

神奈川県横浜市内エレベーター事故調査報告書

令和7年3月

社会資本整備審議会

本報告書の調査の目的は、本件エレベーターの事故に関し、昇降機等事故調査部会により、再発防止の観点からの事故発生原因の解明、再発防止対策等に係る検討を行うことであり、事故の責任を問うことではない。

昇降機等事故調査部会

部会長 青木 義男

神奈川県横浜市内エレベーター事故調査報告書

発生日時：令和4年10月11日（火）6時ごろ

発生場所：神奈川県横浜市 横浜市立みなと赤十字病院

昇降機等事故調査部会	
部長	青木 義男
委員	中 埜 良昭
委員	鎌 田 崇義
委員	河 野 守
委員	仲 綾子
委員	吉 田 可保里
委員	安孫子 聡子
委員	金 城 純彦
委員	杉 山 美樹
委員	寺 田 祐宏
委員	中 川 俊明
委員	二 瓶 美里
委員	三 浦 奈々子
委員	三 根 俊介

目次

1. 事故の概要等	1
1.1 事故の概要	
1.2 調査の概要	
2. 事実情報	1
2.1 建築物に関する情報	
2.2 エレベーターに関する情報	
2.2.1 事故機の仕様等に関する情報	
2.2.2 事故機の保守に関する情報	
2.2.3 事故機と隣接号機の仕様に関する情報	
2.3 巻上機綱車軸の折損箇所に関する情報	
2.4 事故機の巻上機に関する情報	
2.4.1 住友重機械ギヤボックスの減速機の事故履歴	
2.4.2 減速機の構造と仕様	
2.4.3 第三者機関による調査結果	
2.4.4 事故機の綱車軸の芯出しに関する情報	
2.4.5 事故機の綱車取付向きに関する情報	
2.5 綱車軸の疲労強度評価に関する情報	
2.5.1 日本エレベーター協会標準に関する情報	
2.5.2 住友重機械ギヤボックスによる疲労強度評価に関する情報	
2.6 事故機の使用状況に関する情報	
3. 分析	14
3.1 綱車軸が折損に至った経緯についての分析	
3.2 綱車軸の材料特性についての分析	
3.3 FEM 解析による疲労強度評価に関する分析	
3.3.1 FEM 解析条件	
3.3.2 FEM 解析結果	
3.3.3 FEM 解析結果からの考察	
3.3.4 綱車軸への作用荷重への影響	
4. 原因	19
5. 意見	19
6. (参考) 当該事故機の関係者による対応	20

《参 考》

本報告書本文中に用いる用語の取扱いについて

本報告書の本文中における記述に用いる用語の使い方は、次のとおりとする。

- ① 断定できる場合
・・・「認められる」
- ② 断定できないが、ほぼ間違いない場合
・・・「推定される」
- ③ 可能性が高い場合
・・・「考えられる」
- ④ 可能性がある場合
・・・「可能性が考えられる」
・・・「可能性があると考えられる」

1 事故の概要

1.1 事故の概要

発生日時：令和4年10月11日（火）6時ごろ

発生場所：神奈川県横浜市 横浜市立みなと赤十字病院

被害者：なし

概要：エレベーター走行中に巻上機綱車軸が折損した。当該エレベーターに地下1階から乗り込んだ警備員がかご内で異常な揺れを感じ、2階で降りた直後に通報したことで発覚した。負傷者はいなかった。

1.2 調査の概要

令和5年3月30日、昇降機等事故調査部会委員、国土交通省職員及び特定行政庁（横浜市）職員による現地調査を実施。

その他、昇降機等事故調査部会委員によるワーキングの開催、ワーキング委員及び国土交通省職員による資料調査を実施。

2 事実情報

2.1 建築物に関する情報

所在地：神奈川県横浜市

所有者：横浜市

管理者：横浜市立みなと赤十字病院

構造：鉄骨鉄筋コンクリート造

階数：地上8階、地下1階

建物用途：病院

確認済証交付年月日：平成12年10月20日

検査済証交付年月日：平成15年12月24日

2.2 エレベーターに関する情報

2.2.1 事故機の仕様等に関する情報

製造業者：横浜エレベータ株式会社（以下「横浜エレベータ」という。）

減速機製造業者：住友重機械工業株式会社（現・住友重機械ギヤボックス株式会社、以下「住友重機械ギヤボックス」という。）

製品型式：VS 2000(30) C0 8F 105（横浜エレベータ製）

用途：人荷共用

定格積載量・定員：2000kg・30名

かごの大きさ：間口 1,800mm×奥行 2,300mm×高さ 2,350mm

停止階数：8箇所停止（地下1階、1～3階、5～8階）

昇降行程：38.4m

出入口の大きさ：間口 1,200mm×高さ 2,100mm

出入口の戸：2枚両引き戸

定格速度：105m/分

駆動方式：ロープ式（トラクション式）

制御方式：交流可変電圧可変周波数制御方式（インバーター方式）

操作方式：乗合全自動方式

モータ定格容量：26kW

減速機型式：MDD35-BNC-28.107（住友重機械ギヤボックス製）

戸開走行保護装置：未設置

確認済証交付年月日：平成 15 年 2 月 27 日

検査済証交付年月日：平成 15 年 11 月 13 日

2.2.2 事故機の保守に関する情報

保守点検業者：エス・イー・シーエレベーター株式会社（以下「SEC」という。）

契約内容：フルメンテナンス契約（1か月ごと）

直近の定期検査実施日：令和 3 年 10 月 13 日（指摘事項なし、既存不適合あり※1）

※1 戸開走行保護装置の未設置等

直近の保守点検日：令和 4 年 9 月 13 日（指摘事項なし）

直近の主索点検日：令和 4 年 6 月 16 日（指摘事項なし（主索の張力ばらつきなし））

2.2.3 事故機と隣接号機の仕様に関する情報

- ・事故機と隣接号機は、同一エレベーターホールの2台並列機であり、かご質量、釣合おもり質量含め、エレベーターの仕様は同じである。また、減速機も住友重機械ギヤボックス製の同型機である。
- ・事故機について、横浜エレベータでの実施設計において、計画設計時からかご質量と釣合おもり質量に変更が生じていたが、住友重機械ギヤボックスへは質量の変更が伝えられていなかった。
- ・事故機のかご質量と釣合おもり質量は実測できないため、隣接号機のかご質量と釣合おもり質量をSECにて実測を行った。
事故機の計画設計時、実施設計時及び隣接号機の実測値は表1のとおりである。

表1 事故機及び隣接号機の各種質量比較

	変更前 (計画設計時 ^{※2})	変更後 (実施設計時 ^{※3})	隣接号機 実測値
定格積載量	2,000kg		
かご質量	2,700kg	2,850kg	2,850kg
釣合おもり質量	3,700kg	3,850kg	3,792kg
主索質量	220kg		
付属品質量	220kg		
合計	8,840kg	9,140kg	9,082kg

※2 巻上機などの機器選定及びエレベーターの全体仕様を決める設計

※3 実際にエレベーターを製造する前の設計

2.3 巻上機綱車軸の折損箇所に関する情報

- ・事故発生時、巻上機の綱車軸が折損して綱車が台座に落下していた状態であった(写真1)。写真2は、隣接号機(事故機と同一仕様)の外観写真である。
- ・綱車軸は2箇所折損しており、プランマブロック側の綱車取付端部(図1A、写真3)とギヤボックス内のギヤ取付端部(図1B、写真4)であった。

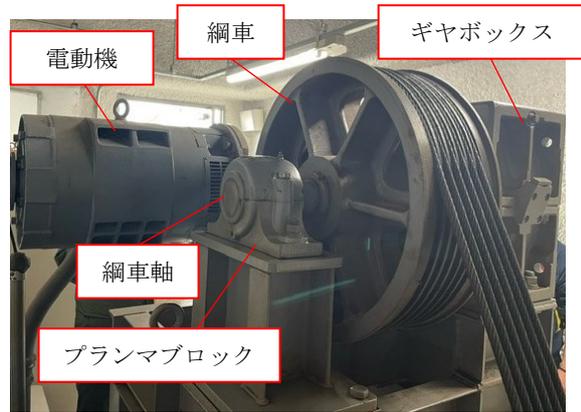


写真 1 卷上機外観（事故発生時（事故機））

写真 2 卷上機外観（通常時（隣接号機））

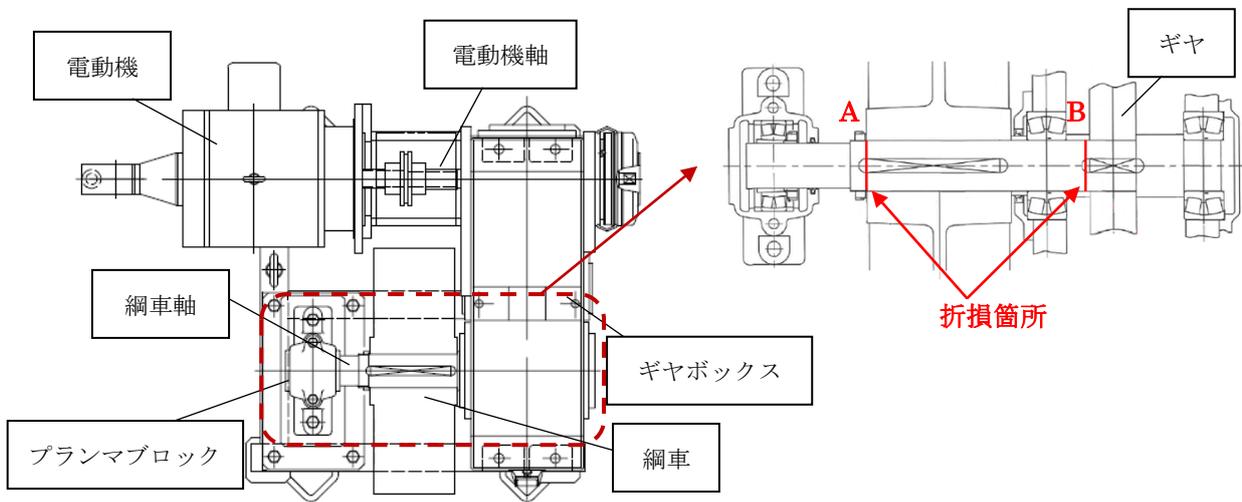


図 1 卷上機上面図及び網車軸断面図



写真 3 折損箇所 A（プランマブロック側の網車取付端部）

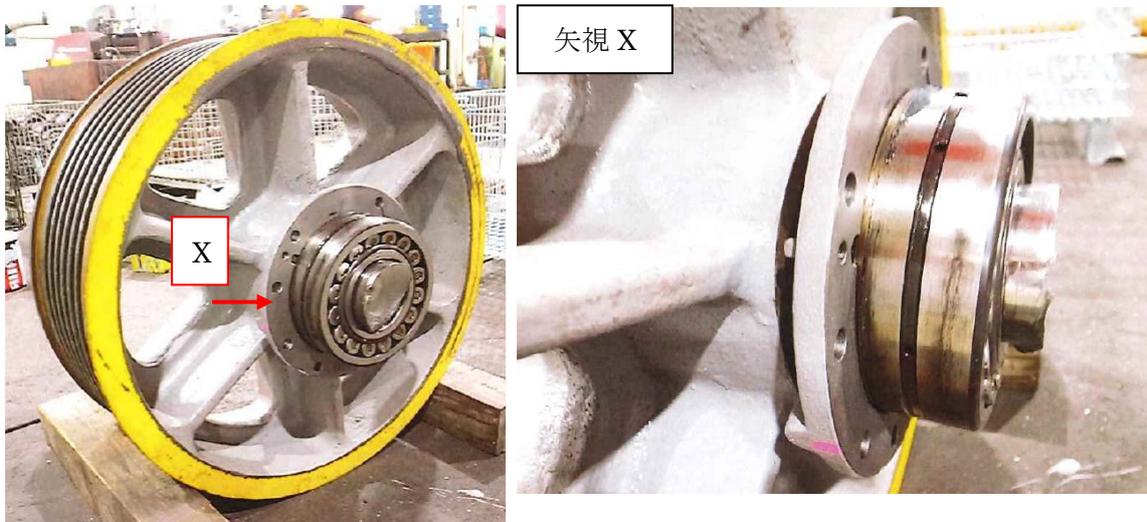


写真4 折損箇所B（ギヤボックス内のギヤ取付端部）

2.4 事故機の巻上機に関する情報

2.4.1 住友重機械ギヤボックス製減速機の事故履歴

- ・事故機の減速機においては平成26年10月にも折損事故が発生している（国土交通省への事故報告は無し）。
- ・平成26年10月の事故は、住友重機械ギヤボックスによると、綱車取付端部のキー溝コーナー部付近を起点として亀裂が進展し、当該箇所の破断後に二次的にギヤ取付部付近も破断したもので、折損原因は減速機据付時の芯出し不良であったとのことである。事故後は綱車軸を取り替え、芯出しを実施した上で使用されていた。
- ・平成26年10月の事故の再発防止策として、当時の保守点検業者（横浜エレベータ）が1年に1回減速機まわりの振動測定を実施して劣化状況の把握を実施していたが、保守点検業者が横浜エレベータからSECに変更になった平成29年8月からは実施されていない。
- ・住友重機械ギヤボックス製の減速機は、事故機以外に類似の綱車軸折損事故が過去に5件^{※4}発生している。

※4 1件は昇降機等事故調査部会で調査を行い、平成24年1月に「千葉市内複合施設エレベーター事故調査報告書」を公表。他4件は国土交通省への事故報告は無し）。

2.4.2 減速機の構造と仕様

(1) 減速機の構造と仕様について

- ・巻上機は、住友重機械ギヤボックスが製作した減速機に、横浜エレベータが製作した綱車と電動機を組み込み、製造している。
- ・事故機の減速機は、電動機の動力を、ギヤボックス内のギヤを介して綱車軸に伝え、綱車を回転させる構造である。
- ・綱車軸は3点にて支持されており、一方の端部はベアリングが入ったプランマブロックで、反対側の端部と中央部はベアリングの入ったギヤボックスの筐体で支持されている（図2）。
- ・事故機の減速機において、横浜エレベータの仕様書によると綱車軸の許容荷重は10,700kgfであった。これは、住友重機械ギヤボックスから横浜エレベータへ伝えられた値とのことである。

(2) 綱車軸の加工と材料特性について

- ・綱車軸にはキー溝加工、段付き加工及びねじ加工(M90)が施されている。ねじ加工は綱車取付端部でキー溝加工と重なる位置で施されており、折損箇所は当該箇所であった（図2）。
- ・綱車軸の材質はクロムモリブデン鋼(SCM440H)であり、調質熱処理（焼入れ焼戻し、全体焼入れ）された素材（機械加工前の円柱状の原材料（φ120mm））を住友重機械ギヤボックスで軸の形状に機械加工している。
- ・住友重機械ギヤボックスでは、熱処理後の素材（φ120mm）の材料特性を確認するために、抜取り検査（抜取り数は製造のロット数による）により表面硬さの確認を実施している。事故機のロットの表面硬さはHB285であり、管理値（HB269～302）を満足している。
- ・その他、熱処理後の素材の材料特性については、熱処理事業者との取引開始前に、その特性を確認するための試験として確性試験を実施している。当該試験における断面硬さの結果は図3のとおりであり、中心に向かうにつれ硬さの値が小さくなる傾向となっている。
- ・住友重機械ギヤボックスは、熱処理後の素材の管理値を平成15年に表2のとおり変更している。

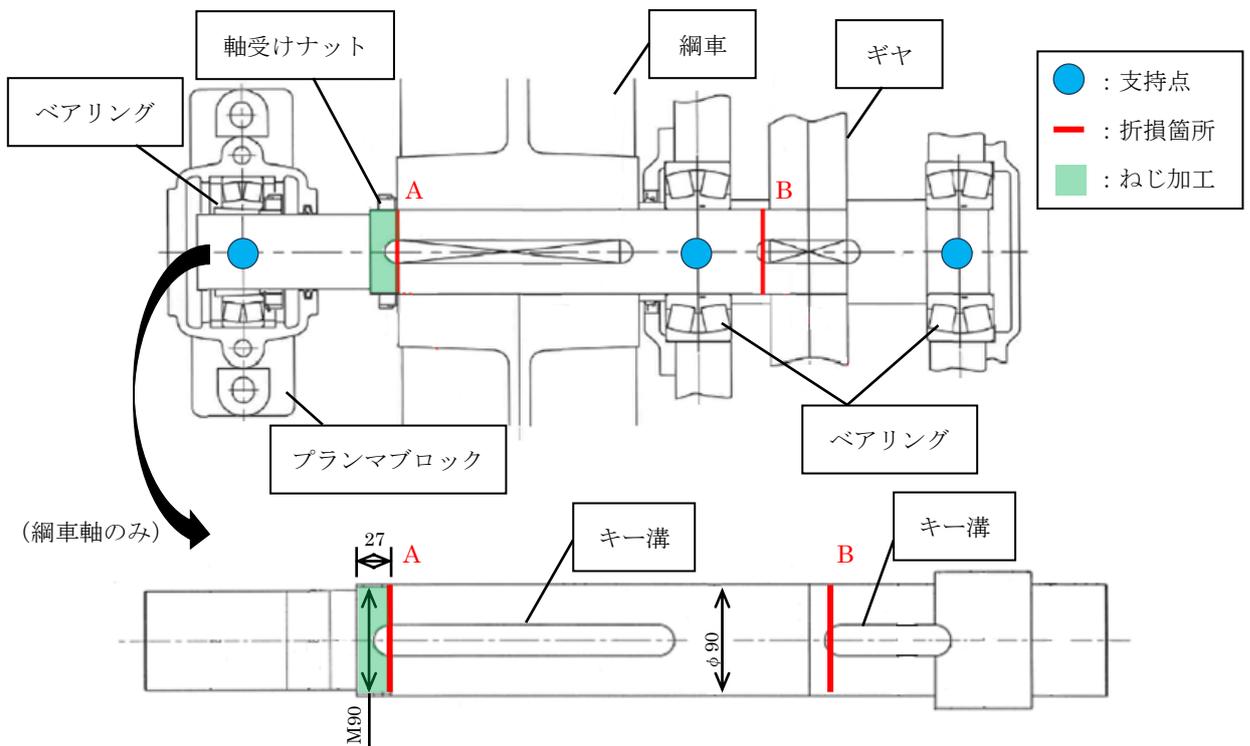


図2 網車軸まわりの構造

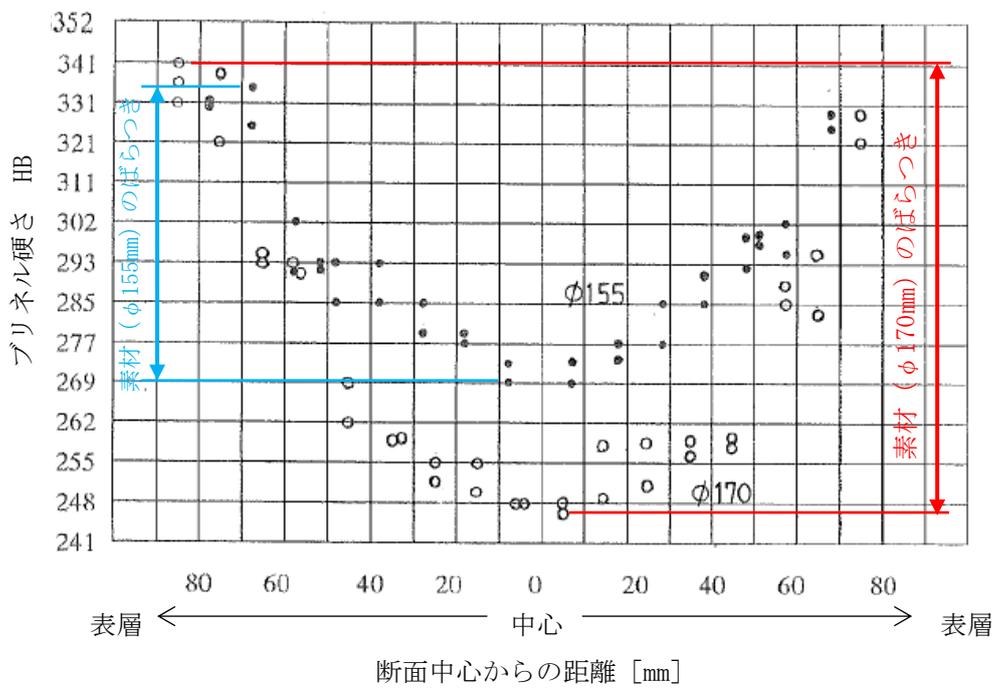


図3 確性試験における断面硬さの試験結果

表 2 熱処理後の素材の管理値の変更内容

	平成 15 年より前	平成 15 年以降
表面硬さ	規定なし	HB269～302
断面硬さ	半径の 2/3 の位置で HB269～302	半径の 5/6 の位置で HB201 以上

2.4.3 第三者機関による調査結果

折損した綱車軸について、第三者機関により以下の調査を実施した。

(1) 折損破面 A の外観観察及び SEM 観察

- ・写真 5 に破面 A の様子を示す。破面の巨視的様相から矢印で示すキー溝近傍を起点とした亀裂の伝播を示す流れ模様が観察された。また、ねじ谷部の底に破壊の起点が認められた。
- ・写真 5 のキー溝付近 (a1) では、不明瞭ながら疲労破壊の特徴であるストライエーションが観察された (写真 6)。
- ・写真 5 の亀裂進展部 (a2) では、明瞭なストライエーションが観察された (写真 7)。また、最終破断部に近づくに従い (a3)、ストライエーションのピッチが広くなり振幅が大きくなっている (写真 8)。
- ・a4 では、延性破壊したことを示すディンプルが観察された (写真 9)。

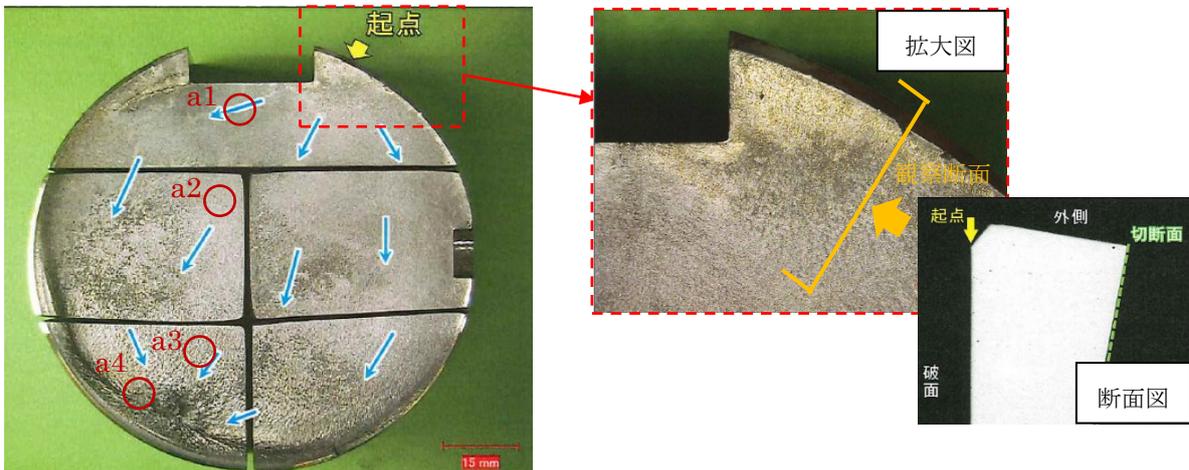


写真 5 破面 A の様相



写真6 SEM 写真 (写真5 a1)

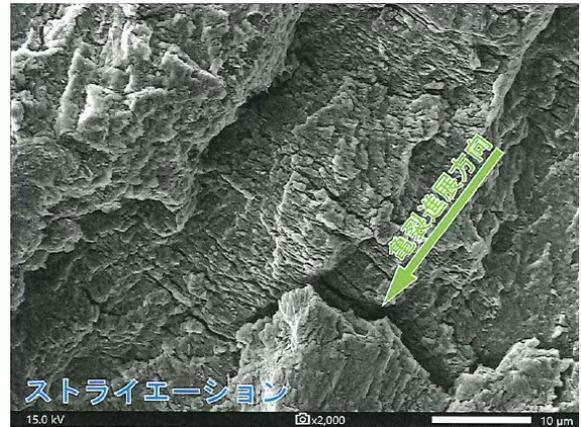


写真7 SEM 写真 (写真5 a2)

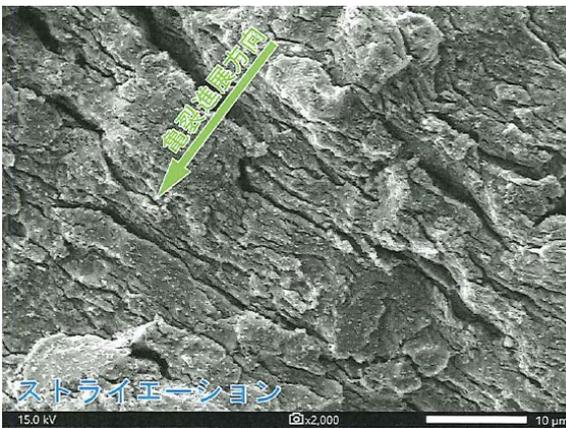


写真8 SEM 写真 (写真5 a3)

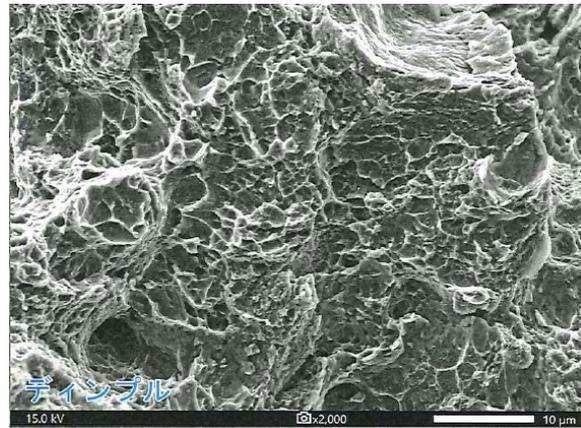


写真9 SEM 写真 (写真5 a4)

(2) 折損破面 B の外観観察

- 写真10に破面Bの様子を示す。破面Aとは異なり金属光沢を呈し、比較的新しい破面であった。破面の巨視的様相からキー溝底を起点とした亀裂の伝播を示す流れ模様が観察された。破面の様相の異なる突起部が最終破断部である。



写真 10 破面 B の様相

(3) 成分分析

- ・折損した綱車軸（以下、「折損軸」という。）の成分分析を行ったところ、SCM440H の規格値を満足していた（表 3）。

表 3 成分分析結果

[単位：%]

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
折損軸	0.39	0.20	0.73	0.019	0.012	0.15	0.08	1.05	0.15
規格値	0.37～	0.15～	0.55～	≦	≦	≦0.30	≦0.25	0.84～	0.15～
	0.44	0.35	0.95	0.030	0.030				

(4) 引張試験

- ・折損軸から JIS Z2241 準拠の 4 号試験片を採取し、引張試験を実施した（試験片採取箇所と試験片形状は写真 11、12 参照。）。
- ・また、新品軸を使用して折損軸と同様の箇所から同じく 4 号試験片を採取し、引張試験を実施した。

- ・引張試験の結果及び JIS G 4105:1979 における SCM440 の機械的性質の参考値（以下「JIS 参考値」という。）を表 4 に示す。なお、JIS 参考値は標準供試材（φ25mm）を熱処理し、採取した 4 号試験片にて試験した値である。
- ・疲労強度評価では、材料の引張強度の値に 981MPa を用いている。

表 4 引張試験結果

	降伏点	引張強度
JIS 参考値	835MPa 以上	980MPa 以上
折損軸	631MPa	822MPa
新品軸	620MPa	815MPa

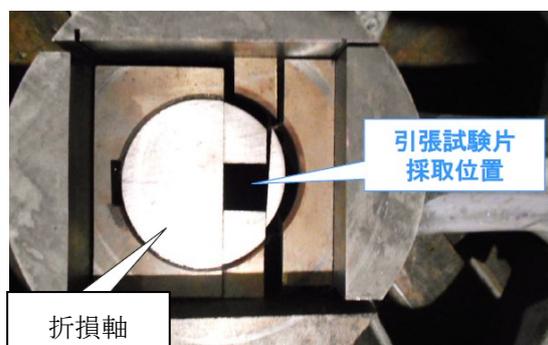


写真 11 試験片採取箇所



写真 12 引張試験片

(5) 硬さ試験

- ・折損軸表層の硬さ試験を実施したところ、HB263 であり、引張強度換算値は 880MPa であった。
- ・折損軸の断面全体について、硬さ試験を 30 箇所実施したところ、試験結果は HB220～295 であり、傾向なくばらついていた（図 4）。

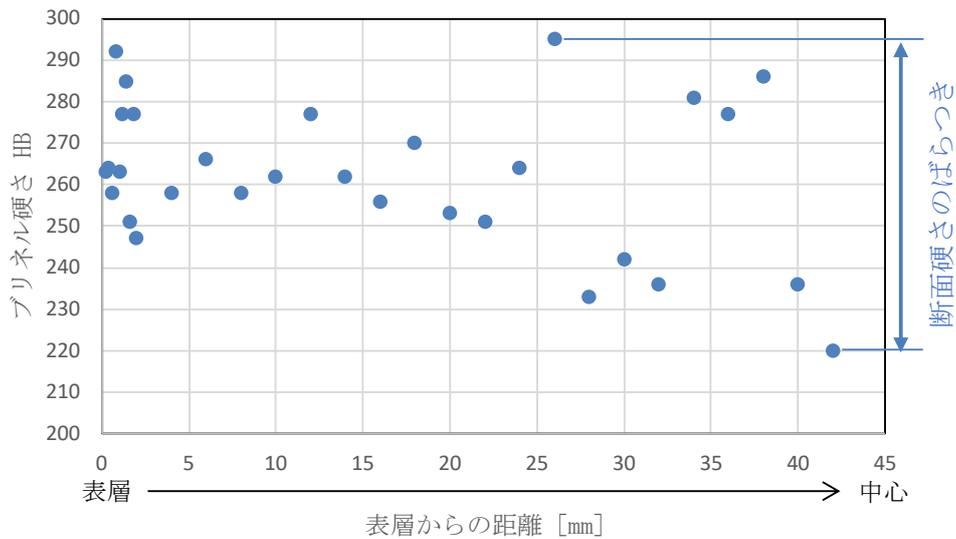


図4 折損軸断面の硬さ測定結果

2.4.4 事故機の綱車軸の芯出しに関する情報

- ・住友重機械ギヤボックスによると、平成26年10月の折損事故後に綱車軸の芯出し要領を新たに作成したとのことである。要領では、ギヤボックス側軸先端のベアリング下側に隙間がないよう、必要に応じてプランマブロック下にスペーサーを挿入し、プランマブロック側の軸を押し上げた状態でプランマブロックを固定するとされている。
- ・事故機においては0.2mm分のスペーサーが挿入されており、事故機の軸芯高測定を実施したところ、綱車軸のプランマブロック側が0.14mm押し上げられた状態であった（図5中、X①-X③=0.14mm）。

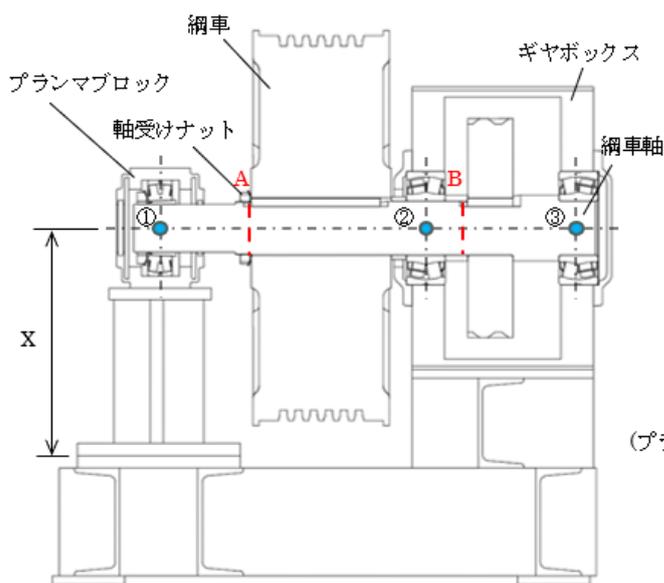


図5 減速機断面図

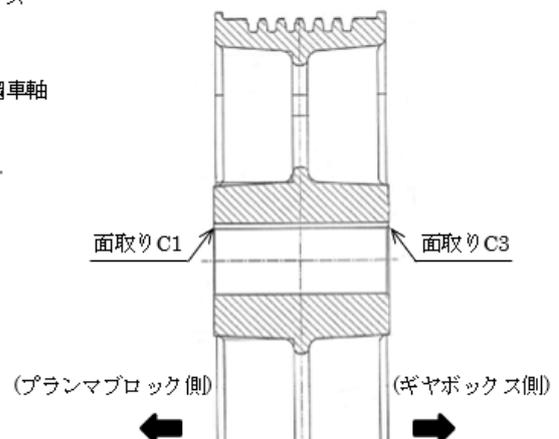


図6 綱車断面図

2.4.5 事故機の綱車取付向きに関する情報

- ・綱車には、綱車軸との取付端部に面取り加工が施されており、横浜エレベータによると正規の向きはプランマブロック側が1mmの面取り、ギヤボックス側が3mmの面取りである（図6）。しかし、事故機は綱車の取付向きが逆になっていた。
- ・綱車の製造者である横浜エレベータより、住友重機械ギヤボックスに提供された図面には、綱車取付け向きが明示されていなかった。

2.5 綱車軸の疲労強度評価に関する情報

2.5.1 日本エレベーター協会標準に関する情報

- ・過去の巻上機綱車軸の折損事故を受け、巻上機綱車軸の疲労破壊による折損防止を目的に、平成25年5月に「JEAS-714（標13-05）巻上機綱車軸の強度設計標準（以下「JEAS」という。）」が策定されている。
- ・本標準では、「キー溝」「圧入」「段付き」等の断面欠損は、応力集中によって疲労限度低下の要因となるため、安全側となるよう切欠係数が規定されている。
- ・事故機の折損A部はキー溝とねじ加工の組合せであるが、JEASではその組合せの切欠係数が規定されていない。
- ・疲労安全率の判定基準については、安全率1.2以上としている。

2.5.2 住友重機械ギヤボックスによる疲労強度評価に関する情報

- ・綱車軸の疲労強度評価は、住友重機械ギヤボックス独自の計算式によって危険断面ごとに行っており、安全率1.2以上で評価している。
- ・安全率の算出にあたり疲労限度を設定する必要があるが、材料の引張強度を981MPaと設定し、疲労限度を算出している。
- ・折損A部はキー溝とねじ加工の組合せであるが、その組合せの切欠係数はJEASに規定されていないため、住友重機械ギヤボックスにおいて文献値を参考に設定しており、金属材料疲労設計便覧（日本材料学会編）表2.8記載の、段付きとキー溝が離れている場合の切欠係数（1.66）に、同表記載の段付きのみの切欠係数（1.84）と段付きとキー溝が重なっている場合の切欠係数（2.02）の比1.1を乗じて算出した値である1.83を用いている。
- ・綱車軸に作用する応力は、以下の条件で算出している。
 - 表1の計画設計時の値を使用。
 - 動荷重係数（走行時の負荷を算出するための係数）は1と設定。

- ・「ロープ式エレベーター戸開走行保護装置の評価基準ガイドライン 駆動装置強度基準編」では、綱車軸に作用する応力について、綱車中央部より外側（折損 A 部側）は出力軸トルクの影響を無視できるものとしているが、平成 26 年 10 月に発生した 1 回目の折損事故を受け、住友重機械ギヤボックスでは出力軸トルクの 20%分を発生応力に加算し、同ガイドラインよりも厳しい条件で疲労強度評価を実施している。
- ・上記の条件により行った住友重機械ギヤボックスによる綱車軸の疲労強度評価によれば、折損 A 部の安全率は 1.94、折損 B 部の安全率は 1.79 であり、いずれも安全率 1.2 以上である。

2.6 事故機の使用状況に関する情報

- ・事故機は通常、医薬品、診療材料、リネン、清掃カート、廃棄物等の搬送として利用されるが、コロナ禍ではコロナ関連患者の搬送としても利用していた（コロナ関連患者搬送時は他業務での利用を禁止しており、相対的に事故機の通常搬送の回数が減るため、コロナ関連患者の増加に伴い事故機の利用頻度が増えたということはない。）。
- ・極端に重い物を頻繁に運ぶような使用はしていないとのことである。

3 分析

3.1 綱車軸が折損に至った経緯についての分析

- ・事故機の綱車軸破面の観察結果から、折損 A 部（綱車取付端部）は疲労破壊によって折損したことが認められる。
- ・事故発生時、かご内で異常な揺れを感じた後もエレベーターが動いていたこと、折損 B 部（ギヤ取付端部）の破面が比較的新しかったことから、最初に疲労破壊により A 部が折損し、その後ギヤから綱車へ動力を伝達していた B 部が折損したと推定される。
- ・B 部が折損したのは、A 部が折損したことにより、軸に作用する荷重を片持ち状態で支持することになったためであると考えられる。

3.2 綱車軸の材料特性についての分析

- ・表 4 に示すように、事故機の綱車軸の引張強度、降伏点が JIS 参考値よりも低いこと、及び 2.4.3(5) に示すように表面硬さが管理値よりも低く、断面部の硬さもばらつきが大きいことから、全体焼入れを指定しているが均一な熱処理がされていなかった可能性が考えられる。

- ・住友重機械ギヤボックスでは、熱処理（焼入れ・焼戻し）後の素材（ $\phi 120\text{mm}$ ）を綱車軸の形状に機械加工しており、特にねじ加工部の折損箇所は $\phi 90\text{mm}$ まで切削していることから、焼入れ・焼戻しされていない組織の割合が増加してしまっていた可能性が考えられる。
- ・住友重機械ギヤボックスでは、熱処理事業者との取引開始前に確性試験により熱処理後の素材の表面硬さ及び断面硬さを確認しているが、芯部になるほど硬さが低下している（図 3）。表面と芯部で硬さが異なるのは冷却速度が異なるためであり、適切な熱処理条件の設定ができていなかった可能性が考えられる。
- ・平成 15 年に熱処理の管理値を変更し断面硬さの基準を低くしたことも、強度低下の要因となった可能性が考えられる（表 2）。

3.3 FEM 解析による疲労強度評価に関する分析

3.3.1 FEM 解析条件

- ・綱車軸に作用する最大主応力を FEM 解析により確認した。解析モデルを図 7 に示す。
- ・作用荷重の算出に当たり、表 1 の実施設計時の質量を使用し、動荷重係数は 1.12、減速機の起動トルクは 125%とした。動荷重係数については、事故機の加速度に近い状態を再現するため、隣接号機に事故機のインバーターを搭載し、事故機の設定値を入力した状態で無積載下降運転をし、その時のかご加速度から算出した。
- ・安全率は、疲労強度評価時の疲労限度 343.4Pa、及び事故機の表面硬さから算出された疲労限度 308MPa から算出した。

3.3.2 FEM 解析結果

- ・解析結果を表 5 及び図 8～図 10 に示す。
- ・解析結果の妥当性を確認するため、応力集中係数の計算式として一般的に使用されている Peterson の式により算出した応力集中係数 (2.861) と、FEM 解析より得られたねじ加工の有無による応力集中係数 (2.676^{*5}) を比較したところ、その誤差は約 7%であることから妥当であると考えられる。
 ※5 表 5 より $2.676=289\text{MPa}/108\text{MPa}$ 。
- ・表 5 の基本設計因子【A】と【B】の結果より、キー溝+圧入の条件にねじ加工部が重なることで最大主応力が大きくなり、その発生箇所は事故機と同様に第 1 ねじ谷部であると推定される。

- ・表 5 の基本設計因子【B】と組立て因子【C】の結果より、綱車の取付け向きが逆であると、最大主応力が大きくなると推定される。

3.3.3 FEM 解析結果からの考察

- ・事故機の折損軸の表面硬さから算出した疲労限度は 308MPa であり、設計時の疲労強度評価に使用されていた疲労限度 343.4MPa に対して 0.90 倍となり、安全率が小さくなっていたと考えられる。
- ・表 5 の基本設計因子【B】の最大主応力を基に切欠係数を逆算すると 3.84 であり、設計時の疲労強度評価に使用されていた切欠係数 2.2 に対して 1.75 倍となり、切欠係数を小さく見積もっていたため実際の最大主応力が大きくなったと考えられる。
- ・表 5 の組立て因子【C】より、綱車取付け向きが逆の場合の最大主応力は 324MPa であり、基本設計因子【B】の最大主応力の 289MPa に対して 1.12 倍となった。これは、綱車が逆向きになることで折損 A 部側が 3mm の面取りとなり、折損箇所が生じるモーメントが大きくなるためであると考えられる。
- ・取付け向きが逆となってしまったのは、横浜エレベータより住友重機械ギヤボックスへ提供された図面に、綱車の取付け向きが明示されておらず、取付け向きがあることを認識せず組み立てを行っていたためであると考えられる。
- ・折損軸の表面硬さより換算した引張強度から算出した疲労限度 308MPa、及び組立て因子【C】の最大主応力 324MPa から算出される安全率は 0.95 となり、1.0 を下回る結果となった。このことから、疲労破壊により折損した可能性があると考えられる。

3.3.4 綱車軸への作用荷重の影響

- ・3.3.3 より、綱車軸の折損に至った要因は、切欠係数の見込み不足が最も影響が大きく、次いで綱車取付けの向き、疲労限度の順に影響があったと考えられる。
- ・その他、軸受ナットの締付トルクによる作用応力の影響や、減速機本体の傾きによる作用荷重の影響の検討を行ったが、これらによる最大主応力への影響は軽微であると考えられる。

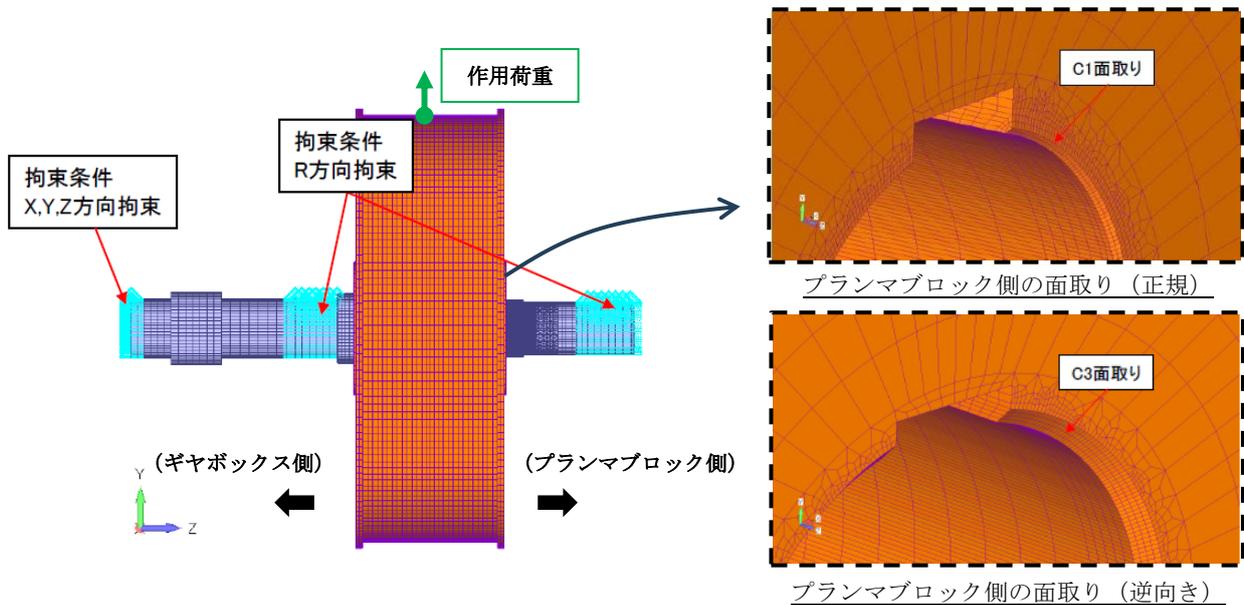


図 7 解析モデル

表 5 FEM 解析結果

	基本設計因子		組立て因子
	【A】 キー溝+圧入	【B】 【A】+ねじ	【C】 【B】+綱車逆取付
最大主応力 発生箇所	キー溝底部	第1ねじ谷部	第1ねじ谷部
最大主応力 (①)	180MPa (第1ねじ谷部は108MPa)	289MPa	324MPa
疲労限度 (②)	343.4MPa (疲労強度評価時の疲労限度)		
疲労限度 (③)	308MPa (事故機の表面硬さから換算した引張強度 (880MPa) × 0.35)		
安全率 (②/①)	1.91	1.19	1.06
安全率 (③/①)	1.71	1.06	0.95

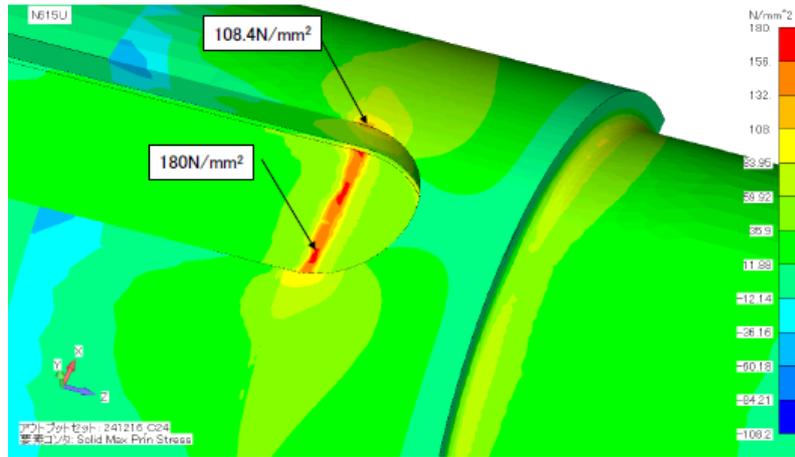


図 8 解析結果 (【A】、キー溝+圧入の条件)

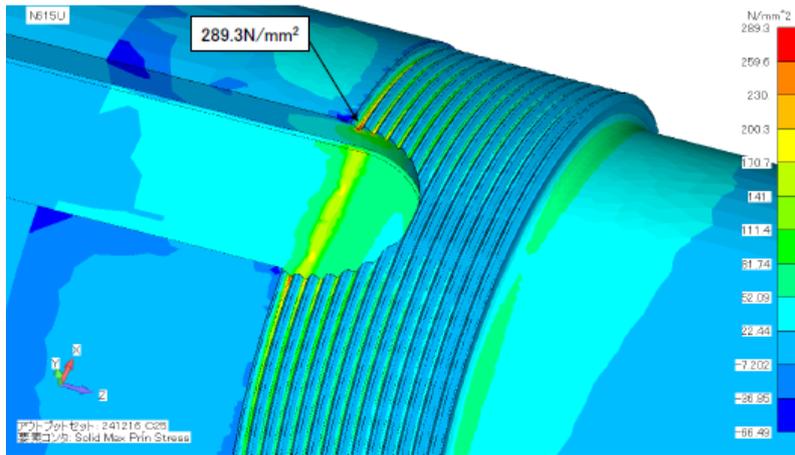


図 9 解析結果 (【B】、【A】 + ねじの条件)

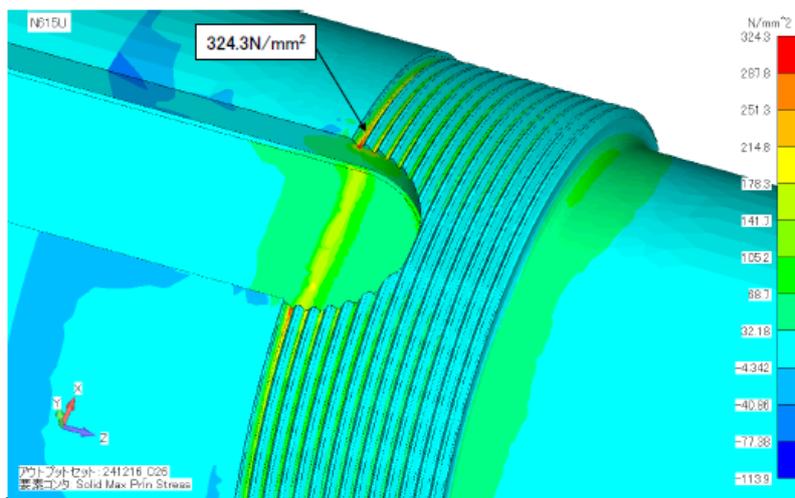


図 10 解析結果 (【C】、【B】 + 網車逆取付の条件)

4 原因

本事故は、以下の事象が重なったことにより、疲労限度を超えた繰り返し荷重がかかり続け、疲労破壊が生じたものと考えられる。

- ・【材料管理】綱車軸の材料管理が適切でなく、事故機においては均一な熱処理がされていなかったことにより綱車軸の強度が設計値と比べて低下していたと考えられること。
- ・【構造設計】事故機の綱車軸折損箇所（折損 A 部）はねじ加工とキー溝加工が重なっており、当該箇所は軸全体の中で最大主応力が発生する箇所であったと考えられること。
- ・【疲労強度計算】綱車軸の疲労強度評価における切欠係数を実態よりも小さく見積もっていたと考えられること。
- ・【情報伝達】事故機は、計画設計時より実施設計時の方が、かご質量と釣合おもり質量が重くなっていたこと、綱車が逆向きに取り付けられていたことにより、折損箇所（折損 A 部）に作用するモーメントが大きくなってしまったと考えられること。

なお、ギヤ嵌合端部（折損 B 部）は、A 部が折損したことにより、綱車軸に作用する荷重を片持ち状態で支持することになったため、副次的に折損したと考えられる。

5 意見

国土交通省は、同様の事故の再発防止のため、

- (1) エレベーターの製造業者に対して、減速機の製造・発注に際し、綱車軸の疲労強度評価において使用する材料強度（設計値）、切欠係数について次のことを指導すること。
 - ・材料強度（設計値）については、熱処理の影響を考慮した値とすること。
 - ・切欠係数については、事故機のように綱車軸の危険断面の形状が JEAS で規定されていない形状の場合、解析などで検討し設定すること。
- (2) 事故機の製造業者に対して、減速機製造業者へは設計上必要な情報を過不足なく伝え、適切に共有するよう指導すること。同様に事故機の減速機製

造業者に対しては、共有された情報を作業要領書内に漏れなく盛り込むよう指導すること。

6 (参考) 当該事故機の関係者による対応

住友重機械ギヤボックスによる同型機への対応は以下の通りである。

- ・同型機はこれまで事故機を含み 28 台出荷しており、ねじ加工とキー溝加工が重なった構造を有しているのはこの 28 台のみである。これら全ての減速機綱車軸に対して疲労強度評価を再度行い、安全率 1.2 を満たしていることを確認した。
- ・同型機の内、事故機と同等以上の負荷条件であるのは、同施設内の同型機 3 台のみであったため調査を行った。折損要因の 1 つであると考えられる綱車取付向きを確認したところ問題はなく、綱車軸表面にもき裂は確認されなかった。
- ・同型機を含め、今後はキー溝とねじ加工が重なるような軸の設計をやめ、ねじ加工が必要な場合は十分にキー溝と離す設計とすることにした。そのうえで、設計レイアウト上やむを得ない場合は個別に FEM 解析で切欠係数を評価することにした。