態となる.この場合、ねじ谷底の応力集中は軸力のみの場合より高くなる.ボ ルトのねじ谷底の応力集中に関する研究は、弾性接触問題による軸対称有限要素解析 を用いた研究が数多く行われている^(30,31,32).これらの研究の結果、ねじ谷底の応力 集中係数は非常に高く、比較的低いボルト軸力値においても谷底では局部的な降伏が 生じていることが考えられる^(33,34,35).また最近では、塑性域締付け法が積極的に用 いられるようになってきているが、ねじ谷底における塑性域の広がりなど不明な点が 多いようである.これらのことを考慮すると、トルクによるボルト締付け過程の特性 を弾塑性問題として評価することは、極めて重要であると考えられる⁽²¹⁾.

1.1.2 管フランジ締結体とガスケットの非線形特性

図 1.1 は実際のプラントで使用されている管フランジ締結体を示している.管フランジ締結体は,図1.2 に示すように,管フランジ・ガスケット・ボルトにより構成されるのが一般的である.

管フランジ



図 1.1 管フランジ締結体



図1.2 管フランジ締結体の構造

管フランジの形状および寸法は,JIS,ANSI/ASME,DIN等の規格により定められて いるが,それらの寸法系列はいずれも異なっている.管フランジを座面の形状により分 類すると,全面座フランジ(flat face flange),平面座フランジ(raised face flange),み ぞ形フランジ(tongue and groove flange),はめ込み形フランジ(male-female flange),



図 1.3 管フランジサイズの比較 (a) ANSI フランジ (b) コンパクトフランジ

リングジョイント形フランジ(ring joint gasket flange)などがある.全面座フランジや 平面座フランジでは,1対の管フランジの間にガスケットが存在するため管フランジは 互いに接触することはない.一方,みぞ形フランジやはめ込み形フランジは,ガスケッ トを締付け締切状態に達すると管フランジが互いに接触し,metal-to-metal contact 状 態となる⁽³⁶⁾.このように,管フランジ締結体の挙動は座面形状によって変化する.ガ スケットの厚さ方向の剛性がフランジに比べて極端に低い場合,特に全面座フランジ と平面座フランジにおいては管フランジ締結体の特性がガスケットの特性に大きく影 響を受ける.また最近では,図1.3に示すようなANSI規格等に比べてコンパクトな管 フランジ締結体や^(37, 38, 39),ガスケットレスフランジ⁽⁴⁰⁾なども開発されている.し かしながら形状が比較的簡単で加工が容易であるため,一般的には低圧用では全面座 フランジ,高圧用では平面座フランジが広く使用されており,今後もその傾向は続く と考えられる.

ガスケットの非線形特性

回転や往復運動などのような運動部分の密封に用いられる運動用のシールをパッキンと呼ぶのに対して,管フランジなどのように静止部分の密封に用いられる静止用シールをガスケットと呼ぶ⁽⁴¹⁾.ガスケットの種類は極めて多岐にわたるが,素材により分



図 1.4 うず巻形ガスケットの構造



図 1.5 ガスケットの非線形特性

類を行うと次のようになる.

- ソフトガスケット (ジョイントシートガスケット,ゴムシートガスケット,フッ 素樹脂ガスケット,膨張黒鉛ガスケット,etc)
- 2. セミメタリックガスケット (うず巻形ガスケット,メタルジャケットガスケット,

etc)

3. メタルガスケット (平形ガスケット,波形ガスケット,のこ歯形ガスケット,リ ングジョイントガスケット, Oリング, etc)

これらのガスケットの中で工業的に最も広く用いられているガスケットは,ジョイン トシートガスケットとうず巻形ガスケットである.

ジョイントシートガスケットは,繊維に特殊なゴム系バインダーと少量の充填材を 混和し圧延加硫したシート状のガスケットである.約-50度から300度程度までの比 較的低温領域,また約4MPa以下の低圧領域で用いられることが多い⁽⁴⁴⁾.今のとこ ろ,繊維に石綿繊維を使用した石綿ジョイントシートガスケットが広く使用されてい るが,石綿規制により今後ガスケットにおいても石綿の使用ができなくなる可能性が あり,アラミド繊維などを用いた石綿代替製品の開発が行われている^(42,43).

うず巻形ガスケットは,V字形断面の金属製フープと緩衝材であるフィラーとを重 ね合わせ,うず巻き状にかたく巻き込んだものである.図1.4 にうず巻形ガスケット の構造を示している.管フランジの座面形状や使用条件に応じて,内輪や外輪が使わ れる.また,約-200度から600度の温度範囲,約30MPa以下の圧力領域において使用 されることが多い⁽⁴⁴⁾.

上記のように,ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットは,材料的また は構造的に複合化されており,その圧縮過程において非常に複雑な挙動を示す.図1.5 はガスケット圧縮時の応力--ひずみ関係の非線形特性を模式的に示している.圧縮が開 始されると直ちに非線形特性を示し,一般金属にみられるような弾性域は存在しない. また,任意の応力レベルから除荷を行うと負荷曲線とは異なる除荷曲線を描き,荷重 が零になった点では永久ひずみを生じる.さらに,再負荷を行うと除荷曲線とは異なっ た曲線を描き,ヒステリシス特性を生じる.このように,ジョイントシートガスケッ トやうず巻形ガスケットは非常に複雑な挙動を示し,管フランジ締結体の特性評価を 困難にしている.しかしながら,そのデータの整理方法,および解析手法などは明確 にされていない.またこれらのガスケットは,管フランジ締結体のシール特性を向上 させるため,管フランジに比べて厚さ方向の剛性が非常に小さくされている.おおま かなヤング率をみると,鋼材が200GPa程度であるのに対して,ガスケットの場合は 数百 MPa から数 GPa 程度である.このため,管フランジ締結体の力学的特性はガス ケットに強く影響される.

管フランジ設計規格とガスケット係数

管フランジ締結体の設計規格としては ASME Boiler and Pressure Vessel Code が広 く用いられており, JIS B 2205 も ASME の方法を採用している.この規格は 1927 年 に発表された Waters らの研究⁽⁴⁵⁾を基に作成され,1930 年代後半に規格化されてい る.しかしながら,管フランジ締結体の特性は非常に複雑であるため,規格の中には 不明確な点もみられる.そのため,より精度の高い管フランジ締結体の特性評価を行 うために,それ以降も数多くの研究が行われている^(46,47,48,49,50,51,52,53).

管フランジ締結体の設計にあたっては、1943年にRosseheim と Markle により発表 されたガスケット係数(m,y)が用いられてきた⁽⁵⁴⁾. これらの係数は定義が非常に 曖昧であり、試験方法が明らかにされていないという欠点がある^(55,56).また、これら の係数は内部流体が"漏れるか漏れないか"という概念の基で設定されているが、実際 問題として特に内部流体が気体である場合は漏れを完全に止めることは非常に困難で あり、通常「Fugitive Emission」が生じている.さらに、1963年に大気浄化法(Clean Air Act)が制定され、大気汚染物質の大気への排出が規制されることになった.その 後、米国環境保護庁が1990年に改正大気浄化法(CAAA: Clean Air Act Amendment of 1990)を公布し、この中でプラントから放出される有害大気汚染物質と揮発性有機 化合物の排出量が規制されている⁽³⁾.上記のような環境規制に対応するため、アメリ カのPVRC(Pressure Vessel Research Council)の中のBFC委員会(Bolted Flanged Connections Commitee)は、1974年から圧力容器の漏洩試験を開始し^(4,5)、管フラン ジ締結体の設計にタイトネスという漏洩量を定量的に評価する概念を導入した、ここ では(m,y)に変わる新ガスケット係数(G_b ,a, G_s)が提案されている^(56,57).

PVRCの提案する新ガスケット係数は,ガスケット座面圧分布が一様であるという 理想的な条件下で決定される.しかしながら,実際の管フランジ締結体ではガスケット座面圧はフランジローテーションなどのため不均一に分布し,また内圧や外荷重の 作用下で変化するため,新ガスケット係数の信頼性がどの程度のものであるか疑問が 残る.また,澤らは実際の管フランジ締結体の漏洩試験から得られるガスケット係数 (G_b , a, G_s)が一様なガスケット座面圧状態のものと異なることを報告している⁽⁵⁸⁾.

8

1.1.3 管フランジ締結体の力学的特性の評価手法

管フランジの形状に関する研究,および金属平形ガスケットを用いた研究はこれま で数多く行われている.林ら⁽⁵⁹⁾は光弾性実験を行うことにより,また西岡,森田,河 嶋ら^(60,61,62)は軸対称有限要素解析により,ボルト締付け時および内圧負荷時に管フ ランジに生じる応力を評価している.澤らは三次元弾性論を用いた一連の研究により, 管フランジ締結体が内圧や曲げモーメントを受ける際の,内力係数やガスケット座面 圧分布などを評価している^(63,64,65,66,67,68,69).また,尾田らは軸対称有限要素解析 を用いて管フランジの形状最適化を試みている⁽⁷⁰⁾.1990年頃からは三次元有限要素 解析を用いた研究も行われている⁽⁷¹⁾.

うず巻形ガスケットなど複雑な挙動を示すガスケットを用いた管フランジ締結体の 力学的特性を評価する手法としては,有限要素解析が広く適用されている.解析を簡 単にするために,ガスケットを線形弾性体とする研究が多くみられるが^(58,72,73),図 1.5に示したようにガスケットは負荷時と除荷時の剛性が異なり,精度の高い評価を行 うためにはボルト締付け過程と内圧負荷過程においてガスケットの剛性を変化させて 解析を行う必要がある.正司,永田らは,ガスケットを線形ばねとし負荷曲線と除荷 曲線で別々のヤング率を用いるモデル化を提案し,一連の研究においてそのモデル化 の有効性を強調している^(74,75,76,77).澤らは,一般的な金属材の弾塑性解析を工夫し て,ガスケットの非線形挙動をモデル化している⁽⁷⁸⁾.また,最近では汎用有限要素 コード ABAQUSにガスケットの非線形挙動を取り扱うことのできるガスケット要素 が導入され,これを用いた研究も報告されている⁽⁷⁹⁾.

1.1.4 弹性相互作用

管フランジ締結体が目標とするシール能力を発揮するためには,その組立作業の施 工時に全てのボルトの軸力を均一にすることが重要である.

管フランジ締結体は多数のボルトにより締結され,その組立は一般に多数のボルト を1本ずつ締付ける作業が行われている.組立作業中,一旦締付けを終えたボルトの軸 力はボルト締付け過程において一定ではなく,他のボルトの締付けにより変化するこ とが知られている.これは,管フランジは隣り合うボルト間の距離が小さいため,す でに締付けを終えているボルトの軸力は他のボルトの締付けの影響を受けやすいため







Tighten bolt 3



図1.6 弾性相互作用

Install : Hand tighten, then "snug up" to 10-20 ft-lb. Round1 : Tighten to 20% -30% of Target Torque. Round2 : Tighten to 50% -70% of Target Torque. Round3 : Tighten to 100% of Target Torque. Round4 : Continue tightening the bolts, but on a rotational clockwise pattern until no further nut rotation occurs at the Round 3 Target Torque value. Round5 : Time permitting, wait a minimum of four hours and repeat Round 4; this will restore the short-term creep relaxation/embedment losses.

図 1.7 ASME のボルト 締付け 指針

である.この現象をボルト間の弾性相互作用という⁽⁸⁰⁾.弾性相互作用によるボルトの 軸力変化は 90%以上に達することもあるという研究報告があり⁽⁸¹⁾,単一のボルトを トルク法で締付ける際の摩擦係数に起因する軸力のばらつきよりも,弾性相互作用に よるばらつきが支配的であることが知られている.このような理由のため,管フラン ジ締結体の組立は,多数のボルトを1本ずつ締付ける作業を数回くり返すのが一般的 である.

ここで,図1.6に示す3本のボルトで締付けを行う管フランジを例に,弾性相互作 用について説明する.図中F_{mn}は,ボルトmを締付けた時にボルトnに残留している 軸力値を示している.

まず, bolt 1を所定の軸力 F_i で締付ける.この時, bolt1の下側のフランジおよび ガスケットは局部的に圧縮変形を生じる.次に bolt 2を所定の軸力 F_i で締付ける.こ の時, bolt2の下側のフランジおよびガスケットは局部的に圧縮変形を生じる.また, この変形は bolt 1の下側にも達し, bolt 1下部の圧縮変形はさらに大きくなる.結果 として, bolt 1の軸力は低下する.最後に bolt 3を所定の軸力 F_i で締付ける.この時, bolt 3の下側のフランジおよびガスケットは局部的に圧縮変形を生じる.この変形は bolt 1の下側にも達し, bolt 1下部の圧縮変形はさらに大きくなる.この結果, bolt 1の軸力はさらに低下し図 1.6 では零となっている.この時, bolt 2下部の圧縮変形も わずかに大きくなり, bolt 2の軸力も低下する.以上が弾性相互作用によりボルト軸 力が変化するメカニズムである.

このように,弾性相互作用はボルトの軸力を低下させるように働く.しかしながら,

例えば図 1.6 の bolt 3 を締付けた場合,フランジが"てこ"のように作用し, bolt 2 の 軸力を増加させるような場合もある.この現象は高圧用や小口径のような比較的剛性 が高い平面座フランジで生じやすいく,ここでは口開き変形と呼ぶことにする⁽⁸²⁾.ま た各ボルト間の弾性相互作用の影響は,フランジとガスケットの剛性が低くなるほど, またボルトの剛性が高くなるほど大きくなる性格がある.

弾性相互作用は,管フランジ締結体の組立過程において非常に重要な現象であるが, Bibelらの一連の研究以外はほとんど報告されていない.Bibelらは,呼び径の異なる 2対の管フランジ,数種類のガスケット,数タイプの締付け手順の組合せを変えて,体 系的な管フランジの締付け実験を行い,管フランジ締結体の締付け特性を評価してい る⁽⁸³⁾.また,1回の締付け作業つまり各ボルトを1回ずつ締付けるだけで均一な軸力 状態が得られる効率の良いボルト締付け手順を実験的手法により提案している⁽⁸⁴⁾.同 様なことを有限要素解析⁽⁸⁵⁾を用いて検討しているが,ガスケットのモデル化や境界 条件などが適切とはいえない.

管フランジ締結体の締付け作業には,規格化された統一的な手順は存在せず,各企 業や作業現場において独自の手順がもちいられている.最近,ASMEから図1.7に示 すような管フランジ締結体の締付け指針が提案されている⁽⁸⁶⁾.この指針は非常に多く の作業回数を必要とするため,特に多数のボルトを使用するフランジにおいては実用 上問題がある.さらに,Round4においては「ナットが回転しなくなるまで」という曖 昧な表現も含まれている.このため,より明確でかつ実用的な作業指針を確立する必 要があると考えられる.しかしながら,管フランジとガスケットの組合せは多岐にわ たっており,それらの締付け特性は個々の管フランジ締結体で異なる.そのため,実 験による評価は困難で数値解析による体系的な検討が不可欠である.

1.2 研究の目的と論文の構成

1.2.1 研究の目的

本研究では,管フランジ締結体のボルト締付け過程および内圧や曲げモーメントな どの荷重が負荷する過程をシミュレーションすることのできる有限要素解析手法を提 案し,その手法を用いて管フランジ締結体の締付け特性と力学的特性を体系的に評価

第1章	緒論	
第2章	第I部	トルク法
第3章	単ーボルトの締付け特性	弹塑性解析
第4章	第Ⅱ部	締付け特性
第5章	金属平形ガスケットを用いた	力学的特性
第6章	管フランジ締結体の特性評価	
第7章		ガスケット挙動
第8章		
第9章	第皿部	缔付付结性
第10章	ガスケット非線形挙動を考慮した	エーロトノーローリー
第11章	管フランジ締結体の特性評価	
第12章		抜き取り特性
第13章		力学的特性
第14章	結論	

図 1.8 論文の構成

することを目的としている.

締付け特性の評価としては,まず単一のボルトをトルク法で締付ける過程の評価を 行う.次に,多数のボルトを1本ずつ締付ける際の弾性相互作用の影響に着目する.力 学的特性の評価としては,ボルト初期締付け時および管フランジ締結体に内圧および 曲げモーメントが作用する場合について検討を行う.

1.2.2 論文の構成

本論文は14の章により構成され,第1章の緒論と第14章の結論を除く,第2章か ら第13章を3つの部に分けている.図1.8に構成の概略を記している.

第1部の内容

第1部ではトルクによりボルトを締付ける過程の力学的特性を,軸対称モデルを用 いた三次元有限要素解析により評価する.第1部は2つの章により構成されている.

第2章では,締付けトルク開放直後にボルト軸力とねじ部トルクが低下する現象に 着目し,ボルト軸力,各トルクおよび各接触面の摩擦係数を連続的に測定することに より,そのメカニズムを明らかにする.また,これらの現象を三次元弾性接触問題と して有限要素法により解析する手法を提案し,実験値と比較検討する. 第3章では,ボルト締付け過程の力学的特性を,弾塑性接触問題として有限要素法 により評価する.締付けにおけるねじ谷底の塑性域の広がり,ねじ山荷重分担率の変 化を明らかにし,ボルト軸力と伸びあるいはナット回転角の関係についても考察する. さらに,有限要素解析手法の塑性域締付け法への適用性について検討する.

第2部の内容

第2部は,管フランジの形状が締結体の締付け特性および力学的特性におよぼす影響を評価することを目的としている.このため,ガスケットを用いない場合と線形弾 性挙動を示す金属平形ガスケットを用いた管フランジ締結体を対象としている.解析 手法としては,弾性接触問題として三次元有限要素解析を用いている.第2部は3つ の章により構成されている.

第4章では,多数のボルトを一本ずつ逐次締付ける場合のボルト軸力変化と締付け 完了時における軸力のばらつきを,効率的に精度良く評価できる有限要素解析手法を 提案する.また,一度の締付け作業で均一な軸力状態を得るために必要な初期ボルト 軸力の算出を試みる.

第5章では,複雑な形状を有する管フランジ締結体のモデリング方法を工夫し,管 フランジの形状および寸法が管フランジ締結体の内圧負荷特性におよぼす影響を検討 する.

第6章では,内圧と曲げモーメントが同時に作用する管フランジ締結体の力学的特性を評価する.また,金属平形ガスケットの材質と厚さの違いによる影響を検討する.

第3部の内容

第3部では,複雑な挙動を示すジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケット を用いた管フランジ締結体の締付け特性および力学的特性を評価する.特に,ボルト 締付け過程における弾性相互作用に着目し,効率のよい締付け手順や規格化を目指し た実用的な締付け指針を検討する.また,管フランジ締結体を開放する際のボルトの 抜き取り過程についても考察を行う.第3部は7つの章により構成されている.

第7章では,ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットを対象とし,複雑 な挙動を示す応力-ひずみ関係を同定する手法を提案する. 第8章では,複雑な挙動を示すガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け 過程を評価することのできる有限要素解析手法を提案する.ここで,非線形挙動を示 すガスケットを非線形一次元要素として三次元有限要素法に導入している.また,管 フランジのボルト締付け実験を行い,解析手法の妥当性を検討する.

第9章では,より実用的なボルト締付け指針の提案につながる基礎研究として,ジョ イントシートガスケットを用いた管フランジ締結体を対象に,体系的なボルト締付け シミュレーションを実施する.

第10章では,第9章の結果を考慮して,ジョイントシートガスケットとうず巻形ガ スケットを用いた管フランジ締結体の締付け指針を提案する.

第11章では,有限要素解析と弾性相互作用係数法を併用することにより,一度の締付け作業で均一な軸力状態を達成することのできる効率のよい管フランジ締結体のボルト締付け手順を検討する.

第12章では,ボルトを抜き取る過程およびボルト欠落時の力学的特性を有限要素解 析により体系的に評価する.

第13章では,石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体に内圧お よび曲げモーメントが作用した時の力学的な特性を有限要素解析により評価する.

第I部

単一ボルトの締付け過程における力学的 特性の評価

第2章

トルク法によるボルト 締付け過程の 力学的特性について

2.1 緒言

ボルト・ナットにより被締結体を締付ける場合,大きな呼び径のものを除いてはト ルク法がもっとも広く使用されている.トルク法を使用する場合の軸力管理において, もっとも支配的な因子はねじ面とナット座面における摩擦係数であるが,接触面の潤 滑状態,表面の加工精度,被締結体の材質などを考慮に入れて,それらの値を精度よ く推測することは極めて困難である⁽⁷⁾.また,トルクレンチにより所定の締付けトル クを与えて,その後締付けトルクを解放し始めると,ねじ部トルクが低下し,軸力も わずかに低下することが知られている^(11,12).ボルト締付け時における以上のような挙 動を把握することは,トルク法を有効に適用する上で極めて重要であると考えられる.

そこで本章では,締付けトルク解放直後にねじ部トルクおよび軸力が低下する現象 に着目し,軸力,トルクおよびねじ面とナット座面の摩擦係数を連続的に測定するこ とにより,そのメカニズムを明らかにし,これらの因子の相互関係を体系的に評価す ることを目的としている.さらに,締付け前後のトルクと軸力の挙動を三次元弾性接 触問題として有限要素法により解析する手法を提案し,実験値と比較検討する.



図 2.1 実験に用いた被締結体の形状寸法

2.2 実験方法

実験にはメートル並目ねじ M16のボルトを使用する.グリップ長さ L_f の影響を考慮するために, $L_f=35,60,85,110,135$ mmに対応して5種類のボルトを用いる.各グリップ長さにつき,それぞれ2本のボルトを用意し,1本あたり5回の計測を行う.なお以下に示す結果は,トルクを付加した直後の測定値を中心に,実験回数の増加に伴って急激にばらつきが小さくなったので,すべて5回目の計測値を採用している.ここで各接触面は乾燥状態とし,被締結体の接触面については,5回の計測ごとに100番のサンドペーパーにより磨く.また, $L_f=35$ mmについては,8本のボルトを用いて,乾燥状態に加えてナット座面にグリースを塗布した状態で測定を実施した.被締結体はS55Cを用いて,各グリップ長さに対応させて図2.1に示す形状に加工した.被締結体は、一般に2個以上の部品から構成されるが,薄い板を締付けるような場合を除いて,その接触面の影響は無視できると考えられるので,ここでは一体の円筒モデルと仮定している.ボルトに貼り付けるひずみゲージのリード線を取り出す,あるいはボルト頭部を被締結体に固定するために,被締結体の底には2つの溝をもうけてい

る.なお,万力に固定するために,側面は一部を平行に加工している.締付けトルク は,六角ナットの外表面にスパナにより与える.トルクは徐々に増加させ,規定のト ルク104.5N·m に達した後は緩やかに解放した.接触面摩擦係数,トルクおよび軸力の 時間変化を対応させて比較するために,測定項目はボルト軸力 F_b ,ねじ部トルク T_1 , スパナに与える全トルク T_t の3点とする. $F_b \ge T_1$ は,それぞれ対辺2アクティブゲー ジ法,4アクティブゲージ法により,直接ボルトにひずみゲージを貼り付けることに より測定した.また,スパナは全トルク T_t の測定が可能なように特別に作成したもの で,スパナの側面に2アクティブゲージ法によりひずみゲージを貼り付けて, T_t によ る曲げひずみを測定することにより計測した.ナット座面トルク T_2 は $T_2 = T_t - T_1$ に より算出する.ひずみの測定には動ひずみ測定器を用い,データはオシログラフィッ クスレコーダにより連続出力した.また,この場合チャートスピードを毎秒50mm と することにより,最小読み取り時間間隔を0.02秒とした.

2.3 実験結果

2.3.1 トルクと軸力の時間変化

締付けトルク解放直前から,締付け完了までの各トルクの変化の様子を図 2.2 に示 す.ここで,矢印の長さはそれぞれのトルクの大きさを表している.なお,締付け開 始から完了までの各トルクの間には $T_t = T_1 + T_2$ の関係が成り立つとする.所定のト ルクになり,締付けトルクを解放し始めると各トルクは低下し始め, T_2 は途中零とな るところがある.さらに締付けトルクを解放していくと, T_2 は符号が逆になる.締付 けが完了した時点で T_t は零となり, T_2 は T_1 と釣り合うために $T_2 = -T_1$ となる.この 過程に対応した各トルクと軸力の実験値を図 2.3 に示す.なお,横軸の時間は締付け を開始してからの時間で示しており,例えば L_f =35mmの場合は,締付け開始 8.5 秒 後にトルクを解放している. L_f =35,135mmのいずれの場合も時間に対して同様な変 化を示している.



図 2.2 締付けトルクの解放過程における各トルクの変化

2.3.2 軸力と接触面摩擦係数

軸力 F_b ,スパナに与える全トルク T_t ,ねじ部のトルク T_1 を測定し,さらにナット 座面トルク T_2 が算出されると,ねじ面の摩擦係数 μ_1 ,ナット座面の摩擦係数 μ_2 はそ れぞれ次の式から算出できる ⁽⁸⁷⁾.



図 2.3 締付けトルクの解放過程における各トルクと軸力の時間変化

$$\mu_1 = \tan\left\{\tan^{-1}\left(\frac{2T_1}{d_2F_b}\right) - \beta\right\}\cos\alpha' \tag{2.1}$$

$$\mu_2 = \frac{2T_2}{d_n F_b} \tag{2.2}$$



図 2.4 ボルト軸力と各摩擦係数の時間変化

ここで, β , d_2 , α' は,それぞれねじのリード角,有効径,ねじ山直角断面における ねじ山半角である.また, d_n はナット座面の摩擦トルクの等価直径で,一般に呼び径 dの1.3 倍といわれているが⁽⁸⁷⁾,今回はそれぞれの実験から得られる摩擦係数の値を 用いて FEM により算出した値 $d_n = (1.32 \sim 1.35)d$ を採用する.図2.4 はグリップ長さ L_f が35,135mmの場合の乾燥状態における締付け開始から完了までの μ_1 , μ_2 , F_b の時間変化を示している.締付け作業の初期の段階では,接触面がなじんでいないた



図 2.5 ボルト軸力と各摩擦係数の時間微分変化

めに摩擦係数が高く、そのため軸力の増加率は小さくなっている.その後、締付けト ルクを増すにつれて接触面がなじみ、摩擦係数はほぼ一定値になる.図中の破線で示 した所定のトルクに到達した後、締付けトルクの解放を開始すると、摩擦係数は減少 し始める.とくにµ2は、零を通り、符号が反転する.また締付けトルク解放後、わず かながら軸力は上昇している.このことは、ボルトに蓄えられたねじりのひずみエネ ルギーが解放されることが主たる原因であると推察される.その間に生じている摩擦 係数 μ_1 , μ_2 の減少については, 図 2.2 に示したナットの戻り回転によると考えられる. ここで図中の μ_{11} , μ_{21} と μ_{12} , μ_{22} は, それぞれ締付けトルク解放直前, 締結完了時の ねじ面, ナット座面の平均摩擦係数である.図 2.4 に示した特性は, その他のグリッ プ長さにおいても見受けられた.また, $L_f=35$ mmの場合について, ナット座面にグ リースを塗布した場合, 摩擦係数が安定し始めてからの変化量が一般に小さかった.

図 2.4 に示した各データが,締付けトルクを解放した後,すなわち破線以降どのように変化するか,その時間変化率を図 2.5 に示す. μ_2 の低下率 $d\mu_2/dt$ が最大になったところから dF_b/dt がマイナスの値となり,軸力 F_b の低下がはじまっていることがわかる.したがって軸力の低下には,ナット座面の摩擦係数 μ_2 の影響が大きいと考えられる.

2.4 解析方法

2.4.1 全体剛性方程式

締付けトルク解放前後の軸力,ねじ部トルクおよびナット座面トルクの変化率 γ_1 , γ_2 , γ_3 をボルト,ナット,被締結体の3物体,およびねじ面,ナット座面,ボルト頭 部座面の3接触面からなる弾性接触問題として,有限要素法により解析する⁽⁸⁸⁾.ここ で γ_1 , γ_2 , γ_3 は,それぞれ締付けトルク解放直前の値に対する締付け完了時の値とす る.接触問題の解析方法としては,2体接触問題を対象とする岡本の方法⁽⁸⁹⁾を,3物 体3接触問題に拡張した手法を用いる.全体剛性方程式は次のようになる.

$$\begin{bmatrix} K_b & 0 & 0 & K_{bC1} & 0 & K_{bC3} \\ 0 & K_n & 0 & K_{nC1} & K_{nC2} & 0 \\ 0 & 0 & K_f & 0 & K_{fC2} & K_{fC3} \\ K_{C1b} & K_{C1n} & 0 & K_{C1} & 0 & 0 \\ 0 & K_{C2n} & K_{C2f} & 0 & K_{C2} & 0 \\ K_{C3b} & 0 & K_{C3f} & 0 & 0 & K_{C3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b \\ u_n \\ u_f \\ R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_b \\ Q_n \\ Q_f \\ \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{bmatrix}$$
(2.3)

ここで, $[K_b]$, $[K_n]$, $[K_f]$ はそれぞれボルト, ナット, 被締結体の剛性マトリックス であり, その他のマトリックスは接触に関するマトリックスである.また, u_b , Q_b な どは,それぞれ節点変位と等価節点力である. δ_i は接触節点の初期不整量であり, R_i は接触状態により変化する等価接触力である.

2.4.2 解析条件

トルク法による締付け過程は三次元問題となる.ここでは,リード角の影響は圧力 側フランク上にある節点に対してのみ考慮する.その結果,軸対称問題と同様の二次 元モデルを用いて,各節点の自由度を3とすることにより三次元解析を実施すること が可能となる⁽³⁰⁾.計算は,締付けトルク解放までの締付け過程と,解放後の状態を 別々に解析することにより,全体の締付け過程を評価する.前者については,ナット 側面の円周方向分布力により締付けトルクを与える.後者は,締付けトルク解放前に 対応した解析において得られた締結体各部のひずみを,初期ひずみとして与えること により締付け完了時の状態を解析し,軸力およびトルクがどの程度解放されるか求め る.解析に用いる摩擦係数の値は,図2.4において細線で示した様にモデル化して,解 析の第1段階では締付けトルク解放直前の値 μ_{11} , μ_{21} を,第2段階では締付け完了時 の値 μ_{12} , μ_{22} を用いる.なお,半径方向の摩擦係数は,円周方向と同じ値であると仮 定する.

2.4.3 締付け過程における接触状態

接触状態には,離隔,すべり,半径方向すべり円周方向固着,円周方向すべり半径 方向固着,固着の5つがある.締付け過程においては,ねじ面,ナット座面,ボルト 頭部座面のいずれの接触面においても,対応する接触節点が離隔しない限り,円周方 向の接触状態はつねにすべりであると考えられる.しかしながら,締付けトルクを解 放後は,接触面の円周方向に相対すべりが生じない場合が考えられる.このため,上 記の5種類の接触状態が必要となる.なお,接触面ではクーロンの摩擦法則が成立す ると仮定する.

2.4.4 解析モデル

メートル並目ねじ M16 を解析対象とし,実験と同様に 5 種類のグリップ長さ L_f に 対応したモデルを作成する.モデルの要素分割の一例($L_f=60$ mm)を図 2.6 に示す. 締結部を構成する材料のヤング率は 200GPa,ポアソン比は 0.3 一定とする.


図 2.6 有限要素モデル (M16, L_f=60mm)

2.5 解析結果

2.5.1 摩擦係数の影響

締付けトルク解放直前のねじ面とナット座面の摩擦係数の比 μ_{11}/μ_{21} に対する,軸 力の変化率 γ_1 の関係を図 2.7 に示している.ここでグリップ長さ L_f は 35mm 一定と している. μ_{11}/μ_{21} の値が1より小さくなるあたりから,軸力の低下がわずかに顕著 になっており,軸力低下に対しては μ_{11} より μ_{21} の影響がやや大きいという傾向を示 している. μ_{11}/μ_{21} が1より小さい範囲において,FEMと実験結果の差がやや大きく



図 2.7 ボルト軸力の変化率 (L_f=35mm)

なってるのは, $\mu_{11} \geq \mu_{21}$ に対応する締付けトルク解放後の摩擦係数の値のばらつきが 大きいことが原因の一つであり, さらにその結果, μ_{11}/μ_{21} に対する γ_1 の変化が不連 続になっていると考えられる.図2.7に示した結果と,図2.5で示したナット座面の摩 擦係数の低下率が最大になるところから軸力 F_b の低下が始まるという実験結果を考慮 して,軸力の変化率 γ_1 をナット座面の摩擦係数により評価する.図2.8は,ねじ面と ナット座面の摩擦係数の変化率 $\zeta_1 = \mu_{12}/\mu_{11}$, $\zeta_2 = \mu_{22}/\mu_{21}$ と,締付けトルク解放前 後の軸力の変化率 γ_1 とトルクの変化率 γ_2 , γ_3 の関係を示している.いずれの場合も, 摩擦係数の変化率が大きいほど,軸力,各トルクの変化率は大きくなっている.また, 実験値と解析値が同様な傾向を示していることから,本研究で提案した解析手法が妥 当であるといえる.

2.5.2 グリップ長さの影響

図 2.9 は,軸力 F_b とねじ部トルク T_1 の変化率 γ_1 , γ_2 に対するグリップ長さ L_f の影響を示している.なお,グリップ長さ L_f は呼び径 d で除して無次元化して示している.図より, L_f が小さくなるほど γ_1 および γ_2 の値がわずかに小さくなっている. γ_2 に関しては緩やかではあるがほぼ直線的に変化している. γ_1 の値の変化は数%以内と小さいが,グリップ長さが小さくなると,変化の割合がやや顕著になっている.なお,



図 2.8 ボルト軸力と各トルクの変化率 ($L_f=35$ mm)

実験値に比較して FEM により得られた γ_1 の値は,全体にやや高めに評価されているが,グリップ長さの変化に対する傾向は一致している.



(b) ねじ部トルク

図 2.9 ボルト軸力とねじ部トルクの変化率に対するグリップ長さの影響

2.6 考察

締付けトルクの解放を開始しても軸力がわずかながら増加し,その後低下するという現象について,その原因の一つの考え方を以下に示す.ナットに与えられる締付けトルクが増加すると,それに対応してボルトに蓄えられるひずみエネルギーの値も増加する.つぎに,所定の締付けトルクになり,トルクを解放すると,ボルトは蓄えら



図 2.10 ひずみエネルギーを評価するためのボルトの段付き円柱モデル



図 2.11 ボルトの全ひずみエネルギーの変化率



図 2.12 ボルトの全ひずみエネルギーの低下量に占める軸力およびねじ部ト ルクによるひずみエネルギーの低下量の割合

れたひずみエネルギーを解放しようとして,締付け時とは反対方向に戻り回転しよう とする.この戻り回転は,ナットが回転しない場合は軸力を増加させる方向の回転で ある.事実締付けトルク解放直後にナットがほとんど戻り回転しない間は,軸力がわ ずかに増加する.しかしながら,締付けトルクの解放が進むと,ナット座面トルクが ねじ部トルクと釣り合おうとして作用方向が逆になる.その途中の過程で,図2.2の中 央の図に示したように摩擦係数の絶対値が小さくなるところがあり,その場合にナッ ト座面が円周方向にすべり回転する.その結果,ねじ面においても局部的に相対すべ りが生じ,わずかながら軸力が低下すると推察される.

また,締付けトルク解放後の軸力とトルクの低下には,ボルトに蓄えられているひ ずみエネルギーが大きく影響していると考えられる.そこで,締付けトルク解放直前 と締付け完了時のひずみエネルギーの関係について考察する.図2.10のようにボルト を(a)はめ合いねじ部,(b)遊びねじ部,(c)円筒部の3つの部分からなるねじりと引 張りを同時に受ける段付き円柱と考える.ここでL₁はナットの高さ,dは呼び径,d₂ は有効径である.(a)部にかかる軸力とトルクは,ナット頂面からの距離により変化す るので,ナット頂面から任意の距離におけるボルト軸力を与える式⁽⁸⁷⁾を用い,軸力 とトルクにより生ずるひずみエネルギーを算出する.締付けトルク解放直前のボルト の全ひずみエネルギーを U_{t1} , 締付け完了時の全ひずみエネルギーを U_{t2} とし, この比 U_{t1}/U_{t2} のグリップ長さの関係を図 2.11 に示す.塗りつぶしてある点は FEM による解 析結果から算出した値である.両者とも同様の傾向を示しており,グリップ長さが小 さいほど変化が大きくなっている.また図 2.12 は,簡易モデルを用いてボルトの全ひ ずみエネルギーの低下量 ΔU_t に占める,軸力およびねじ部トルクによるひずみエネル ギーの低下量 ΔU_{Fb} , ΔU_{T1} の割合を計算した結果である.これらの比に対するグリッ プ長さの影響は比較的小さく, ΔU_t のうち約 70%が ΔU_{T1} になっている.以上の結果 から,解放されるひずみエネルギーは,軸力に起因する成分よりも,トルクに関連す る成分が支配的であるといえる.したがって,グリップ長さが変化した場合,軸力の 変化に比べてねじ部トルクの変化が大きく現れると考えられる.

2.7 結言

ボルト・ナットを用いてトルク法により被締結体を締付ける場合について,締付け トルク解放前後の力学的特性を実験および数値解析により検討した結果,以下に示す 結論を得た.

- 1. 締付け開始から完了状態まで軸力,トルク,接触面摩擦係数を連続的に同時測定 することにより,これらの因子の相互関係を明らかにした.
- 2. 締付けトルクが所定の値に到達した後、ナットに付加しているトルクを解放すると、ねじ面とナット座面の摩擦係数はただちに低下し始めるが、軸力はわずかに上昇した後に低下する.また、軸力はナット座面の摩擦係数の低下率が最大になったところから低下を開始する.
- 3. 締付けトルク解放前後のトルクおよび軸力の低下率を,三次元弾性接触問題として有限要素法により解析する手法を提案し,実験結果と比較することによりその妥当性を確認した.
- 4. 軸力とナット座面トルクの変化に対してはナット座面の摩擦係数,またねじ部の トルクの変化に対してはねじ面の摩擦係数の影響が大きい.
- 5. グリップ長さが小さいほど,締付けトルク解放前後の軸力とねじ部トルクの変化 率は大きくなる.

第3章

ボルト 締付け 過程の 弾塑性 有限 要素 解析

3.1 緒言

ボルトは複雑な形状をしており,ねじ谷底において高い応力集中を示す⁽⁹⁰⁾.そのた め,比較的低い軸力においても,局部的に降伏が生じていると考えられる.さらに近 年では,ボルトの性能を最大限に活用することを目的として,塑性域締付け⁽¹⁸⁾によ り高い軸力まで締付ける方法が用いられるようになった.以上の点から,ボルト締結 体の力学的特性を弾塑性問題として評価することは,極めて重要であると考えられる. しかしながら,はめ合いねじ部の特性を実験的に評価することは困難であり⁽⁹¹⁾,解析 による評価が不可欠となる.

一般に,ボルトの締付けは,ナットまたはボルト頭部にトルクを与えて行われるこ とが多い.しかしながら,これまで報告されているボルト締付け過程の弾塑性解析の 多くは,ボルトが軸力のみを受ける場合を対象としており^(33,34,35),ボルトに作用す るトルクを考慮した解析^(21,92)は少ないようである.

本章では、トルクによるボルト締付け過程の力学的特性を、弾塑性接触問題として 有限要素法により評価することを目的としている.具体的には、締付けにおける塑性 域の広がり、ねじ山荷重分担率の変化を明らかにし、ボルト軸力と伸びあるいはナッ ト回転角の関係についても考察する.さらに、本研究における有限要素解析手法の塑 性域締付け法への適用性について検討する.解析手法の妥当性は、締付け実験を実施 することにより確認している.

35

3.2 解析方法

3.2.1 軸対称モデルを用いた三次元解析

ボルトのはめ合いねじ部をモデル化する場合,計算機容量と計算時間および有限要 素メッシュ作成労力等の観点から,軸対称モデルが広く用いられている.しかしなが ら,トルクによるボルト締付け過程は三次元問題となる.福岡らは⁽³⁰⁾,ねじ面に働く 力の関係にのみリード角を考慮したモデルにより三次元弾性問題として解析を実施し たが,本研究ではその手法を弾塑性問題に応用する.ここで示したモデルでは,各節 点の自由度は3となるが,要素分割は二次元的である.

本手法では,次に示す円筒座標系におけるひずみ速度-変位速度関係を用いている.

$$\left\{\dot{\varepsilon}_{r},\ \dot{\varepsilon}_{\theta},\ \dot{\varepsilon}_{z},\ \dot{\gamma}_{r\theta},\ \dot{\gamma}_{\theta z},\ \dot{\gamma}_{zr}\right\}^{T} = \left\{\frac{\partial \dot{u}}{\partial r},\ \frac{\dot{u}}{r},\ \frac{\partial \dot{w}}{\partial z},\ \frac{\partial \dot{v}}{\partial r} - \frac{\dot{v}}{r},\ \frac{\partial \dot{v}}{\partial z},\ \frac{\partial \dot{w}}{\partial r} + \frac{\partial \dot{u}}{\partial z}\right\}^{T}$$
(3.1)

ここで, $\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}$ はそれぞれ r, θ, z 方向の変位速度である.式(3.1)では,ボルト締付け 時における各変位速度成分は円周方向に変化しないと仮定して,円周方向座標 θ に関 する微分の項は省略されている.その結果,軸対称モデルを用いた三次元解析が可能 となる.

3.2.2 接触問題

接触条件を定式化する手法としてはラグランジュの未定乗数法⁽⁸⁹⁾およびペナルティ 関数法^(93,94,95)が代表的である.本研究では,非線形問題を増分法として扱い,各増 分段階において連立一次方程式を逐次解くので,接触条件式を組み込んでも方程式の 次元数が増加しないペナルティ関数法を採用している.

接触面に発生するせん断力は,クーロンの摩擦法則に従うと仮定する.接触節点に おける接触状態については,問題が三次元であるために,接触面に垂直な方向を *z* 軸 と考えて「離隔」「すべり」「半径方向すべり・円周方向固着」「半径方向固着・円 周方向すべり」および「固着」の5種類を考慮する.

トルクによるボルトの締付けは,ナットを回転させることにより行われる.そこで, ナットの回転によりボルト軸力を生じさせるために,はめ合いねじ部の圧力側フラン クにおける接触節点に対して次の座標変換を行い,リード角βの影響を考慮する.

36



図 3.1 ねじ山圧力側フランク上の接触節点の座標変換

$$\begin{cases} r\\ \theta\\ z \end{cases} = \begin{bmatrix} \cos \alpha' & 0 & -\sin \alpha'\\ -\sin \beta \sin \alpha' & \cos \beta & -\sin \beta \cos \alpha'\\ \cos \beta \sin \alpha' & \sin \beta & \cos \beta \cos \alpha' \end{bmatrix} \begin{cases} r^{**}\\ \theta^{**}\\ z^{**} \end{cases}$$
(3.2)

ここで, α' はねじ山半角, β はリード角,そして $r - \theta - z \ge r^{**} - \theta^{**} - z^{**}$ は,それ ぞれ座標変換前後の円筒座標系を示しており, z^{**} は圧力側フランク面に垂直な方向と なる.図 3.1 は,式(3.2)による座標変換を模式的に示したものである.

3.2.3 解析条件

弾塑性解析には Prandtl-Reuss の構成式 ⁽⁹⁶⁾ を用いており,材料特性および接触問題 により生ずる非線形性は,増分法により線形化して扱っている.解析に必要な材料特 性は,後述する締付け実験に使用した強度区分 8.8 のメートル並目ねじ M12 のボルト から試験片を削り出し,その単軸引張り試験により決定している.ここで,単軸引張 リ下での真応力 σ と対数ひずみ ε の関係は,線形硬化弾塑性体を仮定し,初期降伏応 力 σ_y =790MPa,塑性の接線係数 H'=2700MPa とした.また,ヤング率とポアソン比 は,それぞれ 200GPa と 0.3 とし,ナットと被締結体に対してもボルトと同じ材料定数 を使用している.



図 3.2 境界条件

図 3.2 に境界条件を示す.締付けトルクは,ナット外表面節点の円周方向一様変位 として与え,ボルトが回転しないように,ボルト頭部の外表面節点の円周方向変位を 拘束している.また,被締結体のボルト頭部座面側の節点は全方向に拘束している.

接触面における摩擦係数は,ねじ面の値 μ_1 を 0.0 から 0.4 まで変化させ,ナット座面とボルト頭部座面における摩擦係数は 0.1 で一定と仮定している.

3.2.4 有限要素モデル

解析はおもにメートル並目ねじ M12とするが,呼び径の違いによる影響を検討する ために,M24とM36についても解析を実施する.したがって,特に断らない限り解析 結果は M12に対するものを示している.図3.3に本解析で使用した有限要素モデルを 示している.遊びねじ部のねじ山数は,いずれのモデルにおいても10山とし,被締結 体外径は呼び径dの2.5倍,グリップ長さ L_f は呼び径dの8倍としている.また要素 は,Crossed Triangles要素を使用している.



図 3.3 有限要素モデル (M12)



図 3.4 実験に用いたボルトの寸法

3.3 実験方法

解析の妥当性を確認するため,ボルトの締付け実験を実施する.実験においては,ボルト軸力 F_b ,ナット座面トルク T_2 ,締付けトルク T_t ,ボルト伸び δ を測定し,ボルト軸力 F_b とボルト伸び δ の関係について解析結果と比較する.

対象とするのは,強度区分 8.8(S45C)のメートル並目ねじ M12である.図 3.4 に使用したボルトの寸法を示している.ここで,グリップ長さ *L_f* はボルト呼び径 *d* の 8 倍の 96mm としているため,遊びねじ部長さは 16mm となる.

また図 3.5 には,実験装置を示している.ロードセルとして使用する被締結体は S55C 材で作成し,その両端には厚さ 10mm,直径 70mmのフランジを設けている.下側の フランジは固定用で,4本のボルトでベースに固定されている.また上側のフランジ は,ナット座面トルク T_2 の測定に用いるひずみゲージの校正時に使用する.ロードセ ル中心部の外表面には,ボルト軸力 F_b とナット座面トルク T_2 の測定用ひずみゲージ を張り付け,あらかじめ校正を行っている.ボルトの伸び δ は,ボルト両端に取り付 けた変位計(共和電業:DTH-A-10)の相対変位量として求める.またナットの締付け には,自作した長さ 1m のスパナを使用し,そのスパナに張り付けたひずみゲージに より,締付けトルク T_t を測定している.

ねじ面の摩擦係数 μ_1 とナット座面の摩擦係数 μ_2 は、それぞれ次式を用いて算出する.

$$\mu_1 = \tan\left\{\tan^{-1}\left(\frac{2T_1}{d_2F_b}\right) - \beta\right\}\cos\alpha' \tag{3.3}$$

$$\mu_2 = \frac{2T_2}{d_n F_b} \tag{3.4}$$



図 3.5 実験装置

ここで T_1 は, $T_1 = T_t - T_2$ により算出されるねじ部トルク, β はリード角, d_2 は有効 径, α' はねじ山直角断面におけるねじ山半角である.また d_n は, ナット座面の摩擦ト ルクの等価直径であり, 呼び径 dの 1.3 倍⁽⁸⁷⁾とする.また, ねじ面の摩擦係数 μ_1 の 影響を考察するため, 各接触面に塗布する潤滑剤を変え, $\mu_1=0.05 \sim 0.15$ の範囲で締付 け実験を行った.



図 3.6 ボルト軸応力と伸びの関係



図 3.7 ボルト軸応力とナット回転角度の関係

3.4 解析結果

3.4.1 ボルト軸応力と伸びおよびナット回転角の関係

図 3.6 に,締付け過程におけるボルト軸応力 σ_b とボルトの伸び δ の関係を,ねじ面の摩擦係数 μ_1 を 0.0 から 0.4 まで 0.1 ずつ変化させて示している.ここで,軸応力はボルト軸力 F_b を呼び径 d を直径とする断面積で除した値としている.いずれの μ_1 値に対しても,締付け初期の弾性範囲においてはほぼ同じ値を示しているが,摩擦係数



図3.8 ボルト軸応力と伸びの関係に対する解析結果と実験結果の比較

が大きいほど降伏の影響が現れるボルト軸応力が小さくなっている.また,摩擦係数 μ_1 が大きいほど,降伏開始後の傾きが小さくなる傾向が見られる.図3.7は,図3.6に 対応してボルト軸応力 σ_b とナット回転角度 θ の関係を示している.図3.6とほぼ同様 な変化を示すが,弾性部分における傾きが μ_1 の値によってわずかに異なることが分か る.また図3.8では,ボルト軸応力 σ_b とボルトの伸び δ の関係について,実験結果と 解析結果を比較している.ここでは,実験に対応してねじ面の摩擦係数 μ_1 が0.06と 0.125の場合を示している.いずれの摩擦係数についても,実験値と解析値は比較的よ く一致しており,本研究で用いている解析手法の妥当性が確認できる.

3.4.2 塑性域の広がり

図 3.9は、締付け過程の進行にともなう塑性域の広がりを示している.ここで図 3.9(a) は、ボルトが軸力のみを受ける場合であり、(b)(c)はそれぞれねじ面の摩擦係数 $\mu_1=0.2$ 、 および $\mu_1=0.4$ の場合の解析結果である、図中にボルト軸応力の大きさを示しており、 塑性域の広がりは黒く塗りつぶして示している、塑性変形は、いずれの場合もはめ合 いねじ部のナット座面に近いボルトねじ谷底から開始している、その後、軸応力の増加 にともなって降伏域が広がっており、最終的に遊びねじ部中心付近において、塑性域が



図 3.9 ボルト締付け過程の塑性域の広がり

ボルト中心にまで達することがわかる.また,図 3.9(a)のボルトが軸力のみを受ける 場合,各ねじ谷底から発生した塑性域は,約45度の方向へ広がっているが,図 3.9(c)の $\mu_1 = 0.4$ の場合,塑性域はねじ谷底からボルト中心部へ向かって進み,図 3.9(b)の $\mu_1 = 0.2$ の場合には,図 3.9(a)と(c)の中間的な塑性域の広がりを示している.この ことは,ねじ面の摩擦係数 μ_1 が大きいほど,同じ軸応力に対してねじ部トルク T_1 が 大きくなり,ねじ谷底付近の相当応力に対するせん断応力 τ_{θ_2} の寄与が大きくなったた めであると考えられる.

また,図3.9のいずれの場合も,ナットの降伏はほとんど確認されていない.ナット 座面の半径方向の摩擦係数については,その値が小さくなるほどナットが外側に変位 し,ナット座面に近いねじ山付近が降伏しやすくなるという傾向が確認された.

3.4.3 各応力成分の変化

図 3.10 は,ねじ面の摩擦係数 μ_1 が 0.2 の場合について,図 3.9(b) に細線で示したボ ルト遊びねじ部断面の半径方向応力分布を示したものである.トルク法によるボルト 締付けでは,軸方向応力 σ_z とせん断応力 $\tau_{\theta z}$ が,相当応力 σ に大きく寄与する.そこ で図 3.10 では,ボルト軸応力の変化に対して σ , σ_z , $\tau_{\theta z}$ の半径方向の分布パターンが どのように変化するかを示している.図中の記号は軸応力のレベルを表しており,い ずれも図 3.10(c) に示した軸応力に対応している.

図 3.10 より, ボルト軸応力が低く塑性変形が生じていない状態では, σ_z は表面付近 において高い値を示し, それ以外の部分ではほぼ一様な値を示している. $\tau_{\theta z}$ について は,中心から表面に向かって高くなっている.その結果,相当応力 σ の値は,ボルト 中心から表面側へ向かうにつれて徐々に増加し,表面部分で高い値を示している.図 には示していないが,このようなボルト内部における σ の分布パターンは, $\tau_{\theta z}$ に大き く影響されるので, μ_1 が大きくなるほど半径に対する σ の増加率は大きくなる.

さらにナットを締付けると,図 3.9 に示したように塑性域はねじ谷底表面から生じ はじめ,ボルト内部へ広がっていく.そのとき, $\tau_{\theta z}$ の最大値はボルト内部へ移動し, σ_z は $\tau_{\theta z}$ の小さなボルト中心部において高くなっている.この傾向は, μ_1 が大きくな るほど顕著となる.



図 3.10 締付け過程における遊びねじ部の半径方向の応力分布の変化 $(\mu_1 = 0.2)$



図 3.11 ねじ山荷重分担率の変化 (µ₁ = 0.2)

3.4.4 ねじ山荷重分担率の変化

図 3.11 は, 締付け過程の進行にともなうねじ山荷重分担率の変化を示す.ねじ山は, ナット座面から頂面へ向かって番号を付けている.締付けが進むと,第1ねじ谷底付 近の塑性域の広がりによる剛性低下のため,第1ねじ山の荷重分担率が低下している. その場合,第1ねじ山で受け持つことができなくなった荷重は,第3ねじ山以降のね じ山に比較的均等に分散されていくことが分かる.また,第2ねじ山の荷重分担率は, 軸応力が増加してもほとんど変化していない.

3.4.5 ボルト呼び径の影響

図 3.12 は、ボルト呼び径の違いが塑性域の広がりにおよぼす影響を示している.ここで、ねじ面の摩擦係数 μ_1 は 0.2 で、M12 の図 3.9(b) に対応している.図 3.9(b) と図 3.12 から、同じ軸応力値にもかかわらず、呼び径が大きくなるほど塑性域の広がりが小さくなっていることが分かる.この原因としては、呼び径 d が異なるとねじ山周辺の形状が非相似になる、すなわち呼び径の増加にともなってピッチ p に対する比 p/dが小さくなることによると考えられる.そこで、ボルト円筒部の応力ではなく、ねじ谷底径で定義した断面積に対する軸応力 σ_r =683MPa を等しくすることにより比較する.この時の塑性域分布を、図 3.13 に示している.図 - 20 3.9、図 3.12 と同様、ボルト円筒部で定義した軸応力値 σ_b を示している.図 3.13 より、ねじ谷底断面における



図 3.12 塑性域の広がりにおよぼすボルト呼び径の影響 $(\mu_1 = 0.2)$



図 3.13 塑性域の広がりにおよぼすボルト呼び径の影響 ($\mu_1=0.2, \sigma_r=683$ MPa)



図 3.14 ボルト軸力とねじ部トルクの相互作用曲線

平均応力が等しいにも関わらず,呼び径が小さいほど塑性域がボルト中心まで広がっていることがわかる.このことは,ボルト呼び径が大きいほどねじ谷底付近の相当応 力値に対するせん断応力の割合が低くなることに起因していると考えられる.

3.5 考察

ボルト軸力を降伏点を超えて締付ける方法を「塑性域締付け法」と呼び,最近その 有効性が確認されつつある⁽¹⁶⁾.この方法を使用する場合,降伏締付け軸力の評価が重 要となる⁽⁹⁷⁾.ここでは,本研究で用いた解析手法の塑性域締付け法に対する適用性を 検討するため,降伏締付け軸力を評価して,その結果を実験値と比較する.

降伏締付け軸力は,ひずみは全て遊びねじ部において生ずると仮定し⁽⁹⁷⁾,ボルトの 永久ひずみが 0.2%の点に対応する耐力から算出する.遊びねじ部長さは 16mm である ため,永久ひずみ 0.2%に対応するボルトの伸びは 0.032mm となる.したがって,図 3.6 に示した各 μ_1 に対する σ_b - δ 曲線と図中の細線の交点から降伏締付け軸力が求めら れる.ここで,降伏締付け軸力とその時のねじ部トルク T_1 の関係,すなわち相互作用 曲線を図 3.14 に示す⁽⁹⁷⁾.ねじ部の相互作用曲線から,ねじ面の摩擦係数 μ_1 が大きく なるほど,同じ軸力を得るのに必要なねじ部トルク T_1 が大きくなるので,降伏締付け 軸力の値が低下することがわかる.また,実験では μ_1 =0.05~0.15 となったが,その 値も図中に示している.実験値と解析値は比較的よく一致しており,ボルトの降伏締 付け軸力評価に対する本解析手法の有効性が確認できる.

3.6 結言

トルク法によるボルト締付け過程の力学的特性を,弾塑性接触問題として有限要素 法により評価した結果,以下の結論を得た.

- トルク法によるボルト締付け過程を、二次元形状モデルを用いた三次元弾塑性接触問題として解析する手法を提案した.また、ボルトの締付け実験を実施して、ボルト軸力と伸びの関係について解析結果と比較することにより、その妥当性を確認した。
- ボルトの塑性変形は、ナット座面に近いはめ合いねじ部ねじ谷底から発生し、摩擦係数が小さい場合は半径方向に対して45度の方向へ、また摩擦係数が大きい場合はボルト中心側へ向かって広がり、最終的には遊びねじ部中心付近でボルト中心まで達することを確認した。
- 3. ねじ山荷重分担率は、ボルトの降伏が開始すると、第1ねじ山の分担率が低下し始め、第3ねじ山よりナット頂面側のねじ山の分担率は比較的均等に上昇し、第 2ねじ山の値はほとんど変化しないことを確認した。
- ボルト軸応力と、ボルトの伸びあるいはナット回転角の関係に対するねじ面の摩擦係数の影響を示した.摩擦係数が高いほど、降伏現象が低いボルト軸応力の段階から現れ、また降伏後の変化率が小さくなった。
- 5. ボルト呼び径が大きいほど,同じ軸応力値に対する塑性域の広がりが小さいこと を示した.
- 塑性域締付け法において重要なボルトの降伏締付け軸力の評価を行い,実験値と
 比較することにより本解析手法の塑性域締付け法への適用の可能性を確認した.

第II部

金属平形ガスケットを用いた管フランジ 締結体の特性評価

第4章

管フランジ締結体のボルト 締付けシ ミュレーション

4.1 緒言

ボルト・ナットを用いて締結体を締付ける方法としては,トルク法,張力法,熱膨 張法等がある.このような締付け方法において,所定のボルト軸力を得るために問題 となるのは,各締付け方法に対して接触面の摩擦係数⁽⁷⁾,有効張力係数⁽²²⁾,ボルト の加熱方法⁽²⁶⁾などであり,従来から多くの研究が報告されている.しかしながら,管 フランジなど実際の構造物では,多数のボルトが使用されるので,トルク法で締付け た場合,最初のボルトを所定の軸力で締付けることは可能でも,引き続いて他のボル トを締付けていくと,最終的に各ボルトに残留する軸力は弾性相互作用の影響により 目標とする軸力と異なった値になることが知られている.

Bibelらは⁽⁸⁴⁾,締付け実験を数回くり返すことによって得られるデータを用いて,各 ボルトを1回ずつ,すなわち1ステップの締付けによって高い精度でボルト軸力を与え る手法を提案している.しかしながら,この手法では締結体の寸法が変わるたびに予 備実験を行わなければならない.またWeberらは⁽⁸⁵⁾,線形有限要素法を用いて,締付 け完了後の各ボルトの軸力が一定になるような初期軸力の算出を試みている.その結 果,最終的に得られるすべてのボルト軸力の平均値については,所定の軸力の99%に なることが示されている.しかしながら,個々のボルト軸力のばらつきは約20%とか なり大きく,また計算機容量等の観点から,合計20本のボルトを一度に4本ずつ締付 けるという仮定をおいており,必ずしも実用性の高い手法とはいえない. そこで本章では、より汎用性の高い手法の確立を目的として、管フランジを任意の 数のボルトで締付ける場合について、ボルトを逐次締付けた場合の軸力の変化と締付 け完了時における軸力のばらつきを、効率的に精度よく評価できる手法を提案する.解 析手法としては、三次元弾性接触問題として有限要素法を適用する.具体的には、各 ボルトに等しい軸応力を与えて逐次締付けた場合に生じるボルト軸応力のばらつきと、 締結完了時に均一なボルト軸応力を得るために必要な初期ボルト軸応力を算出する. 前者においては、フランジ座面形状、管フランジの呼び径の影響を、後者では、一般 に用いられる数回のステップにより締付け作業を完了する場合を扱う.また、実験を 行うことにより解析手法の実用性を検討する.対象とするのは、JIS B 2238 呼び圧力 40K、呼び径 50 のハプ付き一体形フランジであり、ガスケットとして厚さ 3mm の純 アルミ材の金属平形ガスケットを用いている.

4.2 解析方法

4.2.1 接触問題

接触問題の解析方法としては,従来の手法⁽⁸⁸⁾を,三次元多体弾性接触問題として多数のボルトを逐次締付けた場合の解析が可能なように拡張する.また接触面に発生するせん断力は,クーロンの摩擦法則に従うと仮定する.接触節点における接触状態については,問題が三次元であるために,接触面に垂直な方向をz軸と考えて「離隔」,「すべり」, x 方向すべり・y 方向固着」, x 方向固着・y 方向すべり」および「固着」の5種類を考慮する.

4.2.2 全体剛性方程式

ボルトのはめあいねじ部は幾何学的に非常に複雑な形状をしており,そのことがね じ部の応力解析を困難にしている.しかしながら,本研究における主要な解析項目は 締付けボルトのねじ部の応力分布ではなく,ボルト軸応力である.そこで,解析の効 率化を図るためにボルトとナットを単一の弾性体として扱う.管フランジ締結体の対 称性を考慮し半分のみをモデル化する.この場合,多数ボルトをまとめて1体とみな すと,解析はボルト・ナット,管フランジ,ガスケットの3体,およびボルト頭部座 面,ガスケット座面の2接触面からなる3物体2接触面問題に帰着される.この場合, 全体剛性方程式は次のようになる.

$$\begin{bmatrix} K_e & 0 & 0 & K_{eC1} & 0 \\ 0 & K_f & 0 & K_{fC1} & K_{fC2} \\ 0 & 0 & K_g & 0 & K_{gC2} \\ K_{C1e} & K_{C1f} & 0 & K_{C1} & 0 \\ 0 & K_{C2f} & K_{C2g} & 0 & K_{C2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_e \\ u_f \\ u_g \\ R_1 \\ R_2 \end{pmatrix} = \begin{cases} Q_e \\ Q_f \\ Q_g \\ \delta_1 \\ \delta_2 \end{cases}$$
(4.1)

ここで, $[K_e]$, $[K_f]$, $[K_g]$ はそれぞれ, 多数ボルトを一体とみなしたボルト・ナットの等価モデル, 管フランジ, ガスケットの剛性マトリックスである. $[K_e]$ はn本のボルトを使用した場合, j番目のボルト・ナットモデルの剛性マトリックスを $[K_{ej}]$ とすると,

$$[K_e] = \begin{bmatrix} K_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{e3} & 0 \\ & & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{en} \end{bmatrix}$$
(4.2)

となる.各物体の剛性マトリックス以外のマトリックスは接触に関するマトリックス である.また, u_e , Q_e などは,それぞれ節点変位と等価節点力である. δ_i は接触節点 の初期不整量であり, R_i は接触状態により変化する等価節点力である.ここで*i*は接 触面番号であり,1がボルト頭部座面,2がガスケット座面を示している. $\delta_1 \ge R_1$ は, 各々のボルトについて考えると以下のようになる.

$$\{\delta_{1}\} = \begin{cases} \delta_{11} \\ \delta_{12} \\ \delta_{13} \\ \vdots \\ \delta_{1n} \end{cases}, \ \{R_{1}\} = \begin{cases} R_{11} \\ R_{12} \\ R_{13} \\ \vdots \\ R_{1n} \end{cases}$$
(4.3)

 δ_{1j} , R_{1j} はそれぞれ j番目のボルトに対する接触節点の初期不整量と等価節点力である.

解析において,式(4.1)中の[K_e],[K_f],[K_g],および全体剛性マトリックスの左下 三角部分にある接触に関するマトリックス[K_{C1e}]などは,接触状態を定めるための反 復計算を通して一定である.そのため,これらのマトリックスは連立一次方程式を解 く過程において一度分解しておけばよいことになる.さらに,各ボルトを逐次締付け ていく過程において変化するのは δ_1 のみであり,効率的に計算を実施できる.

また,ボルトに逐次軸力を与えていく過程において,あるボルトを締付けると,弾 性相互作用によってそのボルトより後に締付けられるボルトの接触節点が全て離隔す



図 4.1 有限要素モデル

ることがある.この場合,そのボルトの剛体変位は拘束されないので,剛性マトリックスが特異となる.そこで,福岡が提案しているレギュラリティパラメータ⁽⁸⁸⁾を,ボルトに対してのみわずかに大きくすることにより,この状態を回避している.

4.2.3 解析モデル

有限要素モデルの一例を図 4.1 に示している.とくに断らない限り,図に示した 8本のボルトで締付ける大平面座モデルを解析の対象とする.メッシュ分割については,図 4.1 に示したモデルよりさらに細かいメッシュで解析を実施することにより,本研究で用いたモデルで十分な精度が得られることを確認している.各物体のヤング率とポアソン比はそれぞれ 200GPa および 0.3 とし,ガスケットのヤング率のみ 70GPa としている.接触面の摩擦係数 μ の影響は,以下の解析においてほとんど現れなかったので,全ての面において $\mu = 0.2$ 一定と仮定している.境界条件としては,ガスケットとボルトの対称面の変位を長手方向に拘束し,ガスケット対称面については円周方向変位も拘束している.



図 4.2 ボルト締付け順序に対応したボルト番号

4.2.4 ボルト軸力の与え方

各ボルトの軸力は,式(4.3)における δ_{1j} に不整量を与えることにより発生させる. ボルトjの軸力は,接触力を表す式(4.3)の R_{1j} の面直角成分の総和により求められる. またボルト軸応力は,軸力をボルトの呼び径を直径とする円の面積で除した値である. 図 4.2 は,本章で用いる締付け順序に対応したボルト番号を示している.

つぎに,ボルトに等しい軸応力を逐次与えていく場合,および最終的に均一なボルト軸応力を得ることを目的とした解析において,ボルト軸応力を発生するために必要 となる初期不整量の算出方法について述べる.前者の場合,各ボルトに等しい軸応力 を逐次与えていくが,その場合に与える不整量の大きさはボルトごとに異なった値と なる.また後者の場合は,各ボルトに逐次同じ大きさの初期不整量を与えるが,この 場合各ボルトに発生する初期軸応力は異なった値となる.以下にそれぞれの解析にお けるボルト軸力の与え方を,図4.3と図4.4に示す3本のボルトで締結される管フラン ジ締結体を例に説明する.

各ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合(図4.3)

bolt 1 の締付け

最初に bolt 1 を締付けるが,その場合接触面に与える不整量の値は,以下の手順によ リ決定する.まず適当な大きさの不整量を与えて,その場合に得られる軸応力を求め る.つぎに,不整量と得られる軸応力の大きさがほぼ線形関係ある点に注意して,不 整量の値を修正する.この場合,もし軸応力が変化しても接触状態が変化しなければ, 完全な線形関係が成立するので,不整量の修正は1回で終了する.その結果得られた 不整量の大きさが,bolt 1 の締付け時における d₁ である.この場合,bolt 1よりあと に締付けられるボルトの不整量はすべて零としている.







Tighten bolt 2



Tighten bolt 3 $\operatorname{Tighten} \operatorname{d}_2$

 F_{31}

 d_3

111

 $F_{33}=F$

図 4.3 各ボルトを等しい軸力で締付ける場合の解析手順

 F_{32}



図 4.4 締結完了時に均一な軸力状態を達成するための初期締付け力を算出 する解析手順 bolt 2 **の**締付け

つぎに2番目に締付ける bolt 2に対しても同じ手順を繰り返す.ここで注意すべきことは,それ以前に締付けたボルトの不整量(この場合は bolt 1の d₁)は一定に保って解析を実施するという点である.

bolt 3の締付け

bolt 3に対しても同じ手順を繰り返す.

図 4.3 で示した例においては,最終的に得られる bolt 3 締付け時の不整量を,各ボ ルトに対して同時に与えると,締付け完了時に各ボルトに残留する軸応力が求められ る.すなわち,実際の作業で問題となっているボルト軸応力のばらつきが評価できる ことになる.なお,以上の計算はプログラムの中ですべて自動で処理されるので,計 算の途中に解析者による修正は不要となっている.

締結完了時のボルト軸応力を均一にする場合(図4.4)

予備計算

式 (4.3) 中の δ_{1j} に, すべて等しい大きさの不整量を代入してボルト軸応力を求める. この場合,対称性からすべてのボルトに等しい軸応力が発生する.前述の「ボルトを 等しい初期軸応力で締付ける場合」と同様に,所定のボルト軸応力を与えるために必 要な不整量 d の大きさを反復計算により決定する.

bolt 1 の締付け

予備計算で求めた不整量 d を , bolt 1 に与える.この場合 , bolt 1 以外のボルトの不 整量は零とおく.

bolt 2 の締付け

不整量 *d* を , bolt 1 と bolt 2 に与える . この時 , bolt 3 の不整量は零としておく . bolt 3 の締付け

不整量 dを,全てのボルトに同時に与える.bolt 3の締付け力は所定の軸力と等しく なるので,最後に締付けを行うボルトの解析は行わなくてもよい.また,bolt 3の締 付け解析は,予備計算と全く同じとなる.

各ボルトに順次与えていく不整量の大きさはすべて同じ値である.すなわち,不整量 d を図 4.4 に示すように順次ボルトに与えていくと,締付け完了時に均一な軸応力を得るために各ボルトに与えるべき初期軸応力が,各段階で求められる.図4.4の場合,各ボルトの締付け力は F₁₁, F₂₂, F₃₃となる.

表 4.1 各ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合の 8 本のボルトで締付け られる管フランジに対する不整量

		Bolt Number j								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
Bolt-up Sequence k	1	d_1	0	0	0	0	0	0	0	
	2	d_1	d_5	0	0	0	0	0	0	
	3	d_1	d_5	d_3	0	0	0	0	0	
	4	d_1	d_5	d_3	d_7	0	0	0	0	
	5	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	0	0	0	
	6	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	0	0	
	7	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	d_4	0	
	8	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	d_4	d_8	

表 4.2 締結完了時のボルト軸応力を均一にする場合の 8 本のボルトで締付け られる管フランジに対する不整量

		Bolt Number j							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Bolt-up Sequence k	1	d	0	0	0	0	0	0	0
	2	d	d	0	0	0	0	0	0
	3	d	d	d	0	0	0	0	0
	4	d	d	d	d	0	0	0	0
	5	d	d	d	d	d	0	0	0
	6	d	d	d	d	d	d	0	0
	7	d	d	d	d	d	d	d	0
	8	d	d	d	d	d	d	d	d

以上示した計算手順から明らかなように,ボルトに等しい初期軸応力を与えた場合, 締付け完了時に発生する軸応力のばらつきは,計算の最後の段階で一度に計算される. また一方,最終的な軸応力を一定にするために各ボルトに逐次与えるべき軸応力の大 きさは,計算の過程で順次求められることになる.

以上の2つの場合に対して,式(4.3)中の初期不整量 δ_{1j} の大きさは,8本のボルト で締付ける場合 (n = 8),それぞれ表 4.1,4.2のようになる.

		Bolt Number j								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
Bolt-up Sequence k	1	1.000	0.042	0.052	0.052	0.000	0.042	0.049	0.000	
	2	1.004	1.000	0.085	0.085	0.002	0.002	0.002	0.002	
	3	1.024	1.020	1.000	0.112	0.000	0.005	0.000	0.005	
	4	1.047	1.044	1.005	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
	5	0.984	1.048	0.943	1.004	1.000	0.000	0.000	0.000	
	6	0.989	0.985	0.948	0.943	1.002	1.000	0.000	0.001	
	7	0.993	0.920	0.882	0.947	1.022	1.019	1.000	0.001	
	8	0.927	0.923	0.885	0.881	1.041	1.039	1.004	1.000	

表4.3 ボルト締付け過程におけるボルト軸応力の変化

4.3 実験方法

本研究で提案する数値解析の妥当性を確認するために,管フランジを多数ボルトで 1本ずつ締付けた場合の実験を行う.実験はJIS B 2238 呼び圧力40K,呼び径50のハ ブ付き一体形大平面座フランジを対象とし,メートル並目ねじM16を有する8本のボ ルトで締付ける.ガスケットとしては,厚さ3mmの純アルミ(A1050)材のものを対 象としている.締付け順序は図4.2 に示した通りである.締付けには,ナットにトル クを与えるためとボルトの回転を押さえるために2本のスパナを用いる.また,1本 目のボルトを締付ける際に大きな口開き変形が発生することを避けるために,全ての ボルトをあらかじめ5MPa程度の軸応力で軽く締付けておく.この状態を初期状態と し,この値からの増加量をボルト軸応力としている.各ボルトの円筒部には,軸応力 を測定するために2枚のひずみゲージを180度離して張付けている.

4.4 ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合

4.4.1 フランジ座面形状の影響と解析手法の妥当性

表 4.3 は,表 4.1 に対応する解析結果として,締付け過程の進行に伴うボルト軸応力 変化を示している.座面形状は大平面座であり,表中の値は締付け過程におけるボル



図 4.5 締付け完了時のボルト軸応力のばらつき



図 4.6 締付け過程における bolt 1 の軸応力変化

ト軸応力 σ_f と所定の初期軸応力 σ_i の比を示している.ここで, σ_i は 50MPa(ボルト 軸力: 10.1kN) 一定としている.すなわち, 8 行目の値が締付け完了時に各ボルトに 残留している軸応力を示している.表 4.1 において不整量が零となっている右上三角 の部分でも,表 4.3 ではわずかに軸応力が生じている.このことは,ボルトに軸力を 逐次与えていく過程において,多くのボルトの頭部およびナット座面で接触と離隔状 態が混在していることを示している.
図 4.5 は締結完了時のボルト軸応力のばらつきに対する座面形状の影響を示してお り,大平面座については実験値も示している.縦軸は締結完了時のボルト軸応力 σ_fを 所定の初期軸応力 σ_iで除して無次元化しており,横軸は図 4.2 で規定したボルト番号 を示している.大平面座における実験結果と解析結果は比較的よく一致しており,今回 提案した解析手法は妥当であるといえる.各座面形状を比較してみると,全面座では 締結完了時のボルト軸応力のばらつきはほとんど見受けられない.しかしながら,平 面座においては締結完了時のボルト軸応力のばらつきが大きくなっており,その影響 は大平面座よりもいわゆるフランジローテーションが大きい小平面座において顕著で ある.平面座フランジの場合,はじめに締付けられる bolt 1 から bolt 4 の 4 本のボル トの軸応力が弾性相互作用の影響により低下していることがわかる.また,bolt 5 と bolt 6 の軸応力は,管フランジの口開き変形⁽⁸²⁾のため増加していることが分かる.

図4.6 は一番最初に締付けられる bolt 1 の軸応力の変化を示したものであり,大平面 座の解析結果については表4.3 の第1列に対応している.ここで横軸は,締付け順序を 示している.平面座フランジの場合,bolt 1 の両隣に位置する bolt 5 と bolt 8 を締付 けると,bolt 1 の軸力は弾性相互作用の影響により低下していることがわかる.一方, それ以外のボルトを締付けると bolt 1 の軸力は若干増加しており,管フランジの口開 き変形が生じていることがわかる.また,小平面座の方が大平面座に比較して,両隣 のボルトを締付けた場合の軸応力低下率,およびそれ以外のボルトを締付けた場合に ついては軸応力の増加率が大きくなっている.すなわち,大きなフランジローテーショ ンを生ずるフランジ座面形状ほど,各ボルトによる弾性相互作用が大きいことを示し ている.全面座では締付け作業が進行してもボルト軸応力はほとんど変化していない.

4.4.2 管フランジの呼び径の影響

管フランジの呼び径がボルトの締付け特性に与える影響を考察する.対象とするの は,JIS B 2238 呼び圧力 40Kの大平面座フランジで,呼び径は15,50,150,300mm のものである.それぞれ4,8,12,16本のボルトで締付けが行われる.各管フランジ のボルト締付け順序を図 4.7 に示している.いずれも 90 度離れて位置する4本のボル トを1組とした,対角状の締付け順序としている.また,初期締付け力はボルト軸応 力 σ_i が 50MPa となるように設定している.

図 4.8 は上記手順によりボルト締付け解析を行った際, 締付け完了時のボルト軸応力

64



図4.7 ボルトの締付け順序に対応したボルト番号



図 4.8 締付け完了時のボルト軸応力のばらつきに対する管フランジの呼び径の影響

のばらつきを示している.フランジの呼び径が大きくなるほどボルト軸応力のばらつ きは大きくなっており,最大30%程度の軸力の低下が確認される.呼び径15以外の管 フランジに関しては,90度離れて位置する4本のボルトの軸応力がほぼ同じ値になっ ていることが分かる.また,呼び径150の場合のみボルト軸応力が3段階に変化して いることがわかる.

表 4.4 均一なボルト軸応力を目的とするボルト締付け解析過程におけるボルト軸応力の変化

		Bolt Number j								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
Bolt-up Sequence k	1	1.064	0.045	0.055	0.055	0.000	0.052	0.052	0.000	
	2	1.068	1.068	0.091	0.091	0.002	0.002	0.002	0.002	
	3	1.090	1.091	1.109	0.120	0.000	0.006	0.000	0.006	
	4	1.116	1.116	1.115	1.115	0.000	0.000	0.000	0.000	
	5	1.057	1.121	1.057	1.119	0.960	0.000	0.000	0.000	
	6	1.061	1.061	1.061	1.062	0.962	0.962	0.000	0.000	
	7	1.065	0.997	0.996	1.065	0.981	0.981	0.995	0.001	
	8	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	

表 4.5 有限要素解析より算出されたボルト締付け軸応力

_	Bolt Number j										
σ_i	1	2	3	4	5	6	7	8			
50	53.2	53.4	55.4	55.8	48.0	48.1	49.8	50.0			
100	104.9	105.0	107.1	107.2	97.7	97.9	99.7	100.0			
150	155.3	155.3	157.5	157.5	147.8	147.9	149.6	150.0			

[MPa]

4.5 締結完了時の均一なボルト軸応力を目的とする場合

本節では,締付け作業を終了した時点で全てのボルト軸応力を一様にすることを目 的として,そのために必要な初期軸応力の大きさを有限要素法により算出する.また, 実験を行うことにより,今回提案した解析の実用性を検討する.前節までは,各ボル トに1回だけトルクを与える,すなわち1ステップで締付けを完了させた場合につい て検討してきた.しかしながら,実際のボルト締付け作業では,一般的に片締め等を 防ぐ理由で各ボルトを数回ずつ締付けることにより作業を完了する.ここでは,3ス テップで締結完了時に150MPaの軸応力を与える場合を扱う.締付けを開始する時点 の各ボルトの軸応力を零とし,各ステップにおいて50MPaずつ軸応力を増加させると



図 4.9 有限要素解析より算出された初期ボルト軸力をもちいて,管フラン ジの締付け実験を行った際の各ステップにおけるボルト軸応力のばら つき

する.表4.4は,表4.2の各不整量に対応して求められた1回目のステップ(50MPa)に おける軸応力の解析結果を示している.値の表示方法は表4.3と同じである.8行目が 締付け完了時を表しており,すべてのボルトの軸応力が等しくなっている.また表4.5 は,各ステップの最初にそれぞれのボルトに与えた軸応力の大きさを示しており,1行 目の第1ステップの軸応力については,当然のことながら表4.4の対角成分に50MPa を乗じた値と等しくなっている.

この表から,例えば, bolt 1 と bolt 2 など 180 度離れた位置にあるボルトについて は,各ステップにおける軸応力の値はほとんど同じであることがわかる.また,両隣 の2本のボルトがそのボルトより後で締付けられる bolt 1, bolt 2, bolt 3, bolt 4 に ついては,比較的大きな初期軸応力を与えなければならないことがわかる.

図 4.9 は,表4.5 の値に従って締付け実験を行った場合の結果を示したものである. この場合,解析結果は全て1となるので,実験結果が1に近いほど本解析手法が実用 的であるといえる.この図より,締付け作業のステップ数が多くなるほどばらつきが 小さくなっていることがわかる.その原因としては,締付けのステップ数が増加する と,各ステップの締付けを開始時のボルト軸応力が高くなるので,管フランジ締結体 が変形しにくくなっていることが考えられる.図4.5 に示したように,各ボルトを逐 次一定の初期軸応力で締付けた場合のばらつきは約15%であり,ここで示した結果で は約3%のばらつきにとどまっている.したがって,今回提案した解析手法の妥当性が 確認されたといえる.

4.6 結言

金属平形ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け特性を,数値解析と 実験により検討した結果,以下に示す結論を得た.

- 各ボルトを等しい軸応力で逐次締付けた場合に発生する軸応力のばらつき、および締結完了時に均一なボルト軸応力を得るために必要な初期ボルト軸応力の大き さを、三次元弾性接触問題として有限要素法により効率的に評価できる手法を提 案した。
- 2. 小平面座のような曲げ剛性の低い管フランジほど,締付け完了時のボルト軸応力 のばらつきが大きくなることを示した.
- 3. 管フランジの呼び径が大きくなるほど,締付け完了時のボルト軸応力のばらつき が大きくなることを示した.
- 今回提案した解析手法は、一般に用いられている各ボルトを数回ずつ締付ける場合にも対応でき、締付けのステップ数が増すほど、ボルト軸力のばらつきが小さくなることを示した。

第5章

管フランジ締結体の内圧負荷特性に およぼすフランジ形状の影響

5.1 緒言

現在広く使用されている管フランジの形状寸法は,JIS,ANSI/ASME,DINなどの 規格によって定められている.しかしながら,締付けボルトの本数や各部の詳細な寸 法については,必ずしも力学的な観点から十分な検討を加えた結果決定されたものと はいえない.このことは,各規格の寸法系列が異なることからも明らかである.した がって,現行の管フランジ規格を力学的見地から体系的に検討し,合理的な規格を定め るための基礎データを蓄積することは極めて重要であると考えられる.その場合,規 格の多様性を考慮すると,実験的手法よりも数値解析による評価が有力であると考え られる.また,締付けボルトの影響を含めて解析する場合,管フランジ継手は三次元 モデルとなる.

そこで本章では,管フランジ締結体の力学的特性を体系的に解明する第一段階として,三次元弾性接触問題を扱える有限要素法を用いて,複雑な形状を有する管フランジ締結体のモデリングを工夫することによって解析の効率化をはかり,フランジ座面形状,締付けボルトの本数と呼び径,フランジの厚さ等が,管フランジ締結体の種々の力学的特性に及ぼす影響を検討する.解析の対象は,JIS B 2238 呼び圧力 40K,呼び径 50 のハブ付き一体形フランジで,ガスケットを使用しない場合^(63, 64, 65)を扱う. この規格において全面座は規定されていないが,比較のために大平面座(large raised face),小平面座(small raised face),全面座(flat face)を解析の対象とする.なお,



図 5.1 はめ合いねじ部等価高さを算出するための軸対称モデル

解析手法の妥当性については,管フランジ継手が長手方向に引張り荷重を受ける場合, および内圧を受ける場合について,締付けボルトの軸応力変化をひずみゲージで測定 することによって検証する.

5.2 解析方法

5.2.1 はめ合いねじ部等価高さ

ボルトのはめあいねじ部は幾何学的に非常に複雑な形状をしており,そのことがね じ部の応力解析を困難にしている主要な原因となっている.しかしながら,本章にお ける主要な解析項目は締付けボルトのねじ部の応力解析ではなく,接触面の面圧分布 とボルト軸応力の変化であるので,以下の手法により解析の効率化を図る.基本的に は図 5.1(a) に示すようなはめあいねじ部を,図 5.1(b) のような等価な軸方向剛性を持 つボルト頭部と類似の形状を有するモデルに置き換える.その結果,ボルトとナット が接触面を持たない単一の弾性体として扱うことが可能となる.図 5.1(b) に示した等 価モデルにおいて頭部高さ *H*を種々変化させ,はめあいねじ部の剛性と等しくなる等 価高さ *H*_{th}を求める.なお,解析は図 5.1(b) に示したモデルにより,軸対称弾性問題 として有限要素法により実施する.外力はモデル化したボルト円筒部下端に軸方向一 様変位として与える.なお等価モデルの頭部形状は,六角ボルトの頭部の二面幅と対



図 5.2 はめ合いねじ部等価高さとボルト呼び径の関係

角距離の平均を直径とする円柱であると仮定する.

以上の手順により,種々の呼びのボルトに対して求めた等価高さ H_{th} と接触面摩擦 係数 μ の関係を図 5.2 に示している.図中のdはボルトの呼び径を表しており, μ の大 きさはすべての接触面で同じであると仮定している.ボルトの呼びの影響は比較的小 さく,以下の解析においては摩擦係数 0.2 における平均的な値 である $H_{th}/d = 0.27$ を 用いる.

5.2.2 解析モデル

解析に用いた有限要素モデルの一例(大平面座)を図 5.3 に示す.要素には 8 節点 アイソパラメトリック要素を使用している.管フランジの円周方向の対称性を考慮し, モデルの中心角 θ_c は {360°/(2×ボルトの本数)}とし,対称面の円周方向変位を拘束 している.ボルト・ナットは,前節で得られた結果に従って一体としてモデル化して いる.したがって,解析モデルは上下フランジおよびボルト・ナットの等価モデルの3 物体と,フランジ座面,ナット座面およびボルト頭部座面の3 接触面から構成される3 体3 接触面問題となる.また,各物体のヤング率とポアソン比はそれぞれ 200GPa お よび 0.3 としている.接触問題の解析方法としては,前章と同じ手法を採用している. 接触面の摩擦係数 μ の影響は,以下の解析においてはほとんど現れなかったので,す べての面において $\mu = 0.2$ と仮定している.



図 5.3 有限要素モデル

5.2.3 境界条件

図 5.4 は,接触面の位置と境界条件を示している.初期締付け時におけるボルト軸 力は,ナット座面の初期不整量により発生させる.内圧は,管フランジ内表面に半径 方向の分布荷重として与える.その際管フランジに生ずる引張り荷重は,一方の管フ ランジの端部に軸方向の分布荷重として与え,もう一方の管フランジは下端の軸方向 変位を拘束する.また,内圧の増加に伴いフランジ座面が離隔していくが,離隔した 面には順次内圧を面に垂直な分布荷重として与え,離隔節点が発生しなくなるまでこ れを繰返す.以上の計算過程において,フランジ座面の一番外側の接触面節点が離隔 した場合,また全面座の場合はフランジ座面のボルト穴を形成する接触面節点が離隔 した場合に漏れが生じたとして計算を終了する.



図 5.4 接触面と境界条件

5.3 実験方法

本研究で用いる数値解析法の妥当性を確認するために,内圧が作用する場合と管フ ランジが長手方向に引張りを受ける場合の2通りについて実験を行い,ボルト軸応力 とボルトに生じる最大曲げ応力を測定し,解析結果と比較する.

まず,内圧の実験は,図5.5 に示した装置により実施する.使用する管フランジは 図5.6 に示した寸法の大平面座のフランジであり,各部の寸法は,JIS B 2238 呼び圧 力40K 呼び径50の基準寸法に準拠して作成しており,材質はSS400である.図中tは フランジ厚さを示しており,特に断らない限り規定値のt=24mmを用いる.上下フラ ンジの端部にはねじ穴が設けられており,それぞれ圧力変換器および油圧ポンプから のホースを接続するためのものである.締付けには,メートル並目ねじ M16を有する 8本のボルトを使用し,初期締付け時の軸応力はそれぞれ100MPaとする.内圧は油



図 5.5 内圧負荷実験装置

圧ポンプにより作用させ、この内圧の大きさは上側の管フランジにとりつけた圧力変 換器により測定する.内圧を増加させていき、測定圧力の上昇が止まりその値が変化 しなくなった点を漏洩が開始した点として実験を終了する.各ボルトには、フランジ 軸中心側とそれから180°離してひずみゲージが貼り付けられており、この2枚のゲー ジから得られる測定値を用いて、ボルト軸応力と最大曲げ応力を算出する.

管フランジの長手方向に引張り荷重を作用させる実験においては,JIS B 2238 呼び 圧力 40K 呼び径 15の大平面座と全面座の管フランジを用いる.そこで,管フランジに は最大 80kN までの引張り荷重を作用させる.この場合も管フランジの材質は SS400 であり,メートル並目ねじ M16を有する4本のボルトで締付ける.なお,各ボルトの 初期締付け軸応力は100MPaである.

74



図 5.6 大平面座フランジの寸法

5.4 解析結果と考察

5.4.1 ボルト軸応力と解析手法の妥当性

本節では,解析結果と実験結果を比較することにより,解析手法の妥当性を検討す るとともに,管フランジが軸方向引張り荷重,あるいは内圧を受けた場合の力学的挙 動について検討する.なお,呼び径15の管フランジは本節でのみ扱う.

まず管フランジが長手方向に引張り荷重を受けた場合について,ボルト軸応力 σ_b の解析値と実験値を図 5.7 に示している.図中 σ_i は,初期締付け時のボルト軸応力(=100MPa)である.大平面座,全面座とも,フランジ座面で接触が保たれている範囲ではボルト軸応力の増加率は小さいが,引張り荷重が増加して完全に離隔した後はボルト軸応力が直線的に変化し,増加率も大きくなっている.図 5.8 は,この場合のボルトの最大曲げ応力 σ_{bm} の変化を示している.フランジ部の変形による曲げモーメントの作用により,大平面座では全面座に比較してボルト初期締付け時の σ_{bm} が高い.し



図 5.7 管フランジ引張り荷重の増加にともなうボルト軸応力の変化 (管フラ ンジ呼び径 15mm)



図 5.8 管フランジ引張り荷重の増加にともなうボルト曲げ応力の変化 (管フ ランジ呼び径 15mm)

かしながら,引張り荷重が小さい範囲では, σ_{bm} の増加率は全面座の方が高くなっている.

図 5.9 は,内圧の増加に伴うボルト軸応力 σ_b の変化を示している.ここで,各座面 形状に対する結果の右端が,漏れが始まると考えられる点である.大平面座の場合,定



図 5.9 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化



図 5.10 内圧の増加にともなうボルト曲げ応力の変化

性的変化は比較的良く一致している.しかしながら,漏れの始まる内圧の大きさはやや異なっている.この一つの原因として,本解析では内部流体の粘性等を考慮していないことが考えられる.2種類の平面座において, σ_b は一旦低下してから増加に転じているが,全面座の場合は内圧の増加に伴って単純に増加している.また,漏れが生ずると考えられる内圧の値は,平面座に比べて全面座でかなり低くなっている.この場合のボルトの最大曲げ応力 σ_{bm} の変化を図 5.10 に示している.全面座では, σ_{bm} は



図 5.11 初期ボルト締付け時におけるフランジ座面の半径方向の面圧分布

ほとんどボルト軸応力と同じであり,ボルトに曲げがほとんど作用していない.平面 座の場合,初期締付け時の値は小平面座の方が高くなっているが,内圧の増加による σ_{bm}の増加率は大平面座の方がやや大きくなっている.

以上の結果,解析結果と実験結果は,全体的にはかなりよく一致しており,本研究 における解析手法は妥当であると考えられる.

5.4.2 フランジ座面圧力

図 5.11 は,初期締付け時におけるフランジ座面の半径方向の接触面圧を示している. $\theta = 0.0^{\circ}$ はボルト穴の部分, $\theta = 22.5^{\circ}$ は隣接するボルト穴との対称部分である.2種類の平面座では,初期締付け時からフランジの中心側が離隔しており,非常に特徴的な分布を示すが,全面座は全体的に面圧が低く,ボルトに近い部分でわずかに高くなっている.平面座において,フランジ座面の一番外側の面圧がわずかに低下しているが,これはフランジ座面の外縁部分の剛性が低いことに起因していると考えられる.

初期締付け時のフランジ座面の円周方向の接触面圧を図 5.12 に示す.2 つの平面座 においては座面の外周に沿った値であり,全面座では大平面座と同じ半径の円に沿っ た値である.この図から,大平面座においてはボルトに近い部分($\theta = 0.0^{\circ}$)で接触 面圧が低くなっており,わずかに条件は異なるが,ボルト穴を省略して有限要素解析 を行った従来の研究⁽⁶¹⁾とは違った傾向を示している.その理由としては,本研究で

78



図 5.12 初期ボルト締付け時におけるフランジ座面外縁部の面圧分布



図 5.13 内圧の増加にともなうフランジ座面外縁部の面圧分布変化

はボルト穴を含めて管フランジ締結体をモデル化したことが考えられる.しかしなが ら小平面座では,円周方向に対して面圧がほぼ一定になっている.すなわち,フラン ジ座面がある程度ボルト穴から離れると,ボルト穴の影響がほとんど現れなくなると 推察される.全面座については,ボルトに近い部分でわずかに面圧が高くなっている.

図 5.13 は,大平面座において,内圧が増加した場合の座面の外周に沿った接触面圧 の変化を示している.内圧が増加していくと,面圧の低下率が大きくなり,その傾向



図 5.14 初期締付け時のフランジ座面外縁の面圧分布

はボルトに近い部分で特に顕著である.すなわち,最終的にボルトに一番近い部分から漏れが生ずる可能性が高いことを示唆している.

5.4.3 ボルト本数の影響

ボルト初期締付け軸力の合計を8本締めの場合の値に固定して,ボルト本数を4本 から12本まで2本ずつ増加させることにより,締付けボルトの本数の影響を考察する.



図 5.15 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化におよぼすボルト本数の影響

図 5.14 の (a), (b) は,それぞれ大平面座と全面座の初期締付け時の接触面圧分布を図 5.13 と同じ表示方法で示している.大平面座においては,4本の場合を除いてほぼ同様な分布パターンとなっている.全面座においては,ボルト本数が少なくなると,ボルトに近い部分の面圧が高くなり,反対に遠い部分の面圧が低くなる傾向が見受けられる.図 5.15 は,大平面座において,内圧が増加した場合のボルト軸応力 σ_b の変化を示している.ボルト数が4本の場合を除いて,ほぼ同様な変化を示しており,漏れが生ずると考えられる内圧も4本の場合を除いてほぼ一定である.ボルトの最大曲げ応力 σ_{bm} については,ボルト本数が増加するにしたがって初期締付け時のボルト軸応力 σ_i に対する値 σ_{bm}/σ_i が高くなるという結果が得られた.

5.4.4 フランジ厚さの影響

フランジ厚さ(図 5.6 中 t)を,規格値に対して -4mm から +4mm まで 2mm ずつ 変化させた場合の影響を考察する.図 5.16 は,初期締付け時における大平面座のボル トに一番近い部分($\theta = 0.0^{\circ}$)の半径方向の面圧分布を示している.図から,フラン ジ厚さが厚いほど座面の外縁における面圧が小さくなり,全体的になだらかな分布に なる傾向にあることがわかる.図 5.17 は,内圧の増加に伴うボルト軸応力 σ_b の変化を 示している.フランジ厚さが厚くなると,漏れが発生すると考えられる内圧の大きさ はわずかな増加にとどまっているが,内圧の増加による σ_b の変化に対する影響は比較



図 5.16 初期締付け時のガスケット座面の半径方向の面圧分布に対するフラン ジ厚さの影響



図 5.17 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化に対するフランジ厚さの影響

的顕著である.また図には示していないが,ボルトに生じる最大曲げ応力 σ_{bm} も小さくなる.

5.5 結言

管管フランジ締結体の力学的特性を,三次元弾性接触問題として体系的に解析する ことを目的とし,数値解析と実験により検討した結果,以下に示す結論を得た.

- はめあいねじ部をボルト頭部と同様な形状に置き換えることにより,複雑な形状 を有する管フランジ締結体の力学的特性を,三次元弾性接触問題として有限要素 法により効率的に解析できることを示した.また,その解法の妥当性については, 管フランジ締結体が内圧を受けた場合と長手方向に引張りを受けた場合の実験と 比較することにより確認した.
- 2. 管フランジ締結体に内圧が負荷された場合,全面座フランジは平面座に比べて接触面面圧が全体に極端に低く,このため漏れが生ずると考えられる内圧が小さいと推察される.
- 3. ボルト穴を考慮した三次元解析を実施した結果,円周方向のフランジ座面面圧分 布は,必ずしもボルトに近いところが高いとは限らないことを示した.
- 4. 締付けボルトの本数がある程度以上になると,面圧分布および内部流体の漏れが 生ずると考えられる内圧の大きさはほとんど変化しなくなる.
- 5. 大平面座フランジの場合,フランジ厚さを厚くすると,フランジ座面の面圧分布 がなだらかになり,ボルトに生じる曲げ応力が小さくなる.

第6章

金属平形ガスケット 付き管フランジ 締結体の荷重負荷特性の評価

6.1 緒言

管フランジ締結体からの内部流体の漏洩問題にもっとも影響を及ぼすのは,使用時 のガスケット座面の面圧分布および離隔を含めた接触面積の大きさであると考えられ るが,これらの量を実験により測定することは非常に困難であり,従来の研究におい てはほとんど行われていないようである^(104,105).また,実際の管フランジ締結体では ボルトが離散的に配置されているにもかかわらず,解析においては軸対称モデルやボ ルト穴のない三次元モデルなど,かなり簡略化されたモデリングが行われている.

そこで本章では,管フランジ締結体の力学的特性をより精度良く評価することを目 的とし,三次元弾性接触問題として有限要素法を用いることにより,荷重の増加にと もなうボルト軸力とガスケット座面圧分布および接触面積の変化を考察する.前章で は,ガスケットを省略したモデルにより管フランジ締結体の基礎的な力学的特性を評 価した.ここでは,金属平形ガスケットを用いた場合について,その材質と厚さの違い による影響を検討する.対象とする管フランジは,前章同様JISB2238呼び圧力40K, 呼び径50のハプ付き一体形フランジであり,ガスケット座面形状として大平面座を有 している.荷重としては,内部流体により内圧が作用する場合に加え,配管系の自重 や地震による荷重に対応して曲げモーメントの影響⁽⁶⁸⁾も考察する.また,内圧と曲 げモーメントが作用する場合の実験を行い,ボルト軸力の変化を測定することにより, 解析の妥当性を検討する.



図 6.1 有限要素モデル

6.2 解析方法

6.2.1 解析モデル

解析に用いた有限要素モデルを図 6.1 に示す.(a) は荷重として内圧のみが作用する 場合に対するモデルであり,管フランジの円周方向の周期性を考慮し,モデルの中心 角 θ_c を {360°/(2×ボルトの本数)} としている.(b) は荷重として曲げモーメントと内 圧が同時に作用する場合のモデルであり,モデルの中心角は 180 度としている.いず れのモデルにおいても長手方向の対称性を考慮し,ガスケットの中心から半分のみを モデル化している.また,ボルトとナットは一体と仮定している.このため,解析モデ ルはフランジ,ガスケットおよび一体と仮定したボルトとナットの3体,およびボル ト頭部座面とガスケット座面の2 接触面から構成される3物体2 接触問題となる.材 料定数としては,ボルトとフランジのヤング率を200GPa一定とし,ガスケットのヤ ング率は軟鋼 (SS400) と純アルミ (A1050)を想定し,それぞれ 200GPa,70GPa とし ている.また,ポアソン比は0.3一定としている.接触面の摩擦係数 μは,全ての接 触面において $\mu = 0.2$ 一定と仮定している.

6.2.2 境界条件

ボルト軸力は,ボルト頭部座面の初期不整量により発生させ,初期軸応力を100MPa としている.内圧は,フランジ内表面および離隔しているガスケット座面に面直角方 向の分布荷重として与える.また,内圧により生じるフランジの引張り荷重は,フラ ンジの端部に軸方向の分布荷重として与える.曲げモーメントは,図6.1(b)に示すよ うに,4点曲げ試験と同様な方法により作用させている.また,ガスケットとボルト の対称面は長手方向の変位を拘束している.

6.2.3 解析の進め方

管フランジを用いた配管系においては,自重や各配管要素の固定方法等に起因して 使用前からフランジ部に曲げモーメントが作用している場合がある.その様な状態で 運転に入ると,管フランジは曲げモーメントが負荷された状態で内圧が変化するとい う条件下で使用されることになる.また,仮に曲げが作用しないように配管が設置で きても,地震等により曲げモーメントが生じることが考えられる.この場合,内圧が 付加された状態で曲げモーメントが変化することになる.以上のような状況を考慮す るために,本解析では以下の3つの荷重作用状態を扱う.

(1) 内圧のみ

- (2) 内圧一定で曲げモーメント増加
- (3) 曲げモーメント一定で内圧増加

例として,上記の(2)の場合の解析の進め方を図6.2に示す.この場合,解析は(A) 初期締付け時(B)内圧作用時(C)曲げ作用時の3つの段階に分けることができる.

まず(A)の初期締付け時においては,所定のボルト軸力が得られるボルト頭部座 面の初期不整量の大きさを決定する.

つぎに(B)の内圧が作用する場合,収束計算により各節点の接触状態を決定する. このとき,ガスケット座面に新しい離隔節点を生じた場合,その面に内圧に対応して 新たに分布荷重を付加し,再び接触状態を決定するための収束計算を行う.この操作 を繰り返し,新しい離隔節点が無くなった時点を内圧作用状態とする.



図 6.2 解析手順

最後に, (C)の曲げモーメント作用時については,荷重の増加にともなう接触面積の増減に対応して内圧を付加する面積を変化させ,曲げモーメントの各増分過程に対して接触状態を求める.なお,曲げモーメントの増分量は $\Delta M = 0.5 \mathrm{kN\cdot m}$ とした.

前述(1),(3)の荷重作用状態についても同様の手順で解析を進め,いずれの場合も ガスケット座面外縁の接触節点が離隔した時点で漏れが発生したと判定する.



図 6.3 実験装置

6.3 実験方法

本研究で用いる数値解析法の妥当性を確認するために,前章において示した3種類 の荷重作用状態に対応する実験を行う.そして,荷重に対するボルト軸応力の変化を 測定し,解析結果と比較する.

使用した管フランジの詳細な寸法は前章と同じである.使用する金属平形ガスケットは,内・外径がそれぞれ50,105mm,厚さは3mmと6mmの2種類,材質は軟鋼(SS400)と純アルミ(A1050)としている.締付けには,メートル並目ねじM16を有する8本のボルトを使用し,初期締付け時の軸応力はそれぞれ100MPaとする.各ボルトの円筒部には,180°離して2枚のひずみゲージが貼り付けられており,これらのひずみゲージから得られる測定値を用いてボルト軸応力を算出する.

図 6.3 に,荷重として内圧と曲げモーメントを同時に作用させる場合の実験装置を 示す.内圧は油圧ポンプにより作用させ,この内圧の値は圧力変換器により測定する. また,曲げモーメントを作用させるための荷重 F は,油圧シリンダにより作用させ,



図 6.4 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化

この値は油圧シリンダの下に取り付けたロードセルにより測定する.いずれの実験に おいても,漏洩が目視で確認された時点で測定を終了する.

6.4 内圧のみが作用する場合

6.4.1 ボルト軸応力の変化

図 6.4にガスケット厚さ $t_g = 6$ mm の場合について,内圧の増加にともなうボルト軸応力 σ_b の変化を示している.ボルト軸応力 σ_b は初期軸応力 σ_i で除して無次元化しており,各データの右端は漏れが生じると考えられる点である.実験値と解析値を比較すると,漏れが生じると考えられる内圧の大きさに多少違いがみられるものの,ボルト軸応力変化の傾向は比較的よく一致している.また,内圧が作用し始めると,いずれのボルトの軸応力も低下し始めている.つまり,ボルト軸力の増減分と外力の比である内力係数が負の値になる.これは,内圧の作用により平面座特有のフランジローテーションがより大きくなることによるものと考えられる.ガスケットの材料の影響については,ヤング率が大きなSS400の方が内圧の増加に対するボルト軸応力の変化量が大きくなるという結果が得られた.また,同図中にガスケットを用いない場合の解析結果も示している.以上の結果,ガスケットの剛性が高いほどボル



図 6.5 初期ボルト締付け時におけるフランジ座面の半径方向の面圧分布 (t_g=6mm)

ト軸応力の変化が大きい,つまり内力係数は負側に大きくなるといえる.これは,ガ スケットの剛性が高くなるほどガスケット座面の離隔面積が大きく,また,ガスケッ ト座面反力の作用点が,よりガスケット外縁部に近づき,内圧の作用にともないフラ ンジローテーションがより大きくなることに起因している.

6.4.2 初期締付け時のガスケット座面圧分布

ボルト初期締付け時におけるガスケット座面圧分布の解析結果を図 6.5 に示す.解 析モデルとして図 6.1(a)を用いているため,ここではボルト穴の中心を通る $\theta = 0.0^{\circ}$, および隣接するボルト穴との対称部分である $\theta = 22.5^{\circ}$ における半径方向の面圧分布を 示している.ガスケット厚さとしては $t_g = 6$ mmのものを用いており,ガスケットの材 質の違いによる影響も示している.いずれの場合も初期締付け時からかなりの部分が 離隔していることがわかる.これは,ガスケット座面形状が平面座であるために生じ るフランジローテーションの影響であると考えられる.また,ガスケットのヤング率が 小さいほど接触面積は大きくなっており,そのためガスケット座面外縁部における面 圧が低下している.ガスケットを用いない場合の接触面積は,ガスケットを用いた場 合と比べて小さくなっており,座面外縁部において非常に大きな面圧が発生している. ガスケット有効幅は JIS B 2205 に基づくと 9.3mm となり,ガスケット材料,厚さに よらず一定であるとされている.本解析による値は,ガスケット厚さが 6mmの場合,



図 6.6 内圧の増加にともなうガスケット座面の面圧分布変化 ($E_q=200$ GPa, $t_q=3$ mm)

ガスケット未使用,ガスケット材料 A1050 および SS400 においてそれぞれ,6.5,12.8, 10.2mm となっており,規格値とかなり異なることが確認できる.また, $\theta = 0.0^{\circ}$ と 22.5°の部分を比較すると,ボルト穴から遠い $\theta = 22.5^{\circ}$ の部分の方が面圧が高くなっ ている.この原因として,ボルト穴の存在によるフランジ部の剛性の変化が考えられ る.ガスケット厚さについては,厚さの増加にともなって面圧分布が一様に近づく傾 向となった.

6.4.3 ガスケット 座面圧分布変化

図 6.6 に内圧の増加にともなう、ガスケット座面圧分布および接触面積の変化を示して いる.図中に示した数字は内圧の大きさである.ガスケットはヤング率が $E_g = 200$ GPa, 厚さが $t_g = 3$ mmのものを対象としている.図中、白色で示している部分は接触して おらず、初期締付け時からかなりの部分が離隔していることがわかる.また、内圧の 増加にともない接触面積が減少している.離隔部分の広がりはほぼ同心円状であるが、 いずれの内圧においてもボルト穴の存在する $\theta = 0.0^\circ$ の部分の面圧が同一半径上で もっとも低くなっており、最終的に図に示した接触面の右下端部の接触面節点が離隔 し、その部分から漏れが生じるという結果となった.

図 6.6 のガスケット座面外縁部における円周方向の面圧分布を示したのが図 6.7 である.面圧の低下率は内圧の増加とともに大きくなっており,最終的に $\theta = 0.0^\circ$ のボルト穴のすぐ内側の界面から漏れが生じ始めることがわかる.この現象はガスケット材



図 6.7 内圧の増加にともなうガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布変 化 (*E_q*=200GPa,*t_q*=3mm)

料,厚さの組み合わせにかかわらず見受けられた.

6.5 内圧と曲げが同時に作用する場合

6.5.1 ボルト軸応力の変化

本節においてガスケットはとくにことわらない限り,厚さが3mmでヤング率が200GPa のものを対象としている.

図 6.8(a) は内圧を 8MPa 一定とし曲げモーメントを増加させた場合,(b) は曲げモー メントを 1kN·m 一定とし内圧を増加させた場合の,各荷重の増加にともなうボルト軸 応力の変化を示している.解析結果については,曲げモーメントによる対称性を考慮 して図中に示した 5 本のボルトのデータを示し,実験結果については曲げモーメント による引張り側の bolt 1 と圧縮側の bolt 5 の値を示している.各データの右端が内部 流体の漏れが始まると考えられる点である.実験値と解析値を比較すると,図 6.8(b) の bolt 5 の結果が多少異なるが,全体的には比較的よく一致しており,本解析の妥当 性が確認される.

図 6.9 は荷重の値が変化した場合の, bolt 1 と bolt 5 の軸応力変化の解析結果を示している.図 6.9(a) は内圧を一定として曲げモーメントを増加させた場合であり,内



図 6.8 ボルト軸応力の変化

圧を0,4,8MPaと変化させている.圧縮側に配置された bolt 5の場合,内圧の大き さにかかわらず曲げモーメントの増加に対して,ボルト軸応力は同様な減少傾向を示 している.これに対して,引張り側の bolt 1 は内圧が高いほど曲げの増加によるボル ト軸応力の増加率が高くなっている.また,内圧が大きいほど漏れが生じ始めると考 えられる曲げモーメントは小さくなっている.図6.9(b)は曲げモーメントを一定とし て内圧を増加させた場合であり,曲げモーメントを0,1,2,3kN·mと変化させてい る.bolt 1, bolt 5のいずれのボルトも曲げモーメントが大きくなっても,内圧の増加



図 6.9 ボルト軸応力の変化

に対する軸応力の変化傾向はあまり変わらないが,漏れが生じると考えられる内圧の 大きさは,曲げモーメントの増加にともなってかなり小さくなるといえる.

6.5.2 ガスケット座面圧分布変化

図 6.10 は曲げモーメントと内圧の増加にともなうガスケット座面圧分布と接触面積 の変化を示している.グレイスケールのレベルは図 6.6 と同じであるのでここでは省 略している.図 6.10(a) は内圧を 8MPa 一定とした場合の曲げモーメントの増加にとも



図 6.10 ガスケット座面の面圧分布変化

なう変化であり,図6.8(a)に対応している.左上の端の図はガスケット座面のメッシュ 分割図である.曲げモーメントが作用していない時は,ほぼ同心円状に面圧が分布し ているが,曲げモーメントの増加にともない図の上部の圧縮側では接触面積が増加し, また下部の引張り側では接触面積が減少している.そして最終的に引張り側から漏れ が生じる結果となっている.図6.10(b)は曲げモーメントを1kN·m一定として内圧を 増加させた場合の結果である.内圧が零で曲げモーメントのみ作用する場合,圧縮側



図 6.11 ガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布変化

の接触面積が大きく,引張り側は小さくなっている.内圧の増加にともなって,ほぼ 同心円状に接触面積が減少しており,最終的に図の下部の曲げモーメントによる引張 り側から漏れが生じる結果となっている.

図 6.11 は、図 6.10 に対応してガスケット座面外縁の円周方向の面圧分布を示している. $\theta = 0.0^{\circ}$ が引張り側で、 $\theta = 180.0^{\circ}$ が圧縮側である、図 6.11(a) より、曲げモーメントの増加にともない引張り側($\theta = 0.0^{\circ}$)の面圧が著しく減少し、逆に圧縮側では面圧が増加していることがわかる、図 6.7 と同様に、曲げモーメントが作用していない

場合は,ボルトに近い点,すなわち45°の周期で面圧が低くなっており,この傾向は 曲げモーメントが増加しても変わらない.また内圧を増加させた場合は,図6.11(b)よ り引張り側と圧縮側において,ともに面圧が低下しているが,その傾向は前者で顕著 である.

6.6 結言

金属平形ガスケットを使用した場合の管フランジ締結体の力学的特性を,実際の機器に近い三次元モデルを用いることにより,弾性接触問題として有限要素法により評価を行った結果以下のような結論を得た.

- 1. ガスケットの剛性が低くなるほど,初期締付け時のガスケット座面接触面積は広く,面圧は一様分布に近づき,さらに内圧の増加に対するボルト軸応力の変化率 は小さくなる傾向がある.
- 2. 荷重として曲げモーメントが作用する場合,引張り側のガスケット座面圧の変化 は圧縮側に比べて顕著である.
- 3. ガスケット座面外縁の円周方向の面圧分布は,初期締付け時において隣接するボルト穴との対称部分が最も高くなり,この傾向は荷重が増加しても変化しない.
- 4. 荷重の増加にともなうボルト軸応力の変化を実験により測定し,解析値と比較することにより本研究において用いた解析手法の妥当性を確認した.

第III部

ガスケットの非線形挙動を考慮した管フ ランジ締結体の特性評価
第7章

ガスケットの応力--ひずみ関係の同定

7.1 緒言

ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットの厚さ方向の剛性は,フランジ やボルトに比べて極端に低いため,管フランジ締結体の特性はガスケットの挙動に強 く影響を受ける.また,これらのガスケットは圧縮過程において,強い非線形特性お よびヒステリシス特性を示すことが知られている.このため,ジョイントシートガス ケットやうず巻形ガスケットを用いた管フランジ締結体の特性を評価することは非常 に困難である.

このようなガスケットの応力--ひずみ関係をモデル化する方法としては,最も簡単な 線形弾性体を仮定する方法が多く用いられてきた^(58,72,73).通常,管フランジ締結体 はボルトの締付けを行った後,内部流体による内圧を受ける.この時,ガスケットは ボルト締付け時に圧縮,内圧作用時に除荷される.ガスケットの応力--ひずみ曲線は負 荷時と除荷時で異なった曲線を描くことが知られており,ガスケットを線形弾性体と するモデル化では,管フランジ締結体の特性を連続して評価することは困難である.

この問題を解決するために永田らは^(75,76),ガスケットの圧縮過程と除荷過程のヤ ング率を変化させ,管フランジ締結体の締付け,内圧負荷,曲げモーメント負荷過程 を連続して評価することのできるガスケットのモデル化を提案している.しかしなが らガスケットのヤング率を算出する際,どのガスケット応力を参照値とするのかなど の問題がある⁽⁷⁷⁾.また,ボルトの締付け力を変化させて管フランジ締結体の特性を評 価する場合,ガスケットの応力レベルが変わるため,ヤング率を変化させる必要が生 じる.



図 7.1 うず巻形ガスケットの構造(再記)

以上のような点を考慮すると,管フランジ締結体の特性を様々な条件下で精度良く 評価するためには,ガスケットの非線形挙動を考慮する必要があると考えられる.そ のためには,まず複雑な挙動を示すガスケットのデータの整理方法を確立することは 大変有効である.そこで本章では,強い非線形挙動を示すガスケットの応力--ひずみ関 係を同定する方法を提案する.ガスケットとしては,石綿ジョイントシートガスケッ トとうず巻形ガスケットを対象とする.

7.2 試験方法

7.2.1 試験ガスケット

使用するガスケットは,日本バルカー工業(株)製の石綿ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットである.

石綿ジョイントシートガスケットは,長繊維のクリソイタイル石綿を主材とし,これに耐熱・耐化学薬品性バインダーと少量の無機充てん材を混和して加熱ロールで加硫したものである⁽⁴⁴⁾.

うず巻形ガスケットは,図7.1に示すようにV字形断面の金属製フープと緩衝材で



Gasket No.1:石綿ジョイントシートガスケット



Gasket No.2:内外輪付きうず巻形ガスケット(JIS B 2404 D-40K-50)



Gasket No.3: 基本形うず巻形ガスケット (JIS B 2404 A-M-50)



Gasket No.4: 外輪付きうず巻形ガスケット(JPI 150-4)

図 7.2 圧縮試験に用いたガスケットの形状寸法

あるフィラーとを重ね合わせ,うず巻状にかたく巻き込んだものである⁽⁴⁴⁾.ここでは,フープおよび内外輪材はSUS304,フィラー材としては特殊石綿紙を用いたガス ケットを対象としている.

今日の石綿規制のため,今後石綿繊維を用いたガスケットの使用は減少していくこ

とが予想される⁽¹⁰⁶⁾.しかしながら,アラミド繊維などを用いた新しいガスケットに 比べて,石綿繊維を用いたガスケットは,その圧縮特性に対するメーカー間の差が小 さいと言われている.また,本研究では新しいガスケットの挙動評価が目的ではなく, 複雑な挙動を示すガスケットのデータ整理方法およびこれらのガスケットを用いた管 フランジ締結体の特性評価が目的であるため,これまで長い間用いられてきた石綿繊 維を用いたガスケットを対象としている.

ここでは以下の4種類のガスケットを試験の対象としている.

Gasket No.1:石綿ジョイントシートガスケット

Gasket No.2 : 内外輪付きうず巻形ガスケット (JIS B 2404 D-40K-50)

Gasket No.3 : 基本形うず巻形ガスケット (JIS B 2404 A-M-50)

Gasket No.4 : 外輪付きうず巻形ガスケット(JPI 150-4)

各ガスケットの寸法を図 7.2 に示している.図中,黒く塗りつぶした箇所がガスケット 本体であり,斜線部は内輪または外輪を示している.Gasket No.1の石綿ジョイント シートガスケットは試験用に設定した寸法である.また,Gasket No.2 と No.3のうず 巻形ガスケットの寸法形状は JIS B 2404 に準拠しており,呼び径 50mm の管フランジ に適用される.うず巻形ガスケットの基本形は,みぞ形フランジやはめ込み形フラン ジに用いられる.Gasket No.4の外輪付きうず巻形ガスケットは,JPI 150lb 4in の管 フランジに使用される.石綿ジョイントシートガスケットは厚さ 3mm,うず巻形ガス ケットは厚さ 4.5mm のものを対象としている.

7.2.2 試験手順

石線ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットの応力-ひずみ関係は,除荷 曲線と再負荷曲線においてヒステリシス特性を示す.また,除荷曲線の傾きは除荷を 開始する負荷曲線上の応力レベルによって異なることも知られている.これらの点を 考慮し,ここでは圧縮試験において負荷と除荷を繰り返すサイクル試験を行う.

各試験ガスケットに対する試験手順は以下の通りである.いずれも平均ひずみ速度は 0.001[/sec] としている.

<u>Gasket No.1</u>

最大のひずみ 0.1 まで 0.01 ずつ負荷と除荷を繰り返す.



図 7.3 圧縮試験より得られたガスケットの応力--ひずみ関係 105



図 7.4 応力-ひずみ関係の同定手順1(石綿ジョイントシートガスケット)

Gasket No.2 & 3

最大のひずみ 0.3 まで 0.03 ずつ負荷と除荷を繰り返す.

Gasket No.4

最大の圧縮ひずみ 0.24 まで 0.03 ずつ負荷と除荷を繰り返す.

各ガスケットの圧縮試験により得られた応力--ひずみ関係を図 7.3 に示している.



図 7.5 応力--ひずみ関係の同定手順 2(石綿ジョイントシートガスケット)

7.3 応力--ひずみ関係の同定手順と同定結果

図 7.3 からわかるように,いずれのガスケットも除荷曲線と再負荷曲線においてヒ ステリシス特性を示している.しかしながら,管フランジ締結体の使用環境において, 一旦負荷されたガスケットが非常に低い応力レベルまで除荷し,さらにその点から再 負荷することは少ないと考えられる.そこで,再負荷時も除荷曲線を通ると仮定する.

Gasket No.1 の石綿ジョイントシートガスケットを対象に,図7.4 と図7.5を用いて 応力-ひずみ関係の同定手順を説明する.

- (1) 測定値から除荷曲線のみ取り出し,各除荷曲線上の最大ひずみと最大応力を ε_y , σ_y とする.これらの値は,除荷が開始した時点の負荷曲線上のひずみと応力に対応する.また,この点から完全に除荷したときの残留ひずみを ε_r とする.
- (2) $(\varepsilon_y, \sigma_y)$ の関係を指数関数 $\sigma = a \{ \exp(b \cdot \varepsilon) 1 \}$ を用いて最小二乗近似を行う.その結果,式 $\sigma = 12.6 \{ \exp(19.6 \cdot \varepsilon) 1 \}$ が得られた.
- (3) 図 7.3 からわかるように,除荷曲線の勾配は除荷開始時の応力レベルに依存する. そこで, $\varepsilon_r \ge \varepsilon_y$ の関係を検討する.ここでは, $\varepsilon_r = 0.47 \cdot \varepsilon_y$ という線形関係が得られた.
- (4) 除荷曲線を指数関数 $\sigma = \alpha \exp(\beta \cdot \varepsilon) + \gamma$ で近似する.この時,除荷曲線は 2 点 (ε_y, σ_y) と ($\varepsilon_r, 0$)を通るため,式中の未知数は 1 つとなる.ここで, $\beta \ge \varepsilon_y$ の関係を検討すると, $\beta = 431.0 \exp(-37.9\varepsilon_y) + 57.6 \ge$ いう関係が得られた.

以上のような手順により,各ガスケットに対して応力--ひずみ関係を同定した結果を つぎに示す.なお,式中の応力の単位は MPa である.

Gasket No.1:石綿ジョイントシートガスケット

負荷時:

$$\sigma = 12.6 \left\{ \exp(19.6\varepsilon) - 1 \right\}$$

除荷・再負荷時:

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$

$$\beta = 431.0 \exp(-37.9\varepsilon_y) + 57.6$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

$$\varepsilon_r = 0.47 \cdot \varepsilon_y$$

Gasket No.2:内外輪付きうず巻形ガスケット

負荷時:

 $\sigma = 65.2 \cdot \varepsilon + 27.3 \times 10^2 \cdot \varepsilon^2 - 17.4 \times 10^3 \cdot \varepsilon^3 + 32.1 \times 10^4 \cdot \varepsilon^4 - 17.5 \times 10^5 \cdot \varepsilon^5 + 28.8 \times 10^5 \cdot \varepsilon^6$

除荷・再負荷時:

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$
$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$
$$\beta = 103.3 \cdot \exp(-9.9 \cdot \varepsilon_y) + 63.6$$
$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

$$\varepsilon_r = 1.25 \cdot \varepsilon_y^2 + 0.47 \cdot \varepsilon_y$$

Gasket No.3: 基本形うず巻形ガスケット

負荷時:

 $\sigma = 0.88 \cdot \varepsilon + 37.0 \times 10^2 \cdot \varepsilon^2 - 25.1 \times 10^3 \cdot \varepsilon^3 + 75.6 \times 10^3 \cdot \varepsilon^4 - 99.3 \times 10^3 \cdot \varepsilon^5 + 43.0 \times 10^3 \cdot \varepsilon^6$ 除荷・再負荷時:

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$

$$\beta = 958.0 \cdot \exp(-48.4 \cdot \varepsilon_y) + 91.8$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

$$\varepsilon_r = 1.25 \cdot \varepsilon_y^2 + 0.47 \cdot \varepsilon_y$$

Gasket No.4: 外輪付きうず巻形ガスケット

負荷時:

$$\sigma = 9.4 \left\{ \exp\left(9.5 \cdot \varepsilon\right) - 1 \right\}$$

除荷・再負荷時:

$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$$

$$\beta = 646.6 \cdot \exp(-44.9 \cdot \varepsilon_y) + 94.4$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$$

$$\varepsilon_r = 2.09 \cdot \varepsilon_y^2 + 0.24 \cdot \varepsilon_y$$

以上の同定結果を,図7.6から図7.9に実線で示している.図7.6の石綿ジョイント シートガスケットの試験結果は,図を見やすくするために除荷曲線のみ示している.い ずれも同定結果は試験結果とよく一致しており,ここで対象としたガスケットの特性 をよく表しているといえる.



図 7.6 ガスケットの応力--ひずみ関係(Gasket No.1:石綿ジョイントシート ガスケット)



図 7.7 ガスケットの応力--ひずみ関係(Gasket No.2:内外輪付きうず巻形ガ スケット)



図 7.8 ガスケットの応力-ひずみ関係(Gasket No.3:基本形うず巻形ガスケット)



図 7.9 ガスケットの応力--ひずみ関係 (Gasket No.4:外輪付きうず巻形ガスケット)

7.4 結言

複雑な挙動を示すガスケットの応力-ひずみ関係を同定する方法を提案し,その妥当 性を確認した.本章で提案したガスケットの応力-ひずみ関係の整理方法は,有限要素 解析などの数値解析のみならず,一般に行われている材料力学や弾性論に基づくボル ト締結体の設計にも非常に有効であると考える.また,ガスケットとして石綿繊維を 用いたものを対象としたが,それ以外の材質を用いたガスケットに対しても,本手法 は適用できると考えられる.

第8章

管フランジ締結体のボルト 締付け過 程の有限要素解析

8.1 緒言

第4章では,金属平形ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け過程を シミュレーションすることのできる有限要素解析手法を提案した.そして,この解析 方法を用いて JIS B 2238 呼び圧力 40K,呼び径 50mm の管フランジを対象に,純アル ミ材の金属平形ガスケットを用いた管フランジ締結体の締付け特性を評価した.その 結果,座面形状が大平面座の場合,各ボルトを1本ずつ逐次締付けた時の締付け完了 時のボルト軸力のばらつきは,最大約15%であることを示した.

ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットは,その厚さ方向の剛性が非常 に小さいため,ボルトの締付けによる管フランジの軸方向変位は,金属平形ガスケッ トを用いた場合より大きくなる.このため,多数のボルトを1本ずつ締付ける際のボ ルト間の弾性相互作用は,金属平形ガスケットを用いた場合よりも顕著に現れる.実 際,これらのガスケットを用いた管フランジ締結体において,弾性相互作用に起因す るボルト軸力のばらつきは,90%以上に達することもあるという報告⁽⁸⁰⁾がある.しか しながら前章でみたように,ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットは非 常に複雑な挙動を示すため,第4章で示した解析手法ではボルト締付け過程を精度良 く評価することは困難である.

そこで本章では,剛性が低く複雑な挙動を示すガスケットを用いた管フランジ締結 体のボルト締付け過程をシミュレーションすることのできる有限要素解析手法を提案

113

する.ここでは,ガスケットとして石綿ジョイントシートガスケットとうず巻形ガス ケットを対象とする.また,解析手法の妥当性は,実験結果と比較することにより確 認する.

8.2 解析方法

8.2.1 增分計算

ボルトとフランジ材料は線形弾性体と仮定している.このため解析の非線形性は,ガ スケット材料特性および接触状態の記述により生じる.本解析においては,この非線 形性を増分法により線形化して扱う.ここで,各増分段階における線形的取り扱いを 許容する増分率は,以下の各条件を満足する最小値とする.

- (1) 現増分段階の接触条件を破らない.
- (2) ガスケット要素の再負荷過程において,除荷開始時の負荷曲線上の応力値を越え ない.
- (3) ガスケット要素のひずみ増分量および応力増分量がある一定値を越えない.

8.2.2 一次元ガスケット 要素

ジョイントシートガスケットは厚さ 0.5mm~3.0mm, うず巻形ガスケットは 1.6mm ~6.4mm の範囲のものが多く用いられているようである⁽⁴⁴⁾.また図 7.1 に示すよう に,うず巻形ガスケットは,フープとフィラーを重ね合わせたものを巻き付けて作製 されており,構造的に複合化されている.このため,ガスケットの挙動を評価する際, 材料の単軸試験を行うことは非常に困難である.このような理由のため,通常前章で 示したように製品化されたガスケットの圧縮試験を行うことで,その応力–ひずみ関係 を評価している.

このように一般に広く行われている試験のデータを用いて管フランジ締結体の特性 を評価することは,工業的に非常に実用性が高いと考えられる.さらに,管フランジ 締結体の締付けおよび力学的な特性は,ガスケットの厚さ方向の剛性に大きく支配さ れる.これらの点を考慮し,本解析ではガスケットを厚さ方向にのみ剛性を有する非 線形一次元要素としてモデル化する.これ以降,この要素を「一次元ガスケット要素」 と呼ぶことにする.このようなモデル化を行うと,前章で得られたガスケットの応力-ひずみ関係式を直接使用することができる.ここで導入した一次元ガスケット要素は, 次節で示す三次元有限要素法に組み込まれる.

8.2.3 接触問題

接触問題の解析方法としては,従来の手法⁽⁸⁸⁾を,三次元多体接触問題として多数 のボルトを逐次締め付けた場合の解析が可能なように拡張する.ボルト頭部座面にお いて,完全固着と摩擦係数を零とおいた場合の結果を比較したところ,ほとんど差が 見られなかったので,接触状態としては全ての接触面において「離隔」および「固着」 の2種類のみを考慮する.

8.2.4 全体剛性方程式

解析は対称性を考慮して,片側の管フランジのみをモデル化して実施する.ここで, ボルトとナットは単一の弾性体として扱う.さらに,多数ボルトをまとめて1体とみ なすと,解析はボルト・ナットの等価モデル,フランジおよびガスケットの3体,お よびボルト頭部座面とガスケット座面の2接触面からなる3体2接触面問題に帰着さ れる.この場合,全体剛性方程式は次のようになる.

$$\begin{bmatrix} K_e & 0 & 0 & K_{eC1} & 0 \\ 0 & K_f & 0 & K_{fC1} & K_{fC2} \\ 0 & 0 & K_g & 0 & K_{gC2} \\ K_{C1e} & K_{C1f} & 0 & K_{C1} & 0 \\ 0 & K_{C2f} & K_{C2g} & 0 & K_{C2} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta u_e \\ \Delta u_f \\ \Delta u_g \\ \Delta R_1 \\ \Delta R_2 \end{pmatrix} = \begin{cases} \Delta Q_e \\ \Delta Q_f \\ \Delta Q_g \\ \delta_1 \\ \delta_2 \end{cases}$$
(8.1)

ここで, $[K_e]$, $[K_f]$, $[K_g]$ はそれぞれ, 多数ボルトを一体とみなしたボルト・ナット, フランジおよびガスケットの剛性マトリックスである. $[K_g]$ は対角成分にガスケット の要素剛性を持つ対角マトリックスであり,以下のように表される.

$$[K_g] = \begin{bmatrix} k_{g1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{g2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{g3} & 0 \\ & & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{gm} \end{bmatrix}$$
(8.2)

ここで, m はガスケット座面の接触節点数, つまり一次元ガスケット要素の数になる.

各ガスケット要素の剛性 k_{gi}は,前章で同定した応力-ひずみ関係式の負荷曲線または 除荷曲線の勾配に対応しており,増分計算の過程において変化する.

その他のマトリックスは接触に関するマトリックスである.また, Δu_e , ΔQ_e などは,それぞれ節点変位増分と等価節点力増分である. δ_i は接触節点の初期不整量であり, ΔR_i は接触状態により変化する等価節点力増分である.ここで,iは接触面番号であり,1がボルト頭部座面,2がガスケット座面を示している.

解析において,式(8.1)中の[K_e],[K_f],および全体剛性マトリックスの左下三角部 分にある接触に関するマトリックス[K_{C1e}]などは,その性質上全増分段階を通して一 定である.そのため,これらのマトリックスは一番初めの増分段階における連立一次方 程式を解く過程において,一度だけ分解しておけばよく,効率的に計算を実施できる.

8.2.5 解析モデル

本解析において用いた有限要素モデルを図 8.1 に示している.対象とする管フランジ は、第 II 部において用いた JIS B 2238 呼び圧力 40K,呼び径 50mm の大平面座を有す るものである.使用するガスケットに応じて管フランジのガスケット座面部のメッシュ 分割を変えている.ガスケットには,石綿ジョイントシートガスケット(前章:Gasket No.1—内外径は異なる)と,内外輪付きうず巻形ガスケット(前章:Gasket No.2)を 用いている.これらのガスケットの座面寸法を図 8.2 に示している.後述する実験で用 いる石綿ジョイントシートガスケットの外径はボルト円筒部に内接する寸法となって いるが,解析では一次元ガスケット要素を用いているためフランジ座面外径(ϕ 105) までをモデル化している.うず巻形ガスケットの場合,ガスケット外径(ϕ 79)はフ ランジ座面外径(ϕ 105)より小さくなっている.また,内輪と外輪はモデル化してい ない.この管フランジを,メートル並目ねじ M16を有する8本のボルトで締付ける. ボルト・ナットの等価モデルおよび管フランジのヤング率とポアソン比は,それぞれ 200GPa および 0.3 一定としている.

8.2.6 解析手順

ボルト軸力は,ボルト円筒部の対称面節点に軸方向強制変位を与えることにより生 じさせる.ここで,解析手順を図8.3に従って具体的に説明する.図8.3は3本のボル トで締結される管フランジを対象とし,ボルトを1本ずつ初期締付け力*F*_iで逐次締付



図 8.1 有限要素モデル



図 8.2 ガスケット座面寸法

ける場合を示している.図中の *u*₁, *u*₂, *u*₃は,各締付け完了時におけるボルトの対称 面軸方向の強制変位量である.

bolt 1 の締付け

適当な強制変位増分を bolt 1の対称面節点にのみ与え, bolt 1の軸力が所定の値になるまで増分計算を繰返す.この場合,他のボルトの対称面節点の軸方向変位は完全に 拘束されている.bolt 1の軸力が所定の値 F_i になった時点での対称面における軸方向 変位を u_1 とする.

bolt 2 の

締付け

bolt 1 の変位を u_1 に保った状態で, bolt 2 に強制変位を与える.その場合, bolt 3 の 軸方向変位は拘束されている.増分計算の結果, bolt 2 の軸力が所定の値 F_i になった 時点での軸方向変位量を u_2 とする.

bolt 3の締付け



図 8.3 解析手順

表8.1 各ボルトを等しい初期締付け力で逐次締付ける場合のボルト対称面変位

		Bolt Number j										
		1	2	3	4	5	6	7	8			
Bolt-up Sequence k	1	u_1	0	0	0	0	0	0	0			
	2	u_1	u_2	0	0	0	0	0	0			
	3	u_1	u_2	u_3	0	0	0	0	0			
	4	u_1	u_2	u_3	u_4	0	0	0	0			
	5	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	0	0	0			
	6	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	0	0			
	7	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	u_7	0			
	8	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	u_7	u_8			

bolt 3 に対しても同様の作業を行う.最終的に bolt 3 の締付けが完了した時点で,各 ボルトの対称面軸方向変位は, *u*₁, *u*₂, *u*₃となる.そして,この状態において各ボル トに残留してる軸力 *F*₃₁, *F*₃₂, *F*₃₃が,各ボルトを等しい初期軸力 *F*_iで逐次締付けた 場合に対するばらつきを示すことになる.

本章で対象とする8本のボルトで締付けられる管フランジの場合,ボルト締付け過 程のボルト対称面の変位は表8.1のようになる.表中のu₁,u₂等は,行番号に対応す るボルトの締付けが完了した時点における,各ボルトの対称面軸方向の強制変位量で ある.

8.3 実験方法

本研究で提案する数値解析の妥当性を確認するために,管フランジ締結体の締付け 実験を行う.実験に使用した装置は,ガスケット以外第4章で用いたものと同じであ る.締付け順序は図8.4に示した通りである.実験では,初めに全てのボルトを所定 の締付け力の5%で均一に締付けている.この状態を初期状態とし,ボルト軸力を評価 する.各ボルトの円筒部には,軸力を測定するために2枚のひずみゲージを180度離 して張付けている.締付けは,所定の軸力を与えるために静ひずみ計の出力を指針と して,スパナにより実施される.



図8.4 ボルト締付け順序に対応したボルト番号



図 8.5 締付け完了時のボルト軸力のばらつき

8.4 解析結果

8.4.1 ボルト軸力の変化

各ボルトを図 8.4 の締付け順序に従って初期締付け軸力 F_i =10.1kN(ボルト軸応力 50MPa)で逐次締付けた場合の,締付け完了時のばらつきを図 8.5 に示している.比較のために,厚さ 3mmの純アルミ材金属平形ガスケットを用いた解析結果も同時に示している.また,実験結果は 2回の実験の平均値として示している.横軸は図 8.4 に示



図 8.6 締付け過程の bolt 1 の軸力変化

すボルト番号,縦軸は締付け完了時のボルト軸力 F_f を初期締付け軸力 F_i で除して無次元化して示している.つまり,値が1に近いほど締結完了時のばらつきが少ないことになる.図から,いずれのガスケットを使用した場合も bolt 1~bolt 4 の軸力が低下し,bolt 5~bolt 8 中の数本のボルトで締付け軸力 F_i よりも高い値が確認される.

使用するガスケットによる違いを見てみると,ばらつきの大きい順にうず巻形ガス ケット,石綿ジョイントシートガスケット,金属平形ガスケットを用いた場合となって いる.金属平形ガスケットは,他の2つのガスケットより剛性がかなり高いため,軸 力のばらつきは比較的小さくなっている.石綿ジョイントシートガスケットとうず巻 形ガスケットを用いた場合,ばらつきの傾向は比較的似ているが,うず巻形ガスケッ トの方が各ボルト間の軸力の変化が大きいことがわかる.この原因はガスケットの剛 性と図8.2に示すガスケット座面の寸法の違いにあると考えられる.後者に関しては, 石綿ジョイントシートガスケットはフランジ座面の一番外側まで接触しているが,う ず巻形ガスケットのガスケット本体の外径はフランジ座面外径より小さく,第4章で 検討した小平面座のように働いている.このため,うず巻形ガスケットを用いた方が フランジローテーションが大きくなり,ボルトの軸力が変化しやすくなる.

図 8.6 は bolt 1 の軸力に着目し,ボルト締付け過程の軸力変化を無次元化して示し

たものである.金属平形ガスケットを用いた場合,bolt 1の両隣に位置するbolt 5と bolt 8を締付けた時,弾性相互作用による軸力低下が確認される.しかしながら,そ の量は他のガスケットを用いた場合と比較すると非常に小さい.石綿ジョイントシー トガスケットとうず巻形ガスケットを用いた場合,いずれもbolt 1の向かい側に位置 する bolt2, bolt6, bolt7を締付けた時,管フランジの口開き変形に起因して軸力が増 加している.また,その他の bolt 3, bolt 4, bolt 5, bolt 8を締付けた時,bolt 1の 軸力は低下している.各ボルトを締付けた時の bolt 1の軸力の変化量はうず巻形ガス ケットの方が大きくなっている.図8.5と図8.6から実験結果は解析結果と比較的よく 一致しており,ここで提案している解析手法は妥当であると考えられる.

8.4.2 ボルト 締付け過程の管フランジの変形

図8.7は、うず巻形ガスケットを用いた場合のbolt 1~bolt 4の締付け時と締結完了 時における管フランジの変形を、50倍に拡大して示している.bolt 1を締付けた時、 フランジが"てこ"のように作用して口開き変形を生じ、bolt 2に反力が生じている. 次にbolt 2を締付けるが、bolt 1を締付けた時の口開き変形は解消されていないこと がわかる.同様な変形が、bolt 3とbolt 4の締付け過程においても見られる.締結完 了時は、bolt 3を締付けた時とほぼ同じ変形パターンになっている.このため、bolt 1 とbolt 3を締付けた時のフランジの口開き変形が締付け完了時まで影響しているとい える.

8.4.3 ガスケット 座面圧分布の変化

図 8.8 は,図 8.7 の各過程に対応したガスケットの座面圧分布を示している.図中, ボルトの位置も示している.図 8.8 から,bolt 3の締付時と締結完了時の面圧分布はほ ぼ同様になっていることがわかる.これは図 8.7 で示したフランジの変形パターンに 対応している.

図 8.9 は,ガスケット座面の外縁部つまり石綿ジョイントシートガスケットの場合 105mm,うず巻形ガスケットの場合79mmの径を有する部分の円周方向の面圧分布変 化を示している.うず巻形ガスケットの場合は,図 8.8の外周部の面圧値に対応する. 石綿ジョイントシートガスケットを用いた解析では,bolt1を締付けた時その付近の 面圧値が最も高い値を示し,bolt1の向かいに位置するbolt2付近の面圧値は零となっ



図 8.7 ボルト締付け過程の管フランジの変形(うず巻形ガスケット)



図 8.8 ボルト締付け過程のガスケット座面圧分布変化(うず巻形ガスケット)

ている.bolt 2を締付けると,bolt 1付近の面圧は低下し周方向の面圧分布が一様化 される傾向にあることがわかる.一方,うず巻形ガスケットの場合,bolt 2を締付け ると面圧は全体的に上昇している.また,いずれのガスケットの場合も締結完了時の 面圧は円周方向に比較的大きく変化しており,その傾向はうず巻形ガスケットを用い る場合の方が大きくなっている.

8.4.4 3回の締付け作業

前章までは各ボルトを1回ずつ締付ける,つまり1回の締付け作業の場合について 検討してきた.しかしながら,実際のボルト締付け作業では,各ボルトを数回ずつ締 付けることにより作業を完了するのが一般的である.ここでは,初期軸力 F_i=10.1kN で3回の締付け作業を行い,その時のボルト軸力のばらつきについて検討を行う.図 8.10は,うず巻形ガスケットを用いた場合の各 pass 完了時のボルト軸力のばらつきを 示している.pass 1 のばらつきは図 8.5 と同じである.3回の締付け作業を行っている にも関わらず,pass 3 における軸力のばらつきの最大値は 60%程度となっていること がわかる.また図 8.5 同様,2回の締付け実験の平均値も示している.解析値と実験値 は比較的よく一致しており,ここで提案した解析手法が複数回の締付け作業を行う場



図 8.9 ボルト締付け過程のガスケット座面外縁部の面圧分布変化

合にも適用できることが確認できる.

8.5 結言

一般に広く用いられている石綿ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケット を用いた管フランジ締結体について,その締付け特性を有限要素法を用いて評価する



図 8.10 各 pass 完了時のボルト軸力のばらつき(うず巻形ガスケット)

手法を検討した結果,以下に示す結論を得た.

- 1. 各ボルトを1本ずつ逐次締付けた場合に生じるボルト軸力のばらつきを,定量的 に評価できる手法を提案した.
- 2. 強い非線形挙動を示すガスケットを,工業的な実用性の観点から厚さ方向にのみ
 剛性を有する一次元要素とするモデル化を提案した.
- 3. 管フランジ締結体の締付け実験により, (1)(2) で示した解析手法の妥当性を確認 した.
- 4. 管フランジ締結体のボルト締付け特性におよぼすガスケットの影響を評価した.

第9章

管フランジ締結体のボルト 締付け手 順の評価

9.1 緒言

今日の環境規制の強化に対応するため⁽³⁾,管フランジ締結体からの内部流体の漏洩 量を許容値以下に抑えることを目的として,その設計手順が見直されている^(56,98,99). 管フランジ締結体が目標とするシール能力を発揮するためには,その組立時に全ての ボルトの軸力を均一にすることが重要である.しかしながら,管フランジは隣り合う ボルト間の距離が小さいため,すでに締付けを終えているボルトの軸力は他のボルト の締付けの影響を受けやすく,その結果均一な軸力状態を得ることは困難である⁽⁸³⁾. そのため,管フランジ締結体の組立は,多数のボルトを1本ずつ締付ける作業を数回 くり返すのが一般的である.しかしながら規格化された統一的な締付け手順は存在せ ず,各企業や作業現場において独自の手順が用いられている.

ところで,ASMEから図 9.1 に示すような管フランジ締結体の締付け指針が提案さ れようとしている⁽⁸⁶⁾.この指針は非常に多くの作業回数を必要とするため,特に多 数のボルトを使用するフランジにおいては実用上問題がある.さらに,Round 4 にお いては「ナットが回転しなくなるまで」という曖昧な表現も含まれている.このため, より明確でかつ実用的な作業指針を確立する必要があると考えられる.しかしながら, 管フランジとガスケットの組合せは多岐にわたっており,それらの締付け特性は個々 の管フランジ締結体で異なる.そのため,実験による評価は困難で数値解析による体 系的な検討が不可欠である. Install : Hand tighten, then "snug up" to 10-20 ft-lb. Round1 : Tighten to 20% -30% of Target Torque. Round2 : Tighten to 50% -70% of Target Torque. Round3 : Tighten to 100% of Target Torque. Round4 : Continue tightening the bolts, but on a rotational clockwise pattern until no further nut rotation occurs at the Round 3 Target Torque value. Round5 : Time permitting, wait a minimum of four hours and repeat Round 4; this will restore the short-term creep relaxation/embedment losses.

図 9.1 ASME のボルト締付け指針(再記)

本章では,より実用的なボルト締付け指針の提案につながる基礎研究として,有限 要素解析による体系的な管フランジ締結体のボルト締付けシミュレーションを実施す る.まずはじめに,ボルトの締付け順序と締付け力の増加手順について考察する.つ ぎに,均一な軸力状態を達成するために必要な締付け作業回数,ボルト締付け過程に おけるガスケット座面圧分布変化,トルク法を想定した締付け軸力のばらつきの影響 について検討する.なお本研究では,石綿ジョイントシートガスケットを用いた JPI class 150lb と 300lb の管フランジを対象とする.

9.2 解析方法

前章で提案した,管フランジ締結体のボルト締付け過程を評価することのできる解 析手法を用いる.

9.2.1 解析対象と有限要素モデル

対象とする管フランジは, JPI class 150lb と class 300lb のスリップオンタイプである⁽¹⁰⁰⁾.呼び径は, class 150 が 1, 4, 10, 16, 20in の 5 種類, class 300 が 1, 3, 6, 10, 14, 20in の 6 種類を対象としている.各管フランジの寸法を図 9.2 に示している. 解析に用いた有限要素モデルの一例を図 9.3 に示している.軸方向の対称性を考慮し, 半分のみをモデル化している.その場合,ボルトとナットは解析の効率化を図るため に,はめあいねじ部をボルト頭部と類似の形状に置き換え,単一の弾性体として扱う.



Class 150

01000											
NS	0	В	Х	R	Q	Y	C	bolt	N	d	Ft
1	108	34.5	49.5	50.8	14.3	18	79.2	M14	4	16	8.2
4	229	115.4	135	157.2	23.9	33	190.5	M16	8	19	33.2
10	406	269.5	305	323.8	30.3	49	362	M24	12	26	57.4
16	595	409	457	469.9	36.6	64	539.8	M27	16	29	78.8
20	700	511	559	584.2	43	73	635	M30	20	32	94.4
											[kN]
			V					1 14			
NS	0	В	X	R	Q	¥1		bolt	N	d	⊢t
1	124	34.5	54	50.8	17.6	27	88.9	M16	4	19	8.2
3	210	90	117	127	28.5	43	168.1	M20	8	22	23.6
6	318	166.6	206	215.9	36.6	52	269.7	M20	12	22	35.4
10	444	269.5	321	323.8	47.8	67	387.4	M27	16	29	43.0
14	585	358.1	425	412.8	53.9	76	514.4	M30	20	32	49.7
20	775	511	587	584.2	63.5	95	685.8	M33	24	35	78.7
										[mm]	[kN]

図 9.2 解析に用いた管フランジの各部寸法

実際の管フランジには様々な配管要素が結合されるため,フランジ端部の拘束条件は 種々変化すると考えられる.ここでは管部の無いモデルを採用するが,その場合は管 部を考慮したモデルより変形剛性が低くなるため,ボルト間の相互作用が大きくなり, 結果として安全側に評価することとなる.ボルト・ナットの等価モデルおよび管フラ ンジのヤング率とポアソン比は,それぞれ200GPaおよび0.3-定とする.

なお, class 300lb 20in フランジの実験では全ねじスタットボルトを使用しているため,実験結果との比較を行う解析はボルトモデルの円筒部径およびボルト頭部高さを 変更している.論文中, class 300lb 20in フランジの実験結果と比較を行っている解析 結果は,上記のようなモデルを使用している.



図 9.3 有限要素モデル (class 300)

	type0		type1		type2		type3		type4		type5	
pass1	0.2	st	0.2	cw	-	-	-	-	1.0	st	1.0	cw
pass2	0.6	st	0.6	cw	-	-	-	-	1.0	st	1.0	cw
pass3	1.0	st	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw
pass4	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw
pass5	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw
pass6	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw
pass7	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	cw	1.0	st	1.0	cw

表9.1 ボルト締付け手順

cw : clockwise pattern sequence

st : star pattern sequence

9.2.2 解析条件

図 9.1 の ASME の締付け指針に基づいて,表 9.1 に示す 6 種類の締付け手順を設定 する.表中の数字は所定の締付け軸力 F_t に対して各 pass で与える締付け力の割合を 示している.また, cw と st はそれぞれ時計回りと対角状のボルト締付け順序を示す. 例えば, type1の pass2 では $0.6F_t$ の締付け力で各ボルトを時計回りに締付ける.

表 9.1 において, type0 が ASME の締付け指針に対応しており, type1 は type0 の締 付け順序を全て時計回りとしたものである.type2と type3 は, それぞれ type0と type1 の pass1と pass2 を省略した締付け手順である.type4と type5 は pass1 から所定の軸 力の 100% でそれぞれ対角状と時計回りに締付けを行う.なお, type3と type5 は基本



図 9.4 ボルト番号と対角状の締付け順序

的に同じ手順である.

図 9.4 は,時計回りの締付け順序に対応してボルト番号を付し,その番号を用いて 対角状の締付け順序を示したものである.ここで所定のボルト軸力値 F_tは,ガスケッ ト座面平均面圧が 30MPa となるように設定する.また解析の途中において,締付けの 対象となるボルトの軸力が既に F_tを超えている場合は,そのボルトを飛ばして次のボ ルトの締付けに移る.

9.3 解析手法の実用性の検討

前章で提案した,管フランジ締結体のボルト締付け過程を評価することのできる有限要素解析の実用性を検討するために,2種類の管フランジ締結体に対してボルト締付け実験を行い,解析結果と比較する.

9.3.1 実験方法

実験には class 150lb 4in と class 300lb 20in の管フランジを使用する. class 150lb 4in フランジの実験装置を図 9.5(a) に示している.締付けにはメートル



(a) class 150lb 4in フランジ



(b) class 300lb 20in フランジ

図 9.5 実験装置

並目ねじ M16のボルトを8本使用し,ボルト軸力はボルト円筒部側面に貼ったひず みゲージを用いて測定する.これらのボルトは前章で行った実験と同じものを用いて いる.

class 300lb 20in フランジの実験装置を図 9.5(b) に示している.ボルトには 1 $\frac{1}{4}$ -8 ユ ニファイねじを有する全ねじスタッドボルトを 24 本使用している.ボルト締付け過程 における軸力変化をひずみゲージを用いて測定するため,ボルト中心付近のねじ山を 長さ 48mm にわたって,直径 27mm まで旋削している.ひずみゲージの貼り付けには, ボルトの曲げひずみと温度変化の影響を消去できる 4 ゲージアクティブダミー法を採 用し,予備実験において校正を行っている.ボルトの締付けは,ひずみゲージを接続 した静ひずみ計の出力を指針として,10 倍トルク倍力装置を介してトルクレンチを用 いて行う.いずれの管フランジに対しても,締付けを開始する前に全てのボルトを所 定の締付け力 F_t の 5%で一様に締付けている.

9.3.2 ボルト軸力の影響

図 9.6 は, class 300lb 20in フランジに対して,所定の締付け力 F_t を 49.0kNと 98.1kN と設定し,表 9.1 の type 4 の締付け手順を採用した時の pass 1 完了時の軸力状態を示 している.横軸は図 9.4 に示すボルト番号,縦軸は締付け完了時のボルト軸力 F を所 定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.なお,これらの締付け力を用いるのは 本小節のみである.実験は 2 回ずつ実施している.いずれの締付け力に対しても,実 験結果と解析結果は比較的よく一致している.このため,前章で提案した解析手法は, 口径の大きな管フランジにも適用が可能であり,ガスケットの応力レベルが変化して もボルト締付け過程を精度よく再現できることが確認できる.また,所定の軸力が高 い F_t =98.1kN の方が両者がより近い値を示している.

9.3.3 複数回の締付け作業

図 9.7 と図 9.8 は,各 pass 完了時にボルトに残留している軸力の解析結果と実験結 果を比較したものである.締付け手順は,表 9.1 の type4 と type5 を採用する.なお実 験は2回ずつ実施しており,いずれの値も図中に記入されている.横軸は図 9.4 に示す ボルト番号,縦軸は各 pass 完了時のボルト軸力 F を所定の軸力 F_t で除して無次元化 して示している.図 9.7 の 4in フランジでは pass3 まで,図 9.8 の 20in フランジに関し



図 9.6 pass 1 完了時のボルト軸力状態 (class 300lb 20in, type 4)

ては, pass1, pass2, pass3, pass5の値を示している.いずれの管フランジ, 締付け手順においても実験値と解析値は良く一致しており, 前章で提案した有限要素解析手法は, 数回の締付け作業を行う場合でも精度良くボルト軸力の変化をシミュレーションできることを確認した.


図 9.7 各 pass 完了時のボルト軸力状態 (class 150lb 4in, M16-8bolts, F_t =33.2kN)

9.4 解析結果

9.4.1 ボルト軸力の変化

図 9.9 と図 9.10 は,表 9.1 に示す type0, type1, type4, type5 に従ってボルトの締付け解析を行った際の各 pass 完了時におけるボルト軸力のばらつきの変化を, class 300lb 6in と 20in の管フランジに対してそれぞれ示したものである.横軸は pass 番号,縦軸は各 pass 完了時にボルトに残留している軸力 F を所定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.所定の軸力 F_t はガスケット座面の平均面圧値が 30MPa となるように決定しており, 6in の場合 35.4kN, 20in の場合 78.7kN である.



図 9.8 各 pass 完了時のボルト軸力状態 (class 300lb 20in, 1 1/4-8UN-24bolts, $F_t=78.7$ kN)

対角状に締付けを行う type0 の pass3 までと type4 においては,ボルトの軸力が 3 グ ループに分かれて変化していることがわかる.また,時計回りに締付けを行う type1, type5 の場合も,6in フランジでは bolt1, bolt2-11, bolt12 の 3 グループ,20in フラン ジでは bolt1, bolt2-23, bolt24 の 3 グループに分かれている.これらの 3 グループは, それぞれ両隣のボルトよりも先に締付けを行うボルト,隣のボルトが 1 本だけ締付け られた状態で締付けを行うボルト,両隣のボルトが締付けられた状態で締付けを行う ボルトに対応している.また各グループ内での軸力のばらつきは,20in フランジの方 が 6in フランジよりも小さくなっている.このことは,20in フランジの場合,一本の ボルトの締付けがその近傍のボルトの軸力にのみ影響を与えるが,6in フランジの場 合,あるボルトの締付けが広い範囲のボルトに影響を与えるためである.6in フランジ



図 9.9 各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力の変化 (class 300lb 6in, M20-12bolts, F_t =35.4kN)



図 9.10 各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力の変化 (class 300lb 20in, M33-24bolts, F_t =78.7kN)



図 9.11 pass 3 完了時のボルト軸力状態 (class 300)

の場合,ボルトの締付けによるフランジの口開き変形⁽⁸²⁾,すなわちあるボルトを締付けると,向かい側のフランジが浮き上がりその付近のボルトの軸力が増加するという現象が生じる.この現象により,6inフランジのtype0とtype4の場合,*F*/*F*_tの値が1を超えるボルトが生じている.

ボルトの締付け軸力を徐々に増加させる type0 と type1 では, type4 と type5 に比べ て同じ作業回数における軸力の達成度が低いことが分かる.この現象は 20in フランジ の場合特に顕著であり,例えば type0 と type1 の pass3 では 3 回の締付け作業を行って いるにも関わらず,ボルト軸力の最低値は $0.1F_t$ 以下となっている.

図 9.11 は, pass3 完了時におけるボルト軸力状態を表 9.1 の全 type に対して示して いる.横軸は図 9.4 に示すボルト番号,縦軸は pass3 完了時にボルトに残留している軸 力 F を所定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.図 9.11 より,ボルト軸力の

6in	type0	type1	type2	type3	type4	type5
pass1	0.120	0.119	-	-	0.644	0.641
pass2	0.373	0.380	-	-	0.868	0.846
pass3	0.701	0.706	0.644	0.641	0.952	0.935
pass4	0.869	0.873	0.842	0.846	0.983	0.973
pass5	0.945	0.947	0.934	0.935	0.994	0.988
pass6	0.976	0.977	0.971	0.973	0.998	0.995

表 9.2 各 pass 完了時の平均ボルト軸力 F_m/F_t (class 300)

20in	type0	type1	type2	type3	type4	type5
pass1	0.088	0.084	-	-	0.406	0.446
pass2	0.280	0.288	-	-	0.645	0.625
pass3	0.525	0.545	0.461	0.446	0.767	0.748
pass4	0.692	0.709	0.646	0.625	0.848	0.832
pass5	0.797	0.815	0.762	0.748	0.901	0.889
pass6	0.867	0.883	0.841	0.832	0.935	0.927

状態は適用する締付け順序に大きく依存することが分かる.締付け回数が異なる type2 と type4, type3と type5をそれぞれ比較すると,軸力の分布傾向はほぼ同じで type4 と type5の方が全体的に値が高くなっている.また,締付け順序は同じで締付け力の 増加手順と作業回数が異なる type0と type2, type1と type3では,ほぼ同様の変化を 示していることが分かる.

9.4.2 平均ボルト軸力の変化

管フランジ締結体のボルト締付け過程においては,所定のボルト軸力値で均一な軸 力状態を達成することが望まれる.図9.9と図9.10から明らかなように,締付け作業 回数が増加するほど全てのボルトの軸力が所定の軸力値に近づいている.そこで,各 pass 完了時におけるボルト軸力の平均値 F_mを締付け達成度の指標とし,その変化を 考察する.

表 9.2 は,表 9.1 の各締付け手順に対して,各 pass 完了時にボルト軸力 F の平均値 F_m がどのように変化するか class 300lb 6in と 20in の管フランジに対して示したもので ある.ここで表中の値は F_t で除して無次元化して示している.type0 と type1, type2 と type3, type4 と type5 をそれぞれ比較すると,ボルト軸力の平均値 F_m はほとんど



図 9.12 各 pass 完了時の平均ボルト軸力の変化に対する管フランジの呼び径 の影響 (type5)

同様に変化していることが分かる.このことから,締付け順序はボルト軸力の平均値 F_m にあまり影響しないことが分かる.また,type0とtype2,type1とtype3をそれぞれ比較すると,pass3における差はいずれも0.1以下であり,それまでの2回の締付け 作業の有無を考えるとその差は非常に小さい.このことは,ボルト軸力を徐々に増加 させるよりも締付け初期から所定の軸力値で締付ける手順の有効性を裏付けるもので ある.

以上の結果より,効率のよい締付け作業を行うためには,はじめから所定の軸力で 時計回りに締付けを行う type5の手順を採用すればよいと考えられる.

type5の締付け手順を適用し,種々の管フランジ呼び径に対してボルト締付けシミュ

レーションを行った結果を図 9.12 に示す.横軸は pass 番号,縦軸は各 pass 完了時の 平均軸力 F_m を所定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.4本のボルトで締付 けられる 1in フランジでは,口開き変形の影響で pass1 から F_m が F_t を超えている. また,わずかではあるが,8本のボルトで締付けられる class 300lb 3in フランジでも pass5 から F_m が F_t を超えている.その他の管フランジでは,締付け作業回数の増加に 伴って F_m が F_t に下から漸近している.class 150 と class 300 を比較すると,全体的に class 150 の方が少ない締付け回数で F_t に収束している.これは隣り合うボルトの間隔 が class 150 の方が広く,ボルト間の相互作用が小さいためである.また,管フランジ の呼び径が大きくなるほど, F_m が F_t に収束するために必要な締付け回数が多くなっ ている.特に, class 300 の 14in や 20in の管フランジでは,7回締付け作業をくり返し た後も F_m と F_t の値に開きがある.したがって,作業労力の観点からはある程度のボ ルト軸力のばらつきを許容して締付け作業回数を決定する必要があると考えられる.

9.4.3 ガスケット 座面圧力分布変化

type5の締付け手順を採用した場合,片締めによるガスケットの破損が心配される. 図 9.13 は class 300 の 1,3,6,20in の管フランジに対して,type5 の手順を採用した 場合の pass1, pass2, pass3, pass7 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周方向 の面圧分布を示している.横軸の円周方向座標は,bolt1の中心を0度として,図 9.4 に示したボルト番号の方向にとっている.

4本のボルトで締付けを行う 1in フランジの場合,ガスケット座面圧が円周方向に大 きく変化しており,pass2以降はその値がほとんど変化していないことが分かる.8本 締めの 3in フランジにおいても pass3 以降面圧はあまり変化しておらず,pass7 完了時 においても一様な面圧分布は得られていない.その理由は,4本と8本締めの管フラ ンジでは口開き変形が大きく,締付け作業を繰り返しても締付け作業初期の変形が回 復しないことによる.このため,小径の管フランジに対して type5の締付け手順は必 ずしも適切ではないと考えられる.

しかしながら,12本のボルトで締付けられる 6in フランジでは円周方向の面圧の変 化は比較的小さく,最終的にほぼ一様な分布となっている.20in フランジに関しては, 締付け作業初期から比較的一様な分布となっている.また,いずれの管フランジにつ いてもガスケット座面外縁部の面圧値は平均値の30MPaより高くなっている.これは



図 9.13 各 pass 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布 (class 300)

Bolt No.	case 1	case 2	case 3	case 4	case 5	case 6
bolt1	1.07	1.02	0.93	0.98	1.04	1.09
bolt2	1.05	1.05	0.91	0.96	0.96	1.02
bolt3	0.91	1.10	1.02	1.06	1.07	1.00
bolt4	1.08	1.07	1.09	1.07	1.01	0.91
bolt5	0.97	1.03	1.09	1.08	1.09	0.92
bolt6	0.92	1.05	1.10	1.09	0.91	1.01
bolt7	0.97	1.06	1.07	0.92	1.05	0.94
bolt8	0.98	0.96	0.96	1.00	1.05	1.07
bolt9	1.10	0.96	0.97	0.91	1.09	1.01
bolt10	0.97	0.93	0.98	0.95	0.97	0.90
bolt11	1.01	1.05	0.98	1.04	0.91	1.07
bolt12	0.99	0.93	1.05	0.90	0.92	1.05
bolt13	0.93	1.10	1.05	0.96	0.99	1.08
bolt14	1.04	1.05	0.92	0.97	1.09	0.99
bolt15	1.01	0.95	0.90	1.04	1.06	1.04
bolt16	1.00	0.99	0.99	1.03	1.08	0.96
bolt17	1.08	0.97	0.93	0.94	1.00	1.05
bolt18	0.94	0.92	0.96	0.95	0.99	0.94
bolt19	1.08	1.02	1.05	0.99	0.95	0.97
bolt20	0.96	0.97	1.06	1.00	0.91	0.96
bolt21	1.09	1.07	1.02	0.98	0.95	1.04
bolt22	1.09	1.00	0.94	1.08	0.99	0.97
bolt23	0.97	1.04	1.06	1.08	1.02	0.92
bolt24	1.08	0.94	0.93	0.95	0.97	0.99

表 9.3 締付け軸力 *F*['] の設定

ボルト締付け時のフランジローテーション⁽⁷⁹⁾によるものであり,呼び径の大きな管 フランジほど面圧値が高くなっている.しかしながら,局部的に高い面圧は確認され ず,12本以上のボルトで締付ける管フランジについては,type5は有効な締付け手順 であると考えられる.

9.4.4 締付け軸力のばらつきの影響

ボルトの締付け方法としてトルク法が最も広く使用されている⁽⁶⁾.トルク法を用いる場合,接触面の摩擦係数によりある程度の軸力のばらつきは避けられない⁽¹⁰¹⁾.本節では,締付け力のばらつきがある場合のボルト締付けシミュレーションを行い,締付け力にばらつきが管フランジ締結体の締付け特性におよぼす影響を評価する.ここで対象とするのは,class 300lb 20in フランジである.



図 9.14 case 1 の締付け軸力 F'_t

各ボルトの締付け軸力 F'_t が所定の軸力 F_t に対して $\pm 10\%$ ばらつく場合を想定し,表 9.3の case 1 から case 6 の 6 種類のボルト締付け力 F'_t を設定する.各ボルトの締付け 軸力 F'_t は一様乱数を用いて決定している.この場合,各 case の F'_t の平均は F_t とな る.図 9.14 は,表 9.3の case 1 の締付け軸力をグラフとして表したものである.

図 9.15 は, case 1 の締付け軸力 F'_t を用いて, type4 と type5 の締付け手順に従って ボルト締付けシミュレーションを行った際の各 pass 完了時のボルト軸力 F の変化を示 している.縦軸は各 pass 完了時に残留しているボルトの軸力 Fを,所定の締付け軸力 F_t で除して無次元化して示している.図 9.15 より, pass7 完了時にばらついているボ ルト軸力の最大差は, type4 の場合 0.24 F_t , type5 の場合 0.21 F_t であり, これは各ボル トの締付け力 F'_t の最大差 0.2 F_t に近い値となっている.図 9.15 と図 9.10 の type4 と type5 の結果を比較すると,ある程度以上の締付け作業回数では,ボルト軸力のばら つきはトルク法で締付ける際の摩擦係数のばらつきに依存すると言える.

図 9.16(a) は、図 9.15の各 pass 完了時にばらついている軸力の平均値 *F_m*の変化を、 図 9.12の全てのボルトを所定の値で締付ける軸力制御の場合の結果とともに示してい



図 9.15 case 1 の締付け軸力を用いたときの各 pass 完了時のボルト軸力の変化

る.また,図9.16(b)は表9.3の case 1 から case 6 の F'_t で締付けた場合の F_m の変化を示している.図9.16 より, F_m の変化は締付け力にばらつきが無い場合とほぼ同様の変化を示すことが分かる.このため, F_m を用いて締付け作業回数を決定する場合は,前節までのように全てのボルトを同じ軸力で締付けることができる理想的な場合に対して評価すればよいといえる.

図 9.17(a) は,図 9.15の各 pass 完了時にばらついている軸力の最大値から最小値を





差し引いた最大軸力差 ΔF の変化を,図 9.12 の全てのボルトを所定の値で締付ける場合の結果とともに示している.また,図 9.17(b) は表 9.3 の case 1 から case 6 の F'_t で締付けた場合の ΔF の変化を示している.図 9.17 より case 1 から case 6 の F'_t で締付ける場合,締付け作業初期は軸力制御の場合とほぼ同様な値を示しているが,pass 数が増加するといずれも締付け力の最大差 0.2 に漸近していることがわかる.このことからも,管フランジ締結体のボルト締付けの際に生じる軸力のばらつきは,締付け作業開始時は弾性相互作用の影響が強いが,ある程度以上の締付け作業回数に達すると,トルク法で締付ける際の摩擦係数のばらつきに依存するということがいえる.また,



(b) case 1 から case 6 の *F*' で締付ける場合

図 9.17 各 pass 完了時の最大ボルト軸力差の変化

type 5 の手順を用いた方が, type 4 の場合よりも早く 0.2 に漸斤する傾向にあることがわかる.

図 9.18は, pass1と pass7 完了時のガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布を示 している.表 9.3に示す case 1 から case 6 と軸力制御の結果を示している.ここでは, type4の締付け手順を用いている.図 9.18より, pass1 ではいずれもほぼ同様な面圧分 布を示しており締付け軸力のばらつきによる影響が確認されないが, pass7 では締付け 力のばらつきの影響が生じていることがわかる.



図 9.18 ガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布(type 4)

9.5 結言

管フランジ締結体の実用的なボルト締付け指針を確立する基礎研究として,石綿ジョ イントシートガスケットを使用した管フランジ締結体に対して体系的なボルト締付け シミュレーションを行った結果,以下のような結論を得た.

- 1. 作業効率が極めて高い "最初から所定の締付け力で一方向に締付ける手順 "が,12 本以上のボルトで締付けられる比較的口径の大きな管フランジに有効であること を示した.
- ボルトの締付け順序は,各pass完了時のボルト軸力のばらつきに影響するが,平 均軸力の変化にはほとんど影響しないことを示した.また,はじめから所定の軸 力値で締付けを行うと,少ない回数の締付け作業で高い平均軸力を達成できるこ とを示した.
- 3. 呼び径が大きく class が高い管フランジほど,均一な軸力状態を得るために多くの 締付け作業を必要とすることを示した.
- 4. ガスケット座面圧分布変化から,所定の軸力で一方向にくり返して締付けを行ってもガスケットの片締めが生じないことを示した.また,4本あるいは8本のボル

トで締付けられる管フランジでは,作業完了時の面圧分布が必ずしも一様にならないことを確認した.

5. トルク法による締付けを想定して,締付け軸力にばらつきがある場合のボルト締 付けシミュレーションを行い,各 pass 完了時のボルト軸力の平均値は締付け力に ばらつきが無い場合と同様の変化をすることを示した.

第10章

有限要素解析による管フランジ締結 体のボルト 締付け指針の検討

10.1 緒言

ジョイントシートガスケットなど,板状のシートから希望する寸法を切り出して使 用するタイプのガスケットでは,管フランジの呼び径が変化しても,その締結体の特性 を評価する場合は同じ応力-ひずみ関係を用いることができる.一方うず巻形ガスケッ トは,ガスケットの寸法によって製造の条件が異なることがある.また,第7章で示 したように内外輪の有無によりガスケットの挙動は変化する.このように,うず巻形 ガスケットは同じ材質のものでも,呼び径の変化や内外輪の有無により,ガスケット の厚さ方向の剛性が変化する.このため,前章で石綿ジョイントシートガスケットを 対象に行ったように,ボルト締付け作業回数などを管フランジの呼び径を変えて体系 的に評価することは,うず巻形ガスケットの場合は困難である.

また前章では,石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体を対象 に,ボルトの締付け順序と締付け力の増加手順について考察を行った.その結果,作 業効率が極めて高い"最初から所定の締付け力で一方向に締付ける手順"が,12本以 上のボルトで締付けられる比較的口径の大きな管フランジに有効であることを示した. 8本以下のボルトで締付けられる管フランジに対して上記手順が有効でない理由は,管 フランジの剛性が高く口開き変形が生じるためである.うず巻形ガスケットは,ジョ イントシートガスケットより高圧用の剛性の高い管フランジに対しても使用されるた め,12本以上のボルトで締付けられる管フランジに対して上記手順が適用できなくな

152

る可能性がある.

以上のような点を考慮すると,適用範囲の広い管フランジ締結体のボルトの締付け 指針を作成するためには,ガスケットの材料特性が管フランジの締付け特性におよぼ す影響を評価し,高圧用の管フランジにも適用することのできる締付け手順を検討す る必要がある.

そこで本章では,ガスケットの応力-ひずみ関係のモデル化および厚さ方向の剛性 が,管フランジ締結体の締付け特性に与える影響を検討する.また,ボルト締付け過 程において口開き変形を生ずるような剛性の高い管フランジに対しても適用できるボ ルト締付け手順を検討する.この場合,特に締付けを開始する初期状態の影響を中心 に検討を行う.最後に,ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットを用いた 管フランジ締結体のボルト締付け指針を提案する.

10.2 ガスケットのモデル化の検討

第7章で提案したガスケットの応力-ひずみ関係の同定方法では,管フランジ締結体 のボルト締付け特性を精度良く評価するために,ガスケットの非線形挙動を多項式ま たは指数関数を用いて表した.しかしながら,多種多様なガスケットに対応する管フ ランジの締付け指針を作成するためには,より単純なガスケットのモデル化手法を行 う必要があると考える.ここでは,永田ら⁽⁷⁷⁾が提案しているガスケットのモデル化 を採用し,管フランジのボルト締付けシミュレーションへの適用性を検討する.この モデル化は,ガスケットを線形ばねとし負荷曲線と除荷曲線で別々のヤング率を用い ている.

本節では,第7章で用いた石綿ジョイントシートガスケット(7章中の Gasket No.1) と内外輪付きうず巻形ガスケット(7章中の Gasket No.2)を対象とする.

10.2.1 ボルト 締付け解析に対するガスケットのモデル化の影響

第7章で同定したガスケットの応力--ひずみ関係を以下に示す.

石綿ジョイントシートガスケット(厚さ 3mm)

負荷時 : $\sigma = 12.6 \{ \exp(19.6\varepsilon) - 1 \}$ (10.1)









除荷・再負荷時:
$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$
 (10.2)
 $\alpha = \frac{\sigma_y}{\exp(\beta \varepsilon_y) - \exp(\beta \varepsilon_r)}$
 $\beta = 431.0 \exp(-37.9\varepsilon_y) + 57.6$
 $\gamma = -\alpha \exp(\beta \varepsilon_r)$

$$\varepsilon_r = 0.47 \cdot \varepsilon_y$$

<u>内外輪付きうず巻形ガスケット(JIS B 2404 D-40K-</u>50,厚さ 4.5mm)

負荷時
$$: \frac{\sigma = 65.2 \cdot \varepsilon + 27.3 \times 10^2 \cdot \varepsilon^2 - 17.4 \times 10^3 \cdot \varepsilon^3}{+32.1 \times 10^4 \cdot \varepsilon^4 - 17.5 \times 10^5 \cdot \varepsilon^5 + 28.8 \times 10^5 \cdot \varepsilon^6}$$
(10.3)





除荷・再負荷時 :
$$\sigma = \alpha \exp(\beta \varepsilon) + \gamma$$

(10.4)

$$\alpha = \frac{\varepsilon_y}{\exp(\beta\varepsilon_y) - \exp(\beta\varepsilon_r)}$$

$$\beta = 103.3 \cdot \exp(-9.9 \cdot \varepsilon_y) + 63.6$$

$$\gamma = -\alpha \exp(\beta\varepsilon_r)$$

$$\varepsilon_r = 1.25 \cdot \varepsilon_y^2 + 0.47 \cdot \varepsilon_y$$

上記の式で表されるガスケットの応力-ひずみ曲線を図 10.1 に示す.

ガスケットの応力--ひずみ関係を,負荷側と除荷側で剛性の異なる線形ばねにモデル

化する場合,負荷時のヤング率 E_l と除荷時のヤング率 E_u を以下のように決定する. 負荷時のヤング率 E_l は,(0, 0) と $(\varepsilon_y, \sigma_y)$ を通る直線の傾きとする.ここで, ε_y と σ_y はそれぞれ負荷曲線上のひずみと応力であり, σ_y を全ボルト締付け力をガスケット座 面の面積で除した平均ガスケット座面圧とする.除荷曲線のヤング率 E_u は,除荷曲線 上の $(\varepsilon_y, \sigma_y)$ における勾配とする.この場合,例えば図 10.1 (a) に示す石綿ジョイント シートガスケットの応力–ひずみ曲線において,ガスケット座面の平均面圧値が 45MPa の時,負荷時のヤング率は E_l =580MPa,除荷時のヤング率は E_u =3756MPa となる.

管フランジ締結体のボルト締付けシミュレーションに対する,上記モデル化の影響 を検討する.対象とするのは前章で用いた class 300lb 6in と 20in の管フランジとし, 石綿ジョイントシートガスケットを用いる場合は図 9.3 に示す有限要素モデルを使用 している.所定のボルト締付け力 F_tは,石綿ジョイントシートガスケットとうず巻形 ガスケットを用いる場合に対して,ガスケット座面の平均面圧値がそれぞれ 30MPa, 60MPa となるように設定している.この時,式10.1~式10.4を用いてガスケットのヤ ング率は以下のように決定される.

石綿ジョイントシートガスケット: E_l =483MPa, E_u =3074MPa

うず巻形ガスケット : E_l =450MPa , E_u =5537MPa

ボルトの締付けは,最初から所定の締付け力で時計回りに締付ける手順を採用している. 図10.2は,管フランジ締結体のボルト締付けシミュレーションの結果得られた,各pass 完了時に残留しているボルト軸力の平均値*F_m*の変化を示している.図中 "nonlinear" は式10.1~式10.4で示したガスケットの非線形挙動,"linear "はガスケットのヤング 率*E_l* と *E_u* を用いた結果である.図10.2より,ガスケットの非線形挙動を考慮した結 果の方が若干値が高くなっているが,その差は比較的小さいことがわかる.このため, ボルト締付け過程における各 pass 完了時の平均軸力を評価する場合,ガスケットの挙 動を線形とみなすモデル化の適用が可能であるといえる.

図 10.3 は, 図中に示す pass 完了時のガスケット座面外縁部の円周方向の接触面圧分 布を示している.図 10.2 に示したボルトの平均軸力に比べて,モデル化の差が比較的 大きく現れていることがわかる.このため,ガスケット座面の接触面圧分布を精度良 く評価するためには,ガスケットの非線形挙動を考慮する必要があると考える.また, 全ての pass でガスケットの非線形挙動を考慮した方が面圧値が高くなっている.これ は,ボルトの締付けによりフランジにローテーションが生じ,ガスケット外縁部にお いてガスケット面圧が平均値を超えるが、この時ガスケットの非線形挙動を考慮する とその部分のガスケットの剛性がヤング率 *E*_l より高くなるためである.このため、図 10.2 ではガスケットの非線形挙動を考慮する場合の方がわずかに値が高くなている.

10.2.2 負荷曲線と除荷曲線のヤング率の影響

前小節において,管フランジ締結体のボルト締付け過程における各 pass 完了時に残留しているボルト軸力の平均値を評価する場合は,ガスケットの応力–ひずみ関係を線形とするモデル化が適用できることを示した.図10.4 はこのモデル化手法を採用した際,式10.1~式10.4を用いて算出されるガスケット負荷時のヤング率 E_l ,除荷時のヤング率 E_u ,それらの比 E_u/E_l がガスケットの応力レベル σ_y によってどのように変化するか示している.図からわかるように,負荷時・除荷時いずれのヤング率も,ガスケットの応力が20MPaを超えるあたりからほぼ直線的に増加している.図10.4 (c)に示すヤング率の比 E_u/E_l は,石綿ジョイントシートガスケットの場合ガスケット応力が10MPaあたりからほぼ一定値を取るのに対して,うず巻形ガスケットは単調に増加していることがわかる.

ガスケットのヤング率 $E_l \ge E_u$ の値が,管フランジ締結体のボルト締付け過程の各 pass 完了時の平均ボルト軸力 F_m におよぼす影響を検討する.解析の対象とするのは class 300lb 10inの管フランジで,M27のボルト 16本で締付けを行う.所定の締付け 力 F_t はガスケット座面の平均面圧が,石綿ジョイントシートガスケットとうず巻形ガ スケットを用いる場合それぞれ 30MPa,60MPa となるように設定している.

はじめに,ガスケットの負荷時のヤング率 E_l の影響を検討するために,除荷時のヤング率 E_u を 5.0GPa 一定とし, E_l を 250,500,750,1000MPaと変化させて,管フランジ締結体のボルト締付けシミュレーションを行う.解析の結果を図 10.5 に示している.いずれのガスケットを用いた場合も,ガスケットの剛性が高いほどボルト軸力の平均値 F_m が高くなっていることがわかる. E_l =1000MPaと 250MPa における F_m/F_t の最大差は,石綿ジョイントシートガスケットの場合約 15%,うず巻形ガスケットの場合は約 20%と比較的大きくなっている.

つぎに,ガスケットの除荷時のヤング率 *E*_l の影響を検討する.*E*_l を 500MPa 一定 とし,*E*_u を 2.5,5.0,7.5GPa と変化させる.解析の結果を図 10.6 に示している.図 から分かるように,各 pass 完了時の平均ボルト軸力 *F*_m におよぼす *E*_l の影響は非常に





(b) **うず巻形ガスケット**(*F*_t=53.8kN)

小さいことがわかる.これは,ボルトの締付け過程におてガスケットが除荷を生ずる 部分が存在するが,局部的であり,その値も小さいためであると考えられる.

10.3 剛性の高い管フランジのボルト 締付け手順の検討

ボルトの締付け過程において,口開き変形を生じるような剛性の高い管フランジの ボルト締付け手順を検討する.このような管フランジの締付け過程においては,第8 章の図8.7で示したように,締付け初期の口開き変形が元に戻らないという現象が生 じている.このため,締付け作業開始時に口開き変形が生じないような締付け手順を

図 10.5 各 pass 完了時の平均ボルト軸力におよぼす負荷時のヤング率 E_l の影響(class 300lb 10in)



⁽b) うず巻形ガスケット(F_t=53.8kN)

図 10.6 各 pass 完了時の平均ボルト軸力におよぼす除荷時のヤング率 E_u の影響(class 300lb 10in)

検討する必要があると考える.そこで本節では,締付け作業開始時の初期状態に着目 し,締付け手順の検討を行う.

10.3.1 Installの影響

本研究で行ってきた管フランジ締結体のボルト締付けシミュレーションでは「全てのボルトを挿入しボルト頭部座面は接触しているがボルト軸力は生じていない」という状態を初期状態つまり Install 作業完了時とし、この状態からボルト締付け作業を開始してきた.第9章の図 9.1 に示した ASME の締付け指針では、Install 作業として " Hand tighten, then snug up to 10-20 ft-lb "とある.これは、上記ボルト締付けシミュ



図 10.7 有限要素モデル (class 1500lb 6in)



図 10.8 ボルト番号



図 10.9 各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力の変化 (type11)



図 10.10 pass 1, pass 3, pass 7 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周 方向の面圧分布



図 10.11 pass 1, pass 3, pass 7 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周 方向の面圧分布

レーションの初期状態とほぼ同様の状態であると考えられる.

実際の管フランジの組立作業では,フランジ間の平行度を取るため,またはその状態を保つために数本のボルトを前もって締付ける作業が行われる場合がある.このこ



(b) type 14

図 10.12 各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力の変化

とを考慮し,90 度離れて位置する 4本のボルトが等しい軸力で締付けられた状態を初 期状態とする手順を検討する.解析の対象とするのは,JPI class 1500lb 6in のフラン ジである.この管フランジは,M36 のボルト 12 本で締付けられる.ガスケットとして はうず巻形ガスケットを対象とし,式10.3 と式10.4 で表される応力–ひずみ関係式を 用いる.また,所定のボルト締付け力 F_t は,ガスケット座面の平均面圧が 60MPa と なるように $F_t=57.1$ kN としている.図 10.7 に使用した有限要素モデルを示している.

ここで,以下に示す3種類のInstall状態を設定する.ボルト番号は図10.8に示している.

type11:全てのボルトを挿入

type12: bolt3, bolt6, bolt9, bolt12を $0.5F_t$ で同時に締付ける

type13: bolt3, bolt6, bolt9, bolt12を F_t で同時に締付ける

上記各状態から,所定の締付け力 F_t で bolt 1 から時計回りに 7-pass の締付け作業を実施する.

図 10.9 は type11 の締付け手順を用いてボルト締付けシミュレーションを行った際 の,各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力の変化を示している.pass 4 からボ ルトの軸力が所定の値 F_t を超えるボルトが現れ, $ext{pass}$ 7においては $F/F_t=1$ を挟んで 約10%のばらつきがあり,さらに締付け作業の回数を重ねてもこのばらつきは消えず に残る.図10.10は図中に示す各pass完了時のガスケット座面外縁部の円周方向の面 圧分布を示している.type 11 では口開き変形が生じ,面圧が円周方向に大きく変化し ていることがわかる.type 12,type 13では面圧の円周方向変化は比較的小さくなっ ており,特に type 13 では pass 1 においても面圧変化が小さいことがわかる.図 10.10 より, Install 時に 90 度離れて位置する 4 本のボルトを所定の軸力 F_t で前もって締付 けておく作業は、口開き変形を防止するために有効であることがわかる.しかしなが ら,type13の締付け手順を用いてもガスケット座面圧の円周方向の変化は残っている. そこで,90度離れて位置する4本のボルト bolt3, bolt6, bolt9, bolt12を所定の軸力 F_t で一様に締付けた後,1周だけ時計回りに $0.5F_t$ で締付け作業を行い,その後に F_t で締付ける手順 type 14を提案する.図 10.11は type 13と type 14の pass 1, pass 3, pass 7 完了時のガスケット座面外縁部の円周方向の面圧分布を示している.type 14の 方が特に pass 1 における円周方向の面圧変化量が小さくなっており,提案する type 14 の手順の有効性が確認される.

つぎに,ASMEの締付け指針とtype 14の比較を行う.図 10.12 は締付け手順として ASMEの手順とtype 14を用いた際の,各 pass 完了時に各ボルトに残留している軸力 の変化を示している.ASMEの手順では,pass 1が所定の軸力 F_t で対角状に締付ける 作業,つまり図 9.1の Round 3 に対応する.そのため,pass 1の前に Round 1 と Round 2 が行われている.また,type 14 では pass 1 の前に bolt3, bolt6, bolt9, bolt12 を所 定の軸力 F_t で一様に締付けた後,時計回りに1周 0.5 F_t で締付ける作業を行っている. ASMEの締付け手順を用いた場合,図 10.9のように pass 7 において $F/F_t=1$ を挟んで ボルト軸力のばらつきが残っており,type 11の手順ほど顕著ではないがフランジの口 開き変形が生じていることがわかる.一方 type 14 の場合,pass 数が増加するにつれ

165



図 10.13 有限要素モデル (class 600lb 40in)



図 10.14 ボルト番号

てボルト軸力のばらつきは低下し,全てのボルトの F/F_t が下側から1に漸斤してお り,口開き変形を呈しない剛性の低いフランジの締付け時と同様の特性を示している ことがわかる.このため,ここで提案している type 14 の手順は ASME の手順よりも 精度が高いことが確認できる.強く主張したいのは, type 14 が対角状の締付け作業を 全く行っていないということである.このため,ボルト締付け作業時の労力を低下さ せることができると考える.



図 10.15 pass 1, pass 3, pass 7 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周 方向の面圧分布(class 600lb 40in)

10.3.2 Install 時に締付けるボルト本数の影響

口径の大きな多数のボルトで締付けを行う管フランジの場合, Install 時に前もって何本のボルトを所定の軸力 F_t で締付ける必要があるのか検討する.図10.13 に示す class 600lb 40in フランジを対象とする.この管フランジは, M56 のボルト 32 本で締付けを行う.図10.14 にボルト番号を示している.所定の軸力 F_t はガスケット座面の平均面圧が 60MPa となるように, F_t =160.6kN としている.ここで,以下に示す3種類のInstall 状態を設定する.

type21:全てのボルトを挿入

 $type22: bolt8, bolt16, bolt24, bolt32 を <math>F_t$ で同時に締付ける

type23: bolt4, bolt8, bolt12, bolt16, bolt20, bolt24, bolt28, bolt32を F_t で同時に締付ける

図 10.15 は pass 1, pass 3, pass 7 完了時におけるガスケット座面外縁部の円周方向の 面圧分布を示している.pass 1 において面圧値の多少の違いはみられるものの, pass 3, pass 7 においてはいずれの手順もほぼ同様な変化をしており,また面圧の円周方向 変化は小さいことがわかる.管フランジの口径が大きくなると,フランジの口開き変 形は生じ難くなり, Install 時の初期状態にあまり影響を受けない.このため,32本程



図 10.16 ボルト番号

度のボルト本数であれば 90 度離れて位置する 4 本のボルトを所定の軸力 F_t で締付け ておけばよいと考えられる.

10.4 管フランジ締結体のボルト締付け指針

前節で検討した内容をふまえて,つぎに示す管フランジ締結体のボルト締付け指針 を提案する.

締付け作業を実施する前に「締付け軸力」と「作業回数」を決定する.希望する締付け軸力の達成度(1以下)を設定し,その逆数に所定の軸力(設計値)を掛けた値を締付け軸力とする.また,図10.17を参考に希望する達成度を得るための締付け作業回数を決定する.

Install 1 フランジ間の平行度を確認しながら,図 10.16 に示す 90 度離れて位置する 4 本のボルトの軸力が締付け軸力値になるよう均一に締付ける.

Install 2 締付け軸力の 50% で一方向に 1 周締付けを行う.

Assembly 締付け軸力で一方向に連続して締付けを行う.この時,前もって決定してお いた回数の締付け作業を行う.

class	1501b			[3001b				
NPS	10in	16in	20in	[6in	10in	14in	20in	
Install 2	0.515	0.408	0.402	[0.463	0.378	0.305	0.291	
pass 1	0.822	0.679	0.683		0.719	0.618	0.514	0.515	
pass 2	0.942	0.831	0.833		0.862	0.769	0.648	0.657	
pass 3	0.980	0.911	0.909		0.932	0.860	0.743	0.756	
pass 4	0.992	0.953	0.949		0.965	0.915	0.811	0.826	
pass 5	0.997	0.975	0.971	[0.981	0.947	0.862	0.876	
pass 6	0.999	0.986	0.983		0.990	0.966	0.898	0.911	
pass 7	1.000	0.992	0.990		0.995	0.979	0.924	0.936	

(a) ジョイントシートガスケット

class		150lb				3001b			
NPS	10in	16in	20in	6	in	10in	14in	20in	
Install 2	0.476	0.408	0.367	0.4	29	0.349	0.287	0.275	
pass 1	0.739	0.679	0.627	0.6	36	0.559	0.471	0.490	
pass 2	0.881	0.831	0.785	0.7	69	0.687	0.592	0.623	
pass 3	0.945	0.911	0.874	0.8	52	0.775	0.684	0.718	
pass 4	0.974	0.953	0.925	0.9	05	0.837	0.755	0.788	
pass 5	0.986	0.975	0.955	0.9	39	0.881	0.810	0.840	
pass 6	0.993	0.986	0.971	0.9	61	0.913	0.851	0.879	
pass 7	0.996	0.992	0.981	0.9	75	0.936	0.881	0.908	
			600lb						
class		60	01b				1500lb		
class NPS	6in	60 10in	0lb 12in	20i	n	6in	1500lb 12in	20in	
class NPS Install 2	6in 0.420	60 10in 0.349	0lb 12in 0.307	20i	n 3	6in 0.412	1500lb 12in 0.342	20in 0.358	
class NPS Install 2 pass 1	6in 0.420 0.610	60 10in 0.349 0.554	01b 12in 0.307 0.517	20i 0.28 0.50	n 3	6in 0.412 0.577	1500lb 12in 0.342 0.525	20in 0.358 0.565	
classNPSInstall 2pass 1pass 2	6in 0.420 0.610 0.740	60 10in 0.349 0.554 0.684	01b 12in 0.307 0.517 0.649	20i 0.28 0.50 0.63	n 3 95 9	6in 0.412 0.577 0.704	1500lb 12in 0.342 0.525 0.652	20in 0.358 0.565 0.701	
classNPSInstall 2pass 1pass 2pass 3	6in 0.420 0.610 0.740 0.827	60 10in 0.349 0.554 0.684 0.774	01b 12in 0.307 0.517 0.649 0.743	20i 0.28 0.50 0.63 0.73	n 3 5 9 5	6in 0.412 0.577 0.704 0.794	1500lb 12in 0.342 0.525 0.652 0.746	20in 0.358 0.565 0.701 0.796	
classNPSInstall 2pass 1pass 2pass 3pass 4	6in 0.420 0.610 0.740 0.827 0.885	60 10in 0.349 0.554 0.684 0.774 0.838	0lb 12in 0.307 0.517 0.649 0.743 0.810	20i 0.28 0.50 0.63 0.73 0.80	n 3 5 9 5 5	6in 0.412 0.577 0.704 0.794 0.856	1500lb 12in 0.342 0.525 0.652 0.746 0.815	20in 0.358 0.565 0.701 0.796 0.860	
classNPSInstall 2pass 1pass 2pass 3pass 4pass 5	6in 0.420 0.610 0.740 0.827 0.885 0.923	60 10in 0.349 0.554 0.684 0.774 0.838 0.884	0lb 12in 0.307 0.517 0.649 0.743 0.810 0.859	20i 0.28 0.50 0.63 0.73 0.80 0.85	n 3 5 9 5 5 6	6in 0.412 0.577 0.704 0.794 0.856 0.900	1500lb 12in 0.342 0.525 0.652 0.746 0.815 0.865	20in 0.358 0.565 0.701 0.796 0.860 0.904	
classNPSInstall 2pass 1pass 2pass 3pass 4pass 5pass 6	6in 0.420 0.610 0.740 0.827 0.885 0.923 0.949	60 10in 0.349 0.554 0.684 0.774 0.838 0.884 0.917	0lb 12in 0.307 0.517 0.649 0.743 0.810 0.859 0.895	20i 0.28 0.50 0.63 0.73 0.80 0.85 0.89	n 3 5 9 5 5 6 1	6in 0.412 0.577 0.704 0.794 0.856 0.900 0.930	1500lb 12in 0.342 0.525 0.652 0.746 0.815 0.865 0.902	20in 0.358 0.565 0.701 0.796 0.860 0.904 0.935	

(b) うず巻形ガスケット

図 10.17 各 pass 完了時の平均ボルト軸力

class 300lb 10in フランジを例として「締付け軸力」と「作業回数」の決定方法を説明する.ここで,うず巻形ガスケットを使用し,所定の軸力を 60kN,希望する達成度
 0.9を設定する.この時,達成度の逆数は 1/0.9 ≈ 1.1 であるため, 1.1 × 60kN=66kN
 が締付け軸力となる.また,図 10.17よりうず巻形ガスケットを用いる class 300lb 10in
 フランジの場合,締付け作業完了時の平均軸力が 0.9を達成するのは pass 6 であるの

で,締付け作業回数を6回とする.ここから実際の締付け作業に入る.class 300lb 10in フランジは16本のボルトで締結を行うため,図10.16を参考に bolt 4, bolt 8, bolt 12, bolt 16をそれぞれ 66kN に締付ける(Install 1).つぎに,33kNの締付け力で bolt 1 から時計回りに1周の締付け作業を行う(Install 2).そして,66kNの締付け力で bolt 1から時計回りに6周の締付け作業を行う(Assembly).

提案したボルト締付け指針の中で,締付け軸力を所定の軸力値よりも高くする理由 は、ボルトの軸力がある程度ばらついていても、ガスケット座面の円周方向の面圧分 布は比較的一様となるため,締付け作業完了時のボルト軸力の平均値を所定のボルト 軸力にし、ガスケット座面の面圧状態を設計時に見積もった状態にするためである.し かしながら、達成度を低く見積もりすぎると、締付け軸力 Fbが高くなりすぎるため注 意が必要である.また図10.17は、ガスケットの負荷側のヤング率 El=500MPa、除荷 側のヤング率 Eu=5.0GPaとして、各管フランジに対してボルト締付けシミュレーショ ンを行った際の、各 pass 完了時における平均ボルト軸力の変化を示している.これら のヤング率は、図10.4に示す平均的な値である.図10.17に示していない呼び径のフ ランジに関しては、同じクラスのボルト本数が同じフランジのデータを参考にして差 し支えないと考える.

10.5 結言

管フランジ締結体のボルト締付け指針の提案を目的とし,ガスケットのモデル化と ボルト締付け手順の検討を行った結果,以下のような結論を得た.

- ガスケットの応力-ひずみ関係を簡単にモデル化する方法として,負荷時と除荷時 でヤング率の異なる線形ばねを採用した.このモデル化を用いて管フランジ締結 体のボルト締付け解析を行った結果,各締付け作業完了時の平均ボルト軸力の変 化を比較的精度良く評価できることを示した.
- 2. ガスケットの負荷時のヤング率は,各締付け作業完了時の平均ボルト軸力に影響 するが,除荷時のヤング率の影響はほとんどないことを示した.
- 3. ボルトの締付け作業を開始する前の初期状態つまり Install 作業の影響を検討し, 90 度離れて位置する 4本のボルトを所定の軸力で前もって締付けておくと,高い

剛性を有するフランジを締付けても口開き変形が生じないことを示した.

4. ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットを用いた管フランジ締結体に 限定して,ボルト締付け指針を提案した.
第11章

効率的なボルト締付け手順の検討

11.1 緒言

管フランジ締結体において,全てのボルトの軸力が均一となるように締付けること は,最も重要な課題の一つである.このことを妨げている最大の原因は,多数のボル トを逐次締付ける際の各ボルト間の弾性相互作用である.前章まででみてきたように 特に口径が大きい管フランジでは,均一なボルト軸力状態を得るために一連の締付け 作業を多数回繰り返すことが必要となる⁽⁸³⁾.

そこで,各ボルトごとに別々の初期締付け軸力を設定し,1回の締付け作業つまり 各ボルトを1回ずつ締付けるだけで均一なボルト軸力状態が得られる効率の良いボル ト締付け手順が提案されている.Weberら⁽⁸⁵⁾は,三次元有限要素解析を用いて均一 なボルト軸力を得るために必要な初期締付け軸力の算出を試みている.しかしながら, この方法はボルト締付け過程の荷重履歴による締結体の剛性の変化を考慮していない ため,適用可能な締結体が限定される.また Bibelらは,管フランジのボルト締付け 実験より得られる弾性相互作用係数を用いることにより,各ボルトに必要な初期締付 け軸力を算出している⁽⁸⁴⁾.この手法は非常に精度の良い方法であるが,締付け実験を 必要とするため,多種多様な管フランジ締結体に対して,体系的に初期締付け軸力を 算出することは困難である.

そこで本章では,均一なボルト軸力状態を得るために必要な初期締付け軸力を,数 値解析を用いて算出する手法を提案する.初めに,第4章で提案した手法と同様な考 えにもとづく,有限要素解析からボルトの締付け力を算出する手順を検討する.結果 として,この手順は口径の大きな管フランジに対しては適用が困難であることが確認 された.そこで次に,有限要素解析とBibelらが提案している弾性相互作用係数法⁽⁸⁴⁾ を併用する方法を提案する.この手法を用いて,まず最も効率の良い1回の締付け作 業で均一なボルト軸力状態を得る場合を検討する.次に,1回の締付け作業では初期 締付け軸力がボルトの降伏軸力を超える場合があるので,締付け軸力の最大値を制限 して均一なボルト軸力状態を得る手順を検討する.対象とするのは,JPI class300 lb 呼び径20 in の管フランジで,ガスケットはSS400 材の金属平形ガスケットと石綿ジョ イントシートガスケットの2種類を対象とする.

11.2 変位制御による初期締付け軸力の算出

本節では,第8章で提案したボルト締付け過程をシミュレーションする有限要素解 析の過程において,均一なボルト軸力状態を達成するための初期締付け軸力を算出す る手順を検討する.本手法は,第4章で提案した手法と同様な考えに基づいている.

11.2.1 解析手順

ボルト軸力は,ボルト円筒部の対称面節点に軸方向強制変位を与えることにより生 じさせるが,全てのボルトに同じ強制変位を逐次与える解析を行い,その際各ボルト の締付け完了時に得られるボルト軸力を,均一な軸力状態を達成するための初期ボル ト軸力とする.ここで,解析手順を図11.1に示す3本のボルトで締結される管フラン ジを例に具体的に説明する.

予備計算

各ボルトの逐次締付けに対応した解析を開始する前に,全てのボルトの対称面に一様 な強制変位を同時に与え,各ボルトに等しく所定の軸力 F_tを発生させるために必要な 変位量 ūを求める.

bolt 1 の締付け

bolt 1の対称面節点に強制変位増分を与え, bolt 1の対称面変位が *ū* になるまで増分 計算を行う.このとき,他のボルトの対称面変位は拘束している.

bolt 2 **の締付け**

bolt 1 の変位を *ū* に保った状態で, bolt 2 の対称面に強制変位を与える.その場合, bolt 3 の軸方向変位は拘束されている.

Preliminary Calculation





図 11.1 締付け完了時に均一な軸力状態を達成するための初期締付け軸力を 算出するための解析手順(変位制御)

表 11.1 締結完了時に均一な軸力状態を達成するための初期締付け軸力を算 出する過程におけるボルト対称面変位

				Bol	t Nı	ımbe	$\operatorname{er} j$		
		1	2	3	4	5	6	7	8
	1	\bar{u}	0	0	0	0	0	0	0
k	2	\bar{u}	\bar{u}	0	0	0	0	0	0
nce	3	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	0	0	0	0	0
aup	4	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	0	0	0	0
o Se	5	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	0	0	0
t-uj	6	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	0	0
Bol	7	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	0
	8	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}	\bar{u}

bolt 3の締付け

同様の作業を bolt 3 に対しても行う. 各ボルトの対称面軸方向変位は, bolt 3 の締付け が完了した時点で全て \bar{u} となる.ここで, 各ボルトに与えるべき軸力の大きさは, そ れぞれのボルトを締付けた段階で逐次求められた F_{11} , F_{22} , F_{33} となる.

次節で対象とする8本のボルトで締付けられる管フランジの場合,ボルト締付け過 程のボルト対称面の変位は表11.1のようになる.最終的な軸力を一定にするために各 ボルトに逐次与えるべき軸力の大きさは,各ボルトの締付け段階において順次求めら れることになる.

以上のように,本手法はボルト対称面の変位をコントロールしているため,ここで は「変位制御法」と呼ぶことにする.

11.2.2 解析モデル

ここでは,内外輪付きのうず巻形ガスケットを用いた,JIS B 2238 呼び圧力 40K, 呼び径 50の大平面座を有する管フランジを解析対象とする.有限要素モデルは,第8 章図 8.1(b)に示したものを用いており,材料定数,境界条件,ボルト締付け順序など も第8章で用いた条件と同じである.

					Bolt Nı	umber j			
_		1	2	3	4	5	6	7	8
	1	1.381	0.701	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
k	2	2.831	2.836	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
ence	3	2.493	2.499	0.705	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
aupa	4	1.805	1.811	1.807	1.863	0.000	0.000	0.000	0.000
o Se	5	1.323	1.923	1.350	1.962	0.948	0.000	0.000	0.000
t-uI	6	1.397	1.380	1.417	1.431	1.030	1.059	0.000	0.000
Bol	7	1.498	0.897	0.932	1.530	1.026	1.043	0.938	0.000
	8	0.961	0.972	1.007	0.992	1.022	1.039	1.024	1.052

表 11.2 均一なボルト軸力状態を得るための解析過程のボルト軸力変化

 $(F_t = 10.1 \text{kN})$



図 11.2 算出された初期締付け力を用いてボルト締付け実験を行ったときの締 結完了時のボルト軸力のばらつき

11.2.3 ボルト軸力の変化

最終的に目標とするボルト軸力 F_t を 10.1kN とした場合について,各ボルトの軸力 変化の解析結果を表 11.2 に示す.表中の値は,各段階におけるボルト軸力を目標とす るボルト軸力 F_t で除して無次元化している.また,表 11.2 は表 11.1 に対応している.



図 11.3 初期締付け軸力を算出する解析過程のガスケット座面外縁部の面圧分布変化

締結完了時に対応する 8 行目の値は,8 本のボルトを締付ける過程における荷重履歴 により,完全に1とはなっていないが,そのばらつきは約5%以内と非常に小さく,変 位制御に基づく本解析手法の有効性が確認できる.ここで,表の対角成分の値が,締 結完了時に均一なボルト軸力状態を得るために各ボルトに与える初期締付け軸力とな る.これらの値を用いて締付け実験を行った結果を図11.2 に示している.なお,実験 は2回行っている.横軸は締付け順序に対応したボルト番号で,縦軸は締付け完了時の 軸力 F_f を所定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.ばらつきは最大約10%と なっており,第8章で示した全てのボルトを等しい初期軸力で締付けた場合に比べて, 非常に小さな値となっている.

11.2.4 ガスケット座面圧分布の変化

図 11.3 は,各ボルトの締付け段階における,ガスケット座面外縁部の面圧分布の円 周方向変化に対する解析結果を示している.図から,bolt 4 を締付けた段階において, 締結完了時にほぼ近い面圧値および分布パターンが得られていることがわかる.これ は,表11.2の4行目に示すようにbotl 4の締付け段階において,各ボルトに目標とす



図 11.4 有限要素モデル (JPI class300lb 20in)



図 11.5 ボルト締付け順序に対応するボルト番号

る軸力 *F*_t の約2倍の軸力が比較的一様に生じているためと考えられる.締結完了時の 面圧分布は,ボルト軸力の多少のばらつきにより,円周方向にやや変化しているが,実 用的な観点からは一様な分布になっているといえる.

11.3 変位制御法の大口径管フランジへの適用性の検討

前節で検討した変位制御に基づく手法を,第9章で対象とした JPI class 300lb 20in フランジに適用する.ガスケットには,SS400 材を用いた金属平形ガスケットと,石 綿ジョイントシートガスケットを用いている.いずれのガスケットも厚さは3mm であ



図 11.6 変位制御法によるボルト締付け解析完了時のボルト軸力状態

る.図11.4に使用した有限要素モデルを示している.図11.5は,締付け順序に対応し たボルト番号を示している.またこれ以降,本章中では図11.4に示すモデルと図11.5 に示す締付け順序を用いる.

所定の軸力 F_t を 49.0kN とした場合について,締結完了時に各ボルトに残留している軸力の解析結果を図 11.6 に示す.横軸は図 11.5 に示すボルト番号,縦軸は解析完了時のボルト軸力 F_f を所定の軸力 F_t で除して無次元化して示している.金属平形ガスケット,ジョイントシートガスケットのいずれについても,前節で示した8本締めの小口径管フランジの場合と異なり(表 11.2 の 8 行目の値),ボルト軸力は大きくばらついている.その理由としては,ボルトの締付け過程における荷重履歴,すなわち接触状態の変化と石綿ジョイントシートガスケットの材料非線形特性により,各ボルト付近の締結体の剛性が変化するためであると考えられる.前節で検討した変位制御に基づく手法では,上記の剛性変化の影響を考慮していないために,十分な精度が得られていないと考えられる.そこで次節では,有限要素解析と弾性相互作用係数法を組み合わせることにより,より汎用性の高い解析手法を提案する.



図 11.7 3本のボルトで締結される管フランジ締結体のボルト締付け過程

11.4 弹性相互作用係数法

弾性相互作用係数法は,各ボルトの初期締付け軸力の増加量とその締結完了時に残 留している軸力の間に線形関係があると仮定し,この関係から決定された相互作用係 数を利用することにより,少ない回数の締付け作業で一様なボルト軸力状態を得るた めに必要な初期締付け軸力の算出を試みる手法である^(2,83,84).この手法によると,初 期締付け軸力の増加量と締付け作業完了時のボルト軸力の関係は次式で与えられる.

$$\{F_0\} + [A] \{\Delta F\} = \{F_f\}$$
(11.1)

ここで n本のボルトを使用する場合,

[A] = 弾性相互作用係数マトリックス $(n \times n)$

 $\{\Delta F\}$ = 初期締付け軸力の増加量ベクトル $(n \times 1)$

 ${F_f} = 締付け完了時の軸力ベクトル <math>(n \times 1)$

 ${F_0}$ = 前 pass 完了時の軸力ベクトル $(n \times 1)$

となる「pass」は1回の締付け作業を意味し,以後「pass 1」「pass 2」はそれぞれ1回 目,2回目の締付け作業「,1-pass」「2-pass」はそれぞれ1回,2回の締付け作業を表す.

例として,図11.7に示すような3本のボルトで締結される管フランジ締結体の締付 け過程を考える.この場合,式(11.1)中の各ベクトルは以下のようになる.

$$\{F_0\} = \begin{cases} f_1^0 \\ f_2^0 \\ f_3^0 \end{cases} , \ \{\Delta F\} = \begin{cases} \Delta f_1 \\ \Delta f_2 \\ \Delta f_3 \end{cases} , \ \{F_f\} = \begin{cases} f_1^f \\ f_2^f \\ f_3^f \end{cases}$$
(11.2)

ここで, f_i^0 , Δf_i , f_i^f は,それぞれボルト*i*における前 pass 完了時の軸力,初期締付 け軸力の増加量,締結完了時に残留している軸力を示している.図11.7中の f_{ij} はボ ルト*j*を締付けた時,ボルト*i*に残留している軸力である.また,次式で表される初 期締付け軸力 { F_i } は図11.7に示したように,各ボルトを締付けた段階でのそのボル トの軸力の大きさである.

$$\{F_i\}^T = \{f_{11} \quad f_{22} \quad f_{33}\}^T \tag{11.3}$$

ここで,弾性相互作用係数マトリックス [A] の各成分 a_{ij} を次のように定義する.

$$a_{ij} = \frac{f_{ij} - f_{i(j-1)}}{\Delta f_j}$$
(11.4)

 a_{ij} はボルト jを締付けた時,その軸力の増加量 Δf_j に対するボルト iの軸力の変化量の比を意味する. [A] の各成分については,ボルト jの軸力が Δf_j 増加するように締付けると,対応する列成分が求められる.すなわち,図 11.7 に示した例ではボルトを1本締付ける毎に3つずつ成分が求められることになる.そこで,まずある初期締付け軸力の増加量 { ΔF }に対して [A] を求める.次に式 (11.1)の { F_f }の代わりに目標とする軸力ベクトル { F_t } を代入し,求めた [A] の値を用いると,一様な軸力状態 { F_t }を得るために必要な各ボルトの初期締付け軸力の増加量 { ΔF }が次式から計算できる.

$$\{\Delta F\} = [A]^{-1} \left(\{F_t\} - \{F_0\}\right) \tag{11.5}$$

ここで求めた $\{\Delta F\}$ は最初に与えた値と異なる.そこで式 (11.5) で求めた $\{\Delta F\}$ を用 いて再びボルトの締付け過程を解析することにより [A] の成分を修正し,締結完了時 の軸力状態,すなわち図 11.7 の最終段階における各ボルトの軸力が $\{F_t\}$ に収束する まで繰り返し計算を実施する.

Bibelらは,2回までの締付け作業により均一なボルト軸力状態を得る手順を検討している^(80,83,84).しかしながら,式(11.1)は前 pass 完了時の軸力状態 {*F*₀}を基準としているので,それまでの荷重履歴を考慮する必要がない.したがって,任意の回数での締付け作業に適用可能である.次章では任意回数の締付け作業による初期締付け軸力の具体的な算出手順を説明する.

11.5 初期締付け軸力の算出手順

有限要素解析と弾性相互作用係数法を併用し, m 回の締付け作業により均一なボルト軸力状態を得る場合について,初期締付け軸力の算出手順を説明する.

- (1) 図 11.7 に示したように,各ボルトを逐次締付けていく過程を有限要素法により 解析する.ここで,pass (m-1)終了時の軸力を pass mの初期状態 $\{F_0\}$ とする.pass mにおいて各ボルトに与える初期締付け軸力 $\{F_i\}$ はボルト毎に変えることが可能であるが,ここでは $\{F_i\}=\{F_t\}$ とし,全てのボルトを目標とする軸力値 F_t で締付ける場合を考える.
- (2) ボルト締付けシミュレーションの過程で式 (11.4) を用いて弾性相互作用係数マト リックス [A] の各成分を算出する.



図 11.8 繰り返し計算の各 step における初期軸力と締付け完了時の軸力(石 綿ジョイントシートガスケット: F_t =49.0kN)

- (3) 上で求めた [A] と式 (11.5) より初期締付け軸力の増加量 {△F} を求める.
- (4) (3) で求めた $\{\Delta F\}$ を用いて,再びボルト締付け過程の有限要素解析を行う.ここで, $\{F_0\}$ は初期締付け軸力算出過程中一定である.
- (5) (4)の結果,締付け完了時の各ボルト軸力と目標軸力 F_t との差が 5%以内となれ ば計算を終了する.そこで得られた $\{F_i\}$ が pass m において全てのボルト軸力を F_t とするために各ボルトに与える軸力の大きさを表すことになる.もし,目標 軸力 F_t といずれかのボルト軸力の差が 5%より大きい場合は,(2)から(5)を繰 り返す.

ここでは m 回の締付け作業に対する手順を説明したが,次章で検討する1回の締付け 作業では pass 数は1となり { F_0 }の成分は全て零である.

11.6 1回の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合

11.6.1 解析結果と妥当性の検討

図 11.8 は,前章で述べた繰り返し計算の過程において,初期締付け軸力 F_i と締結完 了時の軸力 F_f の関係が,3回の繰り返し計算の過程でどのように変化するかを示して いる.ここでは,目標とする軸力 F_t を 49.0kN とし,石綿ジョイントシートガスケッ 表 11.3 均一な軸力状態を達成することを目的として算出された初期締付け 軸力: F_i/F_t (F_t =49.0kN)

金属平形ガスケット

bolt1	2.259	bolt7	1.783	bolt13	1.253	bolt19	1.023
bolt2	2.207	bolt8	1.754	bolt14	1.252	bolt20	1.023
bolt3	2.153	bolt9	1.342	bolt15	1.245	bolt21	1.004
bolt4	2.132	bolt10	1.341	bolt16	1.243	bolt22	1.004
bolt5	1.818	bolt11	1.344	bolt17	1.030	bolt23	1.000
bolt6	1.809	bolt12	1.319	bolt18	1.029	bolt24	1.000

石綿ジョイントシートガスケット

bolt1	2.793	bolt7	2.296	bolt13	1.376	bolt19	1.002
bolt2	2.752	bolt8	2.294	bolt14	1.375	bolt20	1.002
bolt3	2.948	bolt9	1.434	bolt15	1.389	bolt21	1.001
bolt4	2.944	bolt10	1.434	bolt16	1.389	bolt22	1.001
bolt5	2.152	bolt11	1.452	bolt17	1.002	bolt23	1.000
bolt6	2.145	bolt12	1.452	bolt18	1.002	bolt24	1.000

トを用いた場合の結果を示している.step 1 での初期値は全て 1 であり,step 3 の最 終値とほぼ重なっている.ここでは 3 回の繰り返し計算で前章で示した収束条件を満 足している.したがって,図 11.8 中の白抜きの四角印で示した step3(initial)の値が, 均一な軸力状態を得るために必要な各ボルトの初期締付け軸力となる.表 11.3 に,2 種類のガスケットに対して算出した各ボルトの初期締付け軸力 F_i を示している.表中 の値は,図 11.8 と同様に F_t で除して無次元値としている.初期締付け軸力の最大値 F_i^{max} は,金属平形ガスケットと石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合に対し て,それぞれ 2.259 F_t , 2.948 F_t となっている.

表11.3に示した値を用いて締付け実験を行う.図11.9は,その結果得られた各ボルトの締結完了時の軸力を示している.図中に,各ガスケットに対して実施した2回の 実験結果を示している.ばらつきの最大値は15%程度となっており,図9.6に示した全てのボルトを同じ軸力値で締付けた場合と比較すると,ばらつきは非常に小さくなっている.したがって,ここで提案する初期締付け軸力の算出手法は妥当であると考えられる.



図 11.9 算出された初期締付け軸力を用いてボルトの締付け実験を行ったときの締結完了時のボルト軸力のばらつき (F_t=49.0kN)

11.6.2 ガスケット座面圧分布の変化

1回の締付け作業により均一なボルト軸力状態を得る場合,表11.3に示すように所 定の軸力 *F*_tよりも高い値で各ボルトを締付ける必要がある.この場合,片締めによる ガスケットの破損が懸念される.図11.10は,石綿ジョイントシートガスケットを対 象として,表11.3に示した初期締付け軸力を用いてボルトを締付ける場合の解析を実 施し,その結果得られた各ボルト締付け完了時におけるガスケット座面外縁部の接触 面圧の円周方向分布を示したものである.横軸は,bolt1の中心を基準として時計回り



図 11.10 ガスケット座面外縁部の接触面圧の円周方向分布(石綿ジョイント シートガスケット: F_t=49.0kN)

にはかった角度である.この図より,ボルトを逐次締付けていく過程において,締結 完了時よりも極端に高い面圧が発生することはなく,ガスケットの片締めやそれによ る破損を生じる可能性は低いことがわかる.また締結完了時,面圧は円周方向にほぼ 一様な分布となっており,シール性能の観点から望ましい結果となっている.

11.7 締付け軸力の最大値を制限して均一なボルト軸力状 態を得る場合

前章で検討した1回の締付け作業で均一なボルト軸力を得ようとする場合,初期締付け軸力の最大値は目標軸力 *F*_tの2~3倍程度となった.この初期締付け軸力がボルトの降伏軸力を超える場合,前章で示した締付け手順を適用することは困難である.本節では,初期締付け軸力の最大値がある値,例えばボルトの降伏軸力を超えないように,2回以上の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る締付け手順を検討する.

11.7.1 解析手順

Bibelらは,2回の締付け作業で均一な軸力状態を得る手法を提案している^(80,83).こ こでは,その手法を任意の回数の締付け作業に応用する.すなわち本手法は,目標と する軸力を任意回数の pass による締付けで達成する.まず,所定の軸力 *F*_t までを任意

表 11.4 2回の締付け作業で均一な軸力状態を達成する際の pass 2 における算 出されたボルト締付け軸力: F_i/F_t (F_t =49.0kN)

金属平形ガスケット $(F_0/F_t=0.50)$

bolt1	2.034	bolt7	1.867	bolt13	1.302	bolt19	1.005
bolt2	2.033	bolt8	1.865	bolt14	1.301	bolt20	1.004
bolt3	2.026	bolt9	1.402	bolt15	1.277	bolt21	0.993
bolt4	2.024	bolt10	1.400	bolt16	1.275	bolt22	0.992
bolt5	1.903	bolt11	1.381	bolt17	1.014	bolt23	0.985
bolt6	1.900	bolt12	1.379	bolt18	1.013	bolt24	0.985

金属平形ガスケット (*F*₀/*F*_t=0.75)

bolt1	1.528	bolt7	1.496	bolt13	1.253	bolt19	1.037
bolt2	1.528	bolt8	1.496	bolt14	1.253	bolt20	1.037
bolt3	1.523	bolt9	1.281	bolt15	1.247	bolt21	1.029
bolt4	1.523	bolt10	1.280	bolt16	1.247	bolt22	1.029
bolt5	1.502	bolt11	1.275	bolt17	1.043	bolt23	1.027
bolt6	1.501	bolt12	1.275	bolt18	1.043	bolt24	1.027

石綿ジョイントシートガスケット $(F_0/F_t=0.50)$

bolt1	2.459	bolt7	2.194	bolt13	1.352	bolt19	0.991
bolt2	2.453	bolt8	2.193	bolt14	1.345	bolt20	0.991
bolt3	2.530	bolt9	1.403	bolt15	1.358	bolt21	0.996
bolt4	2.507	bolt10	1.395	bolt16	1.365	bolt22	0.991
bolt5	2.122	bolt11	1.417	bolt17	0.992	bolt23	0.992
bolt6	2.104	bolt12	1.410	bolt18	0.986	bolt24	0.999

石綿ジョイントシートガスケット $(F_0/F_t=0.75)$

				(0/	U	/	
bolt1	1.855	bolt7	1.866	bolt13	1.310	bolt19	0.973
bolt2	1.855	bolt8	1.865	bolt14	1.308	bolt20	0.974
bolt3	1.862	bolt9	1.345	bolt15	1.318	bolt21	0.974
bolt4	1.863	bolt10	1.343	bolt16	1.320	bolt22	0.974
bolt5	1.871	bolt11	1.350	bolt17	0.974	bolt23	0.974
bolt6	1.871	bolt12	1.351	bolt18	0.970	bolt24	0.976

の pass に分割し,各 pass における所定の軸力値を F_t^1 , F_t^2 , …, F_t^k , …, F_t とする. ここで pass k において,初期状態 F_0^k を前 pass における目標軸力値 F_t^{k-1} とし,この 初期状態 $F_0^k = F_t^{k-1}$ から均一な目標軸力値 F_t^k を得るための初期締付け軸力 F_i を,5 章で示した手法に基づき算出する.この作業を各 pass ごとに繰り返し,各 pass におけ る均一な所定の軸力を得るための初期締付け軸力を決定する.ここで,初期締付け軸 力の最大値が,例えばボルトの降伏軸力値を超えないように pass 数と各 pass における 目標軸力値を決定する.

11.7.2 2回の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合

ここでは、2回の締付け作業で締付けを完了する場合を扱う.目標軸力 F_t を 49.0kN とし、 F_t に対する pass 2の初期状態 F_0 の比 F_0/F_t を 0.5、0.75と変化させる.表 11.4 は、 F_0/F_t を 0.5、0.75とした場合の pass 2における初期締付け軸力の計算結果を示 している. $F_0/F_t=0.5$ 、0.75における初期締付け軸力の最大値 F_i^{max} は、いずれのガス ケットについても表 11.3に示した 1回の締付け作業の場合のそれぞれ約 90%、約 70%と なっている.すなわち $F_0/F_t=0.5$ の場合、あらかじめ全てのボルトを $0.5F_t$ で均一に 締付けているにもかかわらず、前章の表 11.3で示した 1回の締付け作業の場合と近い 値になっている.

以上の点から,本研究で対象としている管フランジ締結体の場合,2回の締付け作 業では,初期締付け軸力の最大値を大幅に下げることは困難であるといえる.

11.7.3 任意の回数の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得る場合

目標軸力 F_t を 98.1kN とし,各 pass における初期締付け軸力の最大値が 1.5 F_t を超 えないという条件の下で,各 pass における初期締付け軸力の算出を試みる.表 11.5 は, 各 pass における初期締付け軸力の最大値 F_i^{max} の計算結果をそのボルト番号とともに 示したものである. F_i^{max} の最大値が 1.5 F_t を超えないようにするためには,金属平形 ガスケットおよび石綿ジョイントシートガスケットに対して,それぞれ最低 3 回およ び 4 回の pass が必要であるという結果が得られた.

次に,図11.5に示した順序に従って全てのボルトを目標とする軸力値 F_t=98.1kNで 締付け,その作業を複数 pass 繰り返した場合を解析した.この締付け手順は,実際の 現場で広く用いられている方法の一つである.表11.6は,その結果得られた各 pass 完 了時におけるボルト軸力のばらつきの最大値を示したものである.金属平形ガスケッ トの pass 3 と石綿ジョイントシートガスケットの pass 4 におけるばらつきは,それぞ

188

表 11.5 算出された各 pass における初期締付け軸力の最大値 F_i^{max} (F_t =98.1kN)

金属平形ガスケット

	pass 1	p	ass 2	pass 3		
F_0^1	F_t^1	F_{0}^{2}	F_t^2	F_{0}^{3}	$F_t^3 = F_t$	
0.0	49.0	49.0	78.5	78.5	98.1[kN]	
$F_i^{max} = 1.130 F_t$		$F_i^{max} = 1.438 F_t$		F_i^{max}	$=1.423F_t$	
	bolt1		polt1	bolt1		

石綿ジョイントシートガスケット

pass 1		pass 2		pass 3		pass 4	
F_0^1	F_t^1	F_{0}^{2}	F_t^2	F_{0}^{3}	F_t^3	F_{0}^{4}	$F_t^4 = F_t$
0.0	49.0	49.0	68.6	68.6	83.4	83.4	98.1[kN]
$F_i^{max} = 1.474F_t$		$F_i^{max} = 1.342 F_t$		F_i^{max}	$=1.312F_t$	F_i^{max}	$=1.466F_t$
bolt3		ł	polt3]	polt6	bolt6	

表 11.6 全てのボルトを 98.1kN で逐次締付けた時の各 pass 完了時のボルト軸 力のばらつき

金属平形ガスケット

pass 1	pass 2	pass 3	pass 4	pass 5	pass 6
91.4	40.3	18.7	8.8	4.1	1.9

石綿ジョイントシートガスケット

pass 1	pass 2	pass 3	pass 4	pass 5	pass 6
97.9	61.2	34.6	19.5	11.0	6.3
					[%]

れ 18.7%と 19.5%となっている.本節で検討している手順は,表 11.5 に示したように 同じ pass 数で一様な軸力状態を得ている.

表 11.7 pass 2 において均一な軸力状態を達成するためのボルト締付け軸力: $F_i/F_t \ (F_t=98.1 {
m kN})$

bolt16

bolt17

bolt18

1.083

1.005

1.003

bolt19

bolt20

bolt21

bolt22

bolt23

bolt24

0.998

0.998

0.992

0.990

0.999

0.997

bolt1	1.345	bolt7	1.258	bolt13	1.087	
bolt2	1.333	bolt8	1.259	bolt14	1.084	
bolt3	1.318	bolt9	1.127	bolt15	1.081	

1.119

1.106

1.104

bolt10

bolt11

bolt12

金属平形ガスケット

1.312

1.287

1.276

bolt4

bolt5

bolt6

右綿ジョイントシートガス	ケッ	ト
--------------	----	---

bolt1	1.460	bolt7	1.466	bolt13	1.123	bolt19	1.004
bolt2	1.452	bolt8	1.468	bolt14	1.121	bolt20	1.004
bolt3	1.491	bolt9	1.135	bolt15	1.126	bolt21	1.002
bolt4	1.488	bolt10	1.133	bolt16	1.127	bolt22	1.002
bolt5	1.428	bolt11	1.152	bolt17	1.007	bolt23	1.001
bolt6	1.422	bolt12	1.151	bolt18	1.007	bolt24	1.001

11.8 効率の良い締付け手順の提案

締付け軸力の最大値を制限する場合,前章で提案した方法より少ない回数で均一な 軸力状態を達成することが望まれる.具体的には 2-pass で締付けを完了させることを 目標とする.まず,pass 1 において全ボルトを制限された最大の等しい締付け軸力で 逐次締付け,図 9.6 に示したようにボルト軸力がばらついた状態を pass 2 の初期状態 とする方法を提案する.この方法は,pass 2 の初期状態においてボルトに残留してい る軸力の平均値を高くすることの効果に着目したものである.ここでは,7.3 節と同様 目標軸力 F_t を 98.1kN と仮定し,初期締付け軸力の最大値が 1.5 F_t を超えないように pass 2 の初期締付け軸力の算出を試みる.まず,pass 1 において全てのボルトを制限 値である 1.5 F_t で逐次締付ける.次に,この状態を初期状態とし,5章に示す手順を適 用することにより,pass 2 における各ボルトの初期締付け軸力を算出する.2 種類のガ スケットに対して算出した pass 2 における初期締付け軸力を,表11.7 に示している. ここで,金属平形ガスケットを用いる場合,pass 1 における各ボルトの初期締付け軸



(b) 石綿ジョイントシートガスケット

力を 1.5F_t とすると, pass 2の初期締付け軸力算出過程において負の締付け軸力, つ まりボルトを緩める必要があるという結果が得られた.そこで,金属平形ガスケット に対しては, pass 1 における初期締付け軸力を 1.3F_t としている.

表 11.7 より, pass 2 における初期締付け軸力の最大値は,所定の軸力 F_t の 1.5 倍を 超えておらず,いずれも 2 回の締付け作業で均一なボルト軸力状態を得ることができ るという結果が得られた.図 11.11 は,これらの値を用いて締付け実験を行った場合の 各 pass における締付け完了時のボルト軸力を解析結果と比較したものである.pass 2 完了時のばらつきに対する実験結果は,いずれのガスケットに対しても最大約 10%と

図 11.11 算出された初期締付け軸力を用いてボルトの締付け実験を行ったとき の各 pass 完了時のボルト軸力のばらつき $(F_t=98.1 \text{kN})$

比較的小さくなっている.したがって,ここで提案した手順は,pass2のみ各ボルト に与える初期締付け軸力が異なる点と相まって,前節で述べた方法より効率的かつ実 用的であると言える.

11.9 結言

管フランジ締結体の効率的なボルト締付け手順を検討した結果,以下に示すような 結論を得た.

- ボルト締付け過程を再現することのできる有限要素解析手法を用いた変位制御に よる初期締付け軸力の算出を検討し、小径フランジへの適用の有効性を確認した、 しかしながら、口径の比較的大きなフランジに対しては適用が困難であることを 示した。
- 有限要素解析と弾性相互作用係数法を併用することにより、ボルトの締付け作業 を任意回数繰り返す場合について、締付け作業完了時に均一な軸力状態を得ることができる初期締付け軸力の大きさを算出する手法を提案した。
- 3.1回のボルト締付け作業で最終的なボルト軸力を均一にする場合を検討し,算出 した初期締付け軸力を用いた締付け実験を行うことにより,締結完了時の軸力の ばらつきの最大値が15%程度となることを確認した.
- 4. 初期締付け軸力の最大値がある値,例えばボルトの降伏軸力を超えないように,所定の軸力値までを任意のpassに分割し,段階的に軸力値を均一にしていく方法を提案した.例として締付け軸力の最大値が目標軸力値の1.5倍を超えない条件下で初期締付け軸力を求めた結果,3回から4回の締付け作業を必要とすることを確認した.
- 5. 実用性の高い締付け手順として,1回目の締付けで全てのボルトを制限された最 大の等しい締付け軸力で逐次締付け,合計2-passの締付けで均一なボルト軸力が 得られる締付け方法を提案した.

第12章

ボルト抜き取り過程の有限要素解析

12.1 はじめに

管フランジ締結体を長期間にわたって使用する場合,メンテナンスのため締結体を 開放することがある.また,種々の原因によりボルトが破損して欠落する場合もある. このような場合においても,ボルトを締付ける過程と同様にボルト軸力の相互作用は 生じる.つまり,あるボルトを抜き取ると,その近くのボルトの軸力は増加する.し たがって,メンテナンスを目的として継手を開放した後にボルトを再使用する必要が ある場合,ボルトを逐次取り外す過程における軸力変化を把握しておく必要がある. また,使用状態にある管フランジ締結体のボルトが種々の原因により欠落したときに, そのボルトのみを交換すればよいのか,つまり他のボルトが軸力の増加により降伏し ていないか.また,ガスケットの応力が局部的に高くなり,シール性が悪くなること はないかなど,不明な点は多い.以上の様な問題点を考慮すると,ボルトの締付け過 程同様,ボルト抜き取り過程の特性を把握しておくことは極めて重要であると考える. しかしながら,これらの点に注目した研究は著者らの知る限りほとんど無いようであ る⁽¹⁰²⁾.

そこで本章では,管フランジ締結体のボルト抜き取り過程およびボルト欠落時の力 学的特性を有限要素解析により体系的に評価する.対象とするのは,第9章と同じ JPI class 150lb と class 300lb の管フランジとし,ガスケットとしては石綿ジョイント シートガスケットを使用している.

193

12.2 ボルト抜き取り過程の有限要素解析

本研究では,第8章で提案した管フランジのボルト締付け過程を評価することので きる解析手法を,ボルト抜き取り過程をシミュレーションできるように拡張する.

12.2.1 有限要素モデル

本研究において対象とするのは,第9章と同じ JPI class 150lb と class 300lb のス リップオン形管フランジである.呼び径は, class 150 が 1,4,10,16,20in の 5 種類, class 300 が 1,3,6,10,14,20in の 6 種類を対象としている.解析に用いた管フラ ンジの寸法は,図 9.2 に示している.

12.2.2 解析手順

図 12.1 に示す 3 本のボルトで締結されるフランジを例として解析手順を説明する. なお,本研究では平面座フランジを対象としているが,ボルト抜き取り過程の変形を 分かりやすくするために,図 12.1 では全面座フランジに類似の形状を用いている.図 中, *f_{ij}*は bolt *j*を抜き取った時の bolt *i*の軸力を示している.ここで,使用状態すな わちボルト抜き取り作業前における全てのボルト軸力は均一であると仮定する.

使用状態

全てのボルトモデルの対称面に一様な強制変位を同時に与え,各ボルトの軸力が所定の値 *F*_tとなるまで増分計算を行う.この時の対称面に与える変位を *u* とする.

bolt 1 の抜き取り

bolt 2 と bolt 3 の変位を *u* に保った状態で, bolt 1 に *u* とは反対方向の強制変位を与える.その場合, bolt 1 の軸力が零となり, ボルトがフランジ表面から完全に離隔するまで増分計算を行う.

bolt 2**の抜き取り**

bolt 1 と bolt 3 の変位を保った状態で, bolt 2 に *u* とは反対方向の強制変位を与える. bolt 2 の軸力が零となり, ボルトがフランジ表面から離隔するまで増分計算を行う. bolt 3 の抜き取り

bolt 1 と bolt 2 の抜き取りと同じ手順に従う.

上記手順の中で,抜き取りの対象となるボルトに対しては,そのボルトがフランジ



図 12.1 ボルト抜き取り過程の解析手順

表面から完全に離隔するまで強制変位を与え,このボルトに再負荷が生じないように している.これは,ボルト軸力値が零となる点で強制変位の増分をやめると,以降の ボルトの抜き取り作業中にそのボルトに再負荷が生じる可能性があるためである.こ のような作業を行うことにより,ボルトを完全に抜き取る作業を再現している.

12.2.3 解析条件

所定のボルト軸力値 F_tは,ガスケット座面平均面圧が 30MPa となるように設定す る(図9.2).また,ボルト抜き取り順序の影響を検討するために,時計回りおよび 90 度離れて位置する4本のボルトを1組として対角状に抜き取るという2種類の抜き取 リパターンを検討する.抜き取り順序は図9.4に示している.ボルト欠落時の解析は, 時計回りにボルトを抜き取る順序に従って実施される.

12.3 解析結果

12.3.1 ボルト軸力の変化

図12.2 は、均一な軸力状態からボルトを1本ずつ抜き取る過程において、図中に示 すボルトを抜き取ったときに各ボルトに残留している軸力を示している.なお解析結 果は、最初のボルトを除いて4本おきに示されている.横軸は図9.4 に示すボルト番 号、縦軸は各ボルトに残留している軸力Fを所定の軸力 F_t で除して無次元化して示し ている.ここでは、24本のボルトで締付けられる class 300 呼び径 20in のフランジを対 象とし、対角状と時計回りの抜き取り順序を比較している.いずれの順序でボルトを 抜き取る場合も、1本目を抜き取った状態は同じである.そのため、bolt 1を抜き取っ た時については、時計回りを採用した場合の結果を示す図中にのみ記している.bolt 1を抜き取ると、両隣の2本のボルトの軸力が約30%上昇している.対角状にボルト を抜き取ると、いずれの場合も90度離れて位置する4本のボルトの軸力値がほぼ同じ 値になっていることがわかる.一方、時計回りにボルトを抜き取る場合、抜き取りの 対象となるボルトの隣のボルトとbolt 24の軸力が非常に高い値を示す.また、対角状 に抜き取る場合と異なり、上記2本のボルト以外はほぼ所定の軸力値 F_t 以下となって いることがわかる.



図 12.2 各ボルトを抜き取ったときに残留しているボルト軸力 (class 300lb 20in)

図 12.3 と図 12.4 は、それぞれ class 150 と class 300 のフランジを対象として、ボルトの抜き取り作業が進むに従って残留している軸力の最大値 F_{max} がどのように変化するかを示している.横軸はボルト抜き取り順序、縦軸は最大ボルト軸力 F_{max} を所定の軸力値 F_t で除して無次元化して示している.呼び径 1in の管フランジでは大きな軸力上昇は確認されない.それ以外の呼び径の管フランジの場合、bolt 1を抜き取るといずれも約 30%の軸力増加が生じ、抜き取り過程が進むにつれてその値は大きくなっている.最大軸力 F_{max} のピーク値は、時計回りの場合、抜き取り開始の初期の段階において生じているが、対角状の場合は抜き取り完了から 4 本程度前のボルトを取り除いた時に生じている.そこで発生するボルト軸力の最大値は対角状に抜き取る場合の方が大きく、図 12.4 に示した class 3001b 20in では所定の軸力値 F_t の 2.7 倍にもなっている.また class が高く、管フランジの呼び径が大きくなるほどピーク値は高くなるこ



図 12.3 ボルトの抜き取り過程において残留している軸力の最大値の変化 (class 150)

とがわかる.

12.3.2 解析手法の妥当性の検討

解析手法の妥当性を確認するために,第9章で用いた JPI class 3001b 呼び径 20in の スリップオン形管フランジに対してボルト抜き取り実験を行う.抜き取ったボルトに 再負荷が生じないように,抜き取りの対象となるナットはその都度完全に取り外して いる.図12.5は,各ボルトの抜き取り過程に残留している軸力の最大値 F_{max}の変化 を示している.2つの抜き取り順序に対して,それぞれ解析結果と2回の実験結果を 示している.解析では,前章の図11.4に示す有限要素モデルを用いている.時計回り および対角状いずれの抜き取り順序を用いる場合も,解析結果と実験結果はかなり良



図 12.4 ボルトの抜き取り過程において残留している軸力の最大値の変化 (class 300)



図 12.5 ボルトの抜き取り過程において残留している軸力の最大値の解析結 果と実験結果の比較



く一致しており,本研究で用いている解析手法の妥当性が確認できる.

12.3.3 ガスケット座面圧力分布変化

管フランジ締結体を開放する際,ガスケットの再使用を必要とすることがある.こ の場合,ボルト抜き取り過程におけるガスケット座面圧力分布の変化を把握しておく 必要がある.図12.6は,図中に示した各ボルトを抜き取り完了した時点におけるガス ケット座面外縁部の接触面圧の円周方向分布を示したものである.ここでは,12本の ボルトで締付けられる class 300lb 6in フランジを対象としており,解析結果は2本のボ ルトを抜き取る毎に示されている.図中48.7MPaは,全てのボルト軸力を均一と仮定



図 12.7 2回の作業により抜き取りを完了する場合の各ボルトの抜き取り過程 において残留している軸力の最大値の変化

した使用状態におけるガスケット座面外縁部の平均面圧値である.この値はボルト締付け時のフランジ部の回転変形により,平均面圧 30 MPaよりも高くなっている.対角状にボルトを抜き取る場合,ボルト軸力の最大値は図 12.4 に示すように所定の軸力値 F_t の約 1.7 倍になるにもかかわらず,ガスケット座面の圧力分布は使用状態の平均値48.7 MPaをほとんど越えていない.一方,時計回りを採用すると,抜き取り過程で部分的に高い面圧値が生じていることがわかる.同様の傾向は他の呼び径のフランジにおいても確認された.上記の結果より,管フランジ締結体を抜き取った後にガスケットを再使用するためには,ボルトを対角状に抜き取る手順の採用が好ましいといえる.

12.3.4 2回の作業で抜き取る場合

図 12.3 と図 12.4 に示したように,1回の作業で全てのボルトを抜き取る場合,その 過程において特定のボルトに比較的大きな軸力値が生じる.本節では,2回の作業によ り抜き取りを完了する場合を検討する.はじめの抜き取り作業 pass 1 では,所定の軸 力 F_t の 50%を開放する.次に pass 2 では,完全にボルトを抜き取る.図 12.7 は,2つ の抜き取り過程において残留しているボルト軸力の最大値 F_{max} の変化を,class 300lb 20inのフランジに対して示している.図 12.4 の1回の作業で抜き取る場合と比較する と,抜き取り過程に生じる最大軸力 F_{max} のピーク値は,対角状の場合 2.7 F_t から 2.1 F_t , 時計回りの場合 1.9 F_t から 1.6 F_t に低下している.pass 2 よりも pass 1 の方が軸力値が



(b) class 300lb 6in

図 12.8 2回の作業により抜き取りを完了する場合の pass 1 に開放する軸力の 割合の影響

小さくなっているため, pass 1 でより大きな軸力を開放すれば, 抜き取り作業中に生じる最大軸力のピーク値を減少させることができると考える.

図 12.8 は, class 300lb 20in と 6in のフランジについて pass 1 で開放する軸力の割合 を変化させた時,抜き取り過程において残留するボルト軸力の最大値 F_{max} の変化を示 している. 20in フランジの場合, pass 1 で開放する割合を 75%にすると F_{max} のピー ク値が pass 2 から pass 1 に移ることがわかる.その際,対角状に抜き取る場合はピー ク値が低下しているが,時計回りに開放する場合は pass 1 で 50%抜き取る場合よりも 高くなっている.6in フランジの場合, pass 1 で開放する軸力の割合を 75%とすると F_{max} のピーク値は高くなっており, pass 1 で開放する軸力の割合が 50%の場合 F_{max} のピーク値が最も小さくなっている.しかしながら,抜き取り作業を 2 回に分けて行

表12.11本および隣り合う2本のボルトが欠落した時の最大ボルト軸力

class 150			class	s 300
NS	1 bolt	2 bolts	NS	1 b
4	1.19	1.17	3	1.3
10	1.19	1.23	6	1.3
16	1.28	1.42	10	1.3
20	1.23	1.35	14	1.3
			2.0	1.0

NS	1 bolt	2 bolts
3	1.30	1.31
6	1.30	1.45
10	1.31	1.52
14	1.33	1.61
20	1.29	1.54

う場合でも比較的大きな軸力増加が生じており,所定の軸力値 F_tによってはより多くの抜き取り作業を行う必要がある.

12.3.5 ボルト 欠落時の特性評価

管フランジ締結体を長期にわたって使用する時に,種々の原因によりボルトが欠落した場合,欠落した両隣に位置するボルトの軸力がどの程度増加するか検討する⁽¹⁰²⁾. 表12.1は,ボルトが1本あるいは隣り合う2本のボルトが欠落した時の結果を,1m以外のフランジに対して示している.表中の値は,所定の軸力 F_t で除して無次元化して示しており,図12.3と図12.4に示した時計回りに抜き取った場合において,ボルトを1本,2本抜いた時に発生する最大軸力 F_{max} に対応している.1本のボルトが欠落した場合,約1.2 F_t から1.3 F_t の最大軸力が生じている.2本のボルトが欠落した場合,特ににないかり、の管フランジにおいて1.6 F_t を越えるような高い軸力が生じている.このため,使用状態の軸力値 F_t を高く設定している場合には,欠落した両隣のボルトが再使用の限度を超える大きな塑性伸びを生じる可能性があり注意が必要である.しかしながら,図には示していないが2本のボルトが欠落する程度ではガスケット座面圧分布に顕著な変化は見られず,ガスケットの交換は不要であると考える.したがって現場の作業としては,欠落したボルトのみ,または欠落したボルトと降伏したボルトを交換すれば締結体の補修は完了できると考えられる.

12.4 結言

管フランジ締結体のボルト抜き取り過程の力学的特性を有限要素解析により体系的 に評価した結果,次のような結論を得た.

- 1. ボルト抜き取り過程に生じるボルト軸力の最大値は, class が高く呼び径が大きい フランジほど大きくなる.
- ボルト抜き取り順序として対角状と時計回りの2つのパターンを比較した.その 結果,抜き取り過程に残留しているボルト軸力の最大値は対角状に抜き取る方が 高くなるが,ガスケット座面外縁部の最大面圧値は時計回りの方が高くなること を示した.
- 3.2回の作業によりボルトを抜き取る場合を検討した.その結果,1回の作業で全てのボルトを抜き取る場合よりも軸力の増加は低くなり,その値は1回目の作業時に抜き取るボルト軸力の割合を多くするとより低くすることができる.
- 4. 管フランジ締結体の締付けボルトが種々の原因により1本または2本欠落する場合を想定し、欠落するボルトの両隣のボルトの軸力変化について検討した.その結果、1本のボルトが欠落した場合、所定の軸力値の約1.2から1.3倍の最大軸力が生じ、隣り合う2本のボルトが欠落した場合は所定の軸力値の1.6倍を越える場合があることを示した.
- 5. 本研究で使用した解析手法の妥当性を確認するために,管フランジ締結体のボルト抜き取り実験を行った.その結果,抜き取り過程で発生するボルト軸力の最大値について解析結果と実験結果は比較的良く一致しており,解析手法の妥当性を確認した.

第13章

内圧および曲げモーメント 負荷時の 管フランジ締結体の力学的特性

13.1 緒言

近年,管フランジ締結部における事故は,フランジ・ボルトの強度的な問題より,内部流体の漏洩に起因する場合が多いようである.さらに,今日の環境問題に対する規制により,これまで無視されてきたフランジ部からの微小漏洩が問題になってきている⁽³⁾.

管フランジ締結体の漏洩特性には,ガスケット座面圧の分布特性が強く影響を及ぼ すと考えられる^(73,103).そのため,管フランジ締結体におけるボルトの離散的配置, およびフランジローテーションにより生じるガスケット座面圧分布を精度良く評価す ることが重要である.しかしながら,面圧分布の測定^(72,104,105)は非常に困難であり, また規格等に対する体系的な評価のためには,解析的な検討が不可欠である.これま で,金属ガスケットを用いた研究は数多く報告されており^(61,66,67,69),精度の良い解 析手法が提案されている.これに対して,一般的に広く用いられているソフトガスケッ トやセミメタリックガスケットに関しては,ガスケット挙動の複雑さのため,簡略化 したモデリングを用いた研究^(58,72,73,75)が多く,解析手法が確立されているとはいい がたい.

そこで本章では,石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体の力 学的特性を,数値解析により精度良く評価することを目的としている.解析には,第 8章で提案したガスケットを一次元非線形要素として組み込んだ三次元有限要素解析



図 13.1 各過程における境界条件

を適用し,管フランジ締結体の使用条件に対応して,組立,内圧負荷,曲げモーメン ト負荷の各過程を連続して評価する.このため,ボルト締付け時に生じるボルト軸力 のばらつきを考慮することが可能となる.そして,漏洩特性に対して特に重要である と考えられるガスケット座面圧分布と外荷重に対するボルト軸力の変化を考察する.

13.2 解析方法

本研究では,第8章で提案した管フランジのボルト締付け過程を評価することので きる解析手法を,組立,内圧負荷,曲げモーメント負荷の各過程を連続して評価でき るように拡張する.

13.2.1 解析手順

本研究で用いる解析手法は,

- (i) 管フランジ組立時におけるボルトの締付け過程
- (ii) 稼働時における内部流体による内圧負荷過程
- (iii) 自重や地震の液状化現象等⁽¹⁾による曲げモーメント負荷過程



図 13.2 有限要素モデル

の各条件を,連続して評価することができる.図13.1は,上記の各条件に対応する境 界条件を示している.(i)のボルト締付け過程においては,締付けの対象となるボルト の対称面に順次強制変位を与え,ボルト1本ずつの締付けを表現している.また,全 てのボルト軸力を一様とする場合は,全てのボルトの対称面に一様な強制変位を同時 に与えている.(ii)の内圧負荷過程においては,内圧pをフランジ内面およびガスケッ ト面のガスケットが存在しない部分に,面直角方向の分布荷重として作用させている. 内圧により生じる長手方向の引張り荷重は,換算してフランジの端部に軸方向の分布 荷重 p'として与えている.(iii)の曲げモーメント負荷過程においては,フランジ端部 に曲げ応力に対応した分布荷重を作用させている.

ガスケットの材料特性および接触問題より生ずる非線形特性は,増分法により線形 化して扱っている.そのため,各過程においてそれ以前の荷重履歴は考慮されている. また上記の一連の解析は,プログラムの中で自動的に処理されるので,計算の途中で の解析者による修正等は不要となっている.

13.2.2 解析モデル

対象とする管フランジは,第II部で用いたJIS B 2238 呼び圧力 40K,呼び径 50の 大平面座を有するものである.この管フランジを,メートル並目ねじ M16を有する8


図 13.3 円周座標とボルト番号

本のボルトで締付ける.ボルト・ナットの等価モデルおよび管フランジのヤング率と ポアソン比は,それぞれ200GPaおよび0.3一定としている.

本解析において用いた有限要素モデルを図 13.2 に示している.ボルト締付け過程を 評価する場合は,図 13.2 (c)のモデルを用いる必要がある.しかしながら,全てのボ ルト軸力を一様とする場合は,曲げモーメント作用の有無に対応して図 13.2(a)または (b)のモデルを用いることにより計算効率を上げ,かつ精度のよい結果を得ることがで きる.

13.3 一様なボルト軸力の場合

全てのボルトが一様な軸力で締付けられている状態を仮定し,その状態から内圧,さらに曲げモーメントが作用する場合の挙動を考察する.このため解析では,図13.2における有限要素モデル(a)または(b)を使用している.また図13.3には,曲げモーメントの作用方向,ガスケット座面における半径および円周座標,ボルト番号を示している.



図 13.4 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化



図 13.5 ガスケット座面の半径方向の面圧分布 ($\sigma_i = 100$ MPa)

13.3.1 内圧負荷過程

ボルトの初期締付け軸応力 σ_i を 50MPa(ボルト軸力=10.1kN), 100MPa(ボルト 軸力=20.1kN)とし,内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化を図 13.4 に示してい る.横軸は内圧 p,縦軸はボルト軸応力 σ_f を初期締付け軸応力 σ_i で除して無次元化し て示している.いずれの σ_i に対しても,内圧の増加とともにほぼ直線的に軸力が増加 している.また, σ_i が小さいほど内圧の増加にともなう σ_f の変化率は大きくなってい る.ここで,解析結果から算出した内力係数 Φ は, σ_i が 50MPa, 100MPaの場合に対 応して,それぞれ0.230,0.168となった.内力係数Φは,次式で定義している.

$$\Phi = \frac{(mathbf{b}astimate{bound} (mathbf{b}astimate{bound} (mathbf{$$

ここで(フランジ軸方向外力)はガスケットの内径を直径とする円の面積に内圧を掛けた値となる.この内力係数は,ガスケットの除荷曲線の傾きに大きく依存する.ここで用いている石綿ジョイントシートガスケットの場合,図7.6に示すように初期締付け時のガスケット応力レベルが小さいほど除荷開始時の傾きが小さくなり,結果として内力係数は大きくなると考えられる.内圧作用開始時,図13.3におけるr=52.5, $\theta = 0.0^{\circ}$ 部のガスケット除荷曲線の傾きは, $\sigma_i=50$ MPa,100MPaに対して,それぞれ2.4GPa,3.1GPaとなった.また図13.4から,実験値と解析値は比較的よく一致していることが分かる.

図 13.5 は、 σ_i =100MPa の場合の初期締付け時および内圧 p=5MPa 時のガスケット 座面圧分布を示している.ここでは、ボルト穴の中心を通る θ = 0.0°, および隣接する ボルト穴との対称部分である θ = 22.5°における半径方向の面圧分布を示している.初 期締付け時の平均ガスケット面圧は、28.0MPa である.ガスケット座面形状として平 面座を対象としているため、ボルト締付けによりフランジ部のローテーションが生じ、 ガスケット座面圧は座面外縁部へ行くほど高くなっている.内圧が増加すると、全体 的に面圧は低下しているが、半径方向の面圧変化率はやや大きくなっている.これは、 内圧が増加するほど、ガスケット荷重は除荷されるが、フランジのローテーションが大 きくなることに起因している.また、 θ = 0.0°と 22.5°における半径方向面圧分布は、 ほとんど差が見られない.さらに、初期締付け時のガスケット有効幅を JIS B 2205 に 基づき算出すると 8.4mm となる.本解析による値は 9.6mm となり、両者の差は比較 的小さい⁽⁶⁹⁾.このことは、ガスケット座面において接触面の離隔が生じておらず、ま たガスケット座面圧分布が比較的緩やかに変化していることに起因していると考えら れる.

13.3.2 曲げモーメント負荷過程

ボルトの初期締付け軸応力 σ_i を 100MPa とし, 5MPa の内圧 p を作用させた後に,曲 げモーメント M を 2.5kN·m まで作用させる.その時の曲げモーメントの増加にともな うボルト軸応力 σ_f の変化を,図 13.6 に示している.曲げモーメント M が増加すると,



図 13.6 曲げモーメントの増加にともなうボルト軸応力の変化 ($\sigma_i = 100$ MPa)



図 13.7 内圧の増加にともなうボルト軸応力の変化 (bolt1)

*M*による引張り側に位置する bolt1, bolt2の軸力は増加し,圧縮側の bolt5, bolt4は低下している.また, bolt3の軸力はほとんど変化していない.実験値と解析値を比べると, bolt1, bolt2, bolt3においては比較的よく一致しているが, bolt4, bot15に関しては,解析の変化率の方が大きくなっている.図13.7は, σ_i が50MPaと100MPaの場合について,曲げモーメントの増加に伴う bolt1の軸応力の変化を示している.図13.4と同様に,初期締付け軸応力 σ_i が小さいほど,*M*の増加に対するボルト軸応力 σ_f の変化の割合は大きくなっている.また,実験値と解析値は比較的よく一致している.



図 13.8 ガスケット座面外縁部における円周方向の面圧分布 ($\sigma_i = 100$ MPa)

$\chi_{10,1}$ M/J/M Ψ			
bolt1	0.189	bolt5	0.199
bolt2	0.184	bolt6	0.202
bolt3	0.188	bolt7	0.202
bolt4	0.194	bolt8	0.196

表13.1 内力係数 Φ

図 13.8 は, σ_i =100MPaとした時の,初期締付け時,内圧 p=5MPa作用時,さらに M=1.25kN·m あるいは 2.5kN·m の曲げモーメントを負荷した時の,ガスケット座面外 縁部における円周方向の面圧分布を示している.内圧が作用すると,面圧は一様に低 下している.この状態から曲げモーメント Mを与えると,引張り側の $\theta = 0.0^{\circ}$ 部分 の面圧は低下し,圧縮側の $\theta = 180^{\circ}$ 側では面圧が増加している.また $\theta = 0.0^{\circ}$ 部に おける低下量は, $\theta = 180^{\circ}$ の増加量に比べて大きくなっており,漏洩特性の観点から は好ましくない結果となっている.これは, $\theta = 0.0^{\circ}$ 部と $\theta = 180^{\circ}$ 部において,負荷 方向が反対となり,ガスケットの厚さ方向の剛性が異なるためであると考えられる.

13.4 ボルト締付け過程を考慮した場合

一般に,管フランジ締結体の組立作業は,多数のボルトを1本ずつ締付けることに より行われる.その場合,仮にはじめのボルトを所定の軸力で締付けることができた



図 13.9 各 pass 完了時のボルト軸応力のばらつき



図 13.10 ガスケット座面外縁部における円周方向の面圧分布 ($\sigma_i = 100$ MPa)

としても,引き続いて他のボルトを締付けていくと各ボルト間の相互作用により,締結完了時のボルト軸力は大きくばらつくことが知られている⁽⁸¹⁾.このため,ボルト軸力がばらついた状態におけるガスケット座面圧分布,およびこの状態にさらに外荷重が作用した時の挙動を把握しておくことは,管フランジ締結体の漏洩特性を知る上で極めて重要である.ここでは,図13.2(c)の有限要素モデルを用いる.

実際の締結作業においては,所定の軸力まで数回の締付け作業により締結を完了するのが一般的である.そこで,ボルト初期軸応力 $\sigma_i=100$ MPaを目標値として,20%,

60%,100%と締付け軸力を順次増加させて3回の作業により締付けを完了する場合 を対象とする.各 pass 完了時のボルト軸応力のばらつきに対する解析結果を,図13.9 に示している.ここで,締付け順序はいずれの pass においても前節同様 1 o 5 o 3 o $7 \rightarrow 2 \rightarrow 6 \rightarrow 4 \rightarrow 8$ としている.図 13.9 から,3回の締付け作業を行っているにも 関わらず,最終的に50%程度のばらつきが生じており,前章で検討した一様なボルト 軸力状態を得るためには,さらなる締付け作業を必要とすることがわかる.この pass 3締結完了時,およびこの状態から内圧pを $5\mathrm{MPa}$ 作用させ,さらに曲げモーメント M を 1.25kN·m, 2.5kN·m と与えたときのガスケット座面面圧分布の変化を図 13.10 に 示している.図13.9の pass 3 完了時の軸力状態に対応する初期締付け時の面圧は,図 13.8に示す一様なボルト軸力状態に比べて値が小さくなっており,円周方向にかなり変 化していることがわかる.しかしながら,そのばらつきは図13.9に示す軸応力のばら つきほど顕著ではない.この理由は,90°離れて位置する bolt2, bolt4, bolt6, bolt8 が, σ_i のほぼ 100%で締付けられていることによる. pass 3の締付け完了時から内圧 pを作用させると,面圧は円周方向に変化しているにもかかわらず,全体的にほぼ-|様に低下している.この状態から曲げモーメント M を作用させると , 引張り側におい て面圧がさらに低下している.この場合,曲げモーメントによる引張り側が,ボルト 締付け時のガスケット座面圧の高い部分に対応しているが,モーメントの作用方向が 90°回転すると,ガスケット座面圧をさらに低下させる可能性がある.

表13.1は,内圧が作用した時の各ボルトの内力係数 Φ を示している.値は,0.184 から0.202の比較的狭い範囲でばらついているが,初期締付け完了時に面圧値が高い ところに位置するボルトほど,内力係数が低くなっていることがわかる.これは,図 13.4の結果と同様の傾向を示している.

13.5 結言

強い非線形挙動を示す石綿ジョイントシートガスケットを用いた管フランジ締結体 に,内圧および曲げモーメントが作用した場合の力学的特性を評価した結果,以下に 示すような結論を得た.

1. 強い非線形特性を示す石綿ジョイントシートガスケットを,非線形一次元要素と

214

して三次元有限要素解析に組み込むことにより,組立,内圧負荷,曲げモーメント負荷の各過程を連続して評価することのできる解析手法を提案した.

- 初期ボルト軸力が小さいほど、内圧および曲げモーメントの増加に対するボルト 軸力の変化率が大きくなることを示し、非線形ガスケット要素の導入によりこの 現象を解析的に明らかにした。
- 3. 曲げモーメントが作用する場合,引張り側のガスケット座面面圧の変化は,圧縮 側に比べて顕著である.
- 4. ボルト締付け過程を考慮し,軸力にばらつきが存在する時のガスケット座面面圧 分布の変化と内力係数を求めた.面圧の円周方向分布は,ボルト軸力のばらつき ほど顕著ではないが,その値は全般的に一様なボルト軸力で締付けられている場 合に比べて低い.また,この状態から内圧が作用すると,面圧は円周方向の分布 形態を保った状態でほぼ一様に低下し,面圧値が高いところに位置するボルトほ ど内力係数が小さくなる.
- 5. 管フランジの内圧と曲げモーメントの負荷実験を行うことにより,解析手法の妥当性を確認した.

第14章

結 論

管フランジ締結体は,組立・外荷重負荷・メンテナンスなどの各過程において,固有 な力学的特性を呈する.多数のボルトで締結されるという構造上,組立時にボルトを 1本ずつ逐次締付ける過程において,弾性相互作用とよばれる現象が生じ,均一な軸 力状態を達成することは非常に困難である.通常ボルトはトルク法を用いて締付けら れることが多く,軸力管理の精度は接触面の摩擦特性に影響を受ける.また,漏洩特 性を向上させることを目的としてガスケット座面の接触面圧を高くするために,平面 座フランジが広く使用されている.この場合ボルトの締付けにともないフランジロー テーションが生じ,ガスケット座面圧が半径方向に変化する.そのため,内部流体の 漏洩量を見積もることが困難になる.使用時においては,内部流体による内圧を受け フランジローテーションは助長され,ボルト軸力やガスケット座面圧は変化する.ま た,自重や地震等により曲げモーメントが負荷されることもあり,その際漏洩能力を 保持できるかどうか問題となる.さらに,メンテナンスを目的として管フランジ締結 体を解放する際または何らかの原因によりボルトが欠落する際においても,ボルト締 付け過程と同様,ボルト軸力の相互作用は生じ,ボルト軸力の再配分が起こる.

上記のような管フランジ締結体の一連の特性を把握しておくことは,精度の高い設計を行うために大変重要である.しかしながら,管フランジ締結体は複雑な構造を有しており,さらに強い非線形挙動を示すガスケットを間に介している.ガスケットの剛性は非常に低いため,管フランジ締結体の力学的特性はガスケットに強く影響を受ける.そのため,管フランジ締結体の特性評価および設計は極めて困難であり,有限要素解析などの数値解析による評価が不可欠である.

本研究では,管フランジ締結体の上記様々な特性をシミュレーションすることので

216

きる有限要素解析手法を提案し,その手法を用いて管フランジ締結体のボルト締付け 特性と外荷重負荷時の力学的特性を体系的に評価することを目的として研究を進めて きた.その結果,以下に示すような結論を得た.

第1部では,単一ボルトの締付け過程における力学的特性の評価を行った.

まず,トルク法によりボルトを締付ける際の締付けトルク解放直後の挙動に注目し, ボルト軸力,各部トルク,各接触面の摩擦係数の相互関係を実験的に明らかにした.ま た,締付けトルク解放前後のボルト軸力および各部トルクの低下率を,弾性接触問題 として有限要素により解析する手法を提案し,実験結果と比較することによりその妥 当性を確認した.つぎに,トルク法によるボルト締付け過程を,二次元形状モデルを 用いた三次元弾塑性接触問題として解析する手法を提案し,ねじ谷底の塑性域の広が り,ねじ山荷重分担率の変化,ボルト軸力と伸びあるいはナット回転角の関係につい て考察を行った.さらに,本解析手法の塑性域締付け法への適用性も確認した.

第 II 部では,管フランジ締結体の特性評価の第1段階として,金属平形ガスケット を用いた管フランジ締結体を対象に,ボルト締付け特性および荷重が作用する場合の 力学的特性の評価を行った.

締付け特性の評価としては,多数のボルトを一本ずつ締付ける過程をシミュレーショ ンすることのできる有限要素解析手法を提案し,ガスケット座面形状および管フラン ジの呼び径がボルト締付け特性におよぼす影響を検討した.また,この手法を応用す ることにより,一度の締付け作業で均一な軸力状態を達成するために必要な初期ボル ト軸力の算出を試みた.

力学的特性の評価としては,複雑な形状を有する管フランジ締結体のモデリング方法を工夫し,管フランジの形状および寸法が管フランジ締結体の内圧負荷特性におよぼす影響を検討した.また,内圧と曲げモーメントが同時に作用する際の,ボルト軸 力変化およびガスケット座面の面圧分布変化を評価した.金属平形ガスケットの材質 と厚さの違いによる影響についても検討を行った.

第 III 部では,ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットなど,圧縮過程に おいて複雑な応力--ひずみ関係を示すガスケットを用いた管フランジ締結体の特性を評 価した. はじめに,ガスケットの複雑な応力--ひずみ関係を同定する方法を提案した.つぎに, 管フランジ締結体のボルト締付け過程および内圧や曲げモーメント負荷過程をシミュ レーションすることのできる三次元有限要素解析を提案した.ここでは,同定したガ スケットの応力--ひずみ関係を,一次元ガスケット要素として導入した.提案した解析 手法は,管フランジ締結体のボルト締付け実験および内圧や曲げモーメント負荷実験 を行い,ボルト軸力の変化を比較することによりその妥当性を確認した.

提案した有限要素解析手法を用いて,体系的なボルト締付けシミュレーションを行い,多数のボルトで締結される管フランジ締結体のボルト締付け特性を評価した.そして最終的に,ジョイントシートガスケットとうず巻形ガスケットを用いた管フランジ締結体のボルト締付け指針を提案した.また,一度の締付け作業で均一な軸力状態を達成することのできる効率のよいボルト締付け手順を提案した.ここでは,提案した有限要素解析と弾性相互作用係数法を併用した.

ボルト締付け過程を再現することのできる有限要素解析を応用することにより,ボ ルトを抜き取る過程およびボルト欠落時の力学的特性を体系的に評価した.

最後に,管フランジ締結体に内圧および曲げモーメントが作用する過程を有限要素 解析により評価し,ボルト締付け過程において生じるボルト軸力にばらつきが存在す る場合の特性も考察した.

管フランジ締結体の設計は,全てのボルトが均一に締付けられているという状態の 仮定の下で行われている.しかしながら,その組立段階においてボルト軸力を均一に することは極めて困難であり,ある程度のボルト軸力のばらつきは避けられない.こ のため,ボルト軸力のばらつきを考慮した管フランジ締結体の設計手法,および設計 段階で見積もったボルト軸力のばらつきを満足するようなボルトの締付け手順を確立 することは極めて重要である.本研究は,特に後者の問題に対して貢献できたものと 考える.前者の問題に対しては,管フランジ締結体の力学的特性を評価することので きるツールを作製した.今後の課題は,管フランジ締結部からの内部流体の漏洩量と, 有限要素解析の結果得られるガスケット座面圧分布などの関係を明らかにし,より明 確な管フランジ締結体の設計手法を確立することである.

218

参考文献

- Ando, F., Sawa, T., and Ikeda, M., Simplified Method for Aseismic Design of Bolted Flanged Joints, ASME PVP-Vol.354, (1997), 203–208.
- (2) Bickford, J. H., Gaskets and Gasketed Joints, Marcel Dekker, (1998), 139.
- (3) 山中 幸, シール技術の動向と課題, 配管技術, 42-4, (2000), 31-35.
- (4) Raut, H. D., and Leon G. F., Report on Gasket Factor Tests, Welding Research Council Bulletin, No.233, (1978), 1–35.
- (5) Raut, H. D., Bazergui A., and Marchand, L., Welding Research Council Bulletin, No.271, (1981), 16–42.
- (6) 吉本 勇, ねじ締結体設計のポイント, 日本規格協会, (1992), 166–186.
- (7) 池田 馨, 中川 元, 光永公一, ボルトの締付けについて, 機論, 36-290, 第3部 (1970), 1735-1744.
- (8) 北郷 薫, 吉本 勇, 江藤元大, 佐々木努, トルク法におけるねじの適正締付け力 に関する研究, 精密機械, **39**-7, 第3部 (1973), 748-752.
- (9) 吉本 勇, トルク法におけるねじの適正締付け力の求め方, 機論, 38-315, (1972), 3017-3020.
- (10) 酒井智次,ねじ部品の摩擦係数,機論,43-370,第3部 (1977), page1-page2.
- (11) 野中寿夫,竹田 栄,ボルト締付け時の挙動(第1報,座金および潤滑剤の影響),
 機論,47-421, C(1981), 1178-1186.
- (12) 萩原正弥, 締付終了後のねじ部トルクの挙動, 精密機械, 50-8, (1984), 1278-1282.
- (13) 林 一夫,境 優,阿部博之,ねじ締結体の残留ねじり変形と残留トルク,機論, 53-489, C(1987), 1096-1734.

- (14) 吉本 勇, 丸山一男, 長谷川晴美, ねじの締付け管理方法の比較, 精密機械, 44-2, (1978), 204-210.
- (15) 酒井智次、ボルトのゆるみ(第3報,降伏域まで締め付けられたボルトが引張り
 荷重を受ける場合)、機論、44-383、(1978)、2505-2515.
- (16) 大橋宣俊, 萩原正弥, 吉本 勇, 塑性域ねじ締結の特性-締付け軸力のばらつきと 耐疲労性-, 精密機械, 51-7, (1985), 1383-1389.
- (17) Chapman, I., Newnham, J., and Wallace, P., The Tightening of bolts to Yield and Their Performance Under Load, ASME J. Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 108, (1986), 213–220.
- (18) 丸山一男、中川正人、塑性域締結におけるねじ締結体の挙動、精密機械、53-3、
 (1987)、416-421.
- (19) 辻 裕一,吉田総仁,丸山一男,塑性域締結におけるねじ締結体の挙動-ひずみ増
 分理論による解析-,精密機械,54-1,(1988),189-194.
- (20) Newnham, J., and Curley, L., Bolted Joints Under Tensile Service Loads: The Effect of Torsion in the Bolt on In-Service Clamping Loads, ASME J. Mechanical Design, **115**, (1993), 36–40.
- (21)田中道彦,辺見信彦,石橋寛之,塑性域締付におけるねじの振舞,機論,66-650, C(2000), 3483-3488.
- (22) 福岡俊道, 張力法によるボルト締付け過程の解析(ばねモデルによる検討), 機
 論, 58-549, (1992), 760-764.
- (23) 福岡俊道,張力法によるボルト締付け過程の解析(接触面剛性の影響),機論,
 61-582, (1995), 429-435.
- (24) 福岡俊道, 張力法によるボルト締付け過程の解析(締結部の形状誤差の影響),
 機論, 62-602, (1996), 2372-2378.

- (25) Fukuoka, T., Evaluation of the Method for Lowering Stress Concentration at the Thread Root of Bolted Joints wiht Modicications of Nut Shape, ASME J. of Pressure Vessel Technology, **119**, (1997), 1–9.
- (26) 福岡俊道,許 全托,熱膨張法によるボルト締め付け過程について,機論,63-607, (1997),561-566.
- (27) 福岡俊道, 許 全托, 熱膨張法によるボルト締め付け過程の解析(接触面の熱抵 抗を考慮した場合), 機論, 66-644, (2000), 658-664.
- (28) 森 和也,村上敬宜,橋村真治,村井良一,松井 悟,トルクと圧縮力の同時負荷 によるボルト締付け力の新しい検出方法,機論,**64**-622,(1998),2212-2217.
- (29) 橋村真治,村上敬宜,森 和也,嶺木邦彦,ボルトの締付け過程における座面摩擦
 係数の挙動,機論,66-647,(2000),2388-2394.
- (30) 福岡俊道,北川 浩,山崎直樹,浜田 実,ボルト締付け,機論,51-462,(1985),
 504-509.
- (31) 福岡俊道, 各種締付け形態におけるボルトの力学的特性, 機論, 62-594, (1996), 445-451.
- (32) Lenhoff, T. F., and Bunyard, B. A, Bolt Thread and Head Fillet Stress Concentration Factors, ASME J. of Pressure Vessel Technology, **122**, (2000), 180–185.
- (33) 砂本大造、ねじ継手におけるねじ山の弾塑性たわみとひずみ集中、機論、45-399、
 C(1979)、1287-1298.
- (34) 田中道彦,朝場栄喜,宮澤英夫,北郷 薫,ねじ締結体への有限要素法の応用(ねじ 締結体の有限要素法解析に関する基礎研究),機論,46-410,C(1980),1276-1284.
- (35) Chaaban, A., and Muzzo, U., Finite Element Analysis of Residual Stresses in Threaded End Closures, ASME J. of Pressure Vessel Technology, **113**, (1991), 398–401.

- (36) Roos, E., Kockelmann, H., and Hahn, R., Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal-to-metal contact type, International J. of Pressure Vessels and Piping, 79, (2002), 45–52.
- (37) Nash, D. H., and Abid, M., Combined external load tests for standard and compact flanges, International J. of Pressure Vessels and Piping, 77, (2000), 799–806.
- (38) Kirkemo, F., Design of Compact Flange Joints, ASME PVP-Vol.433, (2002), 91–104.
- (39) Lassesen, S., and Woll, F., Compact Flnaged Connections for High Temperature Applications, ASME PVP-Vol.433, (2002), 105–114.
- (40) Noda, N., Nagawa, M, Shiraishi, F., and Inoue, A., Sealing Performance of New Gasketless Flange, ASME J. of Pressure Vessel Technology, **124**, (2002), 239–246.
- (41) ガスケット研究会, GASKETS TECHNOLOGY, 近代編集, (1974), 7.
- (42) 耐蒸気用 ノンアスジョイントシート, バルカーレビュー, Vol.40, (1996), 13.
- (43) 朝比奈稔, バルフロンジャケットガスケット, バルカーレビュー, Vol.42, (1998).
- (44) バルカーハンドブック 技術編,日本バルカー工業,(1998),101-219.
- (45) Waters, E. O., and Taylor, J. H., The Strength of Pipe Flanges, Mechanical Engineering, 49, (1927), 531–542.
- (46) Waters, E. O., Wesstrom, D. B., Rossheim, D. B., and Williams, F. S. G., Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections, Transactions of The ASME, 59, (1937), 135–156.
- (47) Waters, E. O., and Williams, F. S. G., Stress Conditions in Flanged Joints for Low-Pressure Service, Transactions of The ASME, 74, (1952), 135–156.

- (48) Schneider, R. W., Flat Face Flanges With Metal-to-Metal Contact Beyond the Bolt Circle, ASME J. of Engineering for Power, 90, (1968), 82–88.
- (49) Waters, E. O., and Schneider, R. W., Axisymmetric, Nonidentical, Flat Face Flanges With Metal-to-Metal Contact Beyond the Bolt Circle, ASME J. of Engineering for Industry, 91, (1969), 615–622.
- (50) Paraschivescu, M., A Point of View in Large Flanges Analysis, ASME J. of Pressure Vessel Technology, (1974), 34–43.
- (51) Thompson, J. C., Sze, Y., Strevel, D. G., and Jofriet, J. C., The Interface Boundary Conditions for Bolted Flanged Connections, ASME J. of Pressure Vessel Technology, 98, (1976), 277–282.
- (52) Jofriet, J. C., Sze,Y., and Thompson, J. C., Further Studies of the Interface Boundary Connections for Bolted Flanged Connections, ASME J. of Pressure Vessel Technology, .103, (1981), 240–245.
- (53) Rao, D. G, Ramamurti, V., and Narayanan, S., Effect of Bolt Load on The Deformation of a Taper Hub Flange, Computers & Structures, 21, (1985), 405– 412.
- (54) Rossheim, D. B., and Markl, A. R. C., Gasket-Loading Constants, Mechanical Engineering, 65, (1943), 647–650.
- (55) 西田隆仁、ガスケット係数"m"と最小設計締付け圧力"y"、バルカーレビュー、
 Vol.24, (1980), 1–12.
- (56) 西田隆仁, PVRCの提案する新ガスケット係数, バルカーレビュー, Vol.39, (1995),
 5-11.
- (57) Payne, J. R., Bazergui, A., and Leon, G., New Gasket Factors A Proposed Procedure, ASME PVP-Vol.98, (1985), 85.

- (58) Sawa, T., Asahina, M., and Ishihara, T., Analysis of Mechanical Behaviors and the New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Non-Asbestos Gaskets Subjected to Internal Pressure, ASME PVP-Vol.354, (1997), 173–178.
- (59) 林則行,芳我 攻,吉野雄二郎,管フランジ継手の光弾性応力解析,機論,41-349,
 第1部 (1975), 2540-2548.
- (60) 西岡邦夫, 森田喜保, 河嶋寿一, 一体形管フランジの強度(第1報, 応力分布の解析と従来の設計基準との比較), 機論, 45-392, A(1979), 355-362.
- (62) 森田喜保,河嶋寿一,一体形管フランジの強度(第3報,最大子午線方向応力の 設計公式),機論,45-399, A(1979), 1299-1304.
- (63) 沢 俊行, 白石浩之, ねじ締結体の内力係数の簡単な求め方(被締結体が円形フ ランジおよび管フランジの場合), 機論, 48-434, C(1982), 1598-1606.
- (64) 沢 俊行, 丸山久則, 接合面形状がねじ締結体の特性に及ぼす影響(被締結体が 管フランジの場合), 機論, 51-463, A(1985), 679-687.
- (65) 沢 俊行,諸星常志,山本京一,曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について(三次元弾性論による被締結体が管フランジの場合の解析),機論,53-491, A(1987),1511-1518.
- (66) 沢 俊行,熊野博之,ガスケットを用いたねじ締結体の特性について(管フランジンにはさまれた全面座金属平形ガスケットの応力解析),機論,50-455,A(1984), 1383-1393.
- (67) 沢 俊行,熊野博之,岩川浩文,ガスケットを用いたねじ締結体の特性について
 (管フランジにはさまれた平面座形金属ガスケットの応力解析),機論,51-466, A(1985), 1587-1596.

- (68)諸星常志,沢 俊行,丸山一男,山本京一,曲げモーメントを受けるねじ締結体の 特性について(被締結体がガスケット付き管フランジの場合の三次元弾性論に よる解析),機論,54-505, C(1988), 2188-1926.
- (69) 沢 俊行, 日暮伸幸, 赤川博実, 管フランジ締結体の特性に及ぼすハブ部の影響,
 機論, 55-516, A(1989), 1927-1934.
- (70) 尾田十八,山崎光悦,福知 清,藤田和孝,管フランジの強度的最適形状に関する
 一考察,機論,46-410, A(1980), 1136-1142.
- (71) Hwang, D. Y., and Stallings, J. M., Finite Element Analysis of Bolted Flange Connections, Computers & Structures, 51–5, (1994), 521–533
- (72) Bouzid, A., and Derenne, M., Distribution of The Gasket Contact Stress in Bolted Flanged Connections, ASME PVP-Vol.354, (1997), 185–193.
- (73) Bouzid, A., Derenne, M., and Chaarani, A., Tightness Prediction of Bolted Flanged Connections Subjected to External Bending Moments, ASME PVP-Vol.367, (1998), 61–67.
- (74) Shoji, Y., and Nagata, S., A New Analysis Method for Flange-Gasket Systems, ASME PVP-Vol.382, (1999), 113–120.
- (75) Nagata, S., Shoji, Y., and Sawa, T., An Iterative Method for 3-Dimensional Analysis of Gasketed Flanges, ASME PVP-Vol.405, (2000), 115–122.
- (76) Nagata, S., Shoji, Y., and Sawa, T., The Effects of Flange Geometry Changes on The Stress Distribution in Bolted Flanged Joints, ASME PVP-Vol.416, (2001), 123–134.
- (77) Nagata, S., Shoji, Y., and Sawa, T., A Simplified Modeling of Gasket Stress-Strain Curve for FEM Analysis in Bolted Flange Joint Design, ASME PVP-Vol.433, (2002), 53–58.
- (78) Sawa, T., and Ogata, N., Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation, ASME PVP-Vol.433, (2002), 115–127.

- (79) Bouzid, A., and Derenne, M., A Simple Method for Analyzing The Contact Stress in Bolted Flange Joints with Non-Linear Gaskets, ASME PVP-Vol.382, (1999), 103–111.
- (80) Bickford, J. H., and Nassar, S., Handbook of Bolts and Bolted Joints, Marcel Dekker, (1998), 451–477.
- (81) Goddard, D. L., and Bibel, G. D., Bolted Preload Variation During Torquing of A Bolted Flange Connection, ASME PVP-Vol.274, (1994), 25–32.
- (82) 福岡俊道,有限要素解析による管フランジのボルト締付け手順の評価と最適化,
 配管技術,43-4,(2001),34-40.
- (83) Bibel, G., and Ezell, R., Bolted Flange Assembly : Preliminary Elastic Interaction Data and Improved Bolt-up Procedures, Welding Research Council Bulletin, 408, (1996), 1–27.
- (84) Bibel, G. D. and Ezell, R. M., An Improved Flange Bolt-Up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients, ASME J. of Pressure Vessel Technology, 114, (1992), 439–443.
- (85) Weber, E. M., and Bibel, G. D., Flange Bolt-Up Simulation Using 3-D Finite Element Modeling, ASME PVP-Vol.274, (1994), 63–82.
- (86) ASME, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly(draft),ASME PCC-1, (2000).
- (87) 山本 晃,ねじ締結体の理論と計算,養賢堂,(1970),39-78.
- (88) 福岡俊道,ねじ谷底応力集中軽減法の評価(ナット形状修正法の場合),機論,
 60-580, A(1994), 2782-2788.
- (89) 岡本紀明,有限要素法による非線形接触問題の解析,機論,43-374,第1部(1977), 3716-3722.
- (90) 福岡俊道,ねじ谷底の応力集中(谷底の丸みおよび摩擦係数の影響),機論,52 481, A(1996), 2201-2208.

- (91) 宮田忠治,ゆるみ防止機能付ナットの提案(ボルト・ナット結合体の応力分布および座面圧力分布),機論,51-467,A(1985),1833-1837.
- (92) 辻裕一, 吉田総仁, 丸山一男, 塑性域締結におけるねじ締結体の挙動(ひずみ増 分理論による解析), 精密工学会誌, 54-1, (1988), 189-194.
- (93) 矢川元基, 平山浩, ペナルティ法による二次元およびはりの接触問題の解析, 機論, 46-411, A(1980), 1220-1229.
- (94) 北川浩、日浦誠司、殻体の接触に伴う弾塑性不安定変形の解析、機論、54-500、
 A(1988), 786-793.
- (95) 長嶋利夫, 江澤良孝, 岡本紀明, FEM/BEM 結合解法による二次元弾性接触応力 解析手法の開発, 機論, 57-536, A(1991), 871-878.
- (96) 冨田佳宏, 弾塑性力学の基礎と応用(数値シュミレーションへの導入), 森北出版, (1995), 54.
- (97) 辻裕一,丸山一男,塑性域締結におけるねじ締結体の挙動(ねじ部の降伏軸力の 推定方法),精密工学会誌,57-9,(1991),1627-1632.
- (98) Bazergui, A., and Payne, J. R., Progress in Gasket Testing -Milestone Results, ASME J. Pressure Vessel Technol., 106, (1984), 93–103.
- (99) Derenne, M., Vignaud, J. C., and Payne, J. R., Bolted Flanged Gasketed Joints Technology: Comparison of North American and European Approaches, PVP-Vol.354, (1997), 209–225.
- (100) 石油学会規格/石油工業用フランジ: JPI-7S-15-1999,石油学会, (1999).
- (101) 酒井智次,ねじ締結概論,養賢堂,(2000),22.
- (102) ねじのゆるみ破壊研究会編, 各種ねじボルトのゆるみ破壊資料集, 経営開発セン ター出版部, (1980), 526-542.

- (103) El-Rich, M., Bouzid, A. and Derenne, M., On the Effective Gasket Width and the Contact Stress in Bolted Gasketed Joints, Proceedings of the 1st International Conference On Sealing Technology & Plant Leakage Reduction, (1999),1– 11.
- (104) 水口義久, 吉峯 鼎, 小泉 堯, 二つの円板と挿入金属平形ガスケットとの接触
 応力, 機論, 49-443, A (1983), 855-861.
- (105) 水口義久, 超音波による接触圧力測定(金属平形ガスケットを挿入したボルト締結体について), 機論, 50-457, A (1984), 1668-1678.
- (106) 日本高圧力技術協会, HPI 技術セミナー: 圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー, (2002).

関連発表論文

学術雑誌

- (1) 福岡俊道, 高木知弘, トルク法によるボルト締付け過程の力学的特性について, 日本機械学会論文集, 第63巻, 第609号, A(1997), 1083–1088.
 Fukuoka, T., and Takaki, T., Mechanical Behaviors of Bolted Joint during Tightening Using Torque Control, JSME International Journal, Vol.41, No.2, A(1998), 185–191.
- (2) 福岡俊道,高木知弘,管フランジの三次元有限要素解析(座面形状の影響について),日本機械学会論文集,第64巻,第625号,A(1998),2402-2407.
- (3) 福岡俊道,高木知弘,三次元有限要素解析による管フランジのボルト締付け順序の 評価,日本機械学会論文集,第64巻,第627号,A(1998),2734-2740.
- (4) 福岡俊道, 高木知弘, 管フランジ締結体の三次元有限要素解析(金属平形ガスケットの影響), 日本機械学会論文集, 第66巻, 第644号, A(2000), 651-657.
- (5) 福岡俊道,高木知弘,有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け過程の 評価(うず巻形ガスケットを用いた場合),日本機械学会論文集,第66巻,第650 号,A(2000),1834–1840.
- (6) Fukuoka, T., and Takaki, T., Finite Element Simulation of Bolt-Up Process of Pipe Flange Connections, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.123, 2001, 282–287.
- (7) 高木知弘, 福岡俊道, ボルト締付け過程の弾塑性有限要素解析, 日本機械学会論文 集, 第 67 巻, 第 660 号, A(2001), 1269–1275.
 Fukuoka, T., and Takaki, T., Elastic Plastic Finite Element Analysis of Bolted

Joint during Tightening Process, ASME Journal of Mechanical Design, (in press).

- (8) 高木知弘, 福岡俊道, 管フランジ締結体の三次元有限要素解析(石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合)日本機械学会論文集,第68巻,第665号, A(2002), 8-14.
- (9) 高木知弘, 福岡俊道, 管フランジ締結体の効率的なボルト締付け手順(有限要素解析 と弾性相互作用係数法による検討)日本機械学会論文集, 第68巻668号, A(2002),

550 - 557.

(10) 高木知弘, 福岡俊道, 管フランジ締結体のボルト抜き取り過程の有限要素解析, 日本機械学会論文集, 第68巻675号, A(2002), 1622–1627.

国際会議論文集

- Fukuoka, T., and Takaki, T., Three-Dimensional Finite Element Analysis of Pipe Flange -Effects of Flange Interface Geometry-, ASME PVP-Vol.367, (1998), 125– 131.
- (2) Fukuoka, T., and Takaki, T., Elasto-Plastic Analysis of Bolted Joint during Tightening Process, IMECE '99 (RSAFP Symposium), DE-Vol.105, (1999), 151–156.
- (3) Fukuoka, T., and Takaki, T., Evaluations of Bolt-Up Sequence of Pipe Flange Using Three-Dimensional Finite Element Analysis, ASME PVP-Vol.382, (1999), 87–93.
- (4) Takaki, T., and Fukuoka, T., Bolt-Up Strategy for Pipe Flange Connections Using Finite Element Analysis, ASME PVP-Vol.405, (2000), 143–149.
- (5) Takaki, T., and Fukuoka, T., Finite Element Analyses of Bolt-Up Operations for Pipe Flange Connections, ASME PVP-Vol.416, (2001), 141–147.
- (6) Fukuoka, T., and Takaki, T., Finite Element Simulation of the Disassembly Process of Pipe Flange Connections, ASME PVP-Vol.433, (2002), 139–145.
- (7) Takaki, T., and Fukuoka, T., Systematical FE Analysis of Bolt Assembly Process of Pipe Flange Connections, ASME PVP-Vol.433, (2002), 147–152.
- (8) Takaki, T., and Fukuoka, T., Three-Dimensional Finite Element Analysis of Pipe Flange Connections -In Case of Using Compressed Asbestos Sheet Gasket-, ASME PVP-Vol.433, (2002), 171–177.