

修士論文

ストランド形状及び IWRC の撚り方が
ワイヤロープの内部応力状態に与える影響の
有限要素解析

令和5年2月6日提出

指導教員 波田野 明日可 講師 

37216236 児玉 智雅

ストランド形状及びIWRCの撚り方がワイヤロープの内部応力状態に与える影響の有限要素解析

児玉 智雅 指導教員 波田野 明日可 講師

Keywords: Wire Rope, Finite Element Analysis, Contact problem, Fatigue, Friction

1. 緒言

クレーン用ワイヤロープ(以下、ロープ)は、高い引張強度をもつ素線を最小単位として、複数本の素線を撚り合わせたストランドを、同様に複数本の素線から構成される鋼心の周りに6本程撚り合わせて作られている。その構造上、柔軟性に富み、高い破断強度を併せ持つ一方で、ロープ内部の素線の損傷や破断が先行するために、予期せぬロープの破断が生じ死傷災害も発生している。ロープの複雑な構造が、内部素線の挙動の予測や計測を困難にしている。そこで、数値解析によるロープ内部の応力状態、接触状態の可視化が破断メカニズムの解明に有効となる。

ロープの有限要素法解析の課題として、力学的特性の再現の難しさが挙げられる。力学的特性再現性の確認として、軸方向および径方向剛性の検討が必要とされている。径方向剛性はロープ内部の接触状態の指標となり、モデルの撚りの妥当性を確認することができるためである。

先行研究において、軸方向・径方向剛性の妥当性を確認したロープ有限要素モデルが開発されたが、1種のロープを確認したにとどまり、径と種別の異なるロープについては行われていない。破断メカニズムの解明に向けて、ロープの有限要素法モデリングの一般化を行うことが必要と考えられる。

本研究では、クレーン用ロープIWRC 6×Fi(29)φ16mmおよびIWRC 6×WS(31)(Fig.1参照)の全素線を一本ずつ詳細に再現した有限要素モデルを作成し、作成したロープモデルには初期貫入が存在するため、貫入を解消するための動的緩和解析を行い、得られる形状を緩和モデルとして用意する。元のモデルと緩和モデルのそれぞれで、モデルの軸方向、径方向剛性を実験値と比較することで妥当性を評価し、動的緩和解析の有効性を考察する。妥当性を確認したロープモデルを用いて実際の使用状況を模擬する引張曲げ解析を行い、引張曲げ状態におけるロープ内部の応力状態を比較し、ロープの撚り方の影響を考察する。

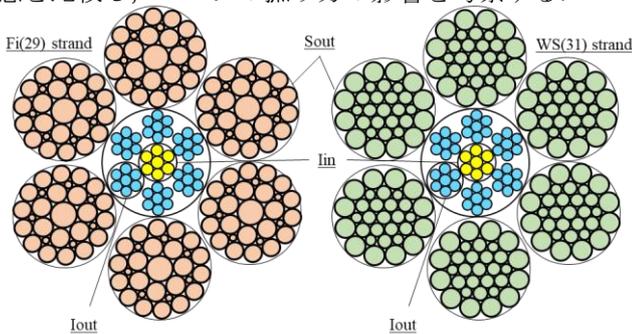


Fig.1 Structure of IWRC 6×Fi(29)& IWRC 6×WS(31)

2. IWRC ロープのモデリング

2.1 ロープの構成

ロープには撚り方と撚り方向があり、IWRCも独立したロープであるため、撚り方が決まっている。IWRC 6×WS(31)はロープが普通Z撚りでIWRCも普通Z撚りとなっている。鋼心とストランド間には交差する向きに接触している。IWRC 6×Fi(29)はロープが普通Z撚りでIWRCはラングZ撚りとなっているため、鋼心とストランド間には平行な向きに接触している。

2.2 動的緩和解析による初期貫入の除去

初期貫入をチェックして、貫入を取り除く方向に節点を移動させ、移動量に応じた接触剛性を与えることで、接触状態を保ちながら貫入を取り除くことができる。

3. WS形ロープの妥当性確認

3.1 動的緩和解析

ロープ径が変化しないように、初期貫入を取り除く動的緩和解析を行った。IoutとSoutのらせん半径がそれぞれ0.087mm、0.047mm大きくなり、Soutは周方向に長い楕円形状に変化した。ストランド間に存在していた初期貫入は取り除くことができた。動的緩和解析前のモデルをWS形ロープモデル、解析後のモデルをWS_relaxロープモデルと呼ぶこととする。

3.2 軸方向剛性

ロープモデルの軸方向剛性を確認する軸方向引張解析を行った。同様の条件で行われた試験結果と、引張力24~36kNにおけるヤング率を比較すると、WS形ロープモデルは55.0GPa、WS_relaxロープモデルは55.1GPa、試験では53.6GPaであった。どちらのモデルも実機使用の範囲では軸方向剛性は実験値とよく一致していると言える。

3.3 径方向剛性

ロープモデルの径方向剛性を確認する径方向圧縮解析を行った。同様の条件で行われた試験結果との比較をFig.3に示す。どちらのモデルもヒステリシスを再現しており、モデル間の差は非常に小さい。負荷時の高圧縮力域における傾きの変化が、試験結果に比べ小さい。サイクル内の変位差は実験値に対して、WS形ロープモデルが5%、WS_relaxロープモデルが6%大きい値となった。

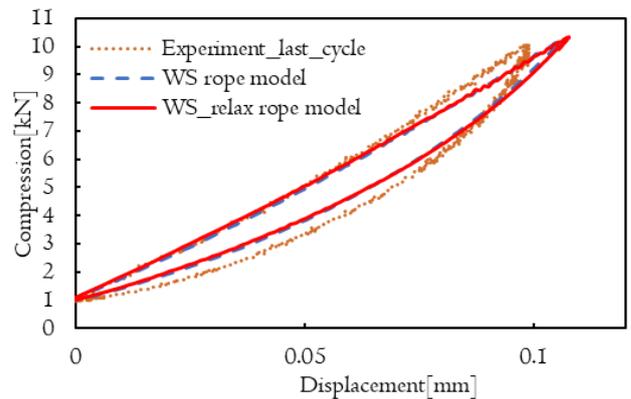


Fig.3 Compression - Displacement Curve of IWRC 6×WS(31)

3.2と合わせて、ロープ径を変えない動的緩和解析は軸方向・径方向剛性に対して大きな影響を与えなかった。引張曲げでは接触部が滑りを起こすことが予想されるため、解析の安定化の観点からWS_relaxロープモデルを採用する。

4. Fi形ロープの妥当性確認

4.1 動的緩和解析

2種のパラメータからモデルを作成し、それぞれで動的緩和解析を行い、初期貫入を取り除いたモデルを用意する。一方はロープの寸法をもとに作成し、ロープ径が変化しないように動的緩和解析を行う。もとのモデルをFi形ロープモデルと呼び、解析後のモデルをFi_relaxロープモデルと呼ぶこととする。Ioutのらせん半径は約0.010mm大きくなり、Soutのらせん半径は約0.001mm小さくなり、SoutとIout間が狭まったが初期貫入は解消された。もう一方は、ロープ径のばらつきを再現するために径を小さく作成し、動的緩和解析によってロープ径を広げる。解析前のモデルをFi_tightロープモデルと呼び、解析後のモデルをFi_TRロープモデルと呼ぶこととする。IoutとSoutのらせん半径がそれぞれ0.034mm、0.044mm大きくなり、動的緩和解析によってSoutとIout間の初期貫入が解消された。

4.2 軸方向剛性

ロープモデルの軸方向剛性を確認する軸方向引張解析を行い、同様の条件で行われた試験結果と引張力 24 ~ 36 kN におけるヤング率を比較すると、Fi 形ロープモデルは 41.4 GPa, Fi_{relax} ロープモデルは 44.2 GPa, Fi_{tight} ロープモデルは 56.4 GPa, Fi_{TR} ロープモデルは 52.5 GPa, 試験では 49.0 GPa であった。Fi_{tight} ロープモデルが最も近い軸方向剛性を示した。らせん半径と軸方向剛性に相関が見られた。

4.3 径方向剛性

ロープモデルの径方向剛性を確認する径方向圧縮解析を行った。同様の条件で行われた試験結果との比較を Fig.4 に示す。ロープはヒステリシスを持っており、いずれの解析モデルもこれを再現している。また、いずれの解析モデルも高圧縮力域での傾きの変化が小さい結果となった。らせん半径の大きい Fi 形ロープモデルと Fi_{relax} ロープモデルは実験値と比べて傾きが小さく、変位差が大きく異なっている。ロープ径が同じであり、らせん半径に差がないため、動的緩和解析の影響は小さくなった。Fi_{tight} ロープモデルは負荷時の低圧縮力域で試験結果とよく一致し、Fi_{TR} ロープモデルは変位差が試験結果と概ね一致している。動的緩和解析によってらせん半径が大きくなり、ストランド鋼心間が広がったことで変位が増加したと考えられる。らせん半径が径方向剛性を決める要因であることが分かる。

4.2 の軸方向剛性を考慮して、低圧縮力域で一致している Fi_{TR} ロープモデルを採用する。

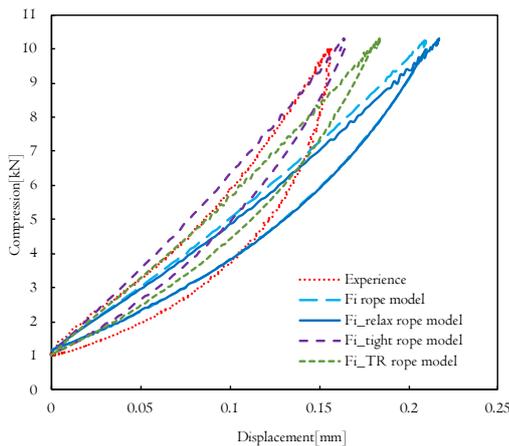
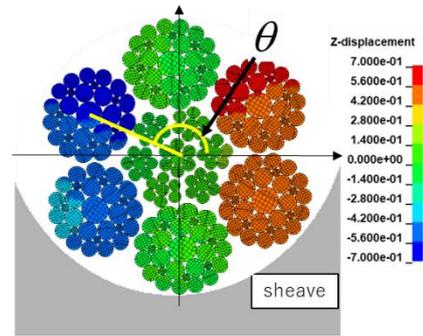


Fig.4 Compression - displacement curve of IWRC 6x6Fi(29)

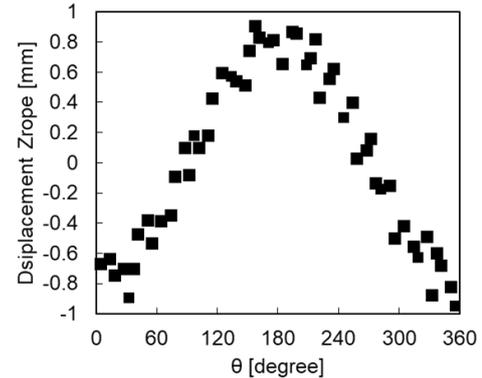
5. 引張曲げ解析

ロープをシーブに沿って曲げて、両端に引張力 34.6kN を与えて引張曲げ状態とする解析を行った。

引張曲げ状態におけるストランドのロープ軸方向に対する相対変位を考察する。Fi モデルでの z=0 断面における z 軸方向変位コンター図を Fig.5 (a) に示す。ストランドがロープ軸に対して相対変位していることがわかる。図内に示したように、位相 θ によってストランド軸中心素線 Sout-60 の位置を表現し、ロープ軸にそった局所座標系 Zrope を導入して相対変位を算出した結果を Fig.5 (b) に示す。相対変位がストランドの位相に依存した値となっていることがわかる。曲げ横側で変位は最大値と最小値になっている。ロープの実際の使用状況では、巻取り等により複数のシーブに沿って繰り返し曲げられる運用が成される。ロープにシーブによる両曲げ負荷が加わる際、ロープ断面における曲げ外側と曲げ内側が入れ替わることとなる。その際、相対変位は正負が反転するため、ストランドが鋼心に対し摺動し、接触部が摩耗すると言える。WS モデルにおいても同じ傾向が見られた。



(a) Contour diagram of Z-displacement z=0 & strand phase θ



(b) Relation between θ and Zrope-displacement (WS)

Fig.5 Zrope-displacement of strand

ロープの応力状態を考察する。軸方向応力コンター図を Fig.6 に示す。素線径が大きいほど高い引張応力と圧縮応力を受けていることがわかる。接触箇所の素線には圧縮応力が生じている。Fi は接触箇所が多いことを示した。

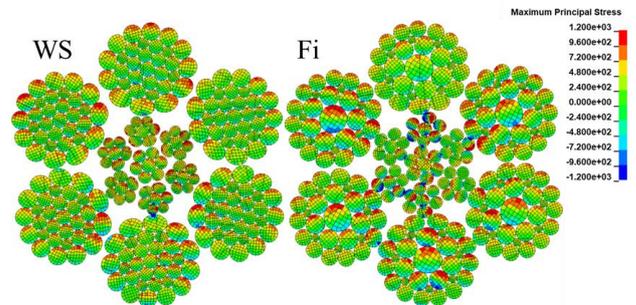


Fig.6 Contour diagram of axial stress of tension bend analysis

6. 結言

IWRC ワイヤロープの有限要素モデリングにおいて、らせん半径が軸方向・径方向剛性と相関関係にあることを確認した。動的緩和解析を用いて、ロープ径を保つことで力学的特性を変えずに初期貫入を取り除くことが可能と示した。軸方向、径方向剛性の妥当性を確認した 2 種のロープモデルについて引張曲げ解析を行い、内部状態について比較・考察した。両曲げによって Sout が鋼心に対して摺動することを示し、接触部には圧縮応力が生じることを明らかにした。鋼心のより方の違いが、接触箇所を増加させることを示し、ファイラ形ロープが摩擦を受けやすいことを明らかにした。ストランド間の摺動が接触面で引き起こすフレッシング疲労が多く箇所で起こることになる。また、ストランド内層素線がファイラ形ロープの方がより疲労破壊されやすいことを応力振幅から明らかにした。以上 2 点がファイラ形ロープの破断寿命が短い要因と言える。

参考文献

- [1] 太田 仁衣奈. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2022.

目次

目次 2

第1章 序論.....	9
1.1 研究背景.....	9
1.2 先行研究.....	10
1.2.1 ロープ研究の基礎	10
1.2.2 ロープ有限要素モデルの開発	10
1.3 研究目的と本研究の新規性.....	12
1.4 本論文の構成.....	13
第2章 IWRC ロープのモデリング	14
2.1 諸言.....	14
2.2 ロープの構成.....	14
2.3 ロープのモデリング.....	16
2.3.1 ロープの幾何形状	16
2.3.2 ロープモデル形状の作成	16
2.3.3 材料特性	21
2.4 動的緩和解析による初期貫入の除去.....	22
第3章 WS 形ロープの妥当性確認.....	23
3.1 諸言.....	23
3.2 動的緩和解析.....	23
3.2.1 解析条件	23
3.2.2 解析結果	23
3.3 軸方向引張試験.....	24
3.4 軸方向引張解析.....	25
3.4.1 解析条件	25
3.4.2 解析結果	26
3.5 径方向圧縮試験.....	29
3.5.1 試験条件	29
3.5.2 試験結果	30

3.6	径方向圧縮解析.....	31
3.6.1	解析条件.....	31
3.6.2	解析結果.....	33
3.7	結言.....	36
第4章 Fi形ロープの妥当性確認.....		37
4.1	諸言.....	37
4.2	ロープパラメータの違い.....	37
4.3	動的緩和解析.....	37
4.3.1	解析条件.....	37
4.3.2	解析結果.....	38
4.4	軸方向引張試験.....	40
4.5	軸方向引張解析.....	41
4.5.1	解析条件.....	41
4.5.2	解析結果.....	43
4.6	径方向圧縮試験.....	49
4.6.1	試験条件.....	49
4.6.2	試験結果.....	49
4.7	径方向圧縮解析.....	50
4.7.1	解析条件.....	50
4.7.2	解析結果.....	52
4.8	結言.....	56
第5章 引張曲げ解析.....		57
5.1	疲労試験における破断・断線傾向.....	57
5.2	解析モデル.....	58
5.3	解析条件.....	61
5.4	解析結果.....	62
5.4.1	モデルの挙動.....	63
5.4.2	内部応力状態.....	69
5.4.3	Sout と Iout の接触状態.....	75
5.5	結言.....	76

第 6 章 結論.....	77
6.1 結論.....	77
6.2 今後の課題.....	77
6.2.1 解析モデルの改良	77
6.2.2 動的引張曲げ挙動の再現と摩耗予測.....	78
参考文献.....	79
謝辞 81	
付録 A ロープの形状パラメータ	82

目次

図 1-1	鋼心ワイヤロープの構成	9
図 1-2	太田の解析モデル[31].....	11
図 1-3	IWRC ワイヤロープの構成と Fi(29)ストランドと WS(31)ストランドの構成..	12
図 2-1	Fi(29)ストランドの構成	14
図 2-2	WS(31)ストランドの構成.....	15
図 2-3	ロープのより方とより方向	15
図 2-4	ストランド軸中心螺旋曲線模式図	16
図 2-5	ストランド断面の局所座標系	17
図 2-6	素線軸中心位置	18
図 2-7	ストランドとロープの螺旋展開図	19
図 2-8	WS(31)ストランドの CAD 形状	20
図 2-9	ワイヤロープの断面メッシュ形状	20
図 2-10	素線引張力・変位曲線	21
図 2-11	素線応力・ひずみ曲線	21
図 3-1	動的緩和解析全体図	23
図 3-2	WS 形ロープ z 軸断面図 z=55.16 mm(左)解析前(右)解析後	24
図 3-3	各ストランド軸中心節点を基準とした変位量コンター図(z=55.16mm)[mm] ...	24
図 3-4	IWRC 6×WS(31)ロープ軸方向引張力・伸び率曲線	25
図 3-5	WS 形ロープ引張解析全体図	25
図 3-6	ロープ軸方向引張解析荷重曲線	26
図 3-7	解析と試験におけるロープ引張力・伸び曲線の比較.....	27
図 3-8	軸方向引張解析最大主応力コンター図 [MPa](t=0.008, z=60 断面)	28
図 3-9	径方向圧縮試験模式図	29
図 3-10	圧縮試験機治具周辺の様子	30
図 3-11	IWRC 6 x WS(31)径方向圧縮力・変位曲線.....	30
図 3-12	WS 形ロープ径方向圧縮解析全体図	31
図 3-13	ロープ径方向圧縮解析荷重曲線	32
図 3-14	解析と試験における IWRC 6×WS(31)径方向圧縮力・変位曲線の比較	33
図 3-15	下側治具拘束力と圧縮力荷重曲線の比較	34
図 3-16	z 軸断面ミーゼス応力コンター図 (z=28.8, t=0.05)	35
図 4-1	動的緩和解析全体図	38
図 4-2	動的緩和解析 z 軸正面図 (左) Fi_tight ロープモデル (右) Fi 形ロープモデル	38
図 4-3	Fi 形ロープモデル z 軸断面図 z=88.79 mm	39
図 4-4	Fi_tight ロープモデル z 軸断面図 z=88.79 mm(左)解析前(右)解析後	40
図 4-5	IWRC 6×Fi(29)ロープ軸方向引張力・伸び率曲線.....	40
図 4-6	Fi 形ロープ引張解析全体図	41

図 4-7	ロープ軸方向引張解析荷重曲線	42
図 4-8	解析と試験におけるロープ引張力・伸び曲線の比較.....	44
図 4-9	ストランドらせん半径と伸び率の関係 (z=60)	45
図 4-10	Fi_TR ロープモデル最大主応力ベクトル図 (t=0.008, z=60 近傍)	46
図 4-11	軸方向引張解析最大主応力コンター図 [MPa](t=0.008, z=60 断面).....	48
図 4-12	IWRC 6 x Fi(29)径方向圧縮力・変位曲線.....	49
図 4-13	Fi 形ロープ径方向圧縮解析全体図	50
図 4-14	ロープ径方向圧縮解析荷重曲線	51
図 4-15	解析と試験における IWRC 6×WS(31)径方向圧縮力・変位曲線の比較	53
図 4-16	ロープ径方向圧縮解析ミーゼス応力コンター図[MPa](t=0.05, z=63.6)	54
図 4-17	ロープ x 軸断面ロープ軸中心を基準とした y 方向変位.....	55
図 5-1	S 字曲げ疲労試験模式図	57
図 5-2	ストランド内素線の分類	58
図 5-3	ロープモデル全体図 (WS)	58
図 5-4	モデル接合部素線拡大図	59
図 5-5	WS_extent ロープモデルのメッシュ比較 (左) 低減モデル (右) 詳細モデル	59
図 5-6	Fi_extent ロープモデルのメッシュの比較 (左) 低減モデル (右) 詳細モデル	59
図 5-7	引張曲げ解析モデル全体図	60
図 5-8	引張曲げ解析荷重曲線	62
図 5-9	引張曲げ解析における Fi_extent ロープモデルの挙動	63
図 5-10	ロープ・シーブの接触断面模式図	64
図 5-11	引張曲げ解析 WS モデル z=0 近傍 z 軸方向変位コンター図[mm]	64
図 5-12	引張曲げ解析 Fi モデル z=0 近傍 z 軸方向変位コンター図[mm].....	65
図 5-13	引張曲げによるストランドの並進メカニズム.....	65
図 5-14	ロープ軸中心を原点としたストランド軸中心の位相 θ	66
図 5-15	ロープ軸に沿った局所座標系 Zrope.....	66
図 5-16	引張曲げ解析における WS_extent ロープモデルのストランド軸方向変位....	67
図 5-17	引張曲げ解析における Fi_extent ロープモデルのストランド軸方向変位.....	68
図 5-18	WS_extent ロープモデル Zrope=0 断面図.....	68
図 5-19	Fi_extent ロープモデル Zrope=0 断面図.....	68
図 5-20	ストランドと鋼心の位相の組み合わせ	69
図 5-21	引張曲げ解析における最大主応力コンター図[MPa]	69
図 5-22	引張曲げ解析における位相①の素線軸方向応力コンター図[MPa]	70
図 5-23	Fi_extent ロープモデル Sout-80 拡大図.....	70
図 5-24	引張曲げ解析における位相②の素線軸方向応力コンター図[MPa]	71
図 5-25	引張曲げ解析における位相③の素線軸方向応力コンター図[MPa]	71
図 5-26	引張曲げ解析における位相④の素線軸方向応力コンター図[MPa]	72
図 5-27	素線接触部の応力変化	72

図 5-28	引張曲げ解析における応力振幅算出点	73
図 5-29	Sout と Iout の接触部の素線方向.....	75
図 5-30	Sout と Iout の接触の仕方.....	76

表目次

表 2-1	ロープのより方	15
表 2-2	素線材料特性	22
表 3-1	ロープ軸方向引張解析規模	26
表 3-2	ロープ軸方向引張解析条件	26
表 3-3	ロープ軸方向引張解析時間	26
表 3-4	WS 形ロープ軸方向引張解析ヤング率[GPa]	27
表 3-5	ロープ径方向圧縮解析規模	31
表 3-6	ロープ径方向圧縮解析条件	32
表 3-7	ロープ径方向圧縮解析時間	33
4-1	ロープ軸方向引張解析規模	43
表 4-2	ロープ軸方向引張解析条件	43
表 4-3	ロープ軸方向引張解析時間	43
表 4-4	WS 形ロープ軸方向引張解析ヤング率[GPa]	44
表 4-5	ロープ径方向圧縮解析規模	51
表 4-6	ロープ径方向圧縮解析条件	51
表 4-7	ロープ径方向圧縮解析時間	52
表 5-1	低減モデル (1 本) 規模	58
表 5-2	引張曲げ解析規模	60
表 5-3	引張曲げ解析条件	61
表 5-4	引張曲げ解析時間	63
表 5-5	引張曲げ解析での各素線の応力振幅	74

第1章 序論

1.1 研究背景

ワイヤロープ（以下、ロープ）は、高い引張強度を有する素線を最小単位として、素線を複数本撚り合わせたストランドと心綱と呼ばれるロープ芯によって構成される。心綱には繊維心と鋼心の二種類が存在し、鋼心とはストランドが撚り合わされたものである。ロープはその構造上優れた柔軟性と高い引張強度を併せ持つため、様々な機械製品に用いられている。クレーンや、エレベータ、ケーブルカーなど用途は多岐にわたり、それぞれで必要とされる機械的特性にあわせて異なるロープが存在している。鋼心に IWRC (Independent Wire Rope Core) と呼ばれる一本の独立したロープを用いた IWRC 型のロープが、クレーン用ワイヤロープとして普及している。

IWRC とは鋼心の一種で 1 本の独立したロープである。心綱が 1 本のロープであることで、繊維心ロープに比べ同じ断面積でより高い引張強度を持ち、つぶれにくく型くずれを起こしにくい。一方で、荷を吊り下げた張力作用下でシーブ（滑車）を繰り返して通過する際、ロープ内部での素線の損傷や破断が進展しやすく、通常の外観検査では検出できないという問題点が存在する。特に IWRC 6×Fi(29) は、実際に内部素線の損傷によるロープ破断事故が相当数発生しており[1]、内部断線メカニズムの解明は急務と言える。

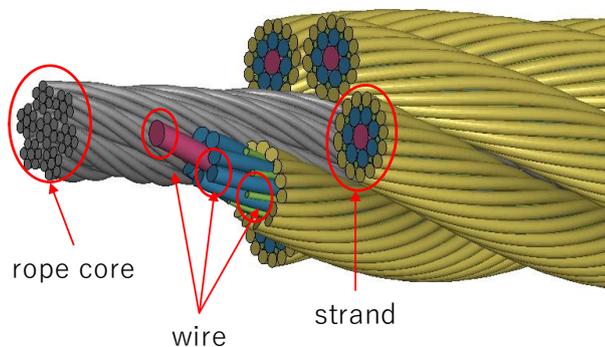


図 1-1 鋼心ワイヤロープの構成

1.2 先行研究

1.2.1 ロープ研究の基礎

ロープの力学的特性を把握するために、いくつかの理論やモデルの開発が行われてきた。初期の研究としては、Hruska により素線の引張のみを考慮した解析モデルが発表され[2][3]、Love の曲がり梁理論[4]を用いて Knapp らがロープのねじり、曲げも考慮された解析モデルを発表した[5]。その後 Costello らは、このモデルにポアソン比の影響による素線径の変化や、ロープの変形による螺旋角の変化を取り入れた「Theory of Wire Rope」を出版した[6]。以上に列挙した解析モデルは実際のロープ特性をよく再現しており、現在においてもロープ設計の指標として活用されている。しかし、接触応力や摩耗、塑性変形は考慮できておらず、ロープ損傷を検討するのは難しい。

解析的アプローチの一方で、ロープの繰り返し曲げ疲労試験や引張試験を行い、ロープ破断特性の解明が試みられてきた。断線数の遷移、断線総数と可視断線数の関係、断線数と繰り返し曲げ回数との関係が明らかにされている[7]-[11]。しかし疲労試験は、ロープ内部での素線の破断箇所や断線数の増加などの過渡的な現象の観察が困難であり、素線の応力状態の測定が確立されていないため、破断メカニズムの解明には不十分である。

ロープ内部の断線を確認する手法としては、漏洩磁束探傷法が存在する。磁化したロープの、素線断線部から発生する漏洩磁束量によって断線度合いを検出する非破壊検査手法である。しかし、正確な断線位置と断線数の測定は難しく、詳細な断線状態の把握は課題である。ロープ強度低下に対するより定量的な評価が必要である。

ロープはその複雑な構造ゆえに、内部素線の挙動の予測や、応力、接触圧力の計測が困難である。そこで、数値解析による内部素線接触状態及び応力状態の可視化が、ロープ破断特性解明に有効となる。

近年、計算機性能の向上から、有限要素法を用いたロープの解析が行われるようになった[12]-[22]。有限要素法解析の利点として、長年の課題であった塑性変形や素線の接触の考慮が可能である、疲労試験に比べて低コスト、短時間で行うことができる、内部素線の接触状態及び応力状態を可視化できることが挙げられ、ロープ破断メカニズム解明に向けて大きな役割を果たすことが期待できる。しかし先行研究では、ロープの力学的特性及び複雑な接触状態の再現性は未だ不十分で、定量的な評価には至っていない。また、荷重条件は単軸引張や単純曲げに限られ、実際の使用状況に即した解析はなされていないのが現状である。

1.2.2 ロープ有限要素モデルの開発

ロープの有限要素法解析の課題として、力学的特性の再現の難しさが挙げられる。当研究室では、ロープの軸方向剛性に加えて径方向剛性の妥当性を確認することで、ロープの有限要素モデルの力学的特性の再現を試みてきた。径方向剛性はロープ内部の素線接触状態に依存するため、モデルの撚り状態の妥当性を径方向剛性によって確認できる。当研究室で開発した、ロープの径方向剛性計測法により、試験と同様の条件で行った解析結果と比較することでロープ有限要素モデルの径方向剛性の妥当性の評価が可能となった[23]。また、1.2.1

を受け当研究室では、ロープモデルについて実際の使用状況を模擬する引張曲げ挙動の有限要素法解析に取り組んできた[23]-[31]。前研究[30]では、IWRC 6×Fi(29)φ14mmの全素線を詳細に再現するモデルを作成し、モデルの軸方向・径方向剛性に概ね妥当性があることを確認した。そのモデルにロープを模擬したビーム要素をつなげることで引張曲げ解析を行い、引張曲げ試験と最外層素線のひずみを比較して解析の妥当性を確認した上で、素線応力状態を可視化した。しかし、ビーム要素との繋ぎ目において剛体拘束と回転拘束をかけている影響により、引張曲げ状態にて内層素線が露出しており（図 1-2(b)参照）、現実の引張曲げ状態とは応力状態が異なると予想される。また、ロープ径とストランドの種類が異なるワイヤロープへの適応が可能であるかは議論されておらず、内部応力状態の違いは検討されていない。更なる破断メカニズムの解明に向けてロープの有限要素モデリングの一般化が必要である。径違い、種別違いのロープ有限要素モデルの妥当性確認を行うことが求められる。

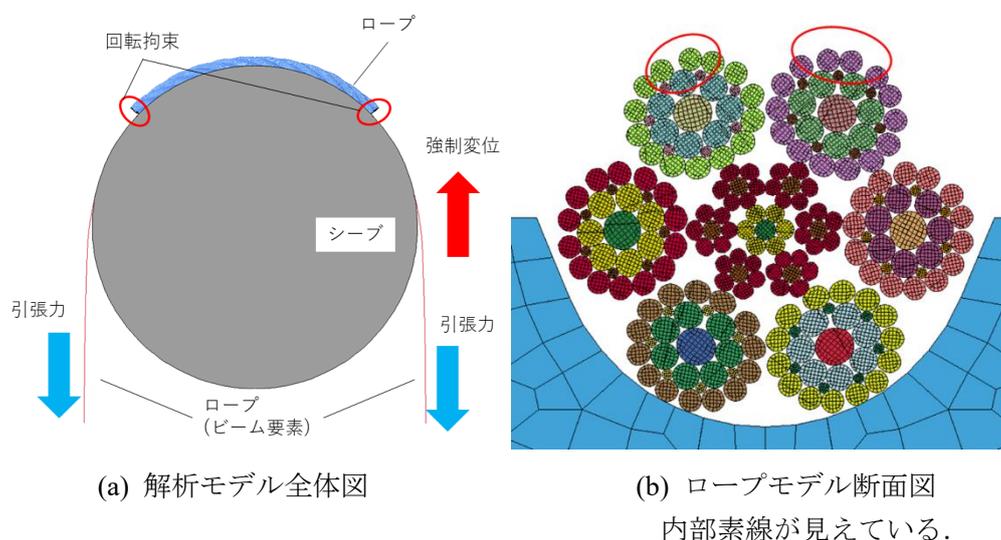


図 1-2 太田の解析モデル[31]

1.3 研究目的と本研究の新規性

本研究では、クレーン用ロープ IWRC 6×Fi(29), $\phi 16\text{mm}$ および IWRC 6×WS(31), $\phi 16\text{mm}$ を研究対象とした。どちらも鋼心 (IWRC) の周りにストランド (Fi(29)、WS(31)) を 6 本撚り合わせた構造をもつ。鋼心は、真っ直ぐなストランドを軸として、その周りに 6 本のストランドを撚り合わせた構造を持つ。

本研究では、二種類のロープの全ての素線を一本ずつ再現した有限要素モデルを作成し、軸方向剛性と径方向剛性のそれぞれを実験値と比較することで妥当性を評価する。そして、作成したモデルを用いて静的引張曲げ解析を行い、ストランド形状と撚り方が内部状態に及ぼす影響の考察を行うことを目的とする。

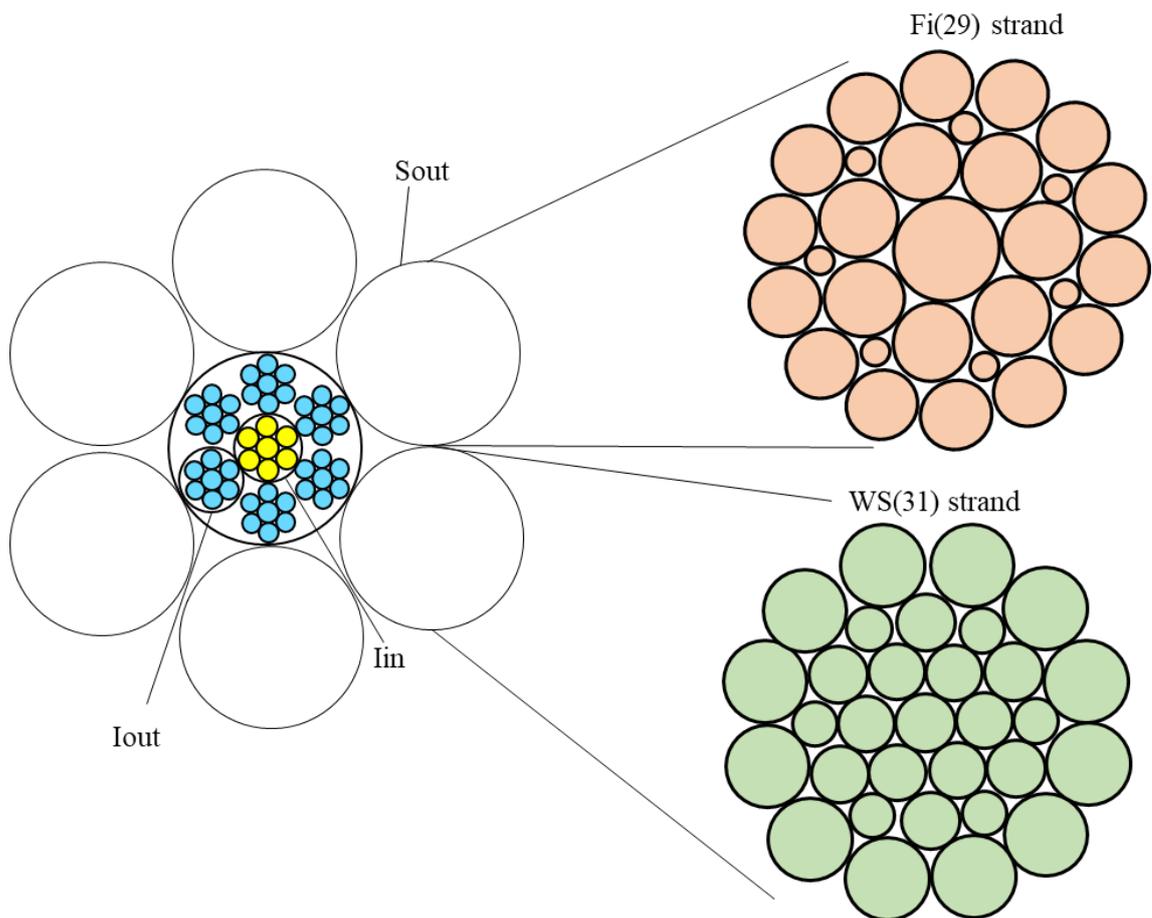


図 1-3 IWRC ワイヤロープの構成と Fi(29)ストランドと WS(31)ストランドの構成

モデル作成において、1.2 で述べた先行研究に対して本研究で新しく行った点を述べる。

1. 動的緩和解析によってロープモデルの作成時に生じる初期貫入を取り除いた。得られたモデルともとのモデルの両方で軸方向・径方向剛性の確認を行い、初期貫入による影響を考察した。より再現性のある方のモデルを引張曲げ解析に採用した。
2. IWRC 6×Fi(29), $\phi 16\text{mm}$ のモデリングで素線径・らせん半径が異なる 2 種類のモデルを作成し、らせん半径の違いが剛性に与える影響について確認した。

3. 引張曲げ解析において、メッシュ分割数を小さくして要素数を少なくしたロープモデルを、妥当性を確認したロープモデルの両端につなげることで、端部の回転拘束の影響を低下させた。

以上の3点についてモデルの改良を行い、ロープ引張曲げ解析を行うことで、モデルの挙動及び応力状態、接触状態を可視化し考察する。2種のロープの内部状態を比較することでストランド形状と撚り方の破断寿命への影響を考察する。

1.4 本論文の構成

本論文は全6章から構成される。

第1章 序論

本研究の背景、先行研究及び研究目的と研究対象について述べた。

第2章 IWRC ロープのモデリング

ロープについてモデル作成方法を述べる。IWRC 6×Fi(29)とIWRC 6×WS(31)の二種のロープの構成を示し、特徴について述べる。また、作成したモデルの初期貫入を除去するための動的緩和解析について概要を述べる。

第3章 WS形ロープモデルの妥当性の確認

第2章で述べた手法により作成したWS形モデルと、行った動的緩和解析により得られたモデルの2種について、実際の軸方向、径方向剛性を測定する試験と、同様の条件で行った解析について述べる。試験と解析の結果を比較して、2種のロープモデルそれぞれの妥当性を検討し、うち一つのモデルを採用する。

第4章 Fi形ロープモデルの妥当性の確認

2種のパラメータから作成したFi形ロープモデルと、それぞれに行った動的緩和解析により得られたモデルの計4種について実際の軸方向、径方向剛性を測定する試験と、同様の条件で行った解析について述べる。試験と解析の結果を比較して、4種のロープモデルそれぞれの妥当性を検討し、うち一つのモデルを採用する。

第5章 引張曲げ解析

第3章および第4章で妥当性を確認したロープモデルによる引張曲げ解析の条件と結果を述べる。疲労試験による断線傾向と解析結果の内部状態を比較し、ロープの構成と破断メカニズムの関係を考察する。

第6章 結論

本研究で得られた成果を総括し、今後の課題について述べる。

第2章 IWRC ロープのモデリング

2.1 諸言

本章では、ロープの構成について説明し、IWRC ロープのモデリング方法を述べる。また、作成したモデルの初期貫入を除去する動的緩和計算の概要について述べる。

2.2 ロープの構成

本研究の解析の対象とするロープは IWRC 6×Fi(29) (以下 Fi 形ロープ) と IWRC 6×WS(31) (以下 WS 形ロープ) の 2 種類である。両種とも公称径は 16mm である。2 種のロープの心綱である IWRC は一本の独立したロープであり、7本の素線からなるストランド7本で構成されている。本論文では、図に示したように、中心の直ストランドを I_{in} 、周りのストランドを I_{out} と呼び、各素線をストランド中心から順に、 I_{in} において $I_{in} - \delta_{00}$, $I_{in} - \delta_{01}$, I_{out} において $I_{out} - \delta_{10}$, $I_{out} - \delta_{11}$ と呼称する。

Fi(29)はフィラー形ストランドの一種であり、29本の素線が 1+7+7+14 の 4 層構造で撚られた形状をしている。本論文では図に示すように各素線をストランド中心から順に $S_{out} - \delta_0$, δ_1 , δ_2 , δ_3 と呼称する。外層素線 $S_{out} - \delta_3$ と内層素線 $S_{out} - \delta_1$ の隙間を埋めるようにフィラー線 $S_{out} - \delta_2$ が充填されていることを特徴としている。

WS(31)はウォーリントンシール形ストランドの一種であり、31本の素線が 1+6+(6+6)+12 の 4 層構造でよられた形状をしている。本論文では図に示すように各素線をストランド中心から順に $S_{out} - \delta_0$, δ_1 , δ_{2-1} , δ_{2-2} , δ_3 と呼称する。外層素線に $S_{out} - \delta_{2-1}$ と $S_{out} - \delta_{2-2}$ の大小の素線を用いることで隙間が少なく、最外層素線 $S_{out} - \delta_3$ が太いため耐摩耗性が良いことを特徴としている。

図に示すように、ロープやストランドには S よりと Z よりの 2 種類のより方向が存在し、ロープのより方には普通よりとラングよりの二種類がある。ロープのより方向とストランドのより方向が逆方向のものを普通より、同一方向となるのがラングよりである。本研究の解析対象である IWRC 6×Fi(29)と IWRC 6×WS(31)のより方向を表に示す。IWRC のより方が異なるため、IWRC と S_{out} の接触状態が異なる。

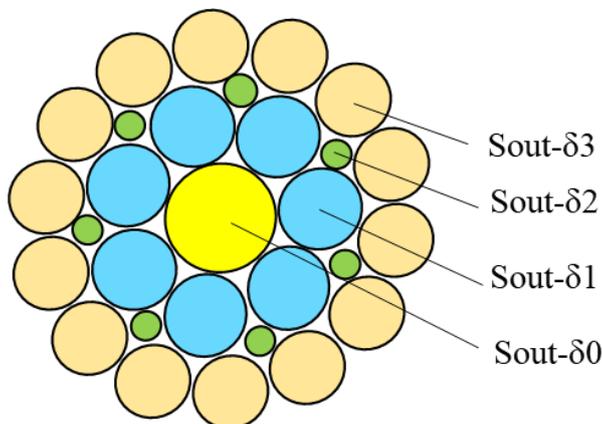


図 2-1 Fi(29)ストランドの構成

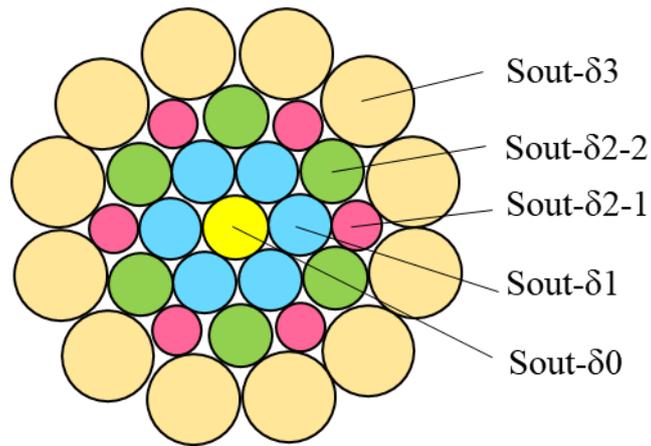
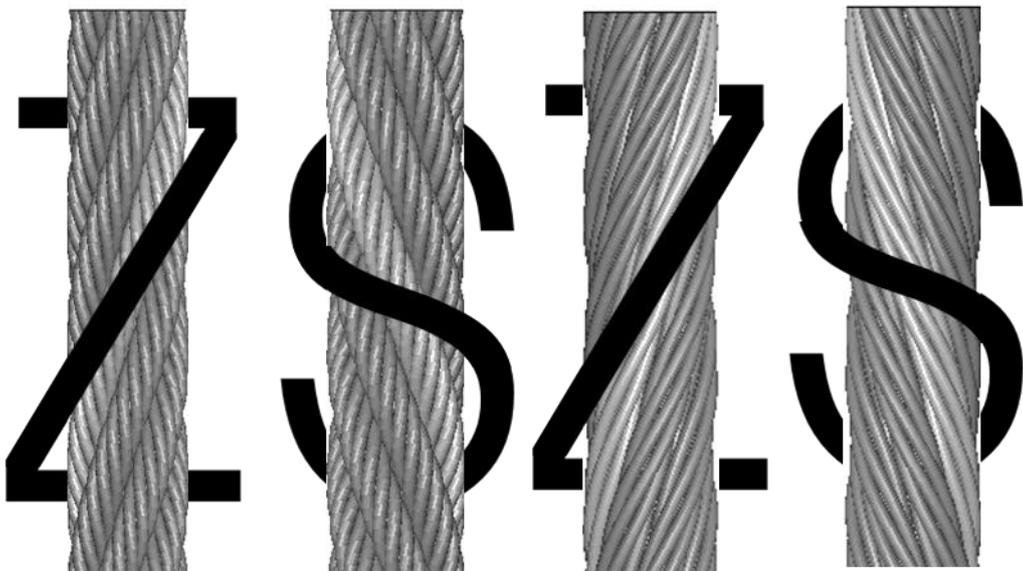


図 2-2 WS(31)ストランドの構成



普通 Z より

普通 S より

ラング Z より

ラング S より

図 2-3 ロープのより方とより方向

表 2-1 ロープのより方

IWRC 6×Fi(29)	In	Z より
	IWRC Rope	ラング Z より 普通 Z より
IWRC 6×WS(31)	In	Z より
	IWRC Rope	普通 Z より 普通 Z より

2.3 ロープのモデリング

2.3.1 ロープの幾何形状

ロープを構成する素線はストランド中心の心線のまわりによられてらせん構造となり、ストランドがロープ中心のまわりによられて更によらせん構造となっている。そのためストランド内の心線以外の素線は二重のらせん構造となっている。二重らせん構造はロープのピッチ、ストランドのピッチ、各素線径とらせん半径から幾何形状を求めることができる。ただし、ピッチとは素線またはストランドがらせんをつくってストランドまたはロープの軸の周りを一回転するのに必要な軸方向の長さのことである。ロープを構成する各素線のパラメータは付録に記載する。

2.3.2 ロープモデル形状の作成

ロープの素線は中心の直線形状とらせん形状と二重らせん形状の 3 種類で構成されている。まず、らせん状に撚られたストランドの幾何形状を考えて中心軸の座標曲線を得る。

(1) らせん構造の中心座標曲線

図 2-4 に、ストランド軸中心螺旋曲線の模式図を示す。ロープ軸と z 軸が一致するように xyz 座標を設定し、ストランドの螺旋半径を R_s 、螺旋角を α_s とすると、 $(R_s, 0, 0)$ を通る螺旋の座標は z 軸周りの回転角 θ を用いて(2-1)のように表される。

$$\begin{aligned}x_0 &= R_s \cos \theta \\y_0 &= R_s \sin \theta \\z_0 &= \theta R_s \tan \alpha_s\end{aligned}\tag{2-1}$$

また、螺旋角 α_w は R_w とストランドピッチ p_s から

$$\alpha_s = \tan^{-1} \frac{p_i}{2\pi R_s}\tag{2-2}$$

と求められる。

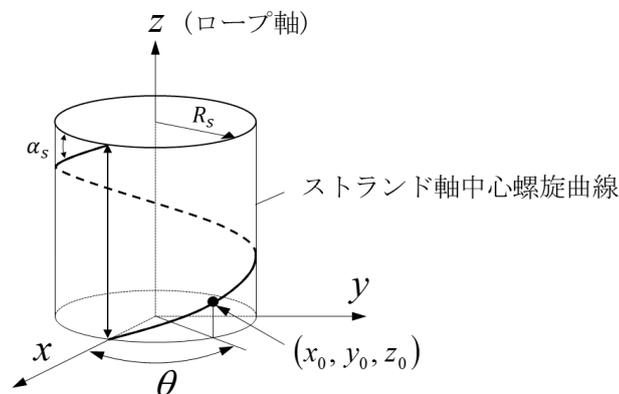


図 2-4 ストランド軸中心螺旋曲線模式図

これによりらせん形状をもつ素線の中心軸座標が得られる。

(2) 二重らせん構造の中心座標曲線

次に、二重らせん構造をもつ素線の中心座標の座標を計算する。

ストランドの軸方向に垂直な断面において図 2-5 に示すような局所座標系 x_s, y_s, z_s を導入することで、螺旋形状と同様に座標を考えることができる。この局所座標系は、原点をストランド中心にとり z_s 軸をストランド中心螺旋曲線の接線方向にとる。この座標系は θ の変化とともに全体座標系上で移動するが、 $\theta = 0$ の時に x_s 軸が x 軸と一致するように設定する。これにより、 x_s 軸はストランド中心螺旋の主法線ベクトルの逆向きに、 y_s 軸はストランド中心螺旋の従法線ベクトルの逆向きになる。

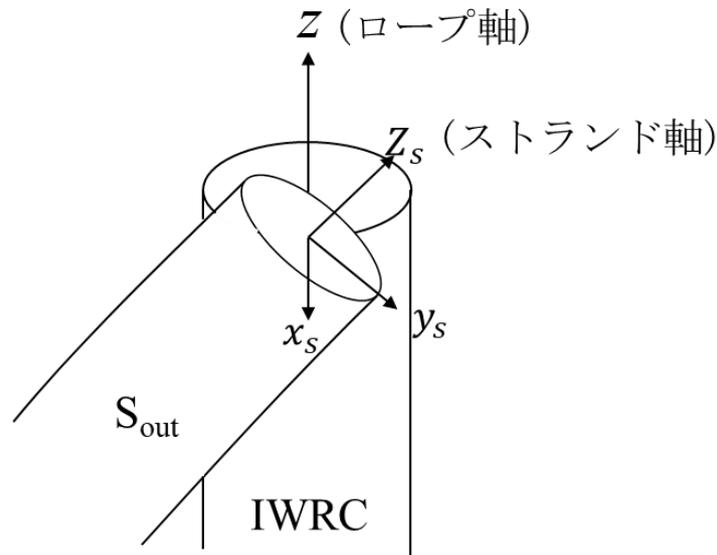


図 2-5 ストランド断面の局所座標系

局所座標系と全体座標系の関係を導出するにあたり、螺旋の弧長を求める。

弧長 s は θ を変数として

$$\begin{aligned}
 s(\theta) &= \int_0^\theta \sqrt{\left(\frac{dx_0}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dy_0}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dz_0}{d\theta}\right)^2} d\theta \\
 &= \int_0^\theta \sqrt{(-R_s \sin\theta)^2 + (R_s \cos\theta)^2 + (R_s \tan\alpha)^2} d\theta \\
 &= \int_0^\theta R_s \frac{d\theta}{\cos\alpha} = \frac{R_s}{\cos\alpha} \theta
 \end{aligned} \tag{2-3}$$

と表せる。ストランド中心螺旋上の位置ベクトルを $\mathbf{r}(\theta) = (x_0, y_0, z_0)$ とおくと、単位接線ベクトル $\mathbf{T}(\theta)$ (z_s 軸方向)は、

$$\begin{aligned}
 \mathbf{T}(\theta) &= \frac{d\mathbf{r}}{ds} = \frac{d\mathbf{r}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds} \\
 &= (-R_s \sin\theta, R_s \cos\theta, R_s \tan\alpha) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s} \\
 &= (-\sin\theta \cos\alpha, \cos\theta \cos\alpha, \sin\alpha)
 \end{aligned} \tag{2-4}$$

と求められる。

単位主法線ベクトル $\mathbf{N}(\theta)$ (x_s 軸の逆ベクトル)は、

$$\begin{aligned} \mathbf{N}(\theta) &= \frac{\frac{d\mathbf{T}}{ds}}{\left\| \frac{d\mathbf{T}}{ds} \right\|} = \frac{\frac{d\mathbf{T}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds}}{\left\| \frac{d\mathbf{T}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{ds} \right\|} \\ &= \frac{(-\cos\theta\cos\alpha, -\sin\theta\cos\alpha, 0) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s}}{\left\| (-\cos\theta\cos\alpha, -\sin\theta\cos\alpha, 0) \cdot \frac{\cos\alpha}{R_s} \right\|} \\ &= (-\cos\theta, -\sin\theta, 0) \end{aligned} \quad (2-5)$$

単位従法線ベクトル $\mathbf{B}(\theta)$ (y_s 軸の逆ベクトル)は、

$$\begin{aligned} \mathbf{B}(\theta) &= \mathbf{T} \times \mathbf{N} \\ &= (\sin\theta\sin\alpha, -\cos\theta\sin\alpha, \cos\alpha) \end{aligned} \quad (2-6)$$

となる。

以上の式をまとめると、ストランド内部の局所座標系 (x_s, y_s, z_s) と全体座標系 (x, y, z) の関係は

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} + x_s \begin{pmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \\ 0 \end{pmatrix} + y_s \begin{pmatrix} -\sin\theta\sin\alpha \\ \cos\theta\sin\alpha \\ -\cos\alpha \end{pmatrix} + z_s \begin{pmatrix} -\sin\theta\cos\alpha \\ \cos\theta\cos\alpha \\ \sin\alpha \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} R_s \cos\theta \\ R_s \sin\theta \\ \theta R_s \tan\alpha \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta\sin\alpha & -\sin\theta\cos\alpha \\ \sin\theta & \cos\theta\sin\alpha & \cos\theta\cos\alpha \\ 0 & -\cos\alpha & \sin\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_s \\ y_s \\ z_s \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2-7)$$

のように表される。図 2-6 に示すように、局所座標系での素線の中心位置はストランド中心からの距離 R_w とストランド中心周りの回転角 ϕ をにより次のように定義できる。

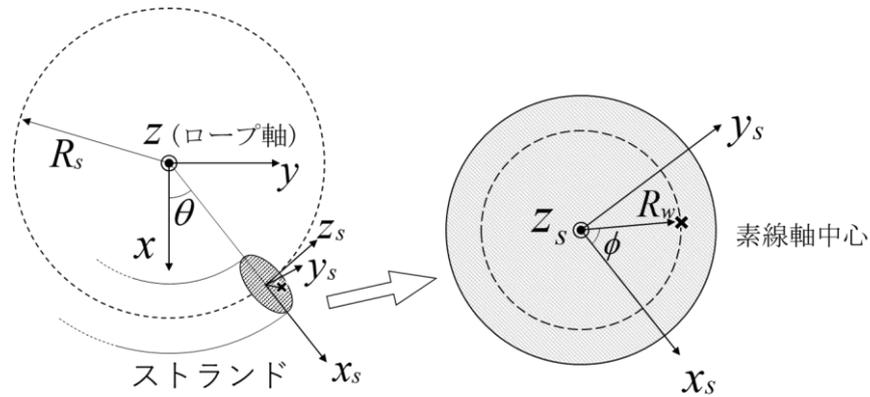


図 2-6 素線軸中心位置

$$\begin{aligned} x_s &= R_w \cos\phi \\ y_s &= R_w \sin\phi \\ z_s &= 0 \end{aligned} \quad (2-8)$$

これを座標変換式(2-7)に代入することで、素線中心の座標は次のように記述される。

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_s \cos \theta + R_w (\cos \theta \cos \phi - \sin \theta \sin \phi \sin \alpha) \\ R_s \sin \theta + R_w (\sin \theta \cos \phi + \cos \theta \sin \phi \sin \alpha) \\ \theta R_s \tan \alpha - R_w \sin \phi \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (2-9)$$

最後に θ と ϕ が満たす関係式を導出する。

長さ ΔL のストランドについて、このストランドがロープ軸 (z 軸) 周りに $\Delta\theta$ だけ回転しており、また、ストランド内では素線がストランド中心軸 (z_s 軸) 周りに $\Delta\phi$ だけ回転しているとすると、ストランドおよび素線の螺旋の展開図は図 2-7 のように表される。

このとき、ストランドの螺旋角 β は(2-2)式の α と同様、 R_w とストランドピッチ p_s から

$$\beta = \tan^{-1} \frac{p_s}{2\pi R_w} \quad (2-10)$$

と表せる。

ここで図 2-7 (a)から、

$$\Delta L = \frac{|\Delta\theta| R_s}{\cos \alpha} \quad (2-11)$$

図 2-7 (b)から、

$$\Delta L = |\Delta\phi| R_w \tan \beta \quad (2-12)$$

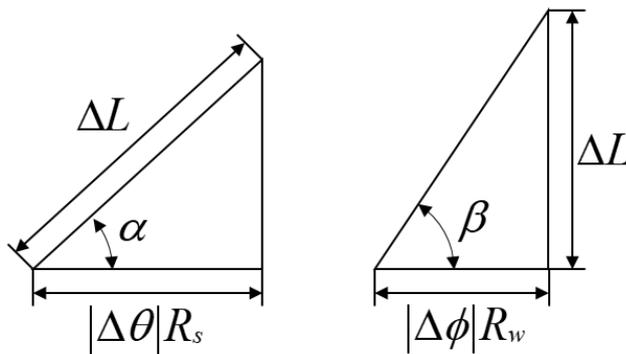
であることから、 $|\Delta\theta|$ と $|\Delta\phi|$ の間には以下のような関係式が成立することが分かる。

$$\begin{aligned} |\Delta\phi| & \\ &= \frac{R_s}{R_w \tan \beta \cos \alpha} |\Delta\theta| \end{aligned} \quad (2-13)$$

普通撚りの場合、ストランドの撚り方向とロープの撚り方向は逆であることを考慮すると、 $\Delta\theta$ と $\Delta\phi$ との関係は以下のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \Delta\phi & \\ &= -\frac{R_s}{R_w \tan \beta \cos \alpha} \Delta\theta \end{aligned} \quad (2-14)$$

これより、 $\theta = 0$ におけるストランド断面内の ϕ が定まれば、任意の θ に対して素線中心の座標を求めることができる。



(a) ストランド

(b) ロープ

図 2-7 ストランドとロープの螺旋展開図

(3) モデル形状作成

前項で導出した式を用いて、ロープの 3 次元 CAD 形状を作成する。ピッチや、素線径、螺旋半径、撚り方向をパラメータとして計算することで、素線の中心曲線を描画することができる。この曲線の端点を有する、曲線に垂直な平面上に端点を中心とする素線断面の円をスケッチする。この円を曲線に沿ってスイープすることで素線の CAD 形状が得られる。

この操作は Dassault Systems SolidWorks 社製の SolidWorks を用いて行った。作成したロープモデルの CAD 形状を図 2-8 に示す。



図 2-8 WS(31)ストランドの CAD 形状

次に、作成した CAD 形状に対しメッシングを行う。各素線の端面に 2 次元メッシュを作成し、これが各素線中心線に沿って等間隔に押し出されることで素線一本分の 3 次元メッシュが生成される。生成された素線のモデルは端面が素線の軸方向に垂直となっているため、素線モデルをマージしてロープとした際に端面が揃っていない。生成された素線 CAD 形状の両端と端面が一致し、もう一端面がロープ軸と垂直になるような CAD 形状を作成した。この CAD 形状を素線モデルの両端にマージして、素線の端面の 2 次元メッシュを追加した形状に適用して 3 次元メッシュを生成することで、両端がロープ軸に垂直な素線のモデルが作成できる。この操作は Altair Engineering 社製の Altair HyperWorks を用いて行った。

太田ら[24]の研究ではストランドの位相を変えた異位相モデルを用いることで剛性の再現性が向上することが示された。本研究では恣意的に決めた位相をストランドに設定した異位相ロープモデルを解析に用いることとした。ロープモデルの断面を図 2-9 に示す。

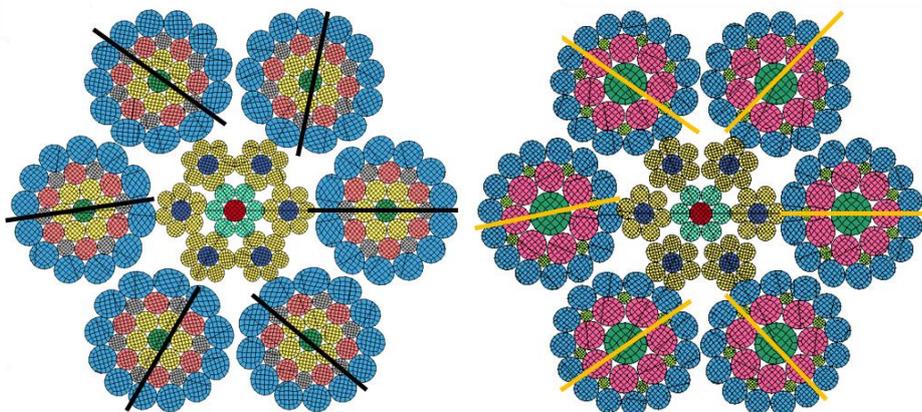


図 2-9 ワイヤロープの断面メッシュ形状

2.3.3 材料特性

素線の材料特性は、東京製綱株式会社にて行われた素線引張試験の結果を用いて設定した。引張試験に用いられた素線は、直径 1.07 mm で、伸びは規長 150 mm で測定を行った。平均試験速度は 5.4 N/s として、素線が破断するまで引張力を加え続けた。得られた引張力・変位曲線を図 2-10 に示す。これより真応力・真ひずみ曲線を算出し、三直線近似することで材料特性を求めた。密度については、計算時間短縮のためマススケーリングを用いており、実際の 100 倍としている。素線とモデルの応力・ひずみ曲線は図 2-11、材料特性値は表 2-2 の通りである。以降の本論文の全解析において、素線の材料特性としてこの値を用いている。

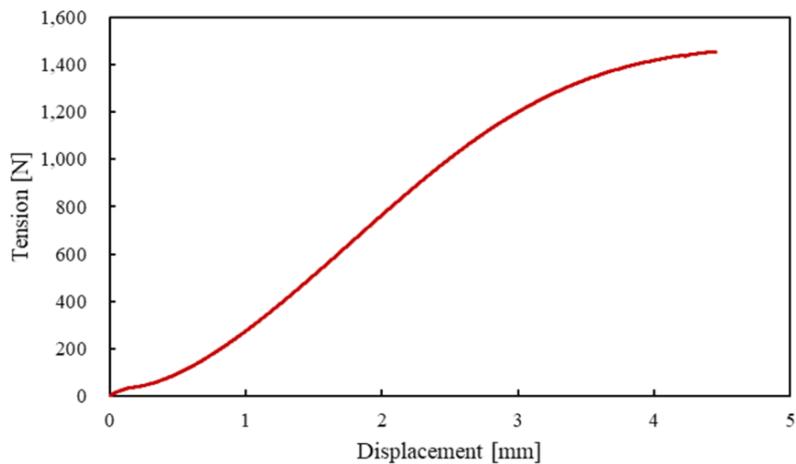


図 2-10 素線引張力・変位曲線

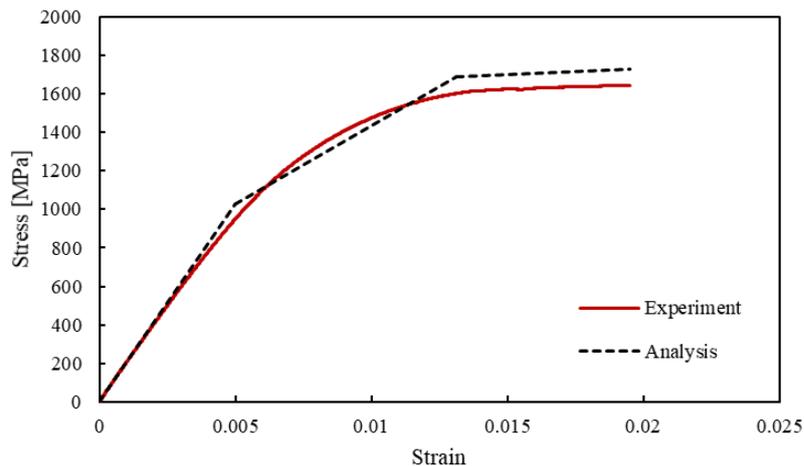


図 2-11 素線応力・ひずみ曲線

表 2-2 素線材料特性

Density [ton/mm ³]		8.0 × 10 ⁻⁷
Young's modulus [GPa]		205
Plastic factor [GPa]	1025 ≤ σ ≤ 1689	79.7
	1689 ≤ σ ≤ 1729	6.29
Poisson's ratio		0.3
Yield stress [MPa]		1025

2.4 動的緩和解析による初期貫入の除去

作成したモデルには素線間の初期貫入が存在しており、解析において実際のロープと異なった挙動をしめす一因となりうる。初期貫入が発生する理由としては、ワイヤロープのストランド径と鋼心の径を足した径よりもロープ径が小さくなるように設定されており、実際のロープ製造の撚りの工程で素線が塑性変形しているが、モデル生成においては変形を考慮せず断面を一様に真円としているからである。

初期貫入を取り除くために、解析ソフトウェア LS-DYNA の接触計算手法の一つを用いた。節点間の初期貫入をチェックし、貫入を取り除くように節点を動かすとともに移動量を接触力におきかえることで、貫入をなめらかに取り除き、接触状態を保つことができる。解析条件と結果については、各章で述べる。

第3章 WS 形ロープの妥当性確認

3.1 諸言

本章では，作成した WS 形ロープモデル初期貫入を除去するために行った動的緩和解析について説明し，解析によって得られたモデル（以下 WS_relax ロープモデル）と元の WS 形ロープモデルの軸方向・径方向剛性を確認する解析と，同様の条件で行われた試験について，その概要と結果を説明する．得られた試験結果と解析結果を比較し，2つのモデルの妥当性の評価を行う．

3.2 動的緩和解析

作成した WS 形ロープモデルの初期貫入を取り除くために行った動的緩和解析について述べる．また，解析によるロープ形状の変化について述べる．

3.2.1 解析条件

図に解析の全体図を示す．本解析では軸方向引張解析および径方向圧縮解析に用いることを考慮してロープモデルの長さを 130mm とした．初期貫入を取り除く際にストランドが径方向に広がろうとするため，ロープ径の 16.54 mm の内径を持つ円筒をロープモデル外側に配置している．

境界条件を述べる．ロープモデル両端と円筒の外側表面節点の全方向の変位と回転を拘束した．

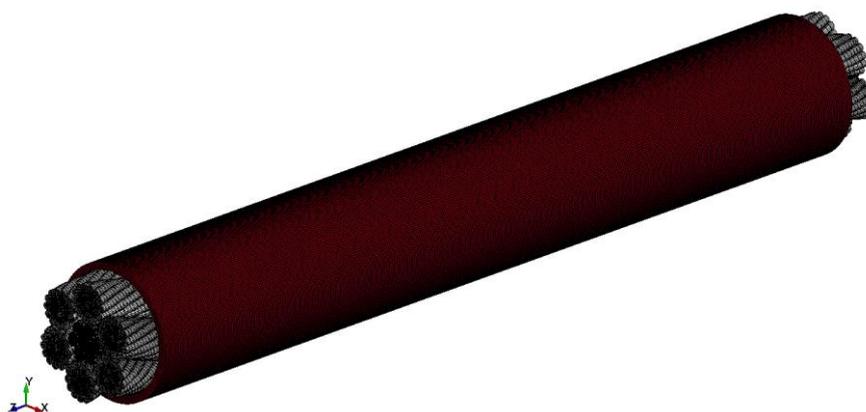


図 3-1 動的緩和解析全体図

3.2.2 解析結果

解析によるモデルの変形を確認する．解析前後での z 軸断面図を図 3-2 に示す．WS 形ロープでは，各ストランド間に存在していた初期貫入が解消された．ストランドの形状の崩れはなく，径方向にストランドが潰れるように変形している．ロープ中央において I_{out} のらせん半径は約 0.087 mm 大きくなり， S_{out} のらせん半径は約 0.047 mm 大きくなった．解析後の

応力などは考慮せずロープ形状のみを用いたモデルを WS_relax ロープモデルと呼び、以降の解析で WS 形ロープモデルとの結果の比較を行う。

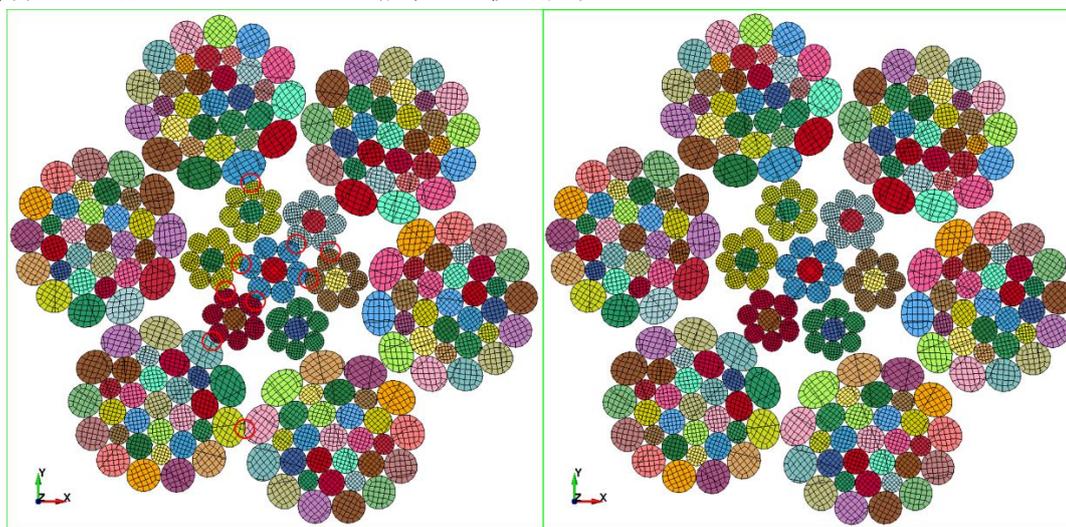


図 3-2 WS 形ロープ z 軸断面図 z=55.16 mm(左)解析前(右)解析後

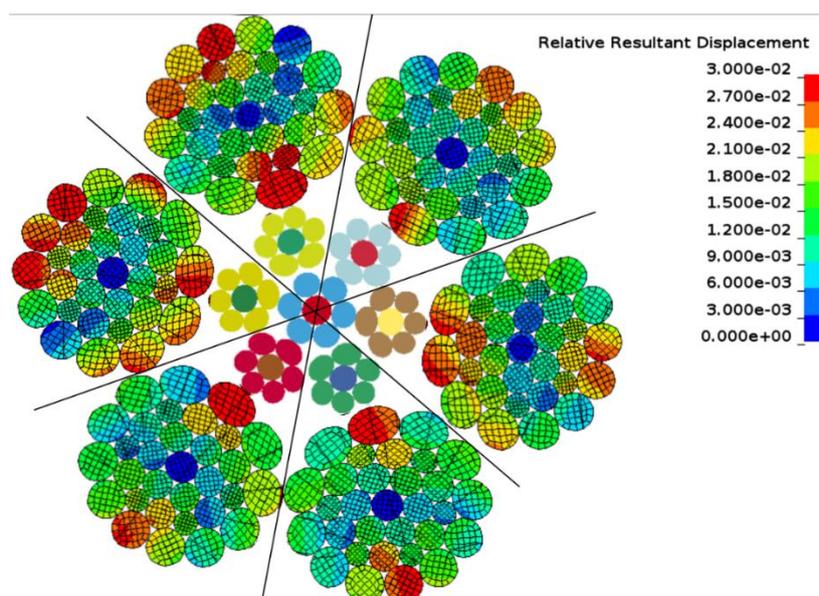


図 3-3 各ストランド軸中心節点を基準とした変位量コンター図(z=55.16mm)[mm]

3.3 軸方向引張試験

東京製綱株式会社で行われたロープ軸方向引張試験についてその概要と結果を述べる。ロープが破断するまで引張力を与え、規長 500 mm の伸びを測定した。得られた引張力・伸び曲線を図に示す。引張開始からほぼ一定の剛性を示し、引張力に対して線形に伸び率が増加している。約 120kN から非線形な挙動を示し、201kN で破断している。非線形な領域ではロープの伸びが素線の塑性変形に起因していると考えられる。

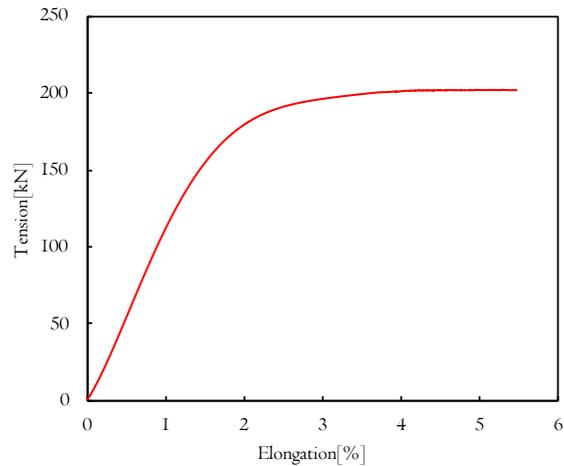


図 3-4 IWRC 6×WS(31)ロープ軸方向引張力・伸び率曲線

3.4 軸方向引張解析

3.4.1 解析条件

3.2 の試験と同様の条件において解析を行い，結果を比較することでロープモデルの力学的特性の妥当性を確認する．WS 形ロープモデルと WS_relax ロープモデルの 2 種において，同様の条件で解析を行う．WS 形ロープモデルでの解析全体図を図に示す．ロープモデルの全長は 1 ピッチを超えるようにいずれも 130mm である．ロープ軸が z 軸と一致するよう座標軸を設定し，ロープの端部はそれぞれ $z=-5, z=125$ である．解析規模を表 3-1 に，解析条件を表 3-2 に示す．

境界条件を述べる．ロープは引張に対してよりが戻ろうとするため，両端の節点を剛体拘束し z 軸方向の回転拘束をかけることで，ロープがほどけるのを防ぐ．両端の節点を拘束した剛体中心に z 軸方向に引張力を加える．図 3-6 に示したように引張力は線形に増加させ，0.05s にて 200kN となるようにした．

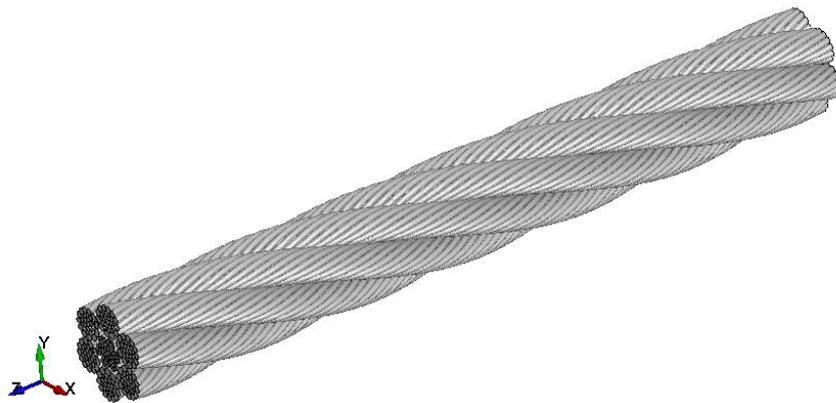


図 3-5 WS 形ロープ引張解析全体図

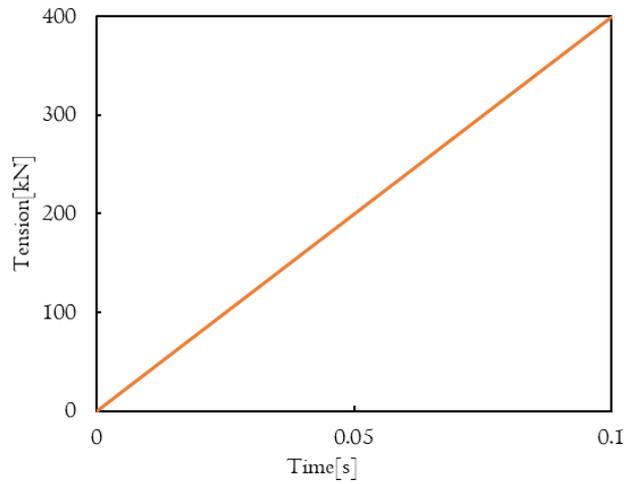


図 3-6 ロープ軸方向引張解析荷重曲線

表 3-1 ロープ軸方向引張解析規模

IWRC 6×WS(31)	Nodes	3169229
	Elements	2478168

表 3-2 ロープ軸方向引張解析条件

解析ソフトウェア	LS-DYNA R11.2.2(準静的陽解法)
要素	ソリッド要素 (一点積分要素)
解析時間	0.05[s]
接触アルゴリズム	ペナルティ法 (セグメントベースコンタクト)
摩擦係数	0.1

3.4.2 解析結果

WS 形ロープモデルと WS_relax ロープモデルのそれぞれについて軸方向剛性と内部状態について確認し、妥当性を検討する。動的緩和解析を行ったことによる影響を確認する。

各解析にかかった時間を表 3-3 に示す。

表 3-3 ロープ軸方向引張解析時間

WS 形ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	19.8
WS_relax ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	20.0

(1) 軸方向剛性

解析モデルの引張力と伸びの関係と試験との比較を図 3-4 に示す。二つのモデルで挙動は概ね一致している。初期貫入を取り除いたことによる軸方向応答への影響はないと考えられる。解析モデルは試験結果よりも低い引張力から非線形な挙動を示している。解析モデルに使用している材料特性が撻られる前の素線から得たものであり、実際の素線は加工硬化により降伏応力が大きくなっているためと考えられる。指定破断力 173kN に対し安全率を考慮した 24~36kN の範囲でのヤング率を算出すると表 3-4 の通りであった。実験値と解析値でよく一致していることが確認された。

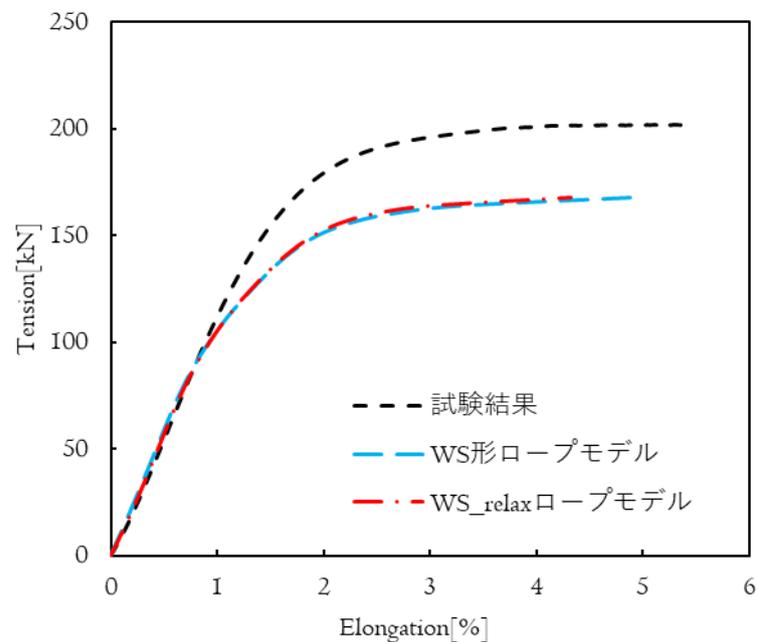


図 3-7 解析と試験におけるロープ引張力・伸び曲線の比較

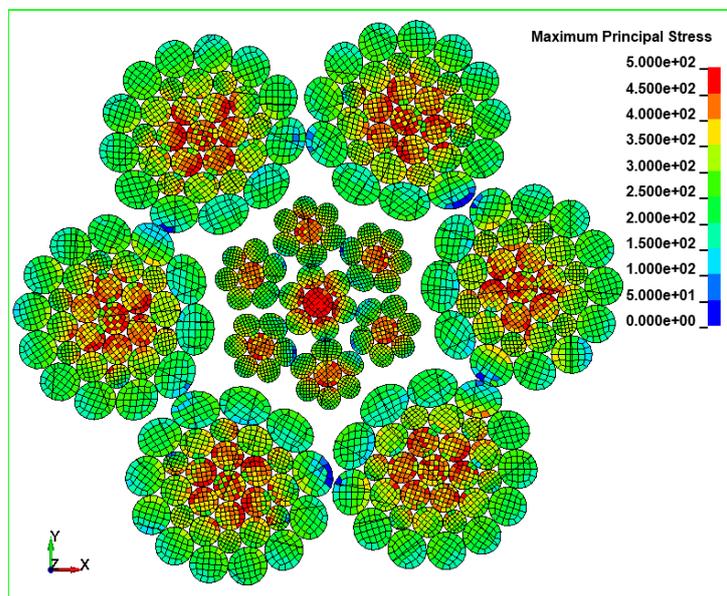
表 3-4 WS 形ロープ軸方向引張解析ヤング率[GPa]

試験結果		53.6
解析結果	緩和計算前	55.0
	緩和計算後	55.1

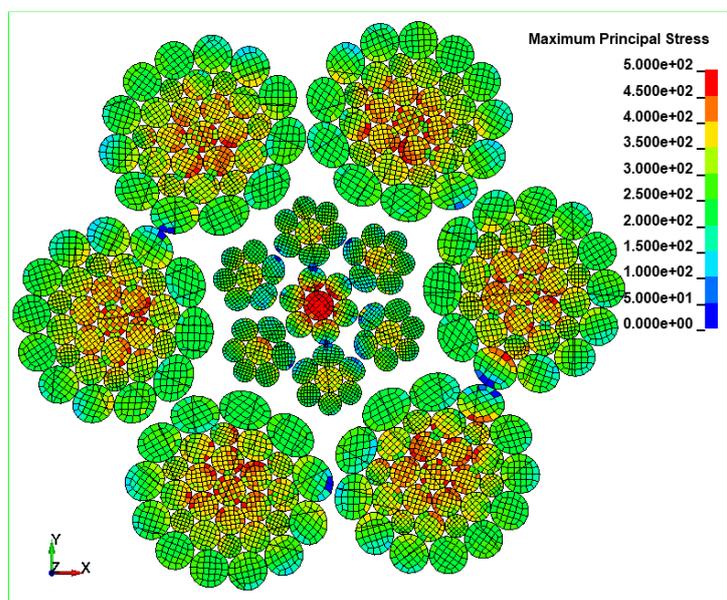
(2) 内部応力状態

初期貫入を取り除いたことによる応力状態の違いについて考察する。図 3-8 に $t=0.008$ (引張力 32kN) の $z=60$ におけるロープ断面の最大主応力コンター図を示す。各ストランドの心線が高い応力となっている。WS_relax ロープモデルの方が Sout- $\delta 0$ の応力が小さくなってい

る。動的緩和解析によってらせん半径が大きくなり、引張力の分担が減少したと考えられる。軸方向引張解析における動的緩和解析による応力の変化は少ないことがわかる。



(a) WS 形ロープモデル



(b) WS_relax ロープモデル

図 3-8 軸方向引張解析最大主応力コンター図 [MPa]($t=0.008$, $z=60$ 断面)

3.5 径方向圧縮試験

労働安全衛生総合研究所にて実施した径方向圧縮試験について述べる。

3.5.1 試験条件

図 3-9 に試験機の模式図を示す。ロープを上下の治具ではさみ、上側治具を動かすことで径方向の圧縮荷重を与える。上側治具に取り付けた棒の変位をレーザー変位計によって計測して径方向変位とした。上側治具を動かす油圧アクチュエータのロードセルで計測した荷重を圧縮荷重とした。実際の使用状況を模擬し、ロープには片側端部にとりつけた油圧アクチュエータによって一定の引張力を加えた。治具にはφ18 mmの溝付きのものを使用した。

荷重条件を述べる。圧縮試験は荷重制御とし、圧縮力は最小値 1kN～最大値 10kN の sin 波に設定した。準静的な状態とするため、1 周期 100s として、20 サイクル繰り返した。引張力の大きさは 1kN とした。

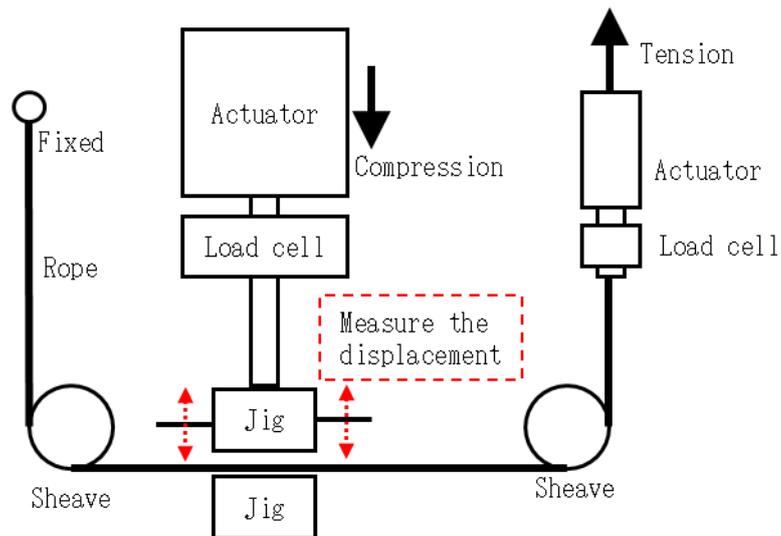


図 3-9 径方向圧縮試験模式図

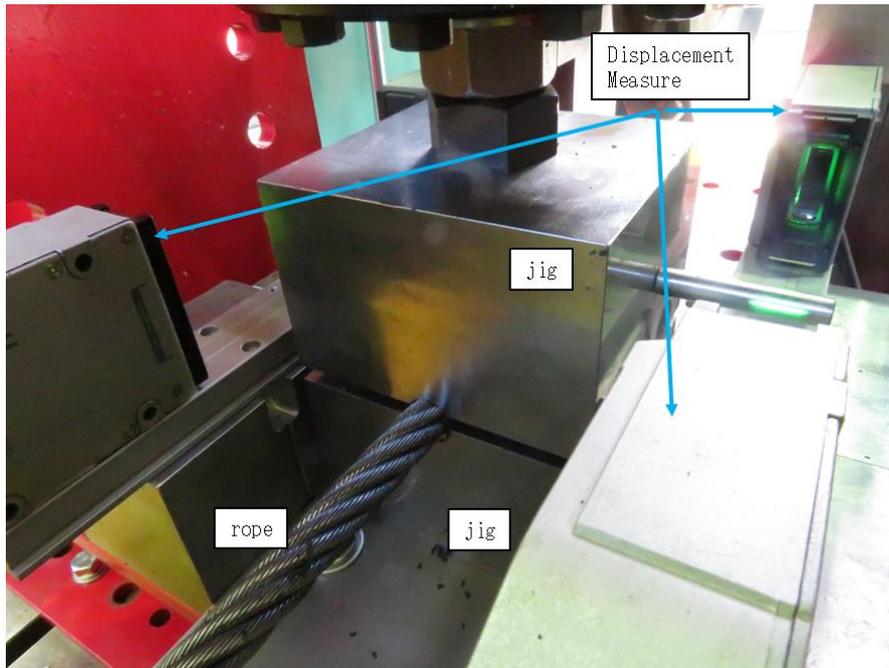


図 3-10 圧縮試験機治具周辺の様子

3.5.2 試験結果

試験によって得られた圧縮力・変位曲線を図 3-11 に示す．変位は最初に最小荷重に至ったときを基準としている．サイクルを経るにつれて，ヒステリシスカーブは右へシフトしており，1 サイクルでの変位差は小さくなっている．素線間の隙間が埋まることで変位が小さくなっていると考えられる．負荷時の圧縮力と変位はほぼ線形な関係となっている．

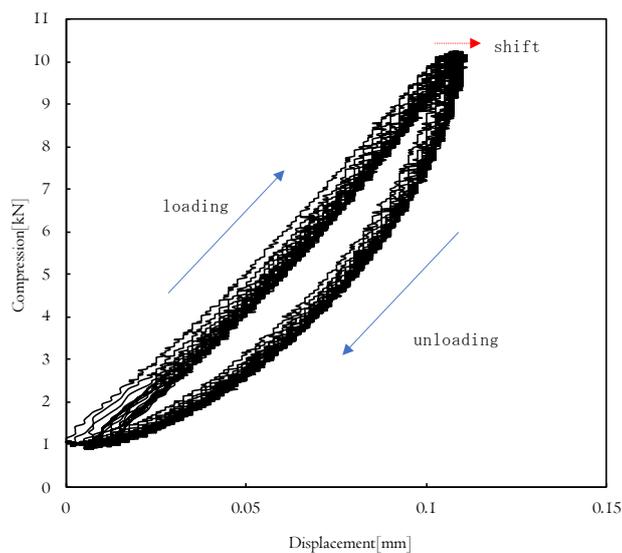


図 3-11 IWRC 6 x WS(31)径方向圧縮力・変位曲線

3.6 径方向圧縮解析

3.6.1 解析条件

3.4 の試験と同様の条件で解析を行い，結果を比較することでモデルの径方向の力学的特性の妥当性を確認する．WS 形ロープモデルと WS_relax ロープモデルのどちらも同様の条件で解析を行い，動的緩和解析による径方向の力学的特性への影響を考察する．

WS 形ロープモデル解析全体図を図 3-12 に示す．ロープモデルの長さは引張解析と同じく 130mm で，治具の長さは 110 mm である．ロープ軸が z 軸と一致するよう座標軸を設定し，ロープの端部はそれぞれ $z=-5, z=125$ である．解析規模を表 3-5 に，解析条件を表 3-6 に示す．

境界条件を述べる．ロープは引張に対してよりが戻ろうとするため，両端の節点を剛体拘束し z 軸方向の回転拘束をかけ，剛体中心に z 軸方向の引張力を加える．下側治具の底面を完全拘束し，上側治具の上面を剛体拘束して y 軸方向変位のみ自由とした．上側治具上面の中心に y 軸方向下向きに集中荷重を加えて圧縮力を与える．引張力と圧縮力は図 3-6 の通りである．

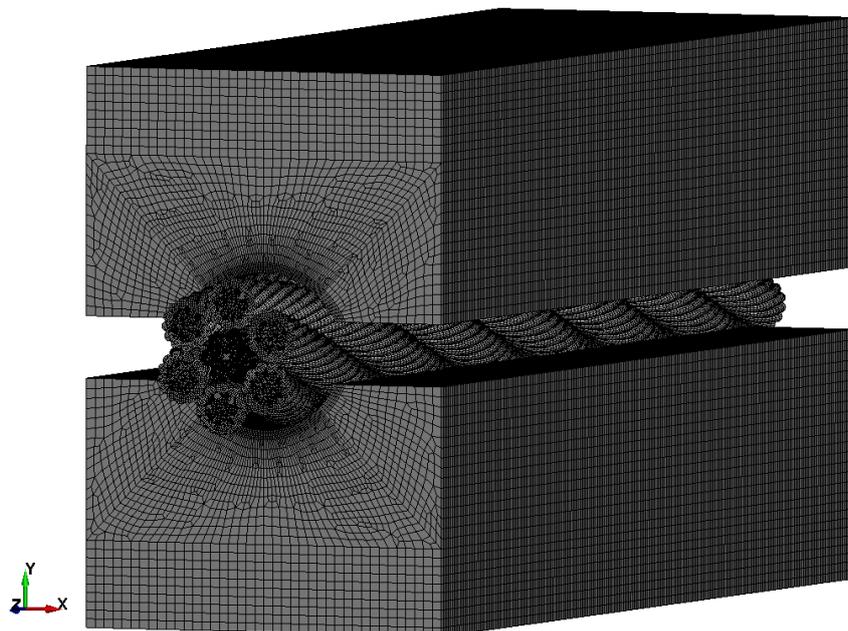


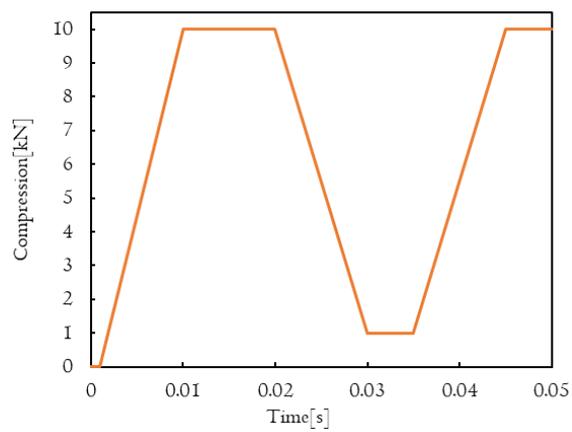
図 3-12 WS 形ロープ径方向圧縮解析全体図

表 3-5 ロープ径方向圧縮解析規模

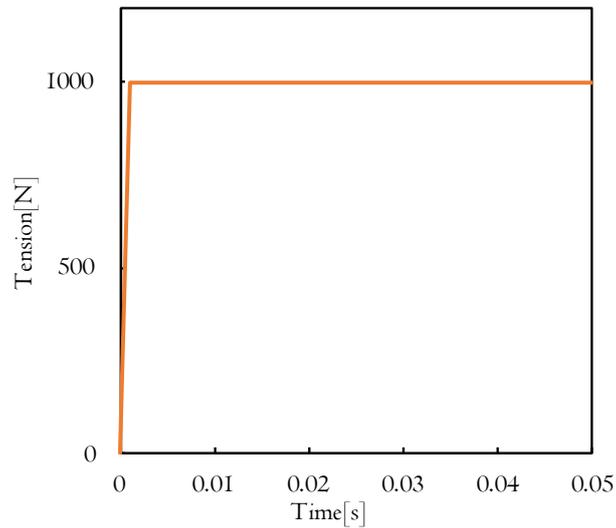
IWRC 6×WS(31)	Nodes	4269367
	Elements	3519208

表 3-6 ロープ径方向圧縮解析条件

解析ソフトウェア	LS-DYNA R11.2.2(準静的陽解法)
要素	ソリッド要素 (一点積分要素)
解析時間	0.05[s]
接触アルゴリズム	ペナルティ法 (セグメントベースコンタクト)
摩擦係数	0.1



(a) 圧縮力



(b) 引張力

図 3-13 ロープ径方向圧縮解析荷重曲線

3.6.2 解析結果

WS 形ロープモデルと WS_relax ロープモデルのそれぞれについて径方向剛性と内部状態について確認し、妥当性を検討する。動的緩和解析を行ったことによる影響を確認する。各解析にかかった時間を表 3-7 に示す。

表 3-7 ロープ径方向圧縮解析時間

WS 形ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	23.8
WS_relax ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	24.4

(1) 径方向剛性

解析モデルの圧縮力・径方向変位の関係と試験との比較を図 3-14 に示す。圧縮力には、上側治具の慣性の影響を無視するために、下側治具の y 軸方向拘束力を用いた。径方向変位には、上側治具の上面の変位を出力しており、最初の除荷により 1kN となったときを基準としている。試験結果は、最終サイクルの圧縮力・変位曲線を表示している。

解析モデルは、試験結果と同様にヒステリシスを有することがわかる。高圧縮力域における見かけの径方向剛性の変化を再現できていないため、試験に比べてヒステリシスが小さく、変位差が大きくなっている。動的緩和解析による影響はないことがわかった。

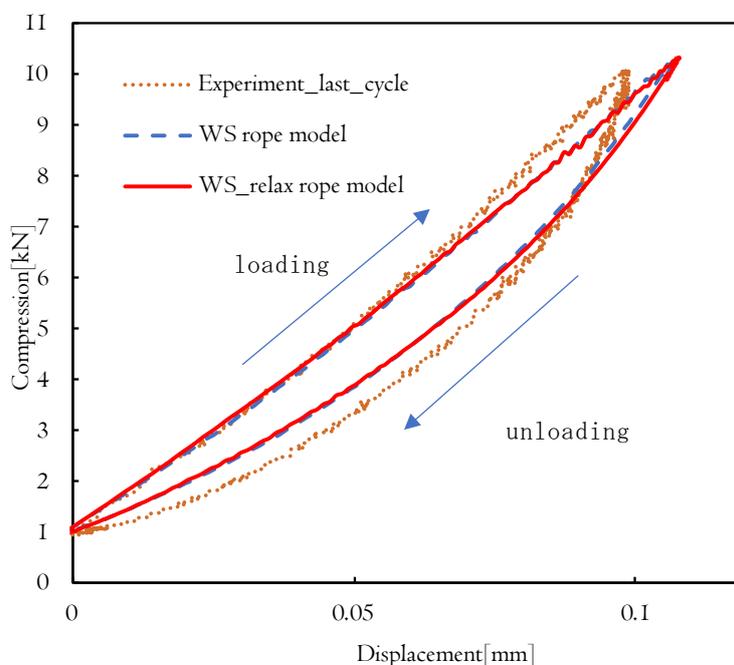


図 3-14 解析と試験における IWRC 6×WS(31)径方向圧縮力・変位曲線の比較

圧縮力とした下側治具の拘束力と圧縮力荷重曲線の比較を図 3-15 に示す。上側治具の慣性と質量減衰によって、ロープが受ける圧縮力は入力された荷重曲線よりも遅れていることがわかる。

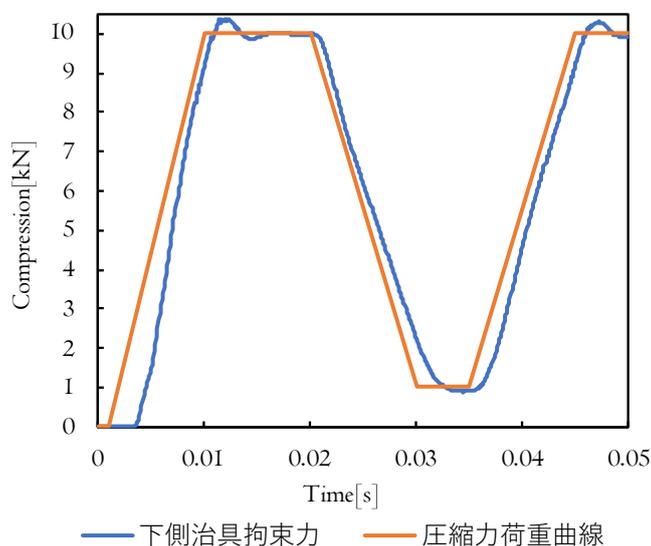
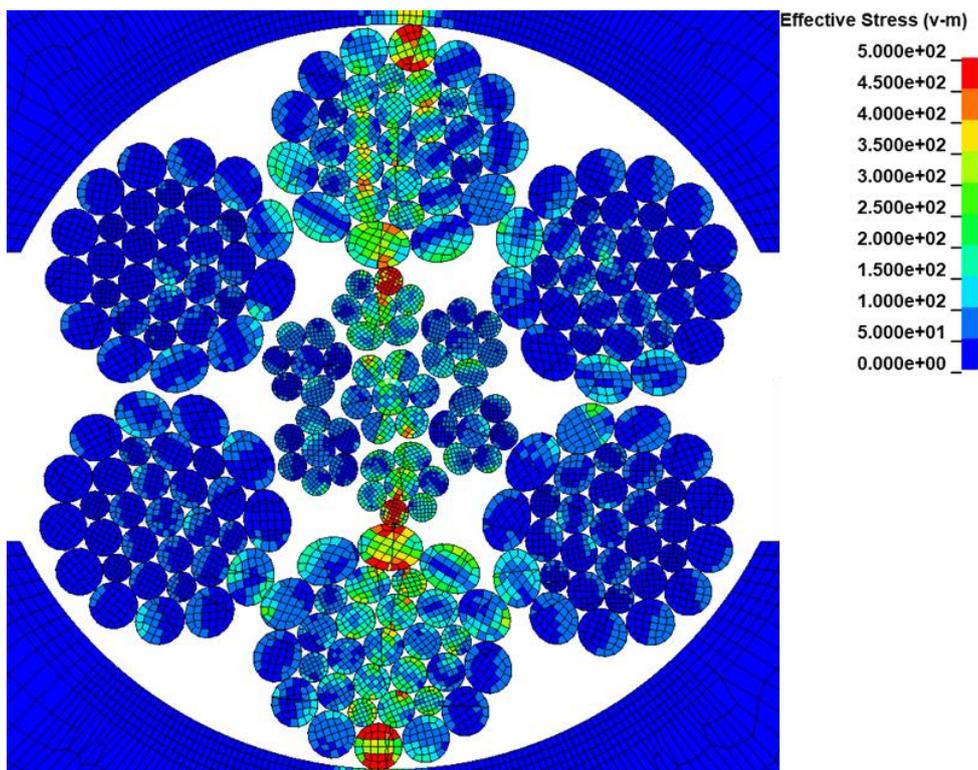


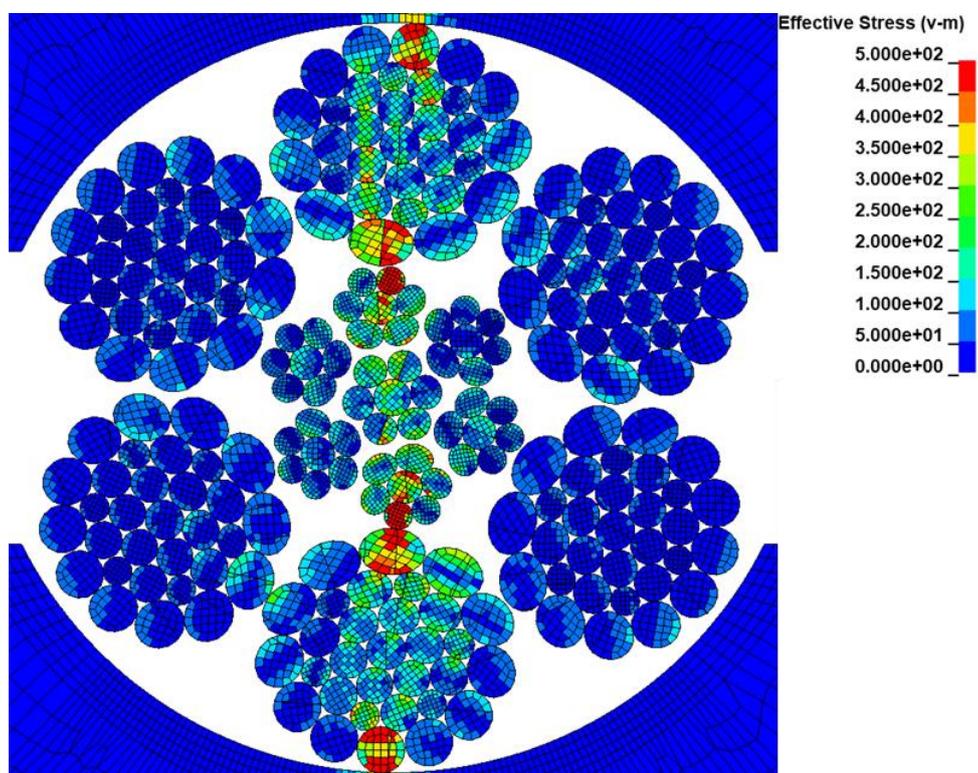
図 3-15 下側治具拘束力と圧縮力荷重曲線の比較

(2) 内部状態

図 3-16 に、 $t=0.05$ (圧縮力 10kN) における 2 種のロープモデルの $z=28.8$ 断面のミーゼス応力コンター図を示す。WS スtrand 内で y 軸方向に直線に並ぶ素線の応力が高くなっていることがわかる。素線径のバランスが良いため、素線の相対変位が小さく荷重が分担されていると思われる。Sout - $\delta 3$ と接触している Iout - $\delta 11$ の応力が高くなっており、WS_relax ロープモデルの方が顕著である。初期貫入を無視するためのオフセットにより接触が正確に解かれておらず応力が小さくなっていると考えられる。



(a) WS 形ロープモデル



(b) WS_relax ロープモデル

図 3-16 z 軸断面ミーゼス応力コンター図 (z=28.8, t=0.05)

3.7 結言

3.3, 3.5 より, 両モデルとも軸方向・径方向剛性を概ね再現している. ロープ径を変化させないことで, 動的緩和解析によって初期貫入を取り除いても, ロープモデルの力学的特性再現性を維持できることを示した. 実際のロープの破断メカニズムを考えるには応力振幅による疲労破壊が重要とされるため, 初期貫入を低減させた `WS_relax` ロープモデルを採用する.

第4章 Fi 形ロープの妥当性確認

4.1 諸言

本章では、異なるパラメータで作成した2種類のFi形ロープモデルと、それぞれの動的緩和解析によって得られたモデルの軸方向・径方向剛性を確認する解析と、同様の条件で行われた試験について、その概要と結果を説明する。得られた試験結果と解析結果を比較し、4つのモデルの妥当性の評価を行う。

4.2 ロープパラメータの違い

2種類の作成したロープモデルについて述べる。片方は設計値に基づいて作成したロープモデルであり、ロープ径は16.66 mmである。このモデルを以下Fi形ロープモデルと呼称する。もう一方は実測値に基づき、ロープの径のばらつきを再現するために、動的緩和解析で径が広がることを考慮してロープ径を16.52 mmとした。このモデルを以下Fi_tightロープモデルと呼称する。パラメータについては付録に記載する。

4.3 動的緩和解析

作成したロープモデルの初期貫入を取り除くために行った動的緩和解析について述べる。また、解析によるロープ形状の変化について述べる。

4.3.1 解析条件

図4-1に解析の全体図、図4-2に各モデルのz軸正面図を示す。円筒の内径以外については3.2.1のWS形ロープモデルと同様の条件で解析を行う。本解析において、軸方向引張解析および径方向圧縮解析に用いることを考慮してロープモデルの長さを130mmとした。ロープ軸方向をz軸と一致させている。

Fi形ロープモデルにおいては、ロープ径が変わらないように円筒の内径をロープ径と同じ値にした。

Fi_tightロープモデルでは円筒の内径を16.6 mmとしてロープ径が大きくなることを許容し、ロープ径のばらつきの再現を試みた。

境界条件を述べる。ロープモデル両端と円筒の外側表面節点の全方向の変位と回転を拘束した。



図 4-1 動的緩和解析全体図

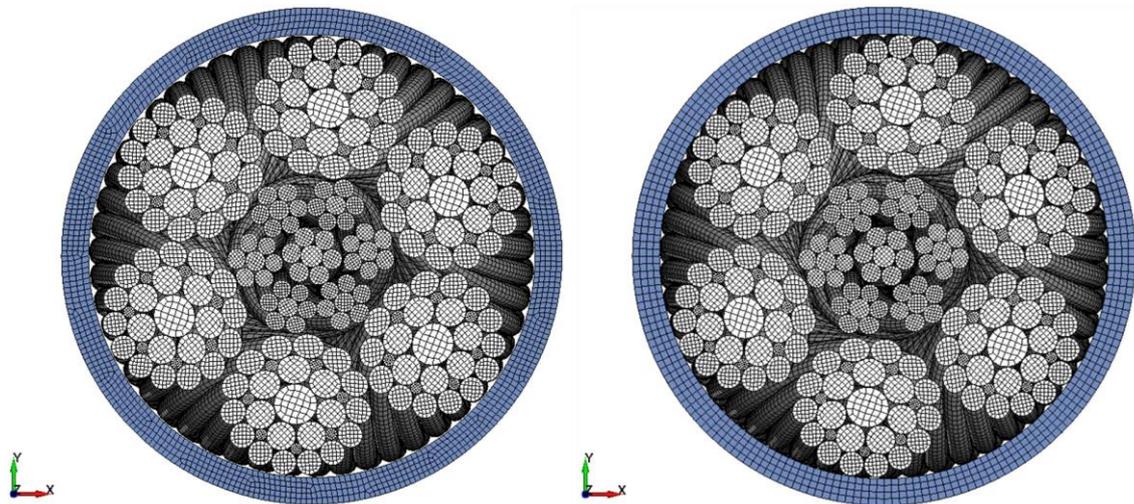


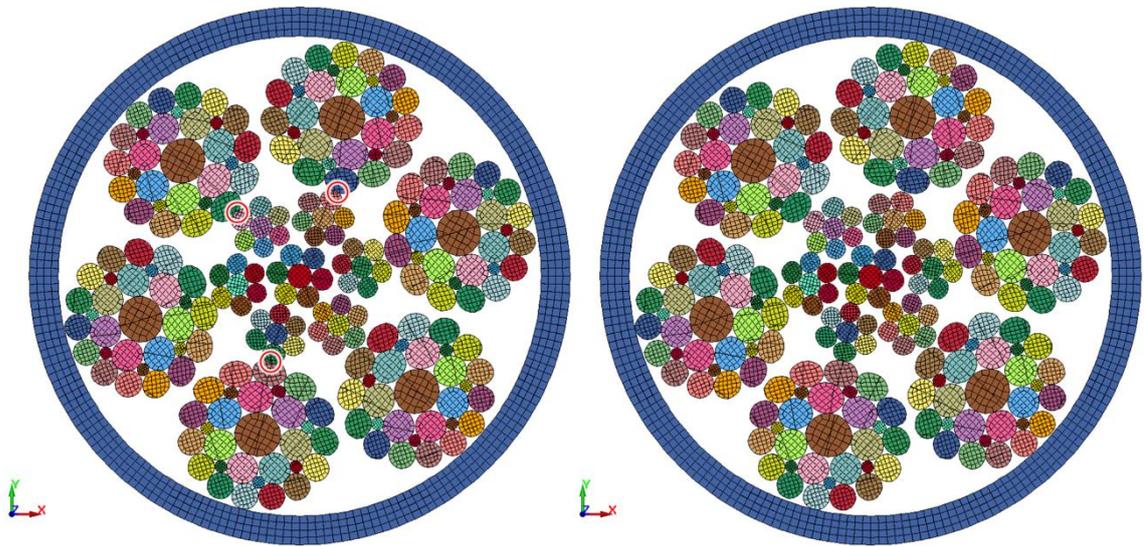
図 4-2 動的緩和解析 z 軸正面図 (左) Fi_{tight} ロープモデル (右) Fi 形ロープモデル

4.3.2 解析結果

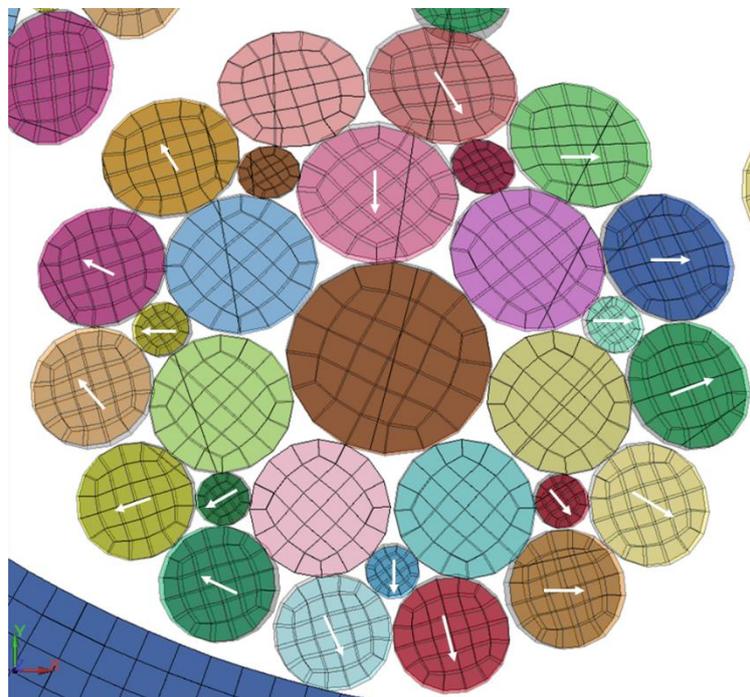
解析によるモデルの変形を確認する。解析前後での Fi 形ロープモデルの z 軸断面図を図 4-3 に示す。Iout と Sout 間に存在していた初期貫入は取り除かれている。Sout 内の素線間の初期貫入を解消するために、ストランド径が広がっているが、素線間に過剰な隙間は生じずストランド形状は保たれている。Iout- $\delta 10$ のらせん半径は約 0.010 mm 大きくなり、Sout- $\delta 0$ のらせん半径は約 0.001 mm 小さくなった。このモデルを以下 Fi_{relax} ロープモデルと呼称する。

解析前後での Fi_{tight} ロープモデルの z 軸断面図を図 4-4 に示す。Sout と Iout 間に存在していた初期貫入は取り除かれている。Sout の形状は径方向に潰れているが型崩れは起こしていない。Iout- $\delta 10$ のらせん半径は約 0.034 mm 大きくなり、Sout- $\delta 0$ のらせん半径は約 0.044 mm 大きくなった。Sout- $\delta 3$ との貫入を解消する際に Iout δ -11 が周方向に動き、Iout δ -11 間に隙間が生じている。これは普通 Z よりのストランドに対して、IWRC がラング Z よりであることで接触する素線の向きが揃っているためである。解析後の応力などは考慮せずロー

ブ形状のみを用いたモデルを Fi_TR ロープモデルと呼び、以降の解析で Fi_tight ロープモデルとの結果の比較を行う。



(a) (左)解析前(右)解析後



(b) ストランド拡大図

図 4-3 Fi 形ロープモデル z 軸断面図 z=88.79 mm

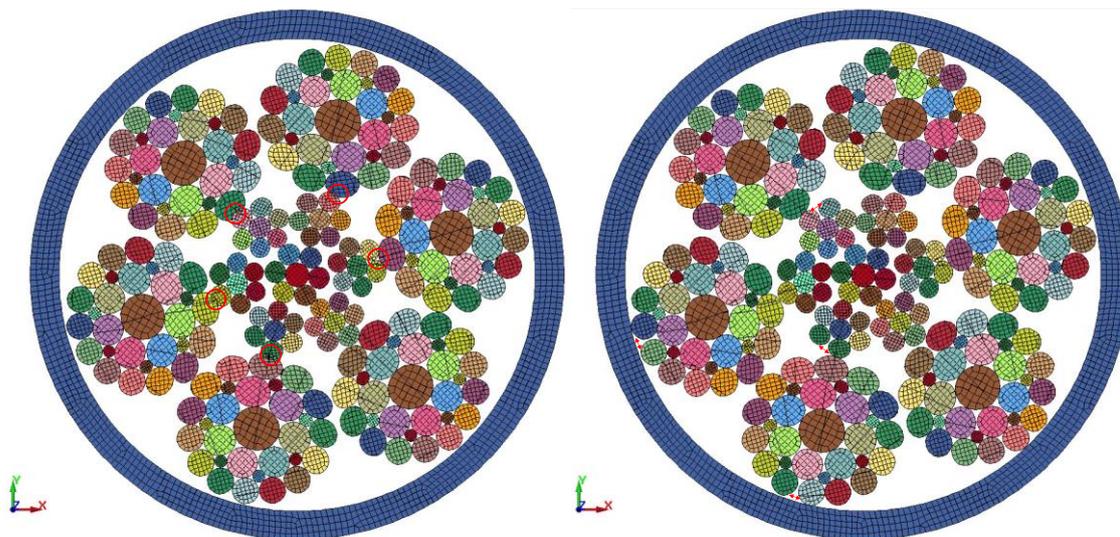


図 4-4 Fi_tight ロープモデル z 軸断面図 z=88.79 mm(左)解析前(右)解析後

4.4 軸方向引張試験

東京製綱株式会社で行われたロープ軸方向引張試験についてその概要と結果を述べる。ロープが破断するまで引張力を与え、規長 500 mm の伸びを測定した。得られた引張力・伸び曲線を図 4-5 に示す。引張開始から約 25kN まで徐々に剛性が増加し、以降一定の剛性を示して引張力に対して線形に伸び率が增加している。約 100kN から非線形な挙動を示し、206kN で破断している。非線形な領域ではロープの伸びが素線の塑性変形に起因していると考えられる。

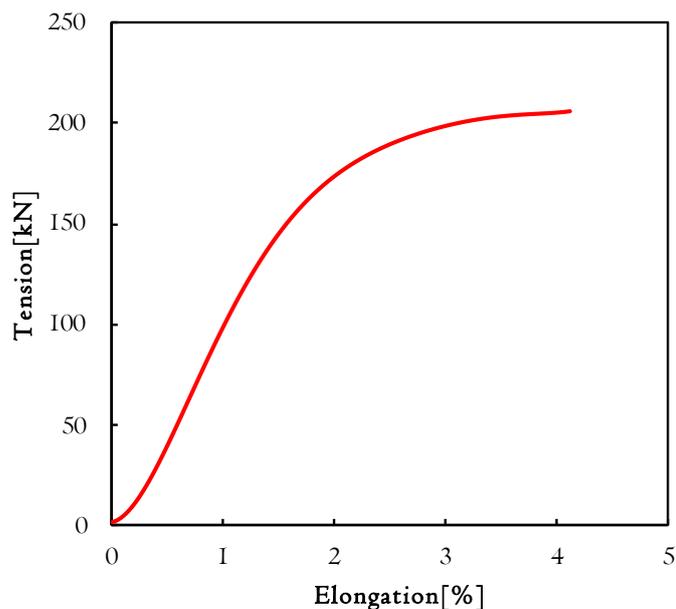


図 4-5 IWRC 6xFi(29)ロープ軸方向引張力・伸び率曲線

4.5 軸方向引張解析

4.5.1 解析条件

4.4 の試験と同様の条件において解析を行い，結果を比較することでロープモデルの力学的特性の妥当性を確認する．Fi 形ロープモデルと Fi_relax ロープモデル，Fi_tight ロープモデル，Fi_TR ロープモデルの 4 種において，同様の条件で解析を行う．Fi 形ロープモデルでの解析全体図を図 4-6 に示す．ロープモデルの全長は 1 ピッチを超えるようにいずれも 130mm である．ロープ軸が z 軸と一致するよう座標軸を設定し、ロープの端部はそれぞれ $z=-5, z=125$ である．解析規模を 4-1 に，解析条件を表 4-2 に示す．

境界条件を述べる．ロープは引張に対してよりが戻ろうとするため，両端の節点を剛体拘束し z 軸方向の回転拘束をかけることで，ロープがほどけるのを防ぐ．両端の節点を拘束した剛体中心に z 軸方向に引張力を加える．図 4-7 に示したように引張力は線形に増加させ，0.05s にて 200kN となるようにした．

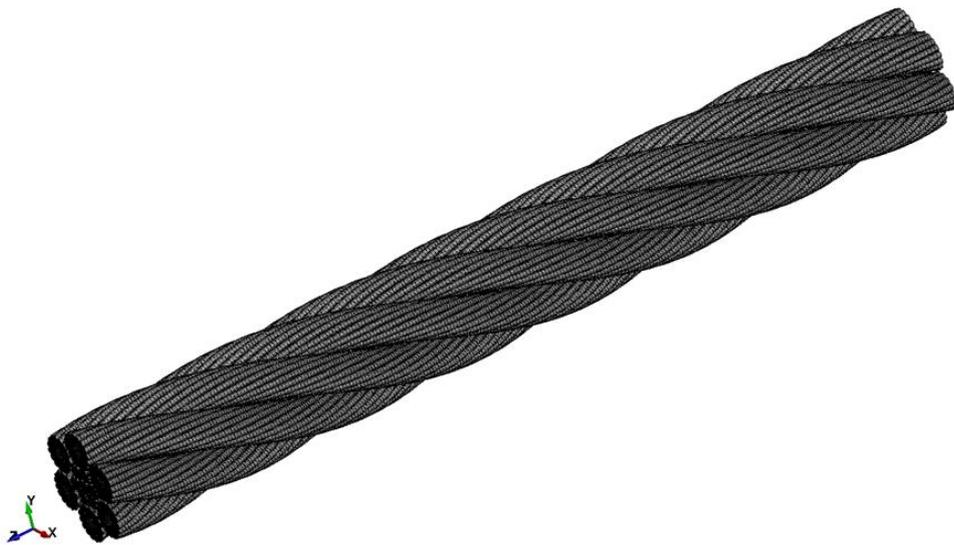


図 4-6 Fi 形ロープ引張解析全体図

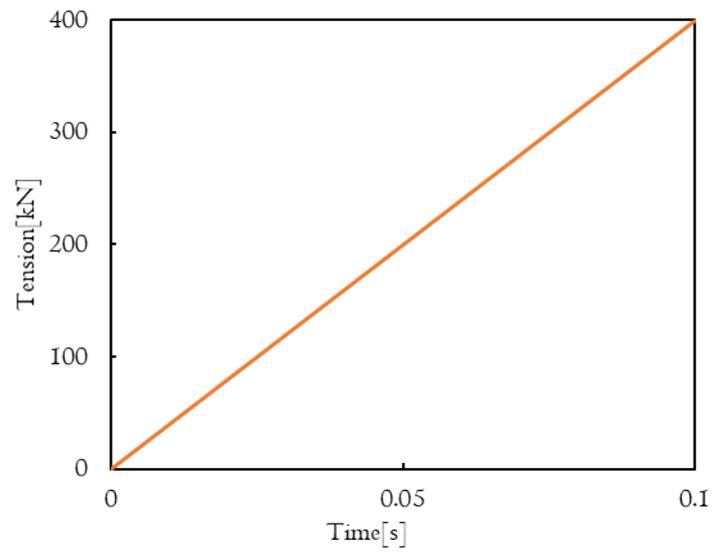


図 4-7 ロープ軸方向引張解析荷重曲線

4-1 ロープ軸方向引張解析規模

IWRC 6×Fi(29)	Nodes	2794025
	Elements	2161376

表 4-2 ロープ軸方向引張解析条件

解析ソフトウェア	LS-DYNA R11.2.2(準静的陽解法)
要素	ソリッド要素 (一点積分要素)
解析時間	0.05[s]
接触アルゴリズム	ペナルティ法 (セグメントベースコンタクト)
摩擦係数	0.1

4.5.2 解析結果

4種のロープモデルのそれぞれについて軸方向剛性と内部状態について確認し、妥当性を検討する。動的緩和解析を行ったことによる影響を確認する。

各解析にかかった時間を表 4-3 に示す。

表 4-3 ロープ軸方向引張解析時間

Fi 形ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	14.0
Fi_relax ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	14.4
Fi_tight ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	15.2
Fi_TR ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	14.9

(1) 軸方向剛性

解析モデルの引張力と伸びの関係と試験との比較を図 4-8 に示す。いずれの解析モデルも試験結果よりも低い引張力から非線形な挙動を示し、約 175kN で破断している。破断力が試験の 87%の値となったのは解析モデルに使用している材料特性が撚られる前の素線から得たものであり、実際の素線は加工硬化により降伏応力が大きくなっているためと考えられる。指定破断力 173kN に対し安全率を考慮した 24~36kN の範囲でのヤング率を算出すると表の通りであった。ロープ径を小さくした Fi_tight ロープモデルの剛性が最も大きく、

動的緩和解析によって径の広がった Fi_TR ロープモデルが 2 番目に大きい剛性となっている。Fi 形ロープモデルは 25kN まで試験結果とよく一致しているが、その後剛性が大きくならず、試験の 84%の値となっている。Fi 形ロープモデルを除くどのモデルも低張力での剛性の変化が小さい。

図 4-9 に $z=60$ における Sout- $\delta 0$ とロープ軸中心素線との距離平均と伸び率の関係を示す。剛性の低いモデルほど、伸び率 1%までのらせん半径の変化が大きいことがわかる。Sout と Iout の間に隙間があると、Fi スtrandがばねのように変形することで低い張力でロープ全体が伸びていると考えられる。Fi_relax ロープモデルでは、Sout と Iout の間が動的緩和解析によって埋まり、剛性が増加したと考えられる。

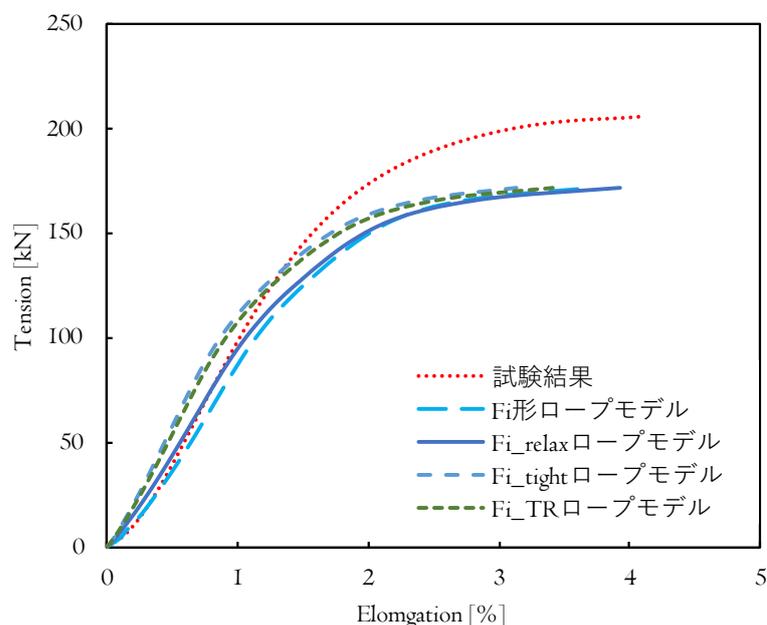


図 4-8 解析と試験におけるロープ引張力・伸び曲線の比較

表 4-4 WS 形ロープ軸方向引張解析ヤング率[GPa]

試験結果		49.0
解析結果	Fi 形ロープモデル	41.4
	Fi_relax ロープモデル	44.2
	Fi_tight ロープモデル	56.4
	Fi_TR ロープモデル	52.5

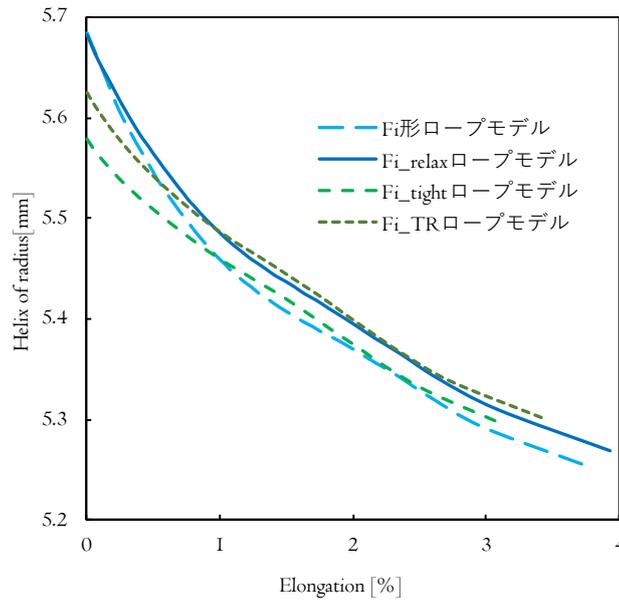


図 4-9 ストランドらせん半径と伸び率の関係 (z=60)

(2) 内部応力状態

各モデルの応力状態の違いについて考察する。図 4-11 に $t=0.008$ (引張力 32kN) の $z=60$ におけるロープ断面の最大主応力コンター図を示す。Fi 形ロープモデルと Fi_relax ロープモデルは Fi_tight ロープモデルと Fi_TR ロープモデルに比べ、応力の分布がなめらかである。引張力によっておこる素線の弾性変形の伸びではなく、らせん半径が小さくなることで伸びているためと考えられる。 WS_relax ロープモデルの方が $Sout-80$ の応力が小さくなっている。動的緩和解析によってらせん半径が大きくなり、引張力の分担が減少したと考えられる。軸方向引張解析における動的緩和解析による応力の変化は少ないことがわかる。素線内の応力分布は、らせん構造が伸びる際に梁の曲げのように内側が引張力を受け外側が圧縮されるためである。 Fi_TR ロープモデルの $t=0.008$ (引張力 32kN) の $z=60$ 近傍における最大主応力ベクトルは図に示した通りであり、素線軸方向に引張力が働いていることがわかる。ほかの 3 種のロープモデルにおいても同様であった。

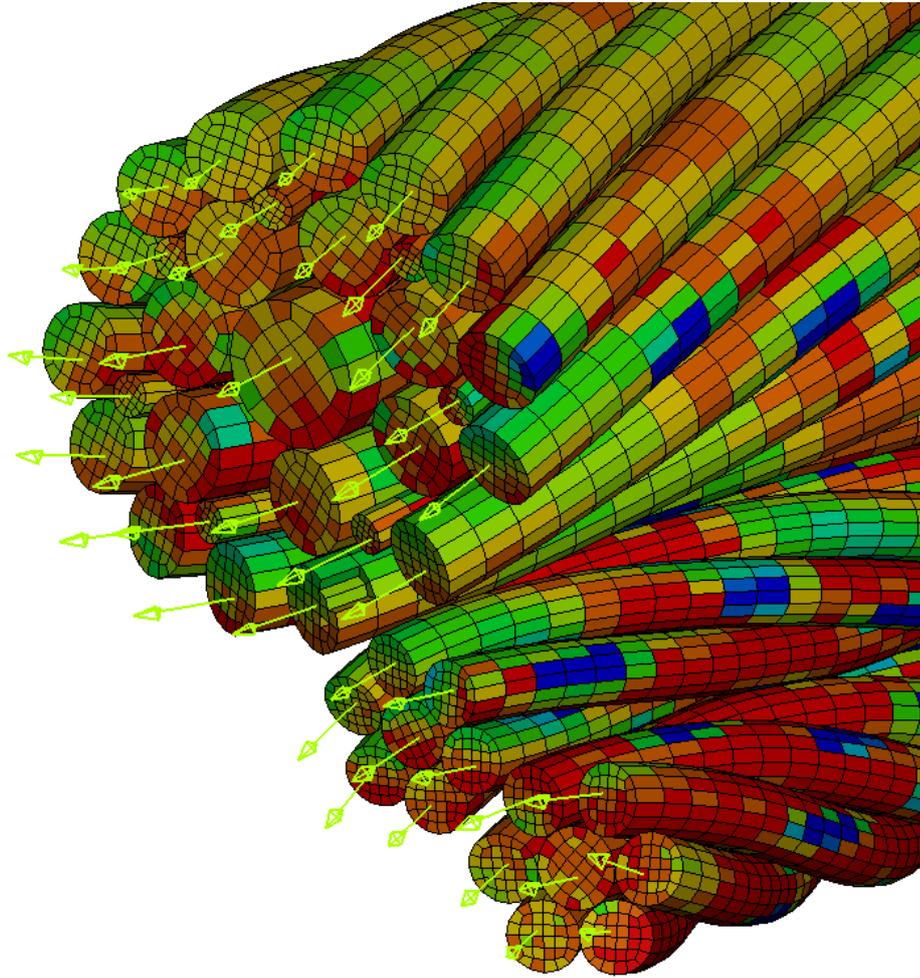
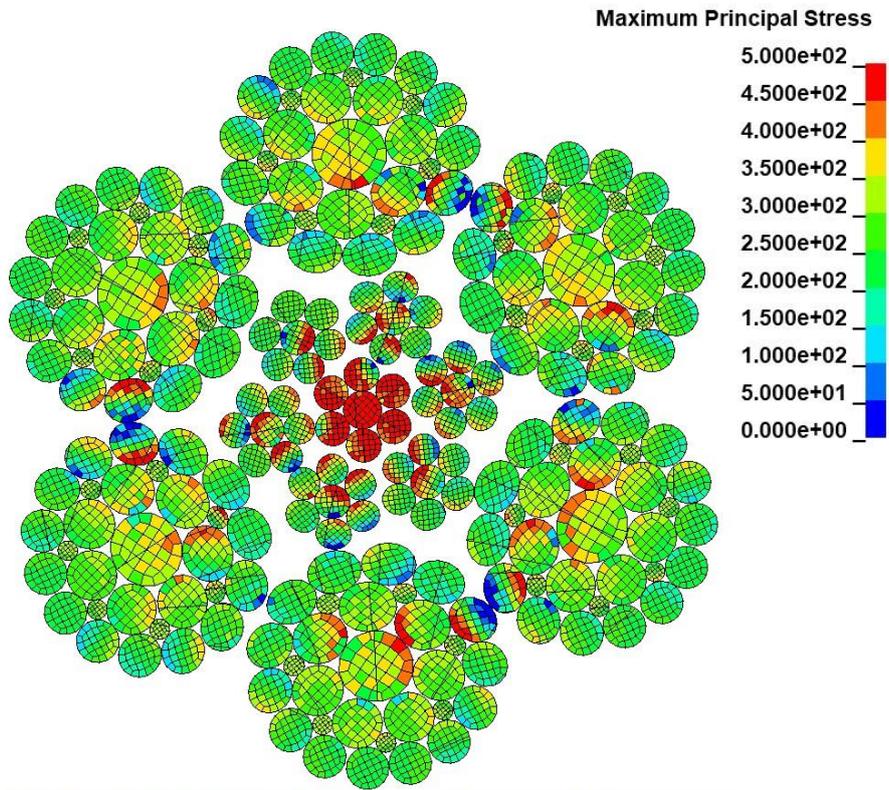
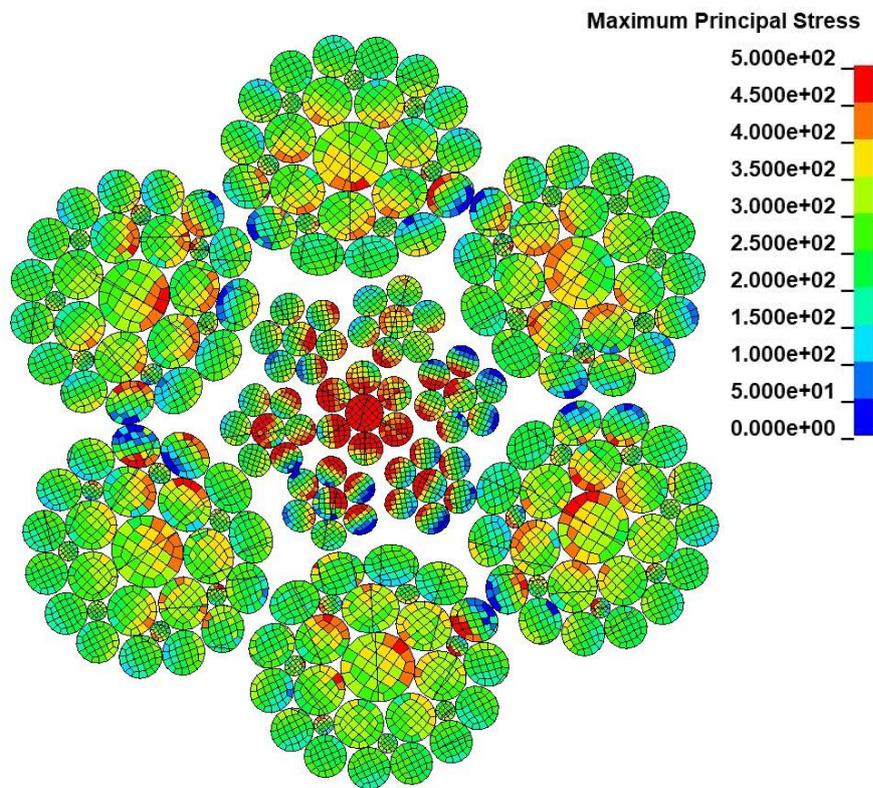


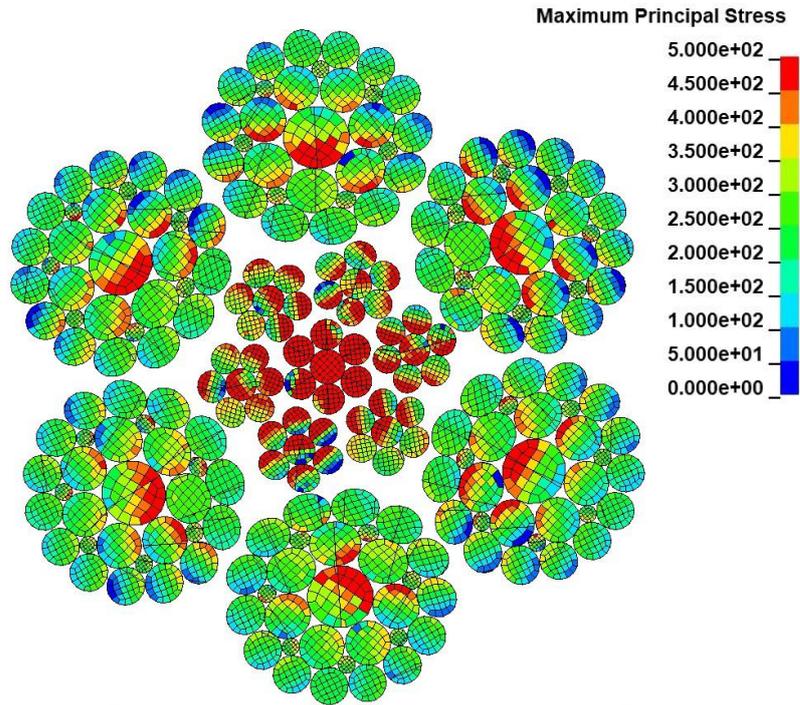
図 4-10 Fi_TR ロープモデル最大主応力ベクトル図 ($t=0.008$, $z=60$ 近傍)



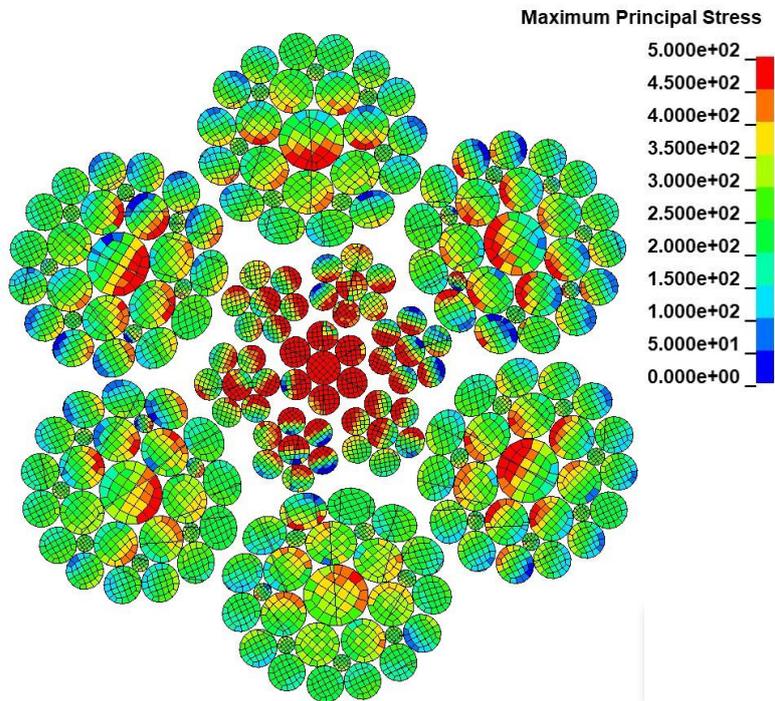
(a) Fi 形ロープモデル



(b) Fi_relax ロープモデル



(c) Fi_tight ロープモデル



(d) Fi_TR ロープモデル

図 4-11 軸方向引張解析最大主応力コンター図 [MPa](t=0.008, z=60 断面)

4.6 径方向圧縮試験

4.6.1 試験条件

3.5と同じ試験機を用いて同じ条件のもとで径方向の圧縮力と変位を測定した。治具についても同じものを使用した。

4.6.2 試験結果

試験によって得られた圧縮力・変位曲線を図 4-12 に示す。変位は最初に最小荷重に至ったときを基準としている。サイクルを経るにつれて、ヒステリシスカーブは右へシフトしており、1 サイクルでの変位差は小さくなっている。素線間の隙間が埋まることで変位が小さくなっていると考えられる。負荷時の圧縮力と変位の関係は 6kN まで非線形であり徐々に見かけの径方向剛性が増加している。高圧縮力域ではほぼ線形な関係になっている。低圧縮力ではストランドの相対変位が起き剛性が小さくなるが、高圧縮力では素線の弾性変形による変位になっていると考えられる。

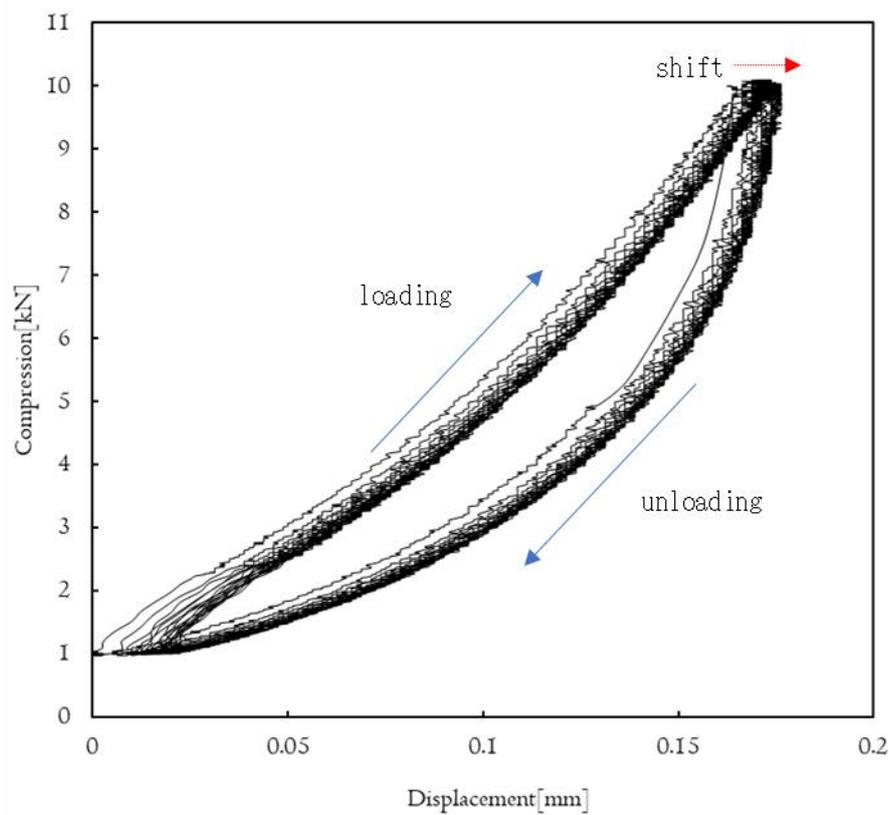


図 4-12 IWRC 6 x Fi(29)径方向圧縮力・変位曲線

4.7 径方向圧縮解析

4.7.1 解析条件

4.6 の試験と同様の条件で解析を行い、結果を比較することでモデルの径方向の力学的特性の妥当性を確認する。4 種類のロープモデルのすべてにおいて同様の条件で解析を行い、動的緩和解析による径方向の力学的特性への影響を考察する。

Fi 形ロープモデル解析全体図を図 4-13 に示す。ロープモデルの長さは引張解析と同じく 130mm で、治具の長さは 110 mm である。ロープ軸が z 軸と一致するように座標軸を設定し、ロープの端部はそれぞれ $z=-5, z=125$ である。解析規模を表 4-5 に、解析条件を表 4-6 に示す。

境界条件を述べる。ロープは引張に対してよりが戻ろうとするため、両端の節点を剛体拘束し z 軸方向の回転拘束をかけ、剛体中心に z 軸方向の引張力を加える。下側治具の底面を完全拘束し、上側治具の上面を剛体拘束して y 軸方向変位のみ自由とした。上側治具上面の中心に y 軸方向下向きに集中荷重を加えて圧縮力を与える。引張力と圧縮力は図 4-14 の通りである。

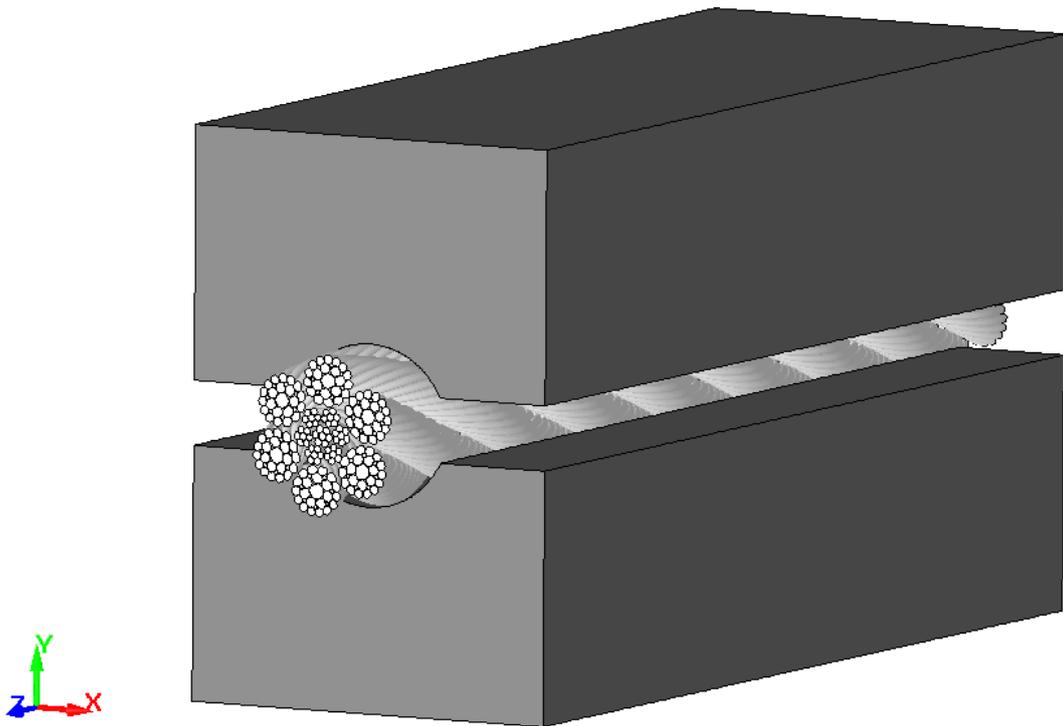


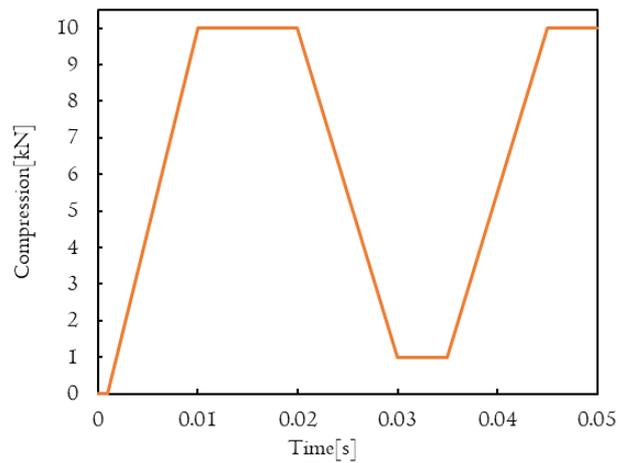
図 4-13 Fi 形ロープ径方向圧縮解析全体図

表 4-5 ロープ径方向圧縮解析規模

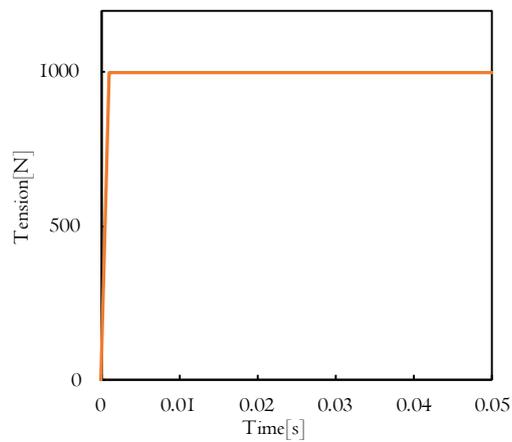
IWRC 6×Fi(29)	Nodes	2894163
	Elements	3203416

表 4-6 ロープ径方向圧縮解析条件

解析ソフトウェア	LS-DYNA R11.2.2(準静的陽解法)
要素	ソリッド要素 (一点積分要素)
解析時間	0.05[s]
接触アルゴリズム	ペナルティ法 (セグメントベースコンタクト)
摩擦係数	0.1



(c) 圧縮力



(d) 引張力

図 4-14 ロープ径方向圧縮解析荷重曲線

4.7.2 解析結果

4 種類のロープモデルのそれぞれについて径方向剛性と内部状態について確認し、妥当性を検討する。動的緩和解析を行ったことによる影響を確認する。

各解析にかかった時間を表 4-7 に示す。

表 4-7 ロープ径方向圧縮解析時間

Fi 形ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	21.7
Fi_relax ロープモデル	CPU cores	40
	Running times[h]	20.4
Fi_tight ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	22.1
Fi_TR ロープモデル	CPU cores	32
	Running times[h]	20.8

(1) 径方向剛性

解析モデルの圧縮力・径方向変位の関係と試験との比較を図 4-8 に示す。圧縮力には、上側治具の慣性の影響を無視するために、下側治具の y 軸方向拘束力を用いた。径方向変位には、上側治具の上面の変位を出力しており、最初の除荷により 1kN となったときを基準としている。試験結果は、最終サイクルの圧縮力・変位曲線を表示している。いずれの解析モデルも、試験結果と同様にヒステリシスを有することがわかる。しかし、高圧縮力域の除荷における見かけの径方向剛性を再現できていないため、試験に比べてヒステリシスが小さくなっている。どのモデルも同様のヒステリシスとなっており、パラメータによって変位量のみが影響をうけ、挙動については変化しないと推測される。高圧縮力での挙動の変化は素線径やらせん半径などのパラメータとは関係ないことがわかる。ロープ径を同じとする Fi 形ロープモデルと Fi_relax ロープモデルは除荷のグラフが一致しており、負荷時は Fi 形ロープモデルの方が見かけの径方向剛性が大きくなっている。動的緩和解析によって、Sout と Iout の間に生じた隙間が変位量の差となっていると考えられる。

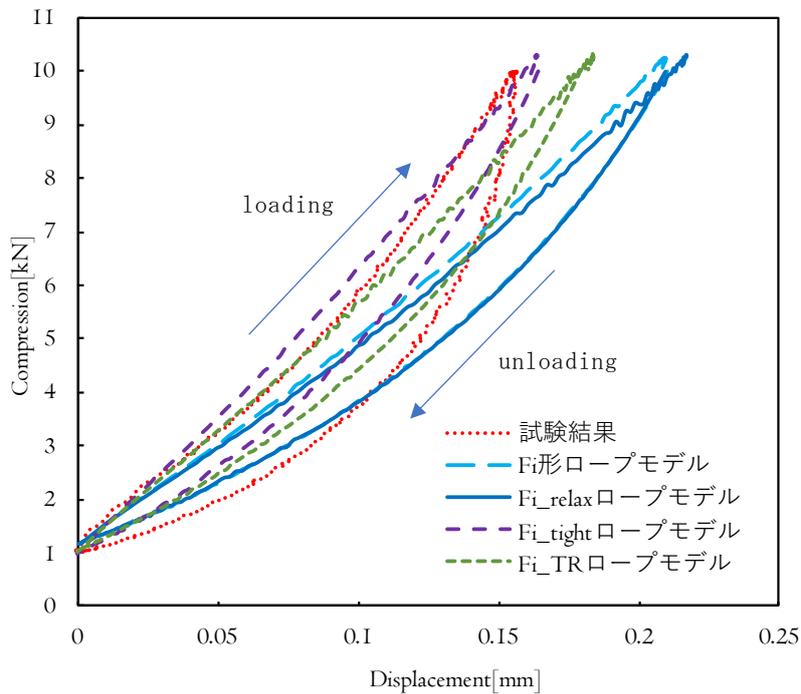
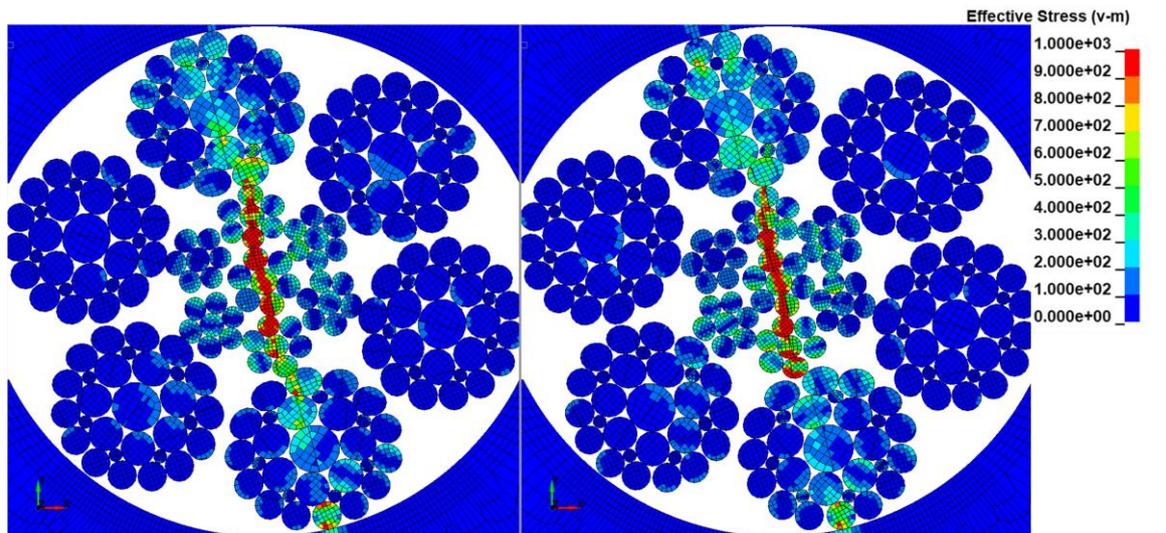


図 4-15 解析と試験における IWRC 6×WS(31)径方向圧縮力・変位曲線の比較

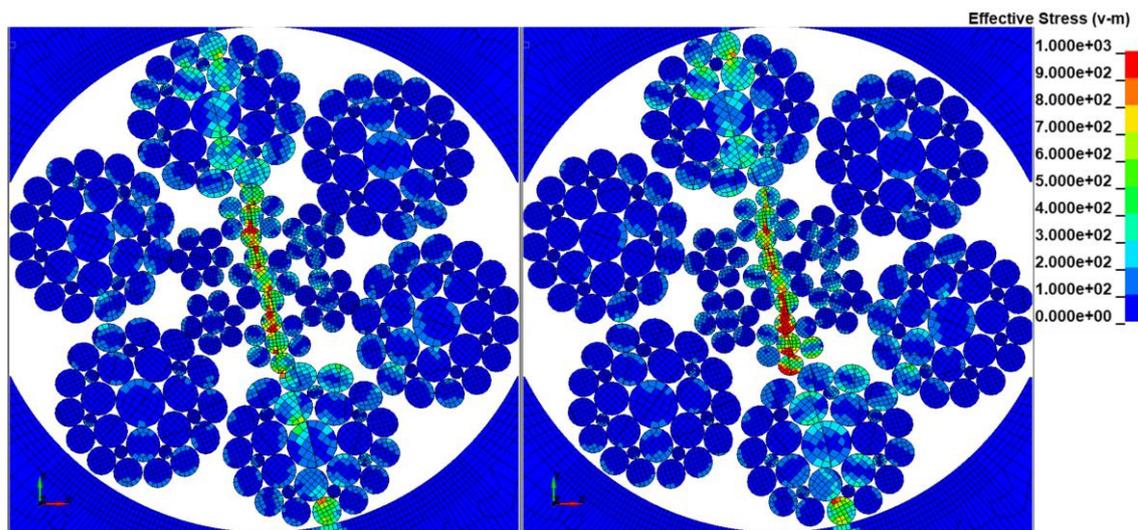
(2) 内部状態

図 4-16 に $t=0.05$ (圧縮力 10kN) における各ロープモデルの $z=0$ 断面のミーゼス応力コンター図を示す. 変位の大きい Fi 形ロープモデルと Fi_relax ロープモデルでは, 中心の素線の応力も大きくなっており, 変位差の小さい Fi_tight ロープモデルは他のモデルよりも応力が低いことがわかる. 見かけの径方向剛性は Fi ストランドと IWRC との接触の多さに依存し, Fi ストランドのらせん半径が大きくなると必然的に接触箇所が増加するまでに必要な径方向変位が大きくなると考えられる. 実ロープは IWRC の起伏に沿って Fi ストランドのらせん半径が変化していて, ロープモデルよりも接触状態が多いと推測される.



(a) Fi 形ロープモデル

(b) Fi_relax ロープモデル

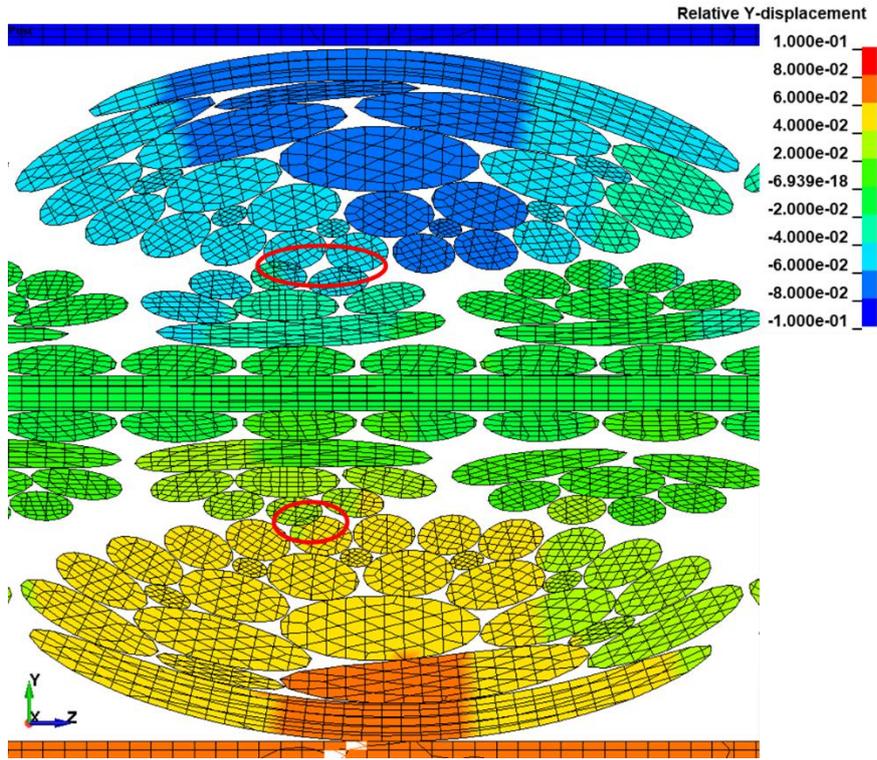


(c) Fi_tight ロープモデル

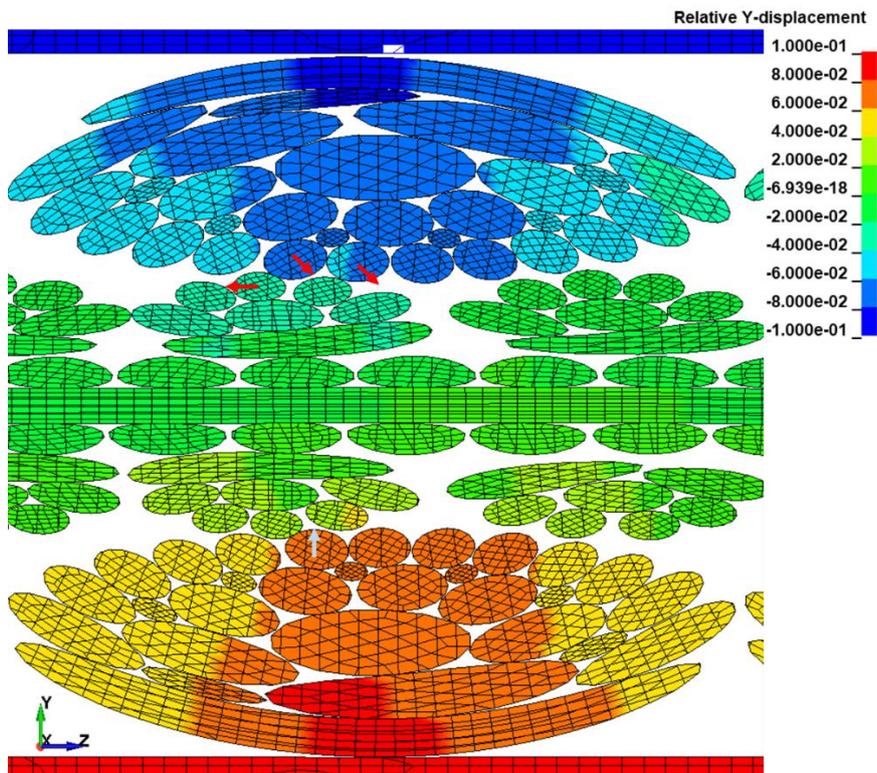
(d) Fi_TR ロープモデル

図 4-16 ロープ径方向圧縮解析ミーゼス応力コンター図[MPa]($t=0.05$, $z=63.6$)

図 4-17 に $t=0.05$ (圧縮力 10kN) における Fi_tight ロープモデルと Fi_TR ロープモデルの $x=0$ 断面のロープ軸中心を基準とした y 方向変位コンター図を示す. なお, 変位は $t=0.035$ (圧縮力 1kN) における位置を基準として算出している. Sout- $\delta 3$ と Iout- $\delta 11$ の接触箇所において, 初期貫入を取り除いたことにより Sout- $\delta 3$ が Iout- $\delta 11$ の隙間に入り込む挙動が起きている. この挙動により, フィラー形ロープは径方向の変位が WS と比較して大きく出ると考えられる.



(a) Fi_tight ロープモデル



(b) Fi_TR ロープモデル

図 4-17 ロープ x 軸断面ロープ軸中心を基準とした y 方向変位
($z=44.2$ 近傍, $t=0.05$, 圧縮力 10kN)

4.8 結言

4.5,4.7 より，らせん半径の大きい Fi 形ロープモデルと Fi_relax ロープモデルは軸方向・径方向剛性ともに試験結果より低い値となり，再現性が低いことがわかった．らせん半径を小さくした Fi_tight ロープモデルは軸方向・径方向剛性ともに高い結果になっており，Fi_TR ロープモデルが最も再現している．らせん半径と軸方向・径方向剛性に相関があると言える．高圧縮力における変位と除荷の挙動については再現性が低い，それを考慮したうえで Fi_TR ロープモデルを引張曲げ解析に用いることとする．

第5章 引張曲げ解析

第3章と第4章で妥当性を確認した、WS_relax ロープモデルと Fi_TR ロープモデルについて、シーブに沿って曲げた状態で引張力を加えることで、引張曲げ状態を再現しロープの内部応力状態の可視化と疲労評価を行う。IWRC 6 x WS(31)と IWRC 6 x Fi(29)の破断寿命が異なる理由を考察する。

5.1 疲労試験における破断・断線傾向

本研究対象に対して行われたS字曲げ疲労試験[11]の結果からロープの破断寿命と断線傾向について説明する。図 5-1 に S 字曲げ疲労試験模式図を示す。二つのシーブ間を往復させることでロープの S 字曲げを行う。それぞれのシーブを通過する際の曲げ方向が逆向きになり、ロープは曲げ疲労を受ける。シーブの直径は 256 mm で、シーブ径 D とロープ公称径 d の比 D/d が 16 になるように設定している。ロープに負荷する張力 T は、ロープ 2 種の公称破断荷重 173kN に対して安全率が 5 であることを考慮して、最大荷重の 34.6kN, 26.0kN, 17.3kN, 8.7kN の 4 水準となっている。

疲労試験でのロープの破断寿命は往復動作の繰り返し数で評価される。フィラー形は最小張力 $T=8.7\text{kN}$ で繰り返し数が約 2×10^4 回、最大張力 $T=34.6\text{kN}$ で約 1×10^4 回となり、ウォリントン・シール形は最小張力 $T=8.7\text{kN}$ で約 9×10^4 回、最大張力 $T=34.6\text{kN}$ で約 1×10^4 回となった。最大張力では傾向が良く似ており、最小張力では約 5 倍の違いとなっている。

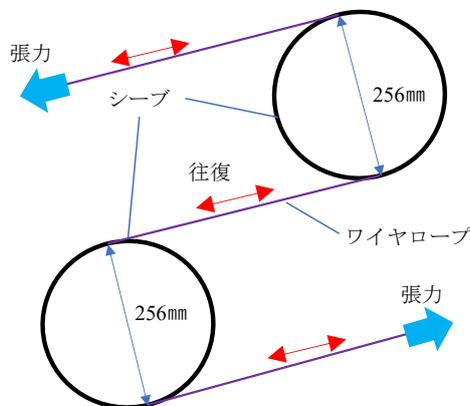


図 5-1 S 字曲げ疲労試験模式図

断線傾向を考えるにあたり、ストランド内の素線を図 5-2 のように分類する。IWRC との接触する素線を Bed, 隣り合うストランドと接触する素線を Nip, シーブと接触する素線を Crown, 内層素線を Inner, ストランド心線を Core と呼ぶこととする。疲労試験において、最も断線数が多いのが Bed となっており[11], IWRC との接触による摩耗が要因とされている。フィラー形ロープでは次いで Core と Inner の断線が多く、ウォリントン・シール形ロープでは 2 番目に Nip の断線が多い傾向があるとわかっている。

本解析では以上の傾向をふまえて、2 種のロープの比較を行う。

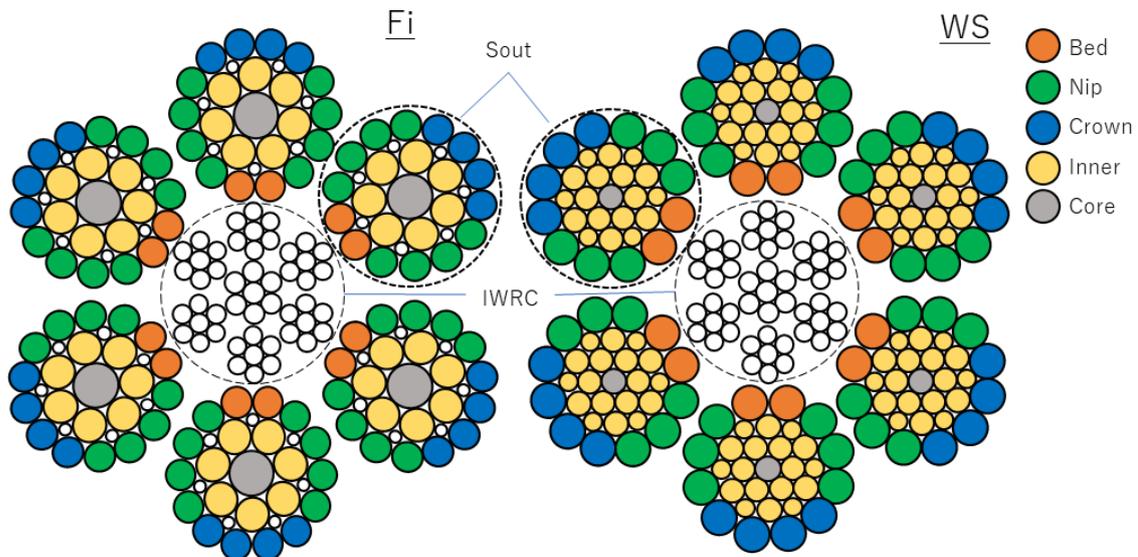


図 5-2 スtrand内素線の分類

5.2 解析モデル

本解析では、引張曲げ状態を再現するにあたってロープモデルの長さが必要となるため、メッシュ分割数を下げた低減モデル(図 5-5 および図 5-6 参照)を両端につなげることで、計算負荷の減少を図る。図 5-3 にロープモデル全体図を示す。第 3 章および第 4 章で妥当性を確認した WS_relax ロープモデルと Fi_TR ロープモデルの端面の各素線断面が一致する(図 5-2 参照)ように、150mm の低減モデルを 2 つ作成する。低減モデルのらせん半径と素線径はそれぞれ WS 形ロープモデル、Fi_tight ロープモデルと同じとし、端面のメッシュ分割数と軸方向の要素の長さを変更した。表 5-1 に低減モデル 1 つの規模を示す。ロープモデル間は、各素線の端面節点を剛体拘束することによってつなげている。これにより、素線およびstrandの軸方向の変位を阻害せず、ロープモデルの延長を可能とする。低減モデルを合わせたロープモデルをそれぞれ、WS_extent ロープモデル、Fi_extent ロープモデルと呼ぶこととする。

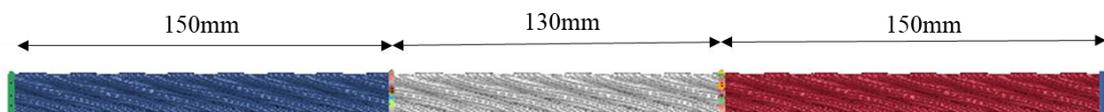


図 5-3 ロープモデル全体図 (WS)

表 5-1 低減モデル (1 本) 規模

WS 低減モデル	Nodes	1756860
	Elements	1312710
Fi 低減モデル	Nodes	1667148
	Elements	1245678

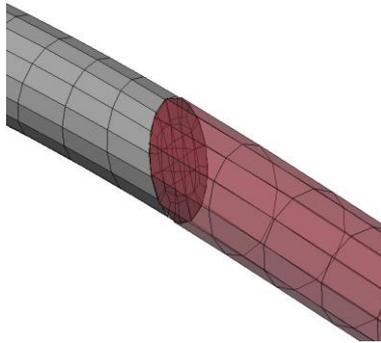


図 5-4 モデル接合部素線拡大図



図 5-5 WS_extent ロープモデルのメッシュ比較 (左) 低減モデル (右) 詳細モデル



図 5-6 Fi_extent ロープモデルのメッシュの比較 (左) 低減モデル (右) 詳細モデル

解析モデル全体図を図 5-7 に示す。シーブモデルは、疲労試験[11]にあわせロープとの半径比が 16 となるよう半径 256 mmとした。ロープ軸を z 軸と一致させ、シーブモデルに垂直な方向を x 軸としている。解析規模を表 5-2 に示す。

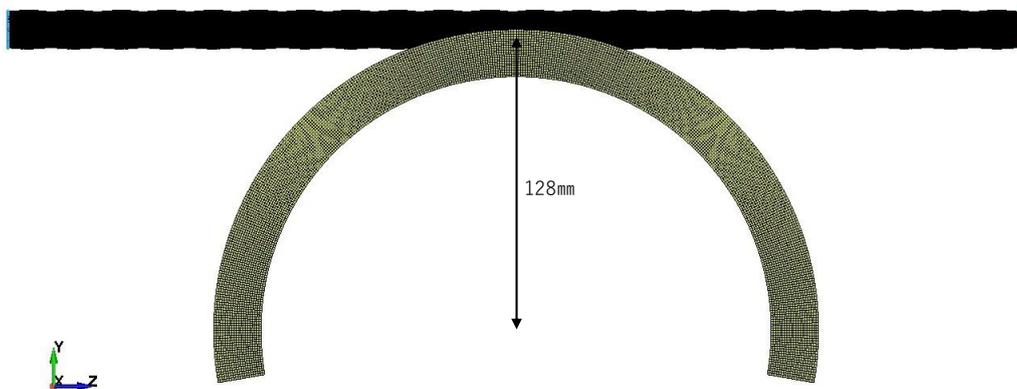


図 5-7 引張曲げ解析モデル全体図

表 5-2 引張曲げ解析規模

WS_extent ロープモデル	Nodes	6897556
	Elements	5294788
Fi_extent ロープモデル	Nodes	6342458
	Elements	4844932

5.3 解析条件

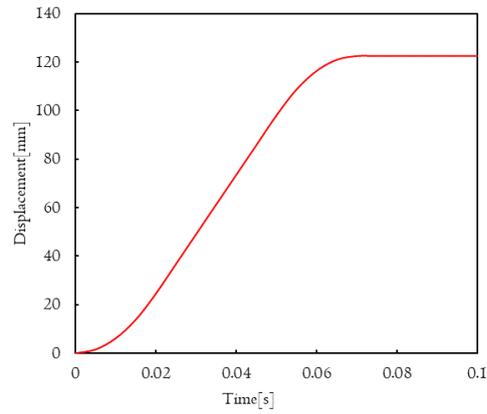
主な解析条件を表 5-3 に示す。シーブは一般的な炭素鋼を想定して弾塑性体として材料特性を定義した。摩擦係数は、グリースを介した金属同士の一般的な摩擦状態を想定した。引張曲げ試験においてロープのグリースがしみだすため、シーブ・ロープ間も同じ摩擦係数を適用した。

表 5-3 引張曲げ解析条件

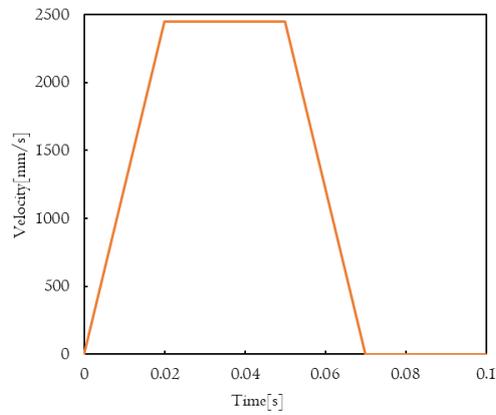
解析ソフトウェア	LS-DYNA R11.2.2(準静的陽解法)	
要素	ソリッド要素 (一点積分要素)	
解析時間	0.10[s]	
接触アルゴリズム	ペナルティ法 (セグメントベースコンタクト)	
摩擦係数	0.1	
シーブ材料特性	密度[ton/mm ³]	8.0×10 ⁻⁷
	ポアソン比	0.3
	ヤング率[GPa]	200
	降伏応力[MPa]	1500
	塑性硬化係数[MPa]	200

境界条件を述べる。シーブに y 軸方向の強制変位を与え、シーブにロープを接触させることで、シーブに沿って曲がっている状態を作る。速度の急激な変化はロープがシーブから飛び跳ねる現象が起こるため、0~0.02s と 0.05~0.07s で加速度一定とした。シーブ変位曲線と速度曲線を図 5-8 に示す。ロープはシーブと同一平面上で動くことを考慮して、ロープモデル両端全節点をそれぞれ剛体拘束し x 軸方向変位と y 軸・z 軸まわりの回転を拘束した。本解析においては、疲労試験のような動的な挙動は考慮せず、静的な引張曲げ状態を想定するため、ロープ・シーブ間の摺動はなくシーブの回転を無視できるものとする。そのため、シーブ内側表面のすべての節点を剛体拘束し、x 軸 z 軸方向の変位とすべての方向の回転を拘束した。

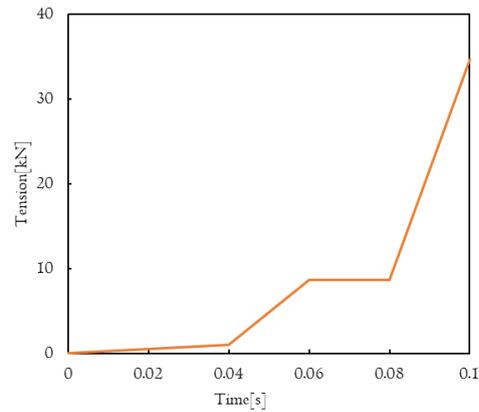
荷重条件を述べる。ロープモデル両端の剛体拘束中心に y 軸方向下向きの荷重を加え、シーブに沿って曲がった際に張力となるようにした。疲労試験[11]で用いられる 8.65kN から 34.6kN になるように張力を加えた。張力の荷重曲線を図 5-8(c)に示す。



(a) シープ変位



(b) シープ速度



(c) ロープ y 軸張力

図 5-8 引張曲げ解析荷重曲線

5.4 解析結果

引張曲げ状態について、モデルの挙動および素線の応力状態の可視化、疲労評価を行い、ストランド形状とより方が及ぼす影響を考察する。解析にかかった時間を表 5-4 に示す。

表 5-4 引張曲げ解析時間

WS	CPU cores	40
	Running times[h]	167.6
Fi	CPU cores	40
	Running times[h]	93.6

5.4.1 モデルの挙動

Fi_extent ロープモデルの挙動を図 5-9 に示す。WS_extent ロープモデルにおいても同様であった。t=0.08 で引張曲げ状態となっていることがわかる。

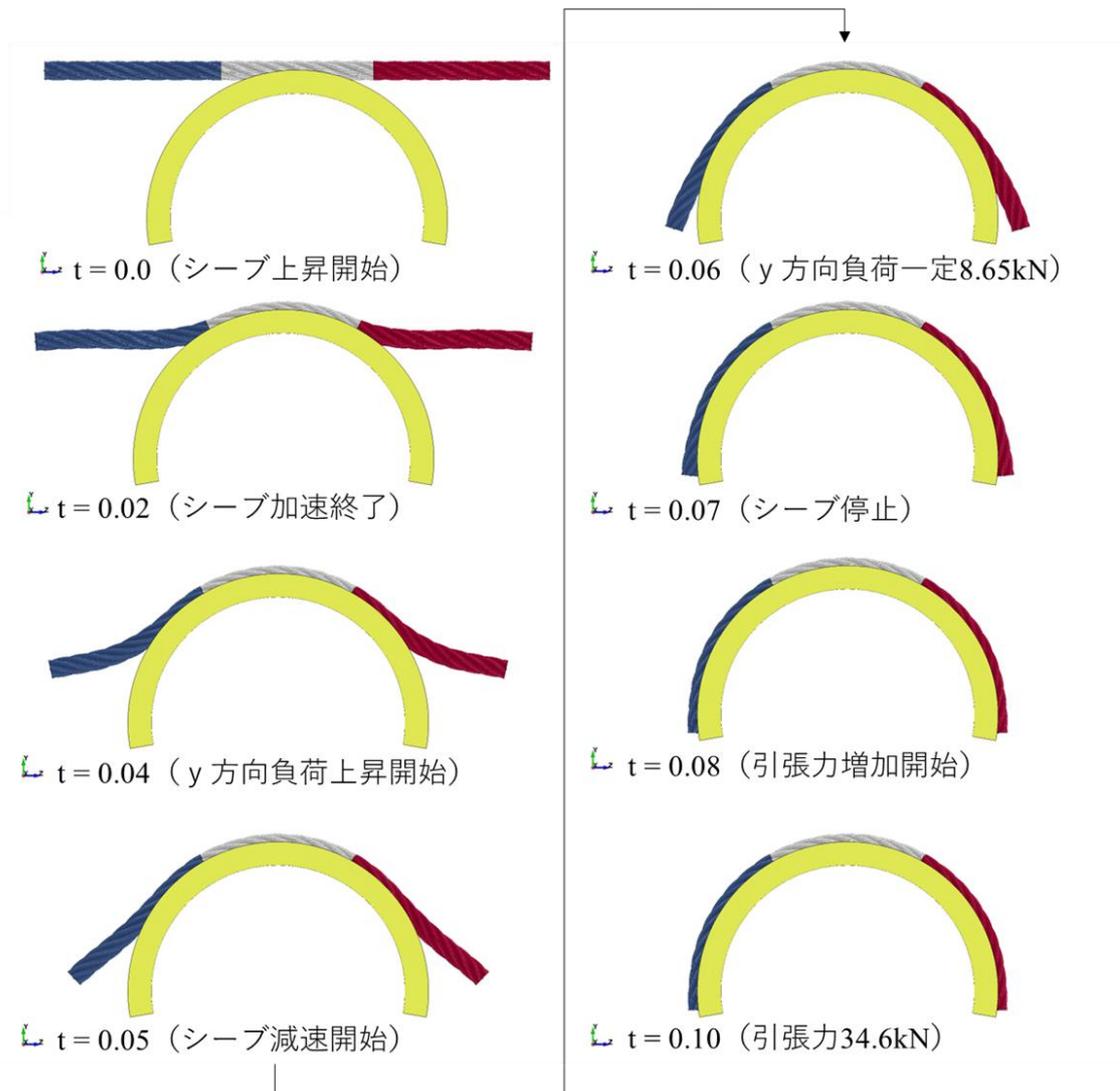


図 5-9 引張曲げ解析における Fi_extent ロープモデルの挙動

図 5-10 にロープとシーブの接触部断面模式図を示す。以下、ロープのシーブ側を曲げ内側、その反対側を曲げ外側、シーブ側面側を曲げ横側と呼ぶこととする。

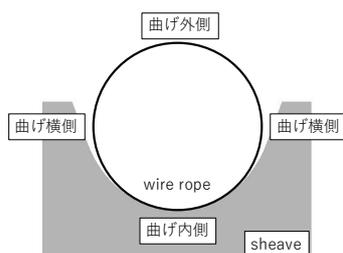
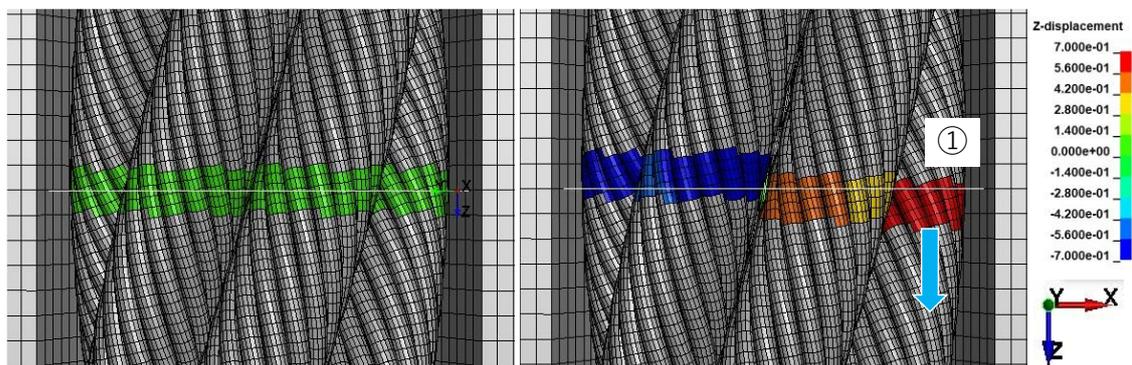


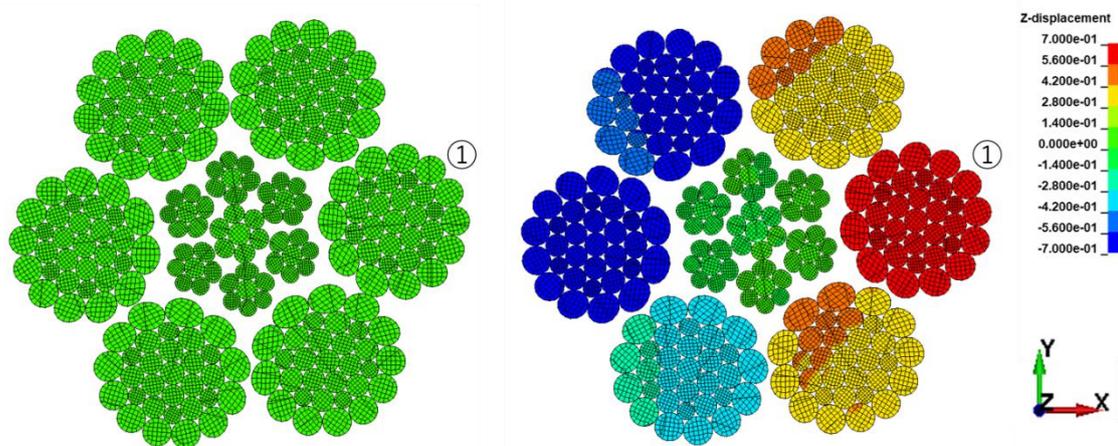
図 5-10 ロープ・シーブの接触断面模式図

$z=0$ 近傍の z 方向変位コンター図を WS_extent ロープモデルについて図 5-11, Fi_extent ロープモデルについて図 5-12 に示す. シーブ曲げによって Sout が軸方向に動いたことがわかる. 図 5-13 に図 5-11 におけるストランド①が軸方向に並進する挙動を示す. ストランドが曲げ外側と曲げ内側を交互に通過することで, 曲げ外側での変位と曲げ内側での変位の方向が揃い, その中間の曲げ横側でストランドがロープ軸に対して相対変位が生じていると考えられる. ストランドの変位の向きは曲げの向きとロープの撚り方向に依存し, Z 撚りでは曲げ上側から見た場合必ず時計回りにストランドが動くと言える.

先行研究[35]でみられた型崩れについては起こらなかった. 現象時間は先行研究[31]と同じオーダーであるため, 型崩れの原因はシーブの速度ではなくロープモデル端部の剛体拘束がストランドの軸方向の動きを阻害したためと考えられる.

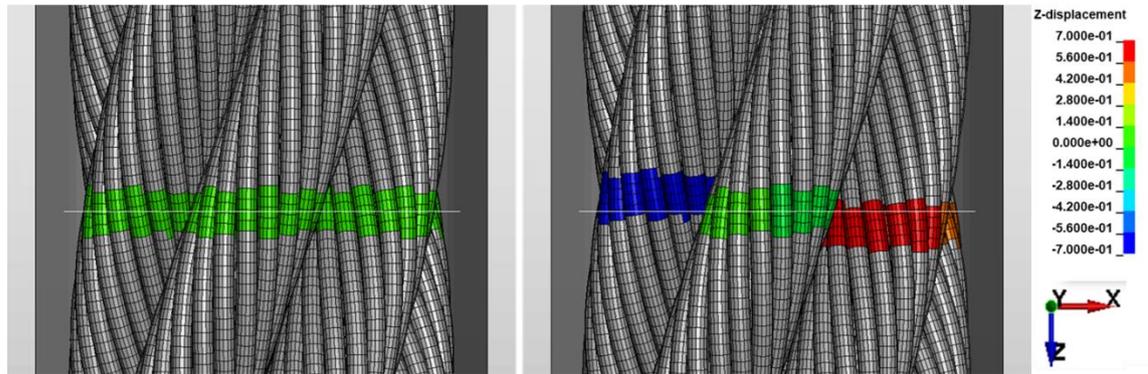


(a) y 軸上方からの視点(左)t=0.0 (右)t=0.1

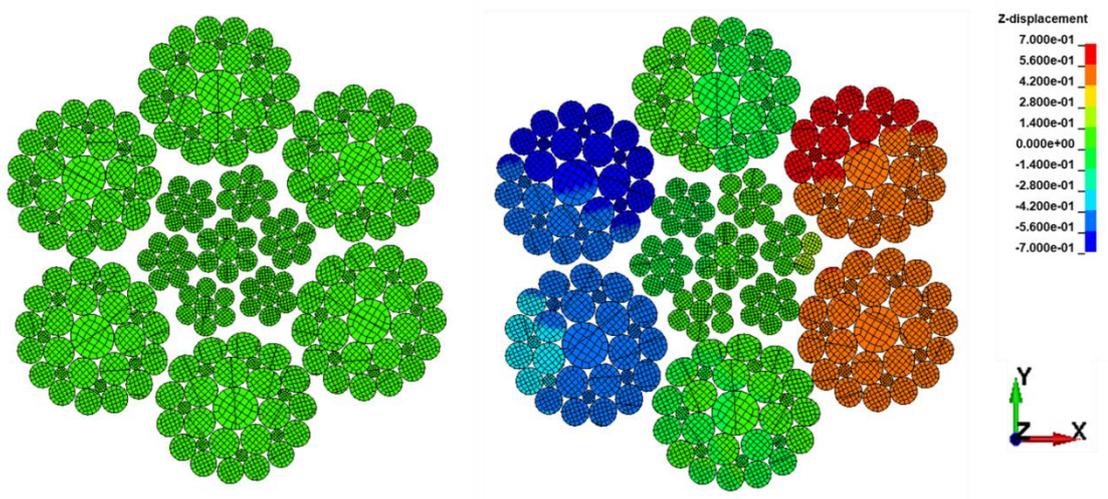


(b) z 軸断面図(左)t=0.0 (右)t=0.1

図 5-11 引張曲げ解析 WS モデル $z=0$ 近傍 z 軸方向変位コンター図[mm]



(a) y 軸上方からの視点(左)t=0.0 (右)t=0.1



(b) z 軸断面図(左)t=0.0 (右)t=0.1

図 5-12 引張曲げ解析 Fi モデル z=0 近傍 z 軸方向変位コンター図[mm]

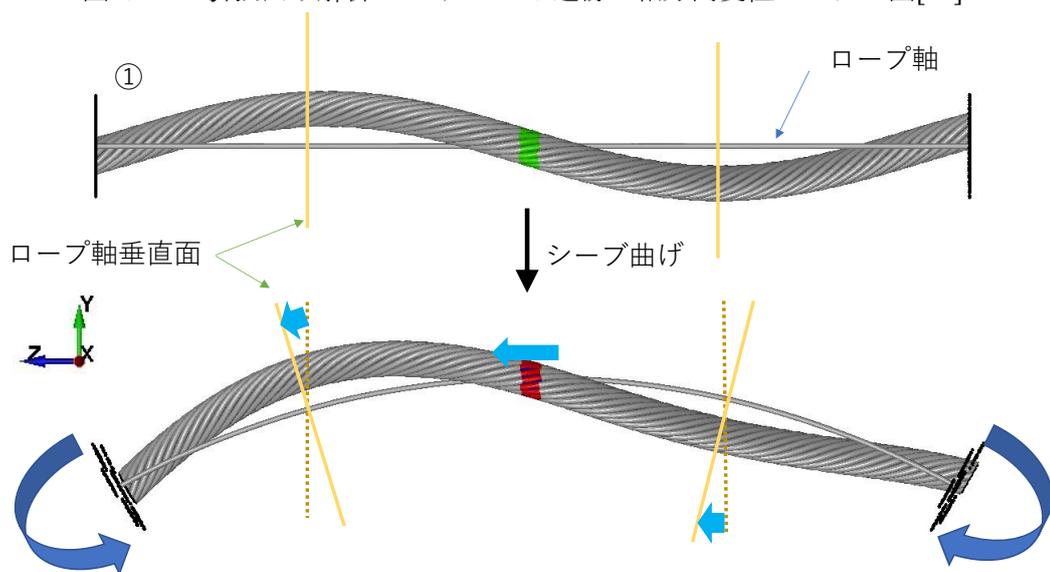


図 5-13 引張曲げによるストランドの並進メカニズム

ストランドの並進についてロープ軸に沿った局所座標系で考える。ロープ軸中心を原点としたストランドの軸中心の位相を θ とする (図 5-14 参照)。ストランドが曲げ外側にあるとき $\theta = 90$ であり, $\theta = 270$ は曲げ内側, $\theta = 0, 180$ は曲げ横側に相当する。 θ は $t=0$ における値を表すこととし, ロープ軸方向の位置とロープピッチから算出することができる。ロープ軸方向の変位を考察するにあたり, 図 5-15 に示すような局所座標系 Z_{rope} を導入する。ロープモデル中央を $Z_{rope}=0$ とし, ロープ中心素線 I_{in-800} の軸中心節点に一致するように設定する。ストランド内の素線の相対変位は図 5-12 から小さいと考え, ストランド軸中心素線の S_{out-80} および $I_{out-810}$ と I_{in-800} の軸中心節点との相対変位を求めると, ストランドの軸方向変位を算出する。

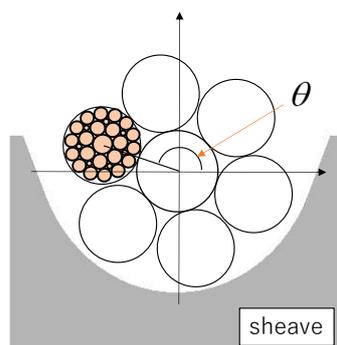


図 5-14 ロープ軸中心を原点としたストランド軸中心の位相 θ

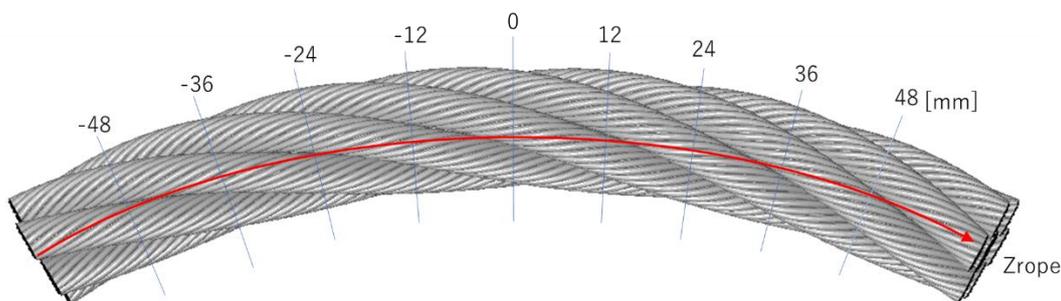
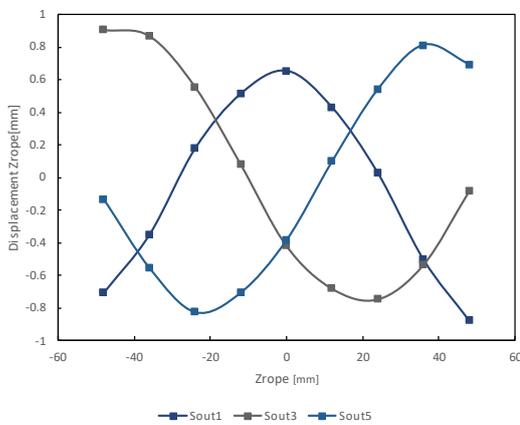


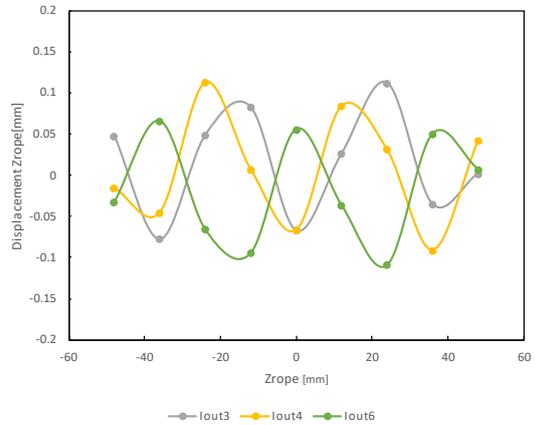
図 5-15 ロープ軸に沿った局所座標系 Z_{rope}

図 5-16 および図 5-17 に WS モデルと Fi モデルのストランドの Z_{rope} 座標系における変位と座標・位相の関係を示す。 $Z_{rope}=0$ におけるロープ断面図を図 5-18 および図 5-19 に示す。ストランドはそれぞれ独立して軸方向に動いており, 曲げ外側 ($\theta = 90$) と曲げ内側 ($\theta = 270$) で変位は 0 となり, 曲げ横側で ($\theta = 0, 180$) 最大となることがわかる。 Fi_extent ロープモデルと WS_extent ロープモデルのどちらにおいても同じ傾向を示している。 S_{out-80} の相対変位の最大・最小値の差は WS_extent ロープモデルでは 1.86mm, Fi_extent ロープモデルでは 1.73mm となり, I_{out-80} の相対変位の最大・最小値の差は WS_extent ロープモデルが 0.23mm, Fi_extent ロープモデルが 0.30mm となった。ロープピッチの長さの大小関係と一致している (付録 A 参照)。 S_{out} が I_{out} よりも変位量が多いのは, 図 5-13 に示したようにらせん形状が曲げられることで相対変位は生じているため, らせんの 1 ピッチの長さとならせん半径に変位量が依存するからと考えられる。シーブをロープが通過する際に曲げ状態となることで相対変位が生じ, 直線状態に戻ると

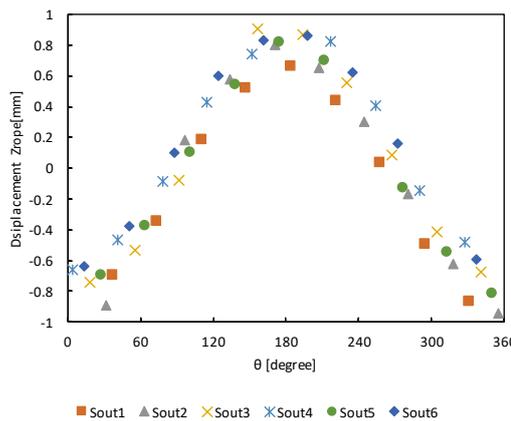
変位がなくなることで、曲げ横側の Sout が鋼心に対して摺動すると考えられる。この軸方向の相対変位により、Sout- $\delta 3$ と Iout- $\delta 11$ の接触部で摩耗が発生していると言える。



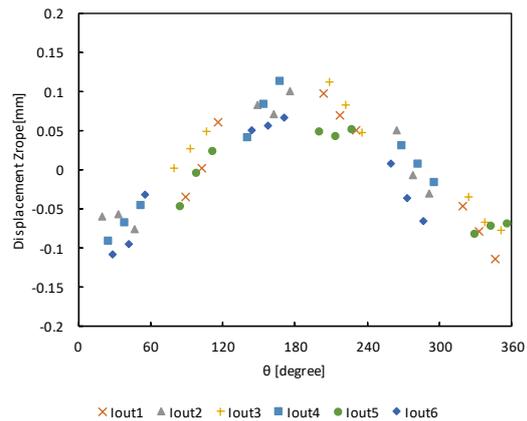
(a) Sout- $\delta 0$ の Z_ropel 座標と変位の関係



(b) Iout- $\delta 10$ の Z_ropel 座標と変位の関係

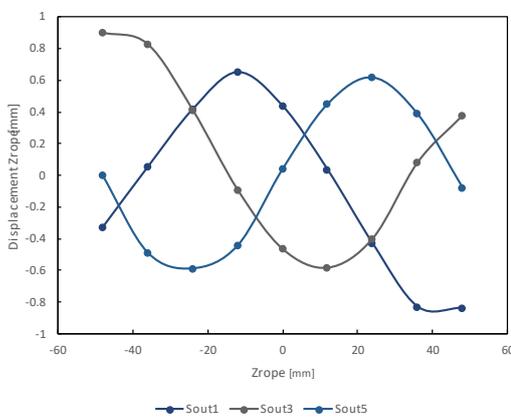


(c) Sout- $\delta 0$ の位相と変位の関係

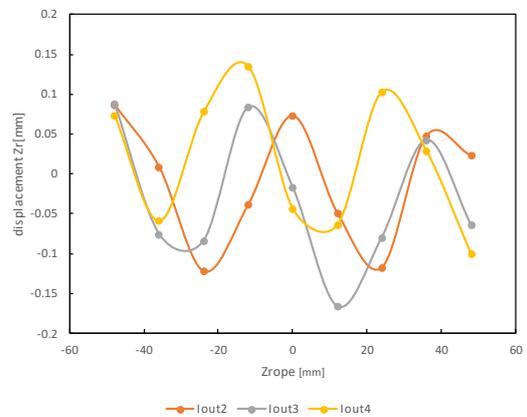


(d) Iout- $\delta 10$ の Z_ropel 座標と変位の関係

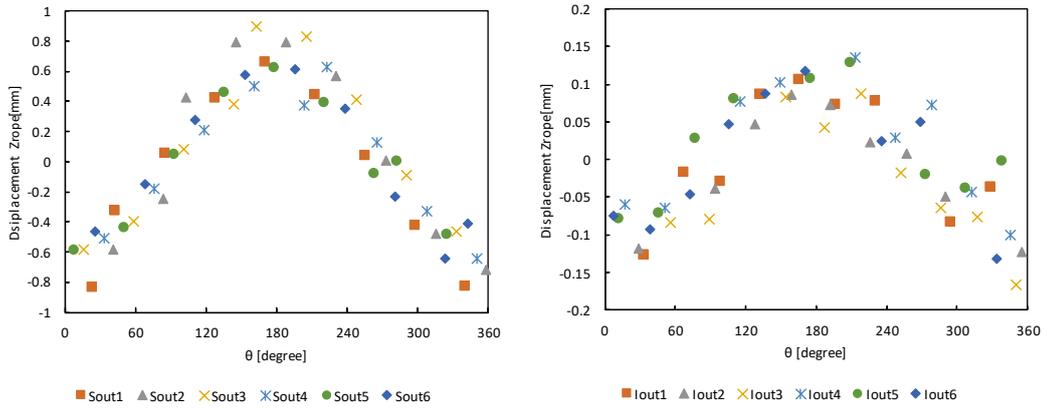
図 5-16 引張曲げ解析における WS_extent ロープモデルのストランド軸方向変位



(a) Sout- $\delta 0$ の Z_ropel 座標と変位の関係



(b) Iout- $\delta 10$ の Z_ropel 座標と変位の関係



(c) Sout- $\delta 0$ の位相と変位の関係

(d) Iout- $\delta 10$ の位相と変位の関係

図 5-17 引張曲げ解析における Fi_extent ロープモデルのストランド軸方向変位

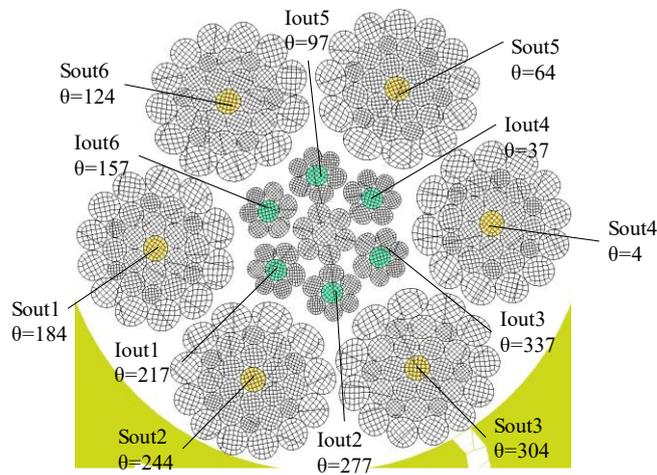


図 5-18 WS_extent ロープモデル Zrope=0 断面図

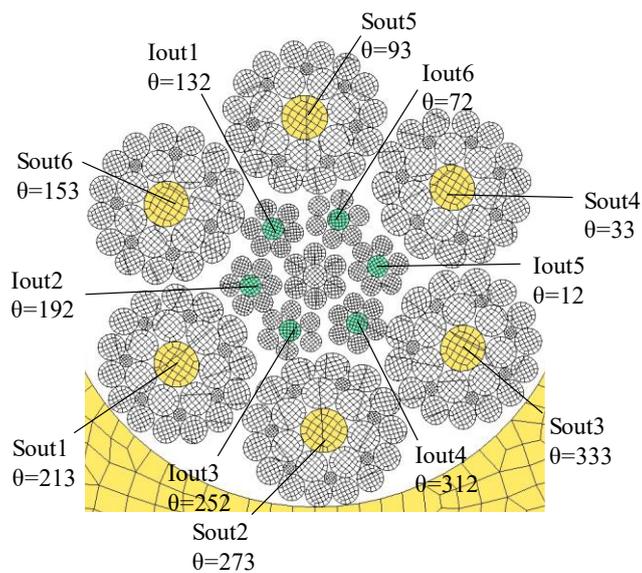


図 5-19 Fi_extent ロープモデル Zrope=0 断面図

5.4.2 内部応力状態

ロープ内部の応力状態を考察する。2種のロープを比較するにあたって、ストランドと鋼心の位相の組み合わせを4種に分ける(図5-20参照)。位相①と位相③では、SoutとIoutが交互に配置されているため接触が少なく、位相②と位相④ではSoutとIoutが一直線上に並ぶため接触が起こりやすい。

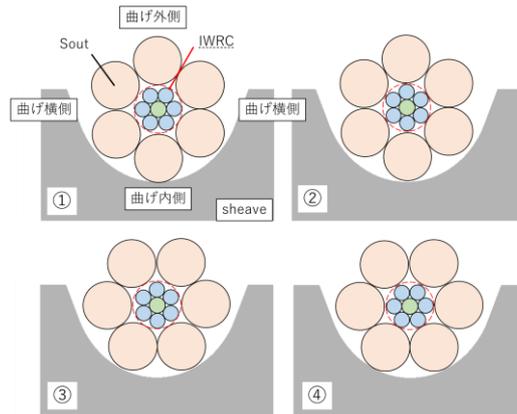


図 5-20 ストランドと鋼心の位相の組み合わせ

$t=0.08$ (張力 $T=8.65\text{kN}$) と $t=0.10$ (張力 $T=34.6\text{kN}$) における位相①の最大主応力コンター図を図5-21に示す。Sout内の素線に注目すると、各素線の断面内で曲げ外側に引張応力が生じており、径が大きい素線に高い引張応力が生じる傾向があることがわかる。張力の増加によって、引張応力も大きくなっていることがわかる。

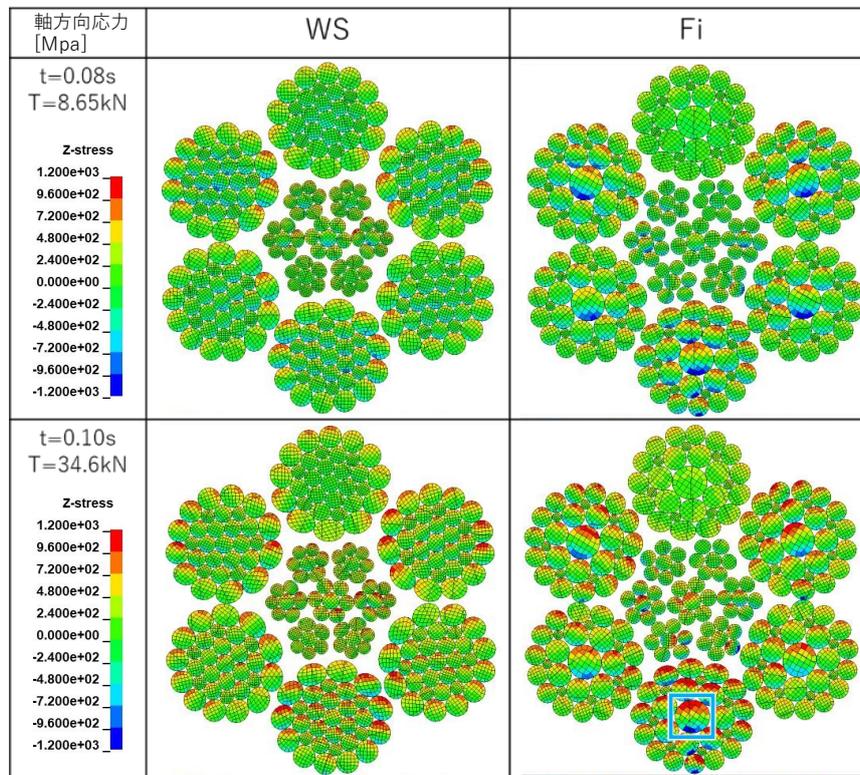


図 5-21 引張曲げ解析における最大主応力コンター図[MPa]

t=0.08 と t=0.10 における位相①の素線軸方向応力コンター図を図 5-22 に示す。図 5-21 と比較すると、引張応力の分布が一致しており、引張応力が生じる箇所については素線軸方向が最大主応力方向となると言える。Fi_extent ロープモデルの Sout-δ0 に注目すると断面内の曲げ外側に引張応力、曲げ内側に圧縮応力が生じていることがわかる (図 5-23 参照)。T=8.65kN で Sout-δ0 に生じる引張応力は 0.796[GPa], 圧縮応力は-1.21[GPa], T=34.6kN で引張応力は 1.15[GPa], 圧縮応力は-1.14[GPa]となっており、張力 T の増加とともに引張応力は大きくなり、圧縮応力が小さくなっていることがわかる。これは他の素線、位相においても同様の傾向を示している。

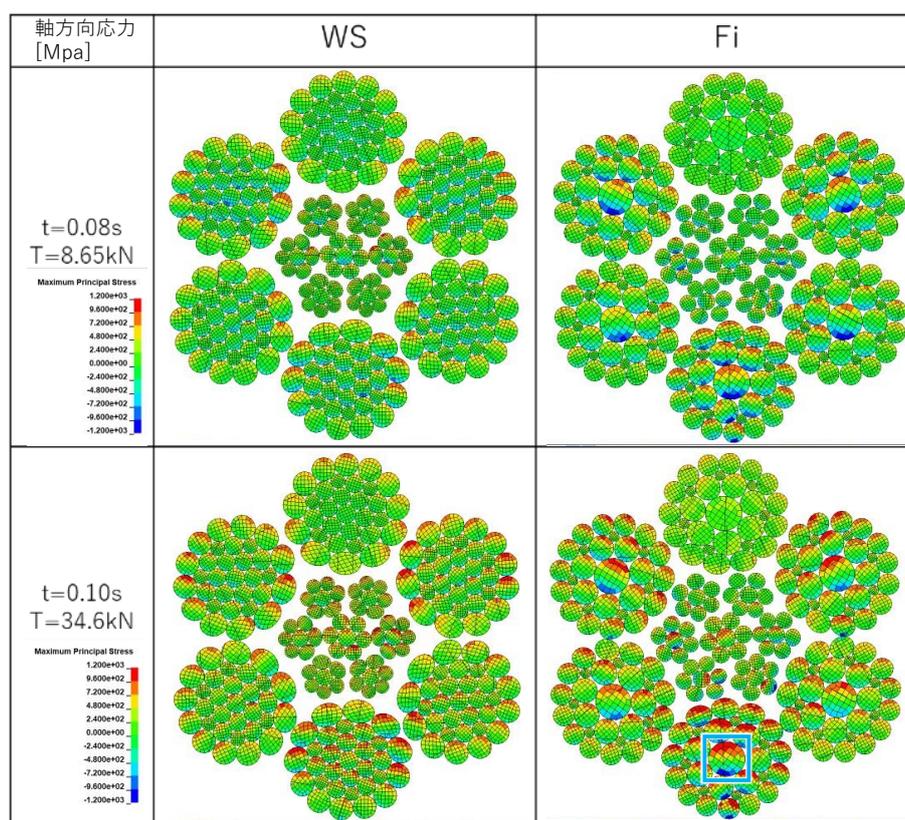


図 5-22 引張曲げ解析における位相①の素線軸方向応力コンター図[MPa]

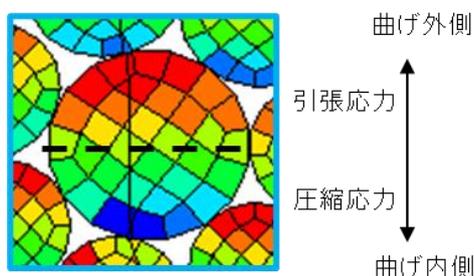


図 5-23 Fi_extent ロープモデル Sout-δ0 拡大図

位相②, ③, ④における素線軸方向応力コンター図をそれぞれ図 5-24, 図 5-25, 図 5-26 に示す。位相①と位相③において、Iout-δ11 と Sout-δ3 の接触はなく、Sout-δ3 の応力の傾向は素線径とロープ断面内の配置に依存していると考えられる。位相②と位相④において Iout-δ11 との接触箇所 Sout-δ3 に圧縮応力が生じている (図 5-27 参照)。

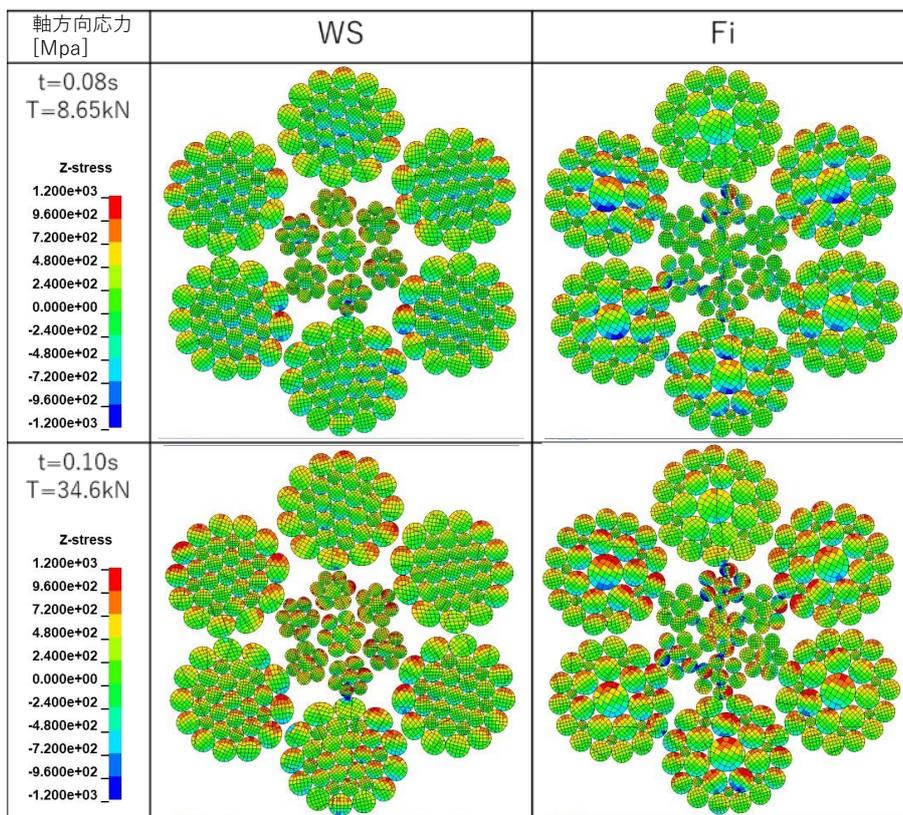


図 5-24 引張曲げ解析における位相②の素線軸方向応力コンター図[MPa]

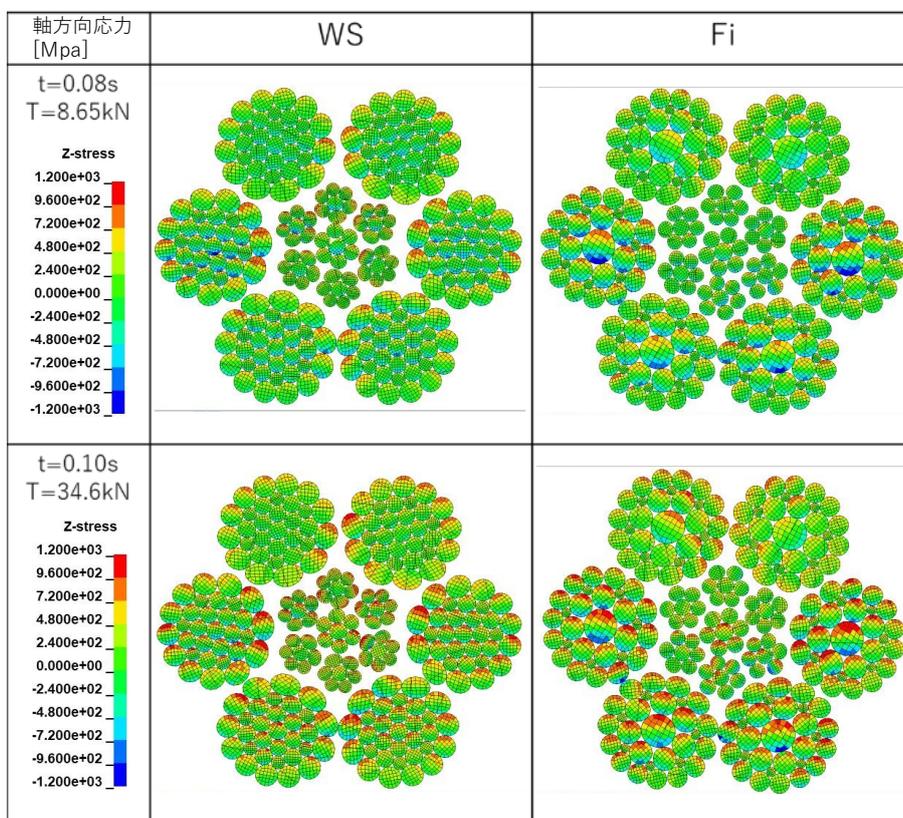


図 5-25 引張曲げ解析における位相③の素線軸方向応力コンター図[MPa]

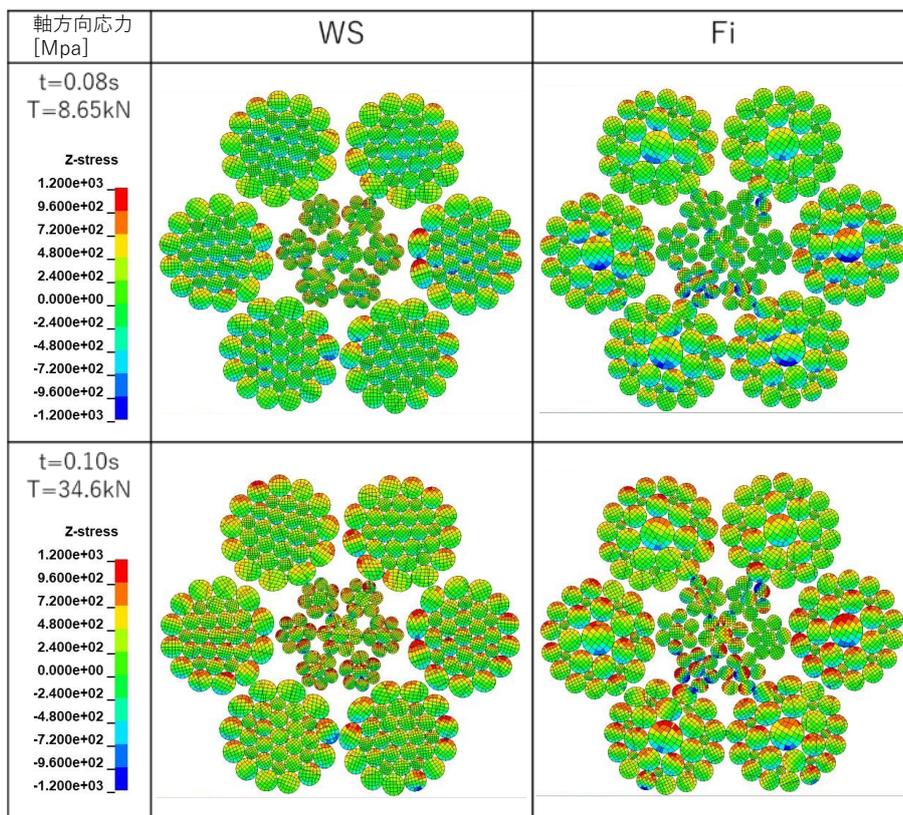


図 5-26 引張曲げ解析における位相④の素線軸方向応力コンター図[MPa]

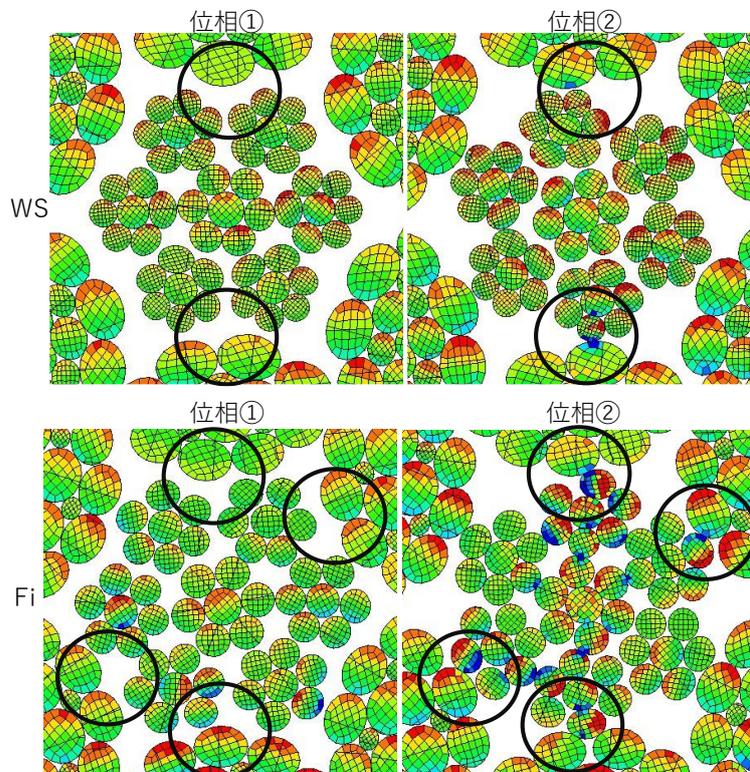


図 5-27 素線接触部の応力変化

各素線の種類別の疲労評価を行う。位相④における $\theta=0$ のストランド内の素線について、S字曲げを想定して、ロープ軸周りの点対称位置にある素線と、軸方向応力の振幅を評価する。図 5-28 に応力振幅を算出する点を示す。各素線で黒点と白点の2箇所を算出する。表 5-5 に軸方向応力振幅を示す。素線径と応力振幅に相関があることがわかる。張力の増加により、平均応力と応力振幅の増加することがわかる。疲労試験の結果[11]においてウォリントン・シール形ロープの内層素線の断線は少なく、フィラー形ロープの内層素線の断線が多い傾向と一致している。

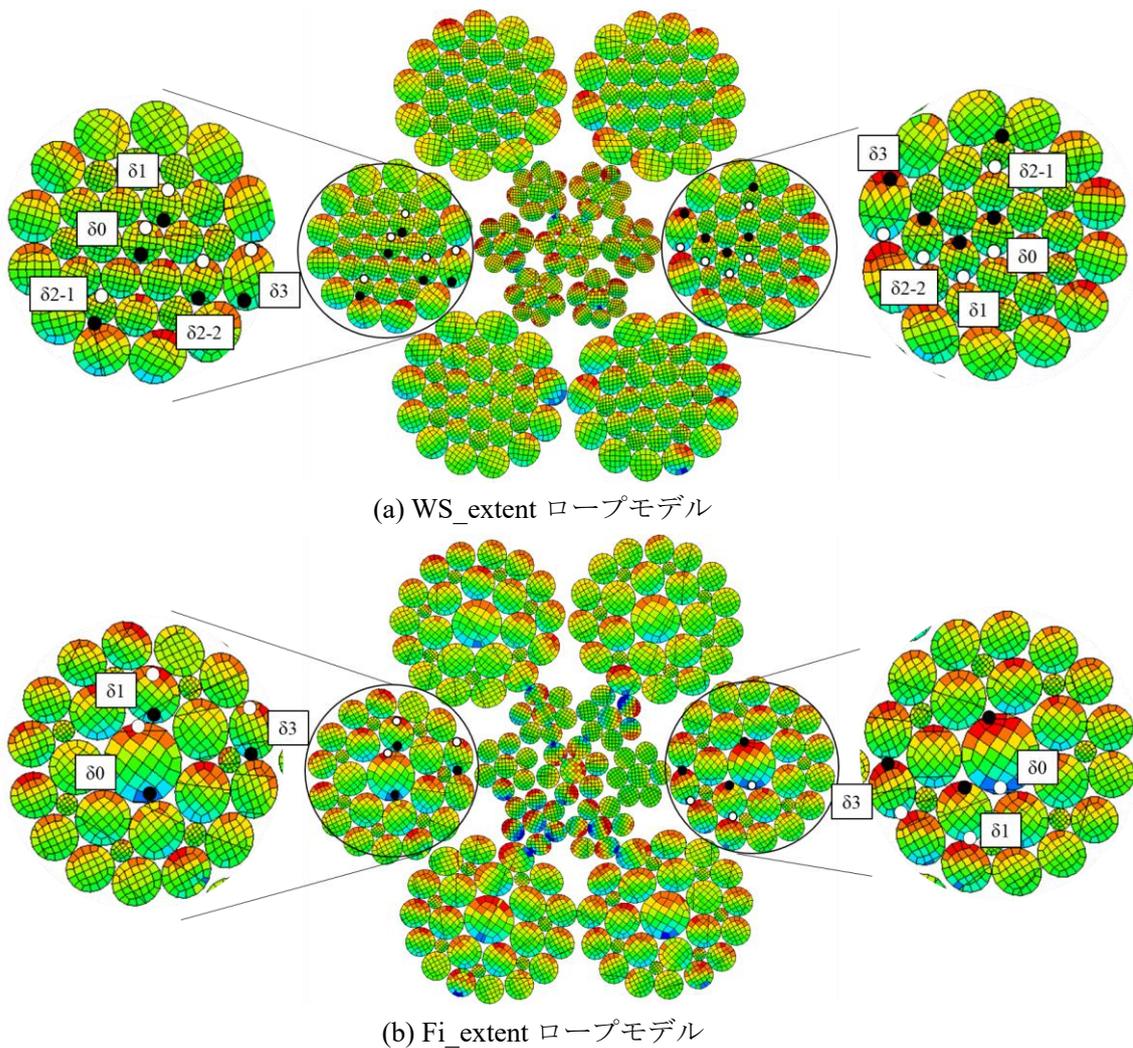


図 5-28 引張曲げ解析における応力振幅算出点

表 5-5 引張曲げ解析での各素線の応力振幅

		WS_extent rope model										Fi_extent rope model					
wire type		δ0		δ1		δ2-1		δ2-2		δ3		δ0		δ1		δ3	
D[mm]		0.84		0.80		0.63		0.82		1.0		1.5		1.1		0.92	
t=0.08 (T=8.65)	Axial stress [MPa]	580	-770	480	390	500	480	560	-570	1010	-810	730	-1050	800	-780	910	-610
		-630	390	-740	-770	-480	-460	-740	730	-510	770	-1110	880	-780	800	-540	800
	Mean stress[MPa]	-30	-190	-130	-190	10	10	-90	80	250	-20	-190	-90	10	10	190	90
	Stress amplitude[MPa]	600	580	610	580	490	470	650	650	760	790	920	970	790	790	730	710
t=0.10 (T=34.6)	Axial stress [MPa]	930	-590	870	-490	820	-300	950	-330	1060	-740	990	-870	1050	-590	1130	-530
		-260	890	-520	720	-340	660	-530	960	-400	920	-900	1130	-690	1070	-540	970
	Mean stress[MPa]	340	150	180	120	240	180	210	320	330	90	40	130	180	240	300	220
	Stress amplitude[MPa]	600	740	690	600	580	480	740	650	730	830	950	1000	870	830	830	750

5.4.3 Sout と Iout の接触状態

Sout と Iout の接触部の比較を行う。図 5-27 の接触状況から、WS_extent ロープモデルでは、1 本の Iout- $\delta 11$ に対して Sout- $\delta 3$ は 1 本接触しているが、Fi_extent ロープモデルでは 1 本の Iout- $\delta 11$ が 2 本の Sout- $\delta 3$ と同時に接触していることがわかる。これは IWRC のより方が異なるために生じる現象である。フィラー形ロープのように、ラング Z 撚りの Iout- $\delta 11$ と普通 Z 撚りの Sout- $\delta 3$ は接触部において、素線の方が揃う（図 5-29 参照）ため、素線の側面で接触することができ、複数本の素線との接触が生じることがある。一方で、ウォリントン・シール形ロープのように、ラング Z 撚りの Iout- $\delta 11$ と普通 Z 撚りの Sout- $\delta 3$ は、素線の向きが交差するため、素線の頂点で接触することになる。そのため、前者では、Sout と Iout がより接近できるため接触箇所が多くなり、後者ではストランド間の距離が保たれるため、接触箇所が少ない。

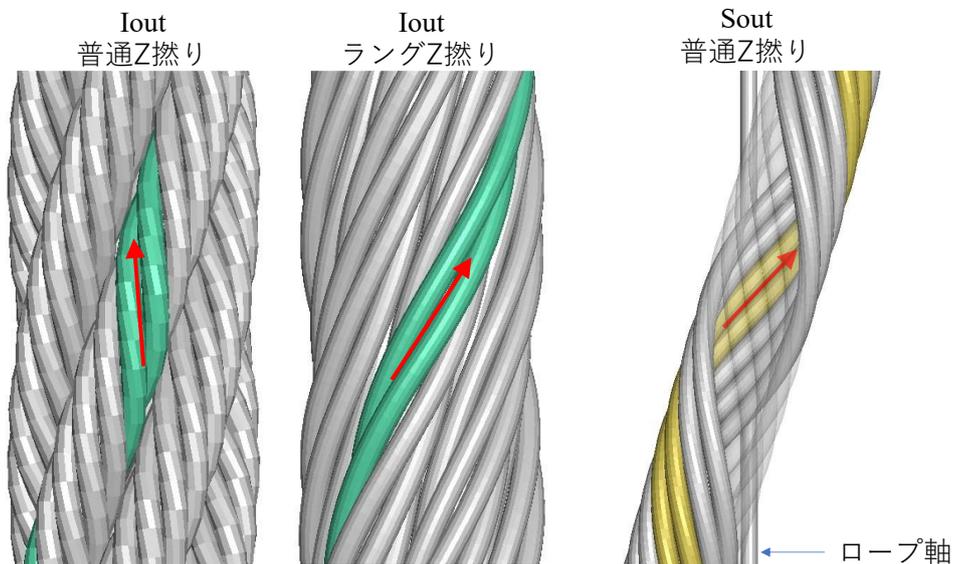
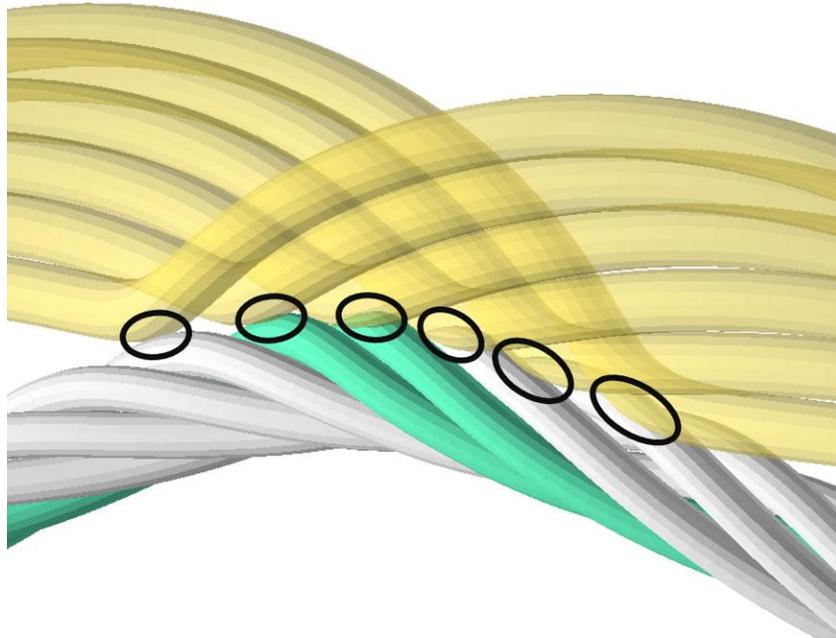
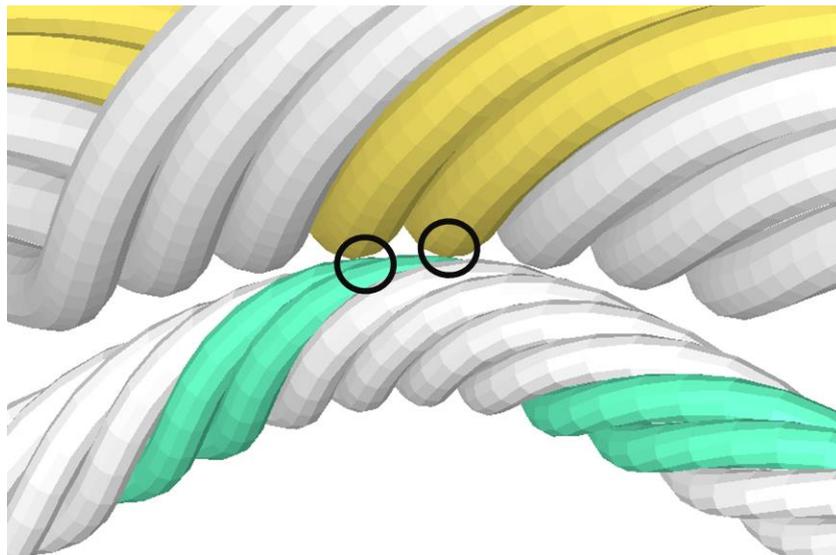


図 5-29 Sout と Iout の接触部の素線方向



(a) フィラー形ロープでの Iout と Sout の接触



(b) ウォリントン・シール形ロープの Iout と Sout の接触

図 5-30 Sout と Iout の接触の仕方

5.5 結言

本解析の結果から、ウォリントン・シール形ロープとフィラー形ロープの相違を考察する。どちらのロープも曲げによる鋼心とストランドの相対変位によって摺動し、その変位量の差は約 10%であった。素線径が大きいほど引張応力が高くなることから、内層素線の径が大きいフィラー形ロープは疲労破壊が起こりやすいと考えられる。鋼心の撚り方の違いにより、フィラー形ロープの方が鋼心ストランド間の接触箇所が多いため、摺動と接触圧によるフレット疲労[36]を受けて外層素線の断線が多くなると考えられる。

第6章 結論

6.1 結論

本研究では、クレーン用ワイヤロープ IWRC 6×Fi(29)ロープ $\phi 16$ mmおよび IWRC 6×WS(31)ロープ $\phi 16$ mmの軸方向・径方向剛性を再現する有限要素モデリング手法の開発を行った。動的緩和解析を用いた初期貫入の除去により、ロープ径を保つことで力学的特性も保持しながら、IWRC 6×Fi(29)ではストランドらせん半径が軸方向剛性と径方向剛性を決めるパラメータであることを確認した。IWRC の撚り方が異なることでストランドとの接触が変化し、径方向圧縮に対する挙動が異なることを示した。

作成したロープモデルを用いた引張曲げ状態の再現を行い、種別違いのロープモデルで応力状態、接触状態、ストランドと鋼心間の相対変位について比較・考察をおこなった。曲げ方向とストランドの位置に応じてストランドが軸方向の相対変位を持つことを明らかにし、S字曲げで鋼心と外側ストランドが摺動することを示した。接触が発生する素線には圧縮応力が生じていることを明らかにした。鋼心のより方とロープのより方によって接触状態が異なり、フィラー形ロープでは接触箇所が多くなることを示した。フィラー形ロープがウォリントン・シール形ロープより破断寿命が短いのは、接触が多いために摩耗による損傷を受ける外層素線が多くなることと、内層素線が径の大きい素線によって構成されるため疲労破壊が起りやすいからと言える。

6.2 今後の課題

6.2.1 解析モデルの改良

本研究で作成したいずれのモデルにおいても、径方向の高圧縮力を受けた際の剛性の変化が再現できない結果となった。実ロープの残留応力や加工硬化後の素線の材料特性を反映することで改善されると考えられる。その一方で、使用している要素が一点積分要素であり、メッシュサイズに応じてせん断応力が小さく見積もられ剛性が低くなることが知られている。ただし、これ以上のメッシュサイズを小さくした場合、タイムステップと要素数の増加により、計算時間が非現実的になる。メッシュ分割数を変えた短いロープモデルを用意し、剛性への影響を確認することが求められる。

引張曲げ解析においては要素数低減ロープモデルの活用により、端部の剛体・回転拘束の影響を抑えられたが、引っ張り状態からシーブ曲げ状態への内部状態の遷移は確認できていない。シーブとの接触位置を変えることでシーブに巻き付けられる際の過渡的な挙動を見ることができると考えられる。また、逆方向からシーブと接触するような解析を行い、内部状態の比較することで、S字曲げ時のストランド間の接触状態や相対変位の変化を確認することができると思われる。

6.2.2 動的引張曲げ挙動の再現と摩耗予測

本研究では、静的な引張曲げ状態の解析を行った。このモデルでは、引張曲げ状態における応力状態、接触状態の確認までは行うことができた。実際の使用状況では、ロープは巻き上げられて単純引張状態と引張曲げ状態を行き来する。シーブにロープが巻き取られる際の過渡的な内部状態を可視化するための、動的な引張曲げ挙動の解析が必要となる。本研究で確認したストランドと鋼心の相対変位を動的な引張曲げ挙動で確認することで摩耗量の評価をおこない、破断メカニズムの解明に繋がると考えられる。

参考文献

- [1] 田中正清. クレーン用ワイヤロープの破断事例と対策. 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集 pp. 639-640 (2000)
- [2] Federico H Hruska. Radial forces in wire ropes. *Wire and wire products*, Vol.27, No.5, pp.459–463, 1952.
- [3] FH Hruska. Tangential forces in wire ropes. *Wire and wire products*, Vol.28, No.5, pp.455–460, 1953.
- [4] A.E.H.Love. *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. Dover Publications Inc., 1944.
- [5] RH Knapp. Derivation of a new stiffness matrix for helically armoured cables considering tension and torsion. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol.14, No.4, pp.515–529, 1979.
- [6] G.A.Costello. *Theory of Wire Rope*. Mechanical Engineering Series. Springer New York, 1997.
- [7] S Nabijou and RE Hobbs. Fatigue of wire ropes bent over small sheaves. *International Journal of Fatigue*, Vol.16, No.7, pp.453–460, 1994.
- [8] 田中正清, 鴻巣真二. S 曲げ疲労を受けるワイヤロープの損傷挙動の定量評価 : IWRC6 Fi(29)の場合. *材料*, Vol.44, No.503, pp.1086–1091, 1995.
- [9] Marco Giglio and Andrea Manes. Bending fatigue tests on a metallic wire rope for aircraft rescue hoists. *Engineering Failure Analysis*, Vol.10, No.2, pp.223–235, 2003.
- [10] M Giglio and A Manes. Life prediction of a wire rope subjected to axial and bending loads. *Engineering Failure Analysis*, Vol.12, No.4, pp.549–568, 2005.
- [11] 本田尚, 山際謙太, 山口篤志, 佐々木哲也. 従来材及び新素材クレーン用ロープの経年損傷評価と廃棄基準の見直し. 労働安全衛生総合研究所 特別研究報告(SRR-No.44-1). 2014.
- [12] M Roshan Fekr, G McClure, and M Farzaneh. Application of adina to stress analysis of an optical ground wire. *Computers & structures*, Vol.72, No.1, pp.301–316, 1999.
- [13] WG Jiang, MS Yao, and JM Walton. A concise finite element model for simple straight wire rope strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.41, No.2, pp.143–161, 1999.
- [14] WG Jiang, JL Henshall, and JM Walton. A concise finite element model for three-layered straight wire rope strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.42, No.1, pp.63–86, 2000.
- [15] Wen-Guang Jiang. A concise finite element model for pure bending analysis of simple wire strand. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.54, No.1, pp.69–73, 2012.
- [16] 佐々木康二, 岩倉昭太, 高橋龍彦, 守谷敏之, 古川一平. 統計的手法に基づくワイヤロープの曲げ疲労寿命予測. 日本機械学会論文集 A 編, Vol.71, No.707, pp.1003–1008, 2005.
- [17] Gordana M Kastratovi'c and Nenad D Vidanovi'c. Some aspects of 3D finite element modeling of independent wire rope core. *FME transactions*, Vol.39, No.1, pp.37–40, 2011.
- [18] E Stanova, G Fedorko, M Fabian, and S Kmet. Computer modelling of wire strands and ropes part II : Finite element-based applications. *Advances in Engineering Soft-ware*, Vol.42, No.6, pp.322–331, 2011.
- [19] Cengiz Erdonmez and C Erdem Imrak. A finite element model for independent wire rope core with double helical geometry subjected to axial loads. *Sadhana*, Vol.36, No.6, pp.995–1008, 2011.

- [20] Dangang Wang, Dekun Zhang, Songquan Wang, and Shirong Ge. Finite element analysis of hoisting rope and fretting wear evolution and fatigue life estimation of steel wires. *Engineering Failure Analysis*, Vol.27, pp.173–193, 2013.
- [21] V Fontanari, M Benedetti, and BD Monelli. Elasto-plastic behavior of a warrington-seale rope : Experimental analysis and finite element modeling. *Engineering Structures*, Vol.82, pp.113–120, 2015.
- [22] Juan Wu. The finite element modeling of spiral ropes. *International Journal of Coal Science & Technology*, Vol.1, Issue 3, pp. 346–355, 2014
- [23] 泉聡志, 中谷起也, 太田仁衣奈, 波野野明日可, 山際謙太. エレベータ用ロープの径方向剛性を再現する有限要素モデリング. *日本機械学会論文集* Vol.87, No.896 (2021), pp.1-13.
- [24] 太田仁衣奈, 緒方公俊, 山際謙太, 泉聡志. IWRC ワイヤロープの有限要素モデリングによる軸方向と径方向剛性の再現. *日本機械学会論文集* Vol.88, No.913 (2022), pp.1-17.
- [25] 寺田偉紀. ワイヤロープ疲労破壊メカニズムの有限要素法解析. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2013.
- [26] 寺田偉紀. エレベータ用ワイヤロープ疲労損傷メカニズム解明に向けた有限要素法解析. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2015.
- [27] 舘祐樹. エレベータ用ワイヤロープの自己接触および損傷メカニズムを評価する有限要素法解析. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2016.
- [28] 向井協. エレベータ用ワイヤロープの内部接触状態を考慮した有限要素法. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2017.
- [29] 辻孝仁. エレベータ用ワイヤロープの摩耗量予測手法の開発. 東京大学工学部機械工学科卒業論文. 2018.
- [30] 中谷起也. ストランド力学特性を考慮したワイヤロープの簡易解析法の開発. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2020.
- [31] 太田仁衣奈. クレーン用ワイヤロープの内部状態を再現する有限要素解析法の開発と引張曲げ試験への応用. 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻修士論文. 2021.
- [32] 小野進. ワイヤロープの微分幾何学的考察. *日本応用数理学会論文誌*, Vol.3, No.4, pp.387–424, 1993.
- [33] E Stanova, G Fedorko, M Fabian, and S Kmet. Computer modelling of wire strands and ropes part I: Theory and computer implementation. *Advances in engineering software*, Vol.42, No.6, pp.305–315, 2011
- [34] D Elata, R Eshkenazy, and MP Weiss. The mechanical behavior of a wire rope with an independent wire rope core. *International Journal of Solids and Structures*, Vol.41, No.5, pp.1157–1172, 2004.
- [35] Manuel Munoz Hardy. Geometric transformation for double helical wire rods. PhD thesis, University of Hawaii, 2004.
- [36] 橋内良雄, Ganesh Sundara Raman, S., Kamara, M., ワイヤロープ用鋼および SNCM439 鋼のフレットィング 疲労挙動, 産業安全研究所特別研究報告, NIIS-SRR-No.18 (1999), pp35-43.

謝辞

本研究は、著者が泉・波田野研究室在籍中に波田野講師のご指導の下行われたものです。大学院の2年間、大変お世話になりました。波田野講師に、研究の方針作りを教えていただいたことで本論文の執筆ができました。子育てでお忙しい中のご指導ありがとうございました。泉教授には、有限要素法の評価を教わり、普段から声をかけていただき色々な話を聞かせていただき、本誠にありがとうございました。榭間助教には、研究の本質を見極めることに関して貴重なご助言をいただき、勉強になりました。ありがとうございました。

労働者健康安全機構労働安全衛生総合研究所の緒方様には、圧縮試験の実施からモデリングの手法や解析のアドバイスなど、何から何まで助けていただきありがとうございました。おかげさまで研究で行き詰ってもめげずに最後までやり遂げることができました。山際様には、研究所の案内をしていただきありがとうございました。

東京製綱株式会社様には、試験で使用したワイヤロープ及びそれぞれの軸方向引張試験結果と素線の応力ひずみ線図等様々な有用なデータを提供していただきました。深く御礼申し上げます。

研究室の皆様には、研究のセットアップからソフトウェアの使い方、研究の相談や雑談に付き合ってください、本当にありがとうございました。

最後に、本研究に関わってくださった全ての方に深く感謝申し上げ、以上を謝辞とさせていただきます。

令和5年2月6日

児玉 智雅

付録 A ロープの形状パラメータ

本研究でロープモデルの作成に用いた，幾何形状に関するパラメータを示す。

表 1 WS 形ロープモデル幾何パラメータ

ストランド名	素線呼称	素線形状	素線径 [mm]	らせん半径[mm]		ピッチの長さ[mm]		
				素線	ストランド	ストランド	ロープ	
Sout	δ3	二重らせん	1.0	2.2	5.5	23	117	
	δ2-2	二重らせん	0.82	1.4				
	δ2-1	二重らせん	0.63	1.5				
	δ1	二重らせん	0.80	0.82				
	δ0	らせん	0.84					
IWRC	Iout	δ11	二重らせん	0.62	0.67	2.0	7.8	37
		δ10	らせん	0.72				
	Iin	δ01	らせん	0.68	0.74		10	
		δ00	直線	0.81				

表 2 Fi 形ロープモデル幾何パラメータ

ストランド名	素線呼称	素線形状	素線径 [mm]	らせん半径[mm]		ピッチの長さ[mm]		
				素線	ストランド	ストランド	ロープ	
Sout	δ3	二重らせん	0.91	2.2	5.7	29	101	
	δ2	二重らせん	0.42	1.7				
	δ1	二重らせん	1.1	1.3				
	δ0	らせん	1.5					
IWRC	Iout	δ11	二重らせん	0.68	0.70	2.2	30	44
		δ10	らせん	0.74				
	Iin	δ01	らせん	0.74	0.79		17	
		δ00	直線	0.84				

表 3 Fi_tight ロープモデル幾何パラメータ

ストランド名	素線呼称	素線形状	素線径 [mm]	らせん半径[mm]		ピッチの長さ[mm]		
				素線	ストランド	ストランド	ロープ	
Sout	δ3	二重らせん	0.92	2.2	5.6	29	101	
	δ2	二重らせん	0.43	1.7				
	δ1	二重らせん	1.1	1.3				
	δ0	らせん	1.5					
IWRC	Iout	δ11	二重らせん	0.67	0.70	2.1	30	44
		δ10	らせん	0.73				
	Iin	δ01	らせん	0.73	0.77		17	
		δ00	直線	0.83				