

千葉市内複合施設エレベーター事故調査報告書

平成24年1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 向 殿 政 男

千葉市内複合施設エレベーター事故調査報告書

発生日時：平成22年10月7日 12時15分頃

発生場所：千葉県千葉市内の複合施設

昇降機等事故調査部会	
部会長	向殿政男
委員	久保哲夫
委員	櫻井敬子
委員	青木義男
委員	辻本誠
委員	藤田聡
委員	稲葉博美
委員	岩倉成志
委員	大谷康博
委員	釜池宏
委員	山海敏弘
委員	高木堯男
委員	高橋儀平
委員	田中淳
委員	谷合周三
委員	直井英雄
委員	中里眞朗
委員	松久寛

目 次

1	事故の概要	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	エレベーターの保守業者等に関する情報		
2.2.3	事故機の巻上機の仕様等に関する情報		
2. 3	事故機及び隣接機に関する情報		
2.3.1	事故発生時のエレベーターの状況		
2.3.2	隣接機で過去に発生した事故に関する情報		
2.3.3	平成19年の折損事故後の状況		
2. 4	主軸にかかる荷重に関する情報		
2.4.1	事故機の主軸にかかる荷重の状況		
2.4.2	事故機の主軸に作用するトルクの状況		
2. 5	主軸の材質に関する情報		
2.5.1	主軸の製造方法に関する情報		
2.5.2	折損軸の解体分析結果の状況		
2.5.3	事故機と隣接する同一仕様のエレベーターの主軸の解体分析結果		
2.5.4	酸化層の影響による疲労限の低下に関する情報		
2. 6	主軸の強度計算書の状況		
2.6.1	住友重機械工業の強度計算書		
2.6.2	住友重機械工業が実施したFEM解析の結果の状況		
3	分析	14
3. 1	破壊の起点部と折損原因についての分析		
3. 2	発生応力についての分析		
3. 3	疲労限の低下についての分析		
3. 4	主軸が疲労破損した要因についての分析		
3. 5	住友重機械工業の強度計算書についての分析		
3. 6	主軸の製造方法についての分析		

4	原因	18
5	意見	18
6	参考	18
6. 1	住友重機械工業の減速機を使用したエレベーターの安全性確認結果		
6. 2	三精輸送機製のその他のエレベーターの安全性確認結果		
6. 3	三精輸送機が講じた再発防止策		
6. 4	住友重機械工業が講じた再発防止策		

《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：平成22年10月7日 12時15分頃

発生場所：千葉県千葉市内の複合施設のエレベーター2号機

被害者等：事故時のかご内は無人で人的被害なし

事故概要：巻上機主軸が折損し、綱車が巻上機架台に落下。その衝撃でかごの非常止め装置が作動し、かごは停止した。

1. 2 調査の概要

平成22年10月12日	千葉市、昇降機等事故対策委員会委員、国土交通省職員による第1回現場調査を実施
平成22年10月13日	千葉市、昇降機等事故対策委員会委員、国土交通省職員による第2回現場調査を実施
平成22年10月29日	昇降機等事故対策委員会委員及び国土交通省職員立会のもと、折損した軸の取り出し及び調査を実施
平成23年 3月11日	昇降機等事故調査部会委員及び国土交通省職員立会のもと、同一現場の同型機2台の軸の取り出し及び調査を実施

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、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

- (1)所在地：千葉県千葉市内
- (2)構造：鉄骨造（一部SRC造、RC造）
- (3)階数：地上11階、地下2階
- (4)建物用途：音楽ホール等
- (5)所有者：千葉市
- (6)管理者：(株)千葉マリンスタジアム
- (7)確認済証交付年月日：平成9年3月5日
- (8)検査済証交付年月日：平成11年10月18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

(1) 事故機の主な仕様に関する情報

製造会社：三精輸送機株式会社（以下、三精輸送機）

製造型式：P15-C0-105-8ST

（巻上機のうち減速機の製造は住友重機械工業株式会社

（以下、住友重機械工業）、減速機の型式は SAV020-BR-25HD 型ヘリカル減速機）

用途：乗用

電動機定格容量：13kW*

（※容量が15kWの電動機を13kWで使用するように設計され、工場出荷時には設計の指示どおりに13kWで設定されていたが、据付時に15kWに設定が変更されていた）

定格積載量：1000kg

定員：15名

定格速度：105m/分

駆動方式：ロープトラクション式（機械室あり）

ローピング：1：1

停止階数：8箇所停止（1階～7階、9階）

昇降行程：48.83m

制動機：ディスク式

起動回数：79,081回

（平成23年1月27日～平成23年6月8日（133日間）の実績値）

（上記期間の1日当たりの平均起動回数は、約594回）

その他：事故機を含めて3台の同一仕様のエレベーターが隣接されている。また、同施設内に同型の減速機を使用したエレベーターが他に1台ある。

(2) 確認済証交付年月日：平成11年8月9日

(3) 検査済証交付年月日：平成11年10月13日

(4) 巻上機主軸の交換年月日：平成21年3月23日

（交換してから折損するまでの期間は約1年6ヶ月）

2.2.2 エレベーターの保守業者等に関する情報

管理者が委託した保守業者に関する情報は以下のとおりである。

保守会社：三精輸送機

契約内容：POG契約（1回/2ヶ月）

直近の定期検査実施日：平成21年10月19日（指摘事項無し）

直近の保守点検日：平成22年8月30日（指摘事項無し）

2.2.3 事故機の巻上機の仕様等に関する情報

(1) 巻上機の仕様 (平成21年3月23日に交換したもの)

項目	仕様
電動機	三相誘導電動機 出力 13kW※ (※設計値は 13kW であるが、実際は 15kW で使用)
減速機	ヘリカル歯車 3 段減速 (減速比 1/24.251)
巻上機主軸 (減速機出力軸)	材 質 : クロモモリブデン鋼 SCM822H を浸炭処理したもの (有効硬化層深さ : 0.8mm~1.3mm)
	引張強度 : SCM822H は 1030N/mm ² 浸炭処理したものは母材の 1.2 倍以上として設計
	構造・寸法 : 中実軸で段付きキー溝あり。 軸受部直径 80mm、綱車部直径 75mm
綱車との結合	焼き嵌め+キー (綱車の支持は、片持ち式)
シーブ	直径 560mm、ロープ溝数 5、材質 FCD500
カラー	内径 φ80mm、外径 φ90mm、長さ 30 mm、材質 SUJ2

(2) 巻上機 (減速機) の構造

図 1 に示すように、入力軸 (電動機軸) と出力軸 (巻上機主軸) が平行になり、ギヤボックス内に、3 段のヘリカル減速歯車 (合計減速比 : 1/24.251) が収納された片持ち式の巻上機である。

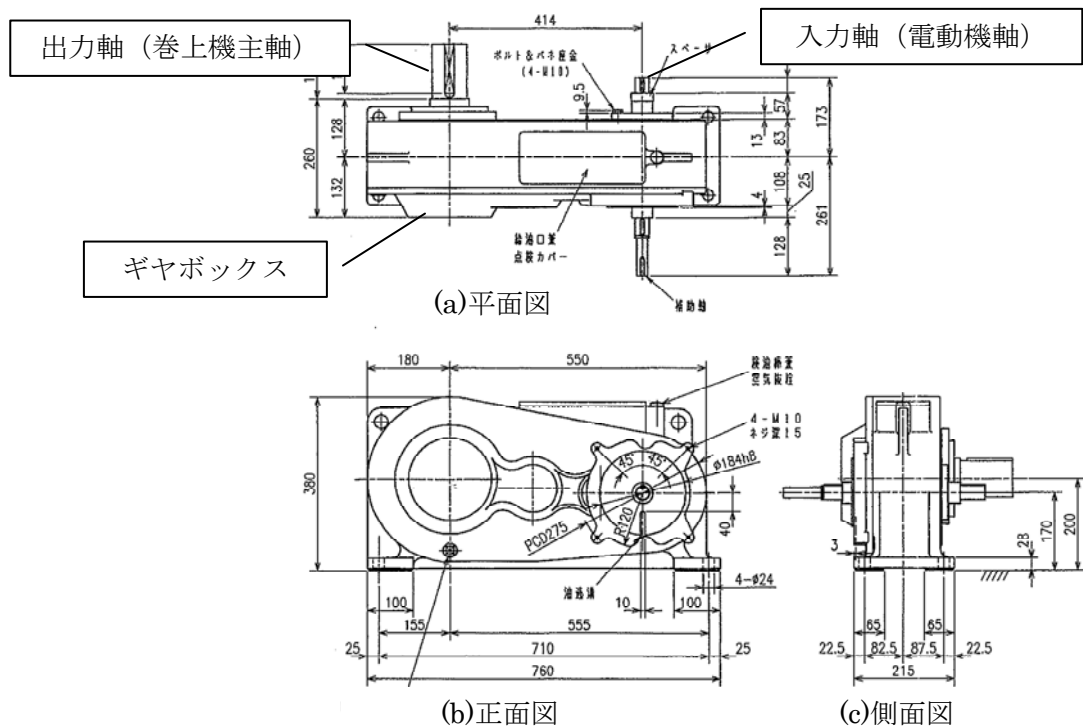


図 1 巻上機 (減速機) の構造と寸法 (綱車が未設置の状態)

(3) 出力軸（巻上機主軸）の構造

図1に示した減速機の出力軸部分の詳細を示したものが図2である。ギヤボックス内の軸の直径は80mm（一部95mm）であるが、綱車（ケーブル）が焼き嵌めされる部分は直径75mmとなっており、この部分に綱車をはめるためのキー溝（キーウェイ）が設けられている。綱車は三精輸送機が製作し、住友重機械工業製の減速機に三精輸送機が綱車を取り付けている。

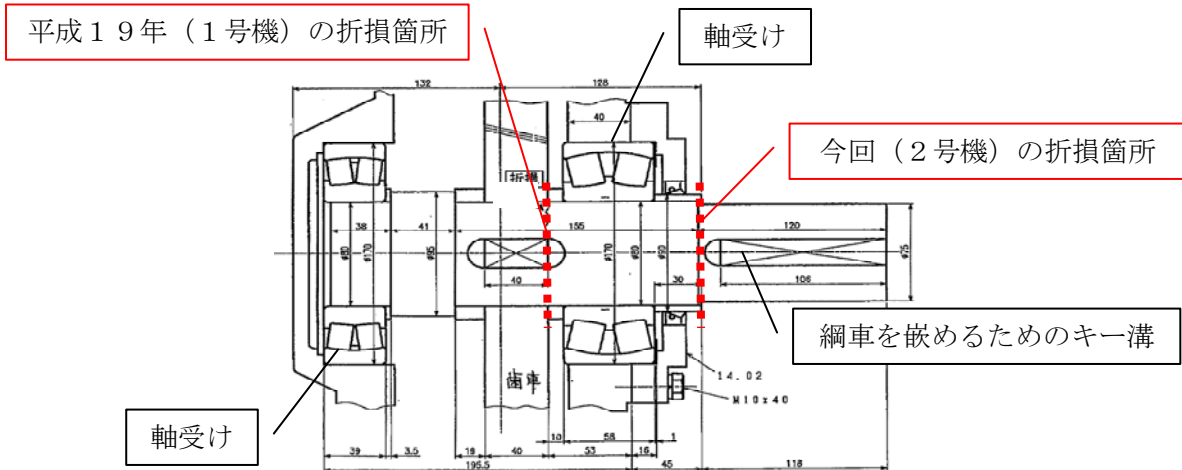


図2 出力軸とその支持部の構造



図3 減速機に綱車を取り付けた状態

図4に主軸と綱車の嵌合状態を、図5に主軸の形状を示す。

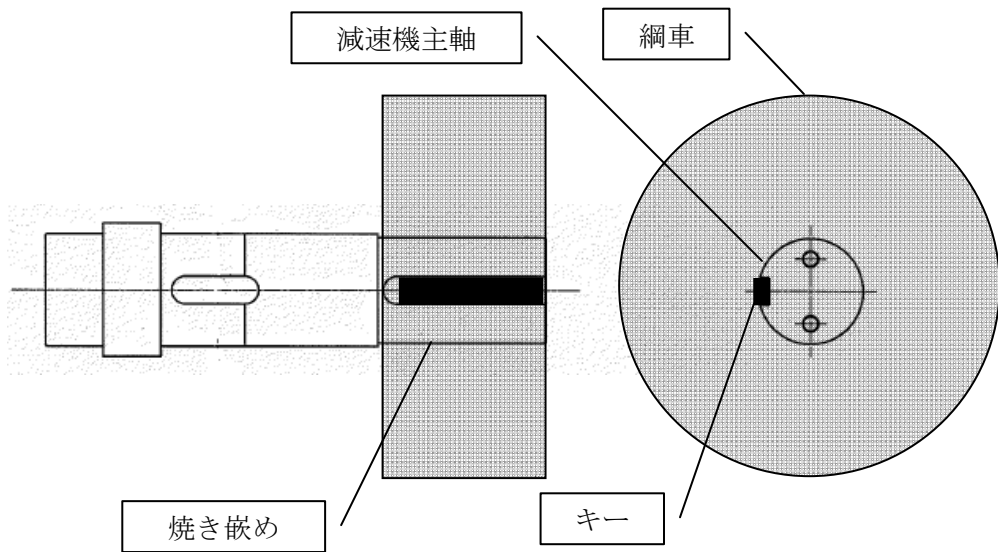


図4 主軸と綱車の嵌合状態

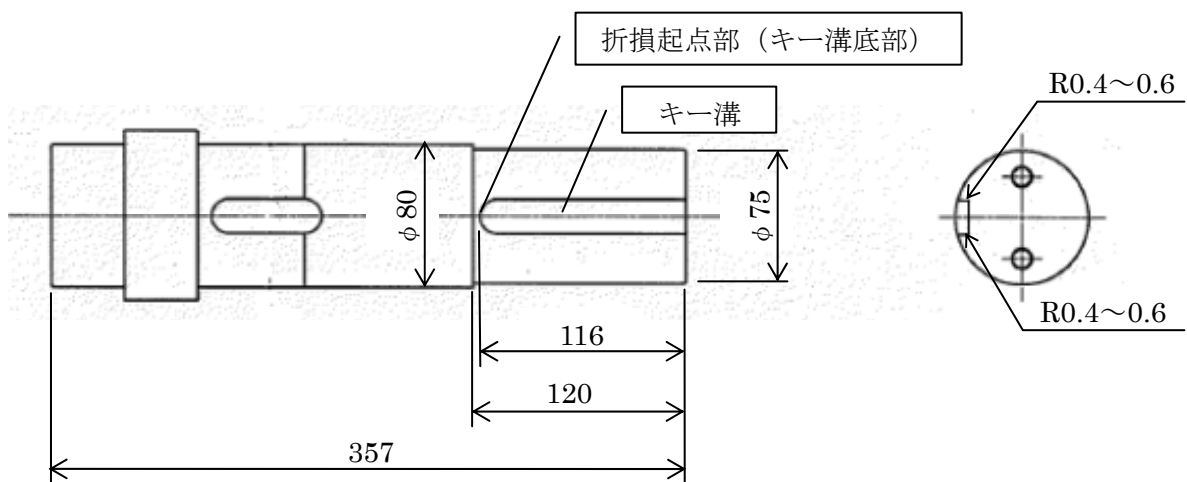


図5 主軸の形状 (単位：mm)

2. 3 事故機及び隣接機に関する情報

2.3.1 事故発生時のエレベーターの状況

三精輸送機の社員によると、事故発生時の状況は以下のとおりである。

- ① 12時15分頃、三精輸送機において、遠隔監視装置により、安全スイッチ作動の故障信号を受信した。
- ② 13時頃に保守員が現地に到着し、調査したところ、巻上機の主軸が折損し、綱車が巻上機架台に落下し、かごの非常止め装置が作動した状態で停止していることを確認した。また、调速機（ガバナ）の過速スイッチ及び、非常止め装置が作動したことを示すかご上安全スイッチが動作していることを確認した。

(図6参照)

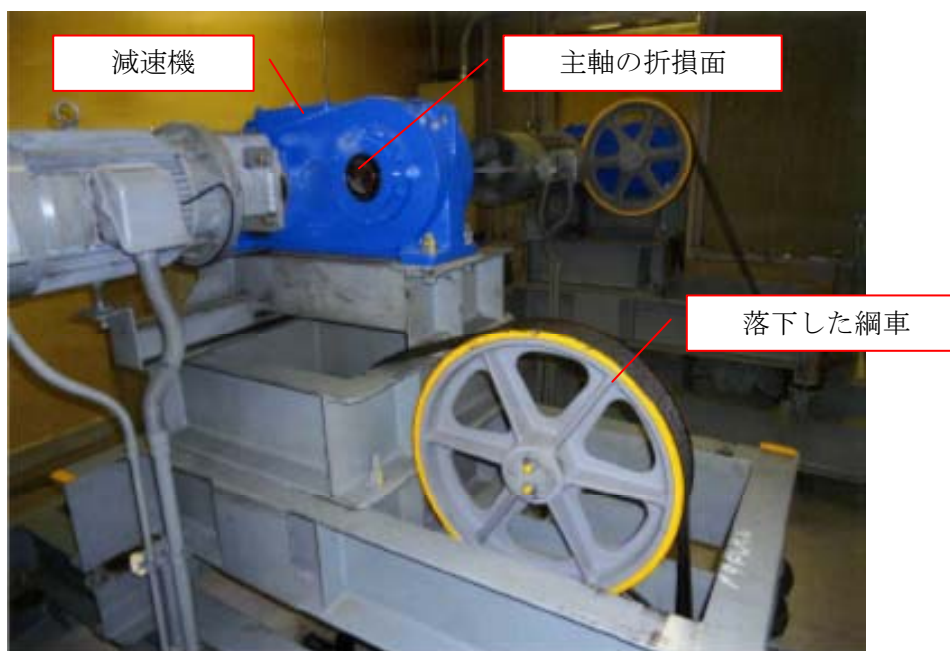


図6 事故発生時の事故機の巻上機の状況（後方の巻上機は正常）

2.3.2 隣接機で過去に発生した事故に関する情報

隣接する同一仕様のエレベーターにおいて平成19年に巻上機主軸の折損事故が発生した。

- (1) 発 生 日：平成19年3月16日
- (2) 発 生 号 機：1号機（今回の事故は2号機）
- (3) 主軸の材質：クロムモリブデン鋼 SCM440H（引張強度 $980\text{N}/\text{mm}^2$ ）
- (4) 折 損 箇 所：減速機ギヤボックス内のギヤとの嵌め合い部の端部（図2）
- (5) 折 損 現 象：疲労破壊
- (6) 対 応：主軸の強度計算において、段付き部がキー溝にかかる場合の応力集中や圧入の影響を考慮することとし、キー溝係数、圧入係数を強度計算の中に位置づけることとした。さらに、疲労安全率による評価基準を従来の1.0から1.2に変更した。また、エレベーターメーカーから住友重機械工業に対して、提供する荷重条件が、従来は静的な荷重であったものを、起動時の割り増しを考慮した荷重を提供するように変更された。

2.3.3 平成19年の折損事故後の状況

計算方法の見直しを踏まえ、今回の事故現場では、より強度の強い主軸とするため、主軸の形状は変更せずに強度を上げるために浸炭処理を行ったものに交換した。今回の事故で折損したのは、この際に交換したものである。平成19年の折損事故を受けて調査した結果、この他に住友重機械工業製の減速機を使用した

エレベーターのうち、57台（その内、三精輸送機製エレベーターは14台）において安全上支障があることが判明し、主軸の交換を行った。住友重機械工業は、これまでに約3,000台のエレベーター用減速機を出荷しているが、計算式の見直し以降、今回の事故が発生するまでの間に、他に主軸が折損する事故は発生していないとのことである。

2. 4 主軸にかかる荷重に関する情報

2.4.1 事故機の主軸にかかる荷重の状況

(1) 申請書における荷重の状況

平成11年に千葉市に提出された計画通知書（工事施工者は三精輸送機）によると、当該エレベーターのかご自重は1,650kg、おもり自重は2,150kgとされている。

(2) 平成21年の主軸交換時に三精輸送機が住友重機械工業に指示した荷重条件

三精輸送機が住友重機械工業に指示した値は、住友重機械工業が作成した強度計算書によると静止軸荷重が55,789Nとなっている。この値は、かご自重1,961kg、おもり自重2,461kgに、積載荷重1,000kg及びその他付属品の重量を加算した値から算出されたものである。

三精輸送機によると、かご自重及びおもり自重は、実機のおもりブロックの枚数からおもり自重2,461kgを算出し、当該エレベーターのオーバーバランスが50%（かごに定格積載量の50%を積んだ状態でかごとおもりが釣り合う）であるため、おもり自重から、定格積載量の50%（500kg）を引いてかご自重1,961kgを算出したとのことである。また、申請値と異なるのは、平成11年に当該エレベーターを設置する際、申請値を決定した後に、仕様変更により、かごの天井高さや、かご床の大理石の厚みが増えたことによりかご自重が増したが、仕様変更後の値を申請値に反映していなかったためであるとのことである。

(3) かご自重及びおもり自重の実測結果

事故機の主軸にかかる実荷重を確認するため、住友重機械工業の社員立ち合いのもと、三精輸送機の社員によりかご及びおもりの重量を測定した。実測値から、ケーブル等の付属部品の重量を引いた値は、かご自重2,006kg、おもり自重2,463kgであった。かご自重、おもり自重ともに申請値及び設計値を上回っている。かごの実測値と設計値の45kgの差は約2%であり、三精輸送機によると実測時の測定誤差や、材料のばらつきによるものであるとのことであった。また、実測値に定格積載量の1,000kgを加算した値から算出した静止軸荷重は、三精輸送機によると、55,806Nになるとのことである。

事故機の主軸にかかる荷重の測定は次の方法により行った。

- ・測定年月日：平成22年10月16日
- ・測定場所：かご・釣合おもりとも6階レベル付近
(昇降行程のほぼ中間位置)
- ・測定機器：デジタル秤（最大目盛：5,000kg）

表1 当該機の静荷重の比較

項目	申請値	設計値	実測値
かご総質量	1,650kg	1,961kg	2,006kg ^{※1}
釣合おもり質量	2,150kg	2,461kg	2,463kg ^{※2}
主ロープ質量	250kg	205kg	205kg
積載荷重	1,000kg		
合計	5,050kg	5,627kg	5,674kg
静止軸荷重 ^{※3}	-	55,789N	55,806N

※1 実測値から、テールコードの1/2質量、釣合くさりの1/2質量を引いた値

※2 実測値から、釣合くさりの1/2質量を引いた値

※3 静止軸荷重は、テールコード、釣合くさりの質量を加え、力の作用角度を考慮して算出する

2.4.2 事故機の主軸に作用するトルクの状況

(1)平成21年の主軸交換時に、三精輸送機が住友重機械工業に指示した荷重条件
住友重機械工業が作成した強度計算書によると、電動機容量は13kWとし、定格トルクに対する起動トルクの割合（以下、起動トルク比）を117.79%としている。この起動トルク比は、三精輸送機によると電動機出力軸の定格トルクは85.6Nm、起動トルクは100.8Nmとして算出されていたとのことである。

(2)巻上機の電動機容量の違いについて

電動機容量は13kWで強度計算がされていたが、実際には15kWで使用されていた。三精輸送機によると、15kWの電動機を13kWで使用するよう設計されていたが、仕様変更によるかご自重増加を考慮していなかったため、据付時に電動機の出力に余裕がないことが分かり、13kWで設定されていた電動機容量の設定を15kWに変更したとのことである。またこの変更にあたり、主軸の強度についての再検証は行われていなかった。

(3)起動トルクの実測結果

事故機の主軸にかかるトルクを確認するため、平成22年11月11日に住友重機械工業の社員立ち合いのもと、三精輸送機の社員により制御盤内のイン

バーターにより電動機電流を測定しトルクを算出した。測定の結果、積載荷重 1, 0 0 0kg で上昇運転の場合、電動機出力軸の起動トルクが 1 5 5. 7 Nm であり、起動トルク比は、1 6 3 %であった。

表 2 当該機のトルクの比較

	電動機容量	①定格トルク	②起動トルク	起動トルク比 (②/①×100)
設計値	13kw	85. 6Nm	100. 8Nm	117. 79%
実測値	15kw	95. 5Nm	155. 7Nm	163. 0%

実測結果より、設計時に 1 0 0. 8 Nmとされていた起動トルクは、実際には 1 5 5. 7 Nmとなっていた。また、計測誤差 (± 5 %) を考慮すると起動トルクが最大の場合、起動トルク比は 1 6 3 %の 5 %増しとして、1 7 2 %として検討を行うことが必要とのことであった。

三精輸送機が減速機発注時に算出した起動トルク (1 0 0. 8 Nm) は、減速機の歯車の噛み合い損失や、軸受損失などの機械的損失、走行時にレールとガイドシューとの間に発生する摩擦力などの走行抵抗などが考慮されていなかった。

2. 5 主軸の材質に関する情報

2.5.1 主軸の製造方法に関する情報

2.3.3 で示したように、平成 1 9 年の事故後に見直し後の基準で主軸の強度を再計算したところ疲労安全率は 1. 2 であり、強度に余裕がない状況であったため、軸の形状を変えないで強度アップを図る方法として浸炭処理が行われている。

浸炭処理による熱処理の影響で変形が生じないようにするため、強度が十分に確保されている場合は、寸法精度が要求される部位に対して変形が生じないように部分的に防炭処理を行うとのことである。

住友重機械工業によると、エレベーターの主軸以外の製品に対して浸炭処理を行うことや、浸炭処理をする製品の一部分に防炭処理を行うことは一般的に実施されているが、浸炭処理、防炭処理ともにエレベーターの主軸に適用したのは今回が初めてとのことである。

今回の主軸については、キー溝部分の強度を増すためには、この部分も含めて浸炭処理を行う必要があるが、キー溝部分の表面処理方法については、具体的な指示が住友重機械工業の設計部門から製造部門に対して行われていなかった。

住友重機械工業の製造部門は、キー溝部は三精輸送機が製造する綱車と嵌合する場所であるため、寸法の精度を高めるために防炭処理を行ったとのことである。

2.5.2 折損軸の解体分析結果の状況

当該減速機の解体による、折損軸の取り出し及び、外観観察を昇降機等事故対策委員会委員立会のもとで行った。その後、第三者機関である株式会社コベルコ科研（以下、コベルコ科研）によって折損軸の詳細分析が行なわれた。その結果は以下のとおりである。

(1) 外観検査及び寸法測定結果

- ①破壊の起点は、キー溝底R部の隅であり、隅の曲率半径は0.4 mm～0.6 mm、キー溝R部先端と軸の段付き部の距離は4 mmである。
 - ②破断面は疲労破壊の様相を呈しており曲げ応力を主として破壊が進展していたと考えられる。最終破断部の面積が小さいので、負荷応力が比較的小さい高サイクル疲労であると推測される。
 - ③寸法や仕上げ公差に関しては、図面で指示されている公差範囲に入っている。
- (表3)

表3 折損軸の寸法測定結果

測定箇所	実測結果(mm)	図面指示(mm)
外径	75.0218	75 (+0.011～+0.030)
キー溝幅	20.0739	20 (+0.065～+0.149)

(2) 破断面の分析結果

図7にコベルコ科研の分析結果の抜粋を示す。

- ①キー溝底部の機械加工による表面粗さは図面で指示された最大高さ（山頂と谷底との間隔）40 μmを満たしている。
- ②キー溝底部に破壊の起点が認められた。
- ③最終破断部は粒界破壊している。
- ④破面にビーチマークが確認された。
- ⑤破面の形態からねじり応力の影響は観察されない。
- ⑥破面付近に著しいツールマーク（工具痕）が認められ、ツールマーク付近の表面粗さはかなり大きいですが、図面の指示範囲内である。
- ⑦当該軸部はキー溝部分に防炭処理がなされており、キー溝部分に浸炭処理が施されていない。キー溝部のビッカース硬さ（表層0.05 mm位置）は280 HVであり、キー溝近傍以外の浸炭処理層の硬さは720 HV（表層0.05 mm位置）であった。この硬さを引張強さ-硬さ換算表（SAEJ417）により引張強さに換算した結果は表4のとおりである。

表4 折損軸の硬さ試験結果

	ビッカース硬さ (表層 0.05mm 位置)	引張強さ (換算値)
キー溝部 (防炭処理層)	280HV※	890N/mm ²
浸炭処理層	720HV	2055N/mm ² 以上
(参考)クロムモリブデン鋼(SCM822H) (浸炭処理をしていない材料)	—	1030N/mm ²

※表層以外の場所においては 0.05mm から 5.00mm の間で測定し、ビッカース硬さは 230HV から 310HV の間で推移しており、実際の数値は 280HV 前後である可能性がある。

⑦キー溝表層部には、10 μm 程度の酸化層が確認された。

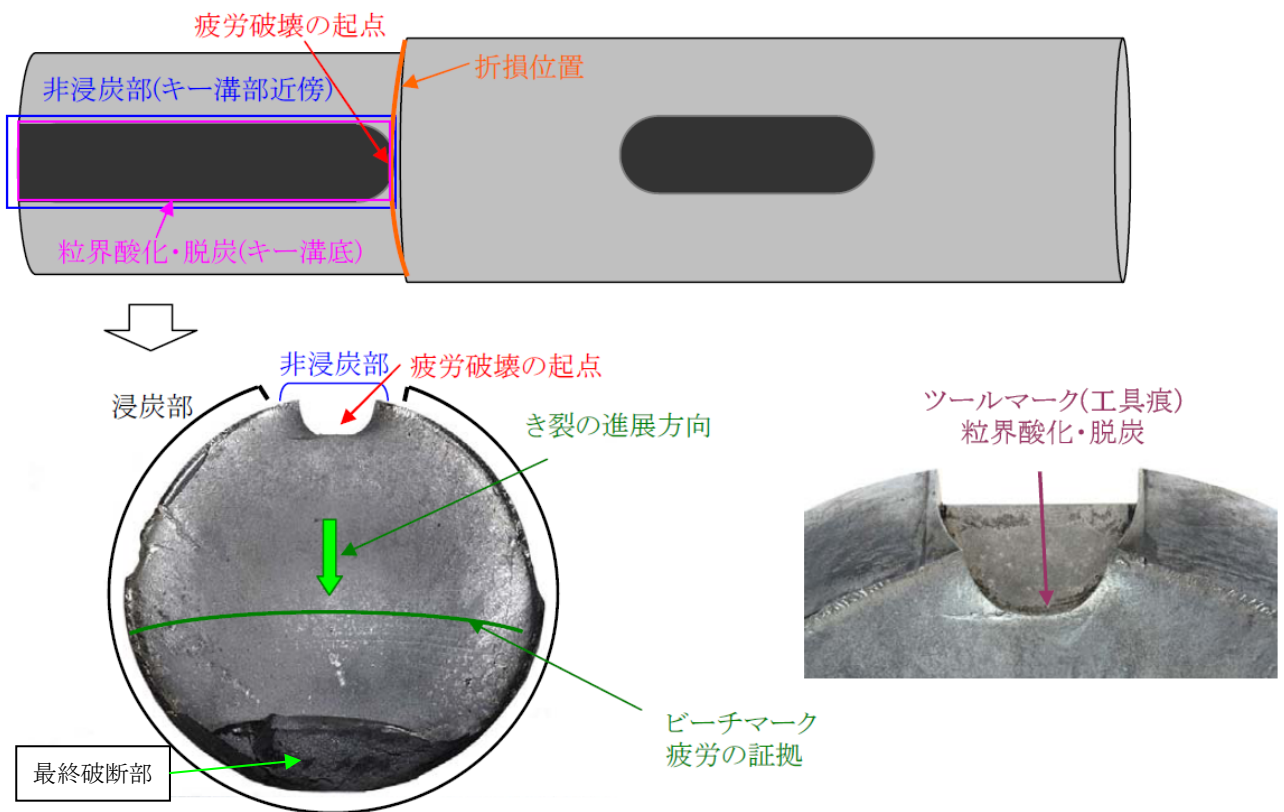


図7 折損軸の疲労破壊の状況 (コベルコ科研の報告書から抜粋)

2.5.3 事故機と隣接する同一仕様のエレベーターの主軸の解体分析結果

事故機と隣接する同一仕様のエレベーターの主軸2本(非折損)についても、コベルコ科研が折損軸と同様の解体分析試験を行った。結果は、表5に示すとおりである。

表5 同型機の出力軸の解体分解検査の結果（折損軸との比較）

調査項目		品名		
		折損軸	非折損軸 1	非折損軸 2
外観観察	フレッシング痕	あり	あり	あり
	ツールマーク	著しい	軽微	軽微
浸透探傷試験	キー溝部	—	亀裂なし	亀裂なし
粗さ測定※1	キー溝底 R 部近傍	Ra4.804 μ m	Ra2.459 μ m	Ra2.530 μ m
		Rz28.740 μ m	Rz15.831 μ m	Rz16.803 μ m
残留応力	キー溝底 R 部近傍	-421N/mm ²	-326N/mm ²	-364N/mm ²
溝隅曲率半径	中央部	0.2099mm	0.2768mm	0.1934mm
寸法測定	外径	75.0218mm	75.0221mm	75.0228mm
	キー溝幅	20.0739mm	20.0900mm	20.0976mm
キー溝表層部	酸化層	あり	あり	あり
硬さ※2	横断面キー溝底	280HV	312HV	315HV
浸炭状況	非浸炭部	キー溝・ キー溝コーナー部	キー溝・ キー溝コーナー部	キー溝・ キー溝コーナー部
成分分析	D/4 位置	SCM822H (クロムモリブデン鋼)	SCM822H (クロムモリブデン鋼)	SCM822H (クロムモリブデン鋼)

※1 Ra：算術平均粗さ、Rz：最大高さ

※2 表層 0.05mm 位置

キー溝部に亀裂は確認されなかったが、折損軸と同様に、キー溝部は防炭処理がされており、酸化層も確認された。キー溝底部の硬度も低下していたが、折損軸よりは大きい値であった。粗さの程度は、折損軸の方が粗かった。

2.5.4 酸化層の影響による疲労限の低下に関する情報

コベルコ科研によるとキー溝部に確認された酸化層の深さは10 μ m程度であった。また、酸化層の影響で疲労限が低下することが知られており、新日鉄技報第354号において、酸化層の深さと疲労限の関係が図8のように示されている。

住友重機械工業によると、図8に示されているグラフから酸化層深さが0 μ mの場合と酸化層深さが10 μ mの場合の疲労限を読み取り、約10%程度疲労限が低下していたと推定されるとのことである。

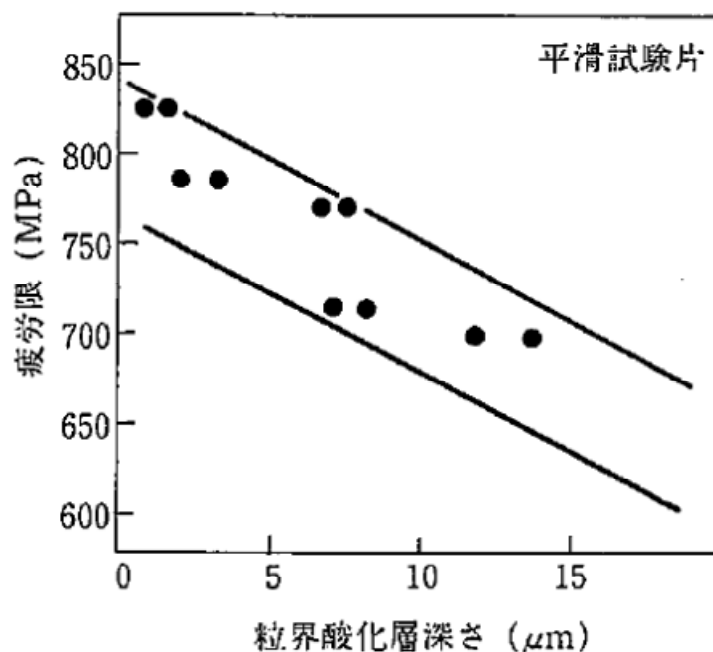


図8 酸化層と疲労限の関係（新日鉄技報第354号）

2. 6 主軸の強度計算書の状況

2.6.1 住友重機械工業の強度計算書

住友重機械工業によると、平成21年3月23日に巻上機主軸を交換する際にその主軸について強度計算がなされている。この際には平成19年3月に折損した際の折損箇所（ギヤボックス内部のギヤ嵌合部の根元）が最も応力が大きくなる場所であることから軸の最弱断面であるとして、その断面について計算書が作成されているが、今回の折損箇所については、計算が行なわれていなかった。

事故機のかご自重、おもり自重、トルクの実測結果及びコベルコ科研の分析結果から今回の折損箇所について事故後に住友重機械工業が行った強度計算結果の比較は表6のとおりである。

表6 今回の折損箇所における安全率の比較

	曲げモーメント (Nm)	伝達トルク (Nm)	①発生応力 (N/mm ²)	②疲労限 (N/mm ²)	③安全率 (②/①)
浸炭軸発注時の 条件	3592	2453	225.9	431.6	1.91
荷重条件を実測値 に変更	3777	4133	266.7	431.6	1.62
調査結果を考慮 した強度計算	3777	4133	266.7	278.2 ^{※1}	1.04

※1 防炭処理及び酸化層による疲労限低下を考慮

2.6.2 住友重機械工業が実施したFEM解析の結果の状況

住友重機械工業により、折損軸の応力状態をFEM解析によって求めた。キー溝底部に最大曲げ荷重がかかる状態に軸が静止している条件で線形計算により行なわれた。メッシュサイズは、折損部であるキー溝底R部では0.05mmとしている。

解析結果から、最も応力が集中する箇所は、キー溝底部であり、これにより、最大応力が発生する位置と亀裂が生じ始めたと思われる場所が一致することが確認された。また、最大主応力は615.5MPaとなり、強度計算結果の266.7N/mm²(MPa)の2倍以上となっているが、住友重機械工業によると、この数値が大きいことは疲労が生じることの判断に用いることはできず、あくまで実績により判断されるべきであるとのことであった。

3. 分析

3.1 破壊の起点部と折損原因についての分析

2.5.2及び2.6.2から、コベルコ科研が行った事故機の解体分析結果による破壊の起点部と、住友重機械工業で実施されたFEM解析結果による最大応力発生部の位置が一致していることから、折損軸の破壊の起点は、キー溝底R部の隅部であると認められる。2.2.1に記述した事故機の仕様及び起動回数の実績値から、巻上機を交換した平成21年3月23日から、事故が発生した平成22年10月7日までの軸の負荷変動サイクル数は表7のように推定される。表7の概略計算によると、折損軸には、300万回程度の繰り返し曲げ荷重と捻り荷重がかかっていたと推定される。

表7 折損までの繰り返し荷重の回数の推定

項目	記号	算出結果	算出過程等
1日のかごの往復回数	A	99回/日	1日起動回数：594回
			1階→9階までの停止回数：3回(仮定)
			9階→1階までの停止回数：3回(仮定)
1日のかご走行距離	B	9,668m	昇降行程：48.83m
			$B=48.83 \times 2 \times A$
1日の綱車回転数	C	5,498回/日	綱車径：0.56m
			$C=9,668 \div (0.56 \times 3.14)$
1.5年の綱車回転数	D	3,010,155回	$D=C \times 365 \times 1.5$

また、2.5.2の事故機の解体分析結果によると、疲労破壊の痕跡を示すビーチマークが確認される。

以上から今回の主軸折損は負荷応力が比較的小さい高サイクル疲労によるものであると推定される。

3. 2 発生応力についての分析

(1) 荷重条件についての分析

2.4.1で示したように、平成21年の主軸交換時にかご自重1,961kg、おもり自重2,461kgと見積もっていたが、実際はかご自重2,006kg、おもり自重2,463kgであったことから、主軸にかかる静止軸荷重を55,806Nとすべきところを55,789Nとしていた。

材料のばらつき等による誤差があるのであれば、それを余裕として見込む必要があった。

(2) 曲げモーメントについての分析

(1)により静止軸荷重が実態と異なっていたことから、3,777Nmとすべき曲げモーメントが3,592Nmとして計算されていた。

(3) トルクについての分析

2.4.2で示したように巻上機の電動機容量を設計値の13kWから15kWに引き上げていたこと、走行抵抗等を考慮せずに起動トルクを算出していたことにより、4,133Nmとすべきトルクが2,453Nmとして計算されていた。

(4) 発生応力についての分析

(1)から(3)により、主軸折損部の発生応力は266.7N/mm²とすべきところを225.9N/mm²とされていた。

以上より、平成19年の主軸折損後に三精輸送機が住友重機械工業に減速機を発注する際に仕様変更による設計変更後の重量増加を適切に反映していなかったこと、電動機容量を現場で変更したにも関わらず、これによる軸強度の再計算を行わなかったこと、本来考慮すべき走行抵抗等を考慮しなかったことから、15%程度低く発生応力を見積もる結果となっていた。

また、かご自重、おもり自重については、申請値と実測値の間には大きな乖離があった。

3. 3 疲労限の低下についての分析

住友重機械工業の当初の設計では、浸炭処理を行うことにより、軸の引張強度をクロムモリブデン鋼（SCM822H）の引張強度 1030 N/mm^2 の1.2倍まで強化でき、その35%の強度として求められる回転曲げ疲労限を 431.6 N/mm^2 とする予定であったが、防炭処理を行ったことにより、期待した強度が確保されておらず、2.5.2で示したように破壊の起点となったキー溝部の引張強さは 890 N/mm^2 となっていた。このときの疲労限は $890 \times 0.35 = 311.5\text{ N/mm}^2$ 程度であると推定される。また、2.5.4で示したようにキー溝部において確認された酸化層の影響により疲労限はさらに低下していたと推定できる。

3. 4 主軸が疲労破壊した要因についての分析

2.6.1で示したように、今回の折損箇所について、住友重機械工業が当初想定していた安全率は1.91とされている。

これに対し3.2及び3.3で述べたとおり、発生応力が設計値より大きくなり、疲労限が設計値より小さくなったことにより、安全率は低下していたと考えられる。

安全率の推移は表8のようになると推定される。

表8 折損軸の安全率の推移

	①発生応力 (N/mm^2)	②疲労限 (N/mm^2)	③安全率 (②/①)
浸炭軸発注時の強度計算	225.2	431.6	1.91
調査結果を考慮した強度計算	266.7 ^{※1}	278.2 ^{※2}	1.04

※1 荷重条件を実測値に変更

※2 防炭処理及び酸化層による疲労限低下を考慮

今回の折損軸と同種の機械構造用合金鋼鋼材であるクロムモリブデン鋼（JISの種類記号：SCM）のS-N曲線は、図9に示すように、最大と最小の間には広い幅がある。最小特性の 1×10^7 回（基本的に疲労しない状態）の回転曲げ疲労限 σ_a は、鋼材の引張強度 σ_B の35%であるが、最大特性では65%程度のものもある。強度計算書に使用した軸に掛かる荷重は、事故機の実測値であり、また、破断部分の材料の破断強度も硬度の実測結果から求めたものなので数値の正確度が高く、材料の疲労限としては、ばらつきの最低限である破断強度の35%を使用しているため、安全率が1.0を上回っていれば、疲労破壊することはないことになる。もともと安全側に設定された安全率を、現状の荷重等を精査してもさらに上回っている状況にある。

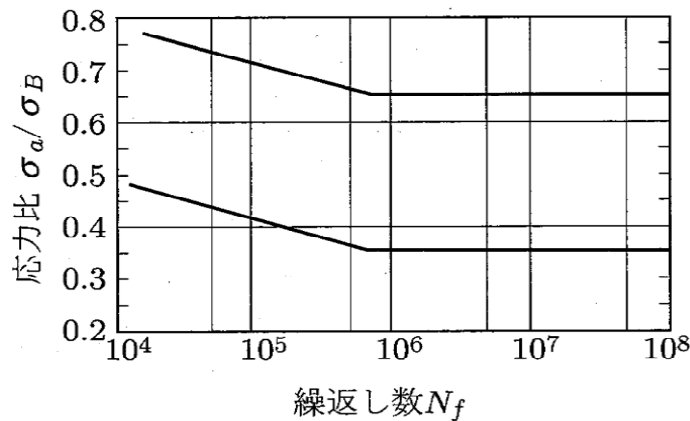


図9 SCMの回転曲げのS-N曲線

一方、2.5.3 で記述したように、同様の条件で製造・使用されている隣接機の1号機及び3号機の主軸は、事故機である2号機と同様にキー溝部に防炭処理が行われており、疲労限は低下していたと思われるが折損にまでは至らなかった。

この1号機及び3号機と比較し2号機の主軸は、キー溝底部の機械加工の仕上げ精度が、粗いことが確認されている。この精度は図面指示の範囲内であり、加工に問題があったわけではないが、疲労破壊の起点となる亀裂をより発生し易い状態であったと考えられる。

このため、防炭処理による安全率の低下に加え、表面の仕上げ精度のばらつきにより、2号機の主軸は安全率1.0を下回る状態にあったと考えられる。

3.5 住友重機械工業の強度計算書についての分析

2.3.2 で示したように平成19年に発生した主軸折損事故の後、安全率の基準を1.2以上としている。日本機械学会の金属材料疲労強度の設計資料Iに記載されている自動車や鉄道車両の安全率の例として1.2～1.3が示されており、安全率の基準としては妥当であると考えられる。しかし、安全率の基準を1.2としてもよいのは、荷重値が明確に把握できていること、及び、材料の疲労限度に影響を与える諸因子の推定に確かなデータがある場合である。住友重機械工業によると、浸炭処理は実績があるが、エレベーターの主軸に使用したのは今回が初めてのことである。硬度の高い鋼材に熱処理を施した場合、部材の均一性も損なわれるため、強度計算で用いる係数を見直すか安全率をより大きな値にするなどの対応が必要であると考えられる。

3.6 主軸の製造方法についての分析

住友重機械工業は、強度に余裕がない部材への浸炭処理であること、経験のないエレベーターの主軸への浸炭処理であるにも関わらず、十分な注意を払わずに浸炭処理を行い、結果として強度の低い主軸を製造していたと考えられる。

4. 原因

本事故は設計値に比較し、軸に対し大きな力が加わったこと、主軸の強度が弱かったことにより主軸に疲労破壊を引き起こさないための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推定される。

設計値に比較し、軸に大きな力が加わったのは、主軸に作用する力を算出する際に、走行時に発生する走行抵抗などによる損失を算入していないなど本来考慮すべき事項を考慮していなかったこと、仕様の変更を行った場合に強度の検証を適切に行っていなかったことによるものと考えられる。

設計値に対し主軸の強度が弱かったのは、主軸の製造にあたって強度の向上のために行った浸炭処理が適切に行われなかったことによるものと考えられる。また、実績の少ない浸炭処理を行うにあたり適切な安全率を見込まなかったことも一因となっていると考えられる。

5. 意見

国土交通省は、巻上機の主軸に必要とされる強度について技術的な検討を行い、その結果を踏まえ新たに設置されるエレベーターについては適切に強度の検証が行われるよう措置すること。

既存のエレベーターについても、製造者に対し調査を行い安全確保のため必要な処置をとるよう指導を行うこと。

6. 参考

6. 1 住友重機械工業製の減速機を使用したエレベーターの安全性確認結果

(1) 実測結果

国土交通省は三精輸送機に対し、住友重機械工業製の減速機を使用したエレベーターのかご自重、おもり自重、トルクを再確認し、エレベーターの安全性の確認を行うよう指導を行った。

三精輸送機は、住友重機械工業製の減速機を使用したエレベーター951台のかご自重、おもり自重及びトルクの実測を実施した。

この計測においては、減速機のタイプ毎に調査台数が10台以上となる地域においては、所管区域ごとに地方整備局の職員が各数台ずつ立ち合いを行った。

結果は次の通りであった。

- ①かご自重、おもり自重の実測値が設計値を超過していたもの：182台
- ②トルクの実測値が設計値を超過していたもの：640台

かご自重、おもり自重の超過原因は、三精輸送機によると表9のとおりであった。

表9 三精輸送機製エレベーターの重量測定結果

重量超過要因	台数
鋼材のばらつきなどのわずかな重量増加要素や測定誤差の影響（3%以内）	60台
仕上げ等特殊仕様分の加算漏れ	98台
据付調整時に追加したおもり重量分の加算漏れ	24台
合計	182台

トルクの超過原因は、本来設計時に考慮すべき、減速機の歯車の噛み合い損失や、軸受損失などの機械的損失、走行時にレールとガイドシューとの間に発生する摩擦力などの走行抵抗を考慮していなかったためであるとのことであった。

(2) 実測値をもとにした安全性の検証結果

①実測値をもとにした主軸の安全性の検証

かご自重、おもり自重及びトルクを実測値として主軸の強度検証を行ったところ、安全率が1.2を下回るものはなかった。

②実測値をもとにした主索及び釣合おもり側レールブラケット間隔の検証

かご自重、おもり自重を実測値として主索及び釣り合いおもり側レールブラケット間隔の安全性の検証を行った結果は表10のとおりである。

表10 三精輸送機製エレベーターの安全性確認結果

内容	台数
主索の安全率が基準値以下	6台
おもり側レールブラケット間隔が許容値以下	2台
合計	8台

上記8台については、強度の高いロープへの交換や、かごの軽量化などの措置を講じ安全性の確保を行った。

6.2 三精輸送機製のその他のエレベーターの安全性確認結果

国土交通省は三精輸送機に対し、住友重機械工業製の減速機を使用したエレベーター以外のエレベーターについても安全性の確認を行うよう指導を行った。

三精輸送機によると、住友重機械工業製の減速機を使用したエレベーター以外のエレベーターで、所在地の住所が確認できるものは4, 169台であるとのことであった。

(1) かご自重、おもり自重について

4, 169台のうち、申請値が確認できる2, 375台について製作図面から重量を算出した結果、申請値を超えていたものは313台あり、超過要因は次の通りであった。

①仕上げ等特殊仕様分の加算漏れ：279台

②据付調整時に追加したおもり重量分の加算漏れ：34台

また、6.1のとおり、鋼材のばらつきなどのわずかな重量増加要素や測定誤差の影響が最大3%の範囲内で多数見られたことから、図面精査の結果が申請値の97.08%($100/103 \div 97.08\%$)を超え余裕のない設計となっており、実際の重量が設計値を超えている可能性があるものが449台あった。

重量超過の可能性のある762台については、算出された値で主索等の安全率の検証を行ったが、主索等の交換を必要とするものはなかった。

また、申請値が確認できない1, 794台については、主なかごの仕様及びおもりの実情から算出される重量に、誤差で生じるおそれがある3%を加えた値により主索等の安全率の検証を行ったが、主索等の交換を必要とするものはなかった。

(2) 主軸の安全性の確認について

(1)の重量の算出に加え、次のとおりトルクについて検討を行い、主軸を有しない油圧エレベーターを除いたエレベーター3, 523台の主軸の安全性の検証を行った。検証にあたって、トルクの設定が必要なものについては、想定される最大トルク(100%積載時の不平衡トルクの2倍)で検証を行った。なお、6.1で行ったトルクの実測において上記最大トルクを超えるエレベーターはなかった。

①設計時のデータが確認できたもの(1641台)

設計時に使用したトルクを最大トルクに置き換えて安全性の検証を実施し、すべて安全率が1.2以上確保されていることを確認した。

②減速機を有しない巻上機(ギヤレス)であるもの(762台)

綱車が主軸を通じモーターに直結する構造となっており、設計されたトルクを超えた場合、モーターの安全回路が働くことにより稼働しない構造となつて

いる。このため、設計値を超えたトルクが生じているおそれはないものと推定した。

③歯車と綱車が主軸を介さないで動力を伝えているもの（827台）

主軸にトルクが作用しないため、トルクについて検証をすることは要しなかった。

④その他詳細仕様が分からないもの（293台）

これらのエレベーターは最も新しいものでも設置以降23年が経過している。これらのエレベーターの起動回数は不明であるが、他の三精輸送機製エレベーターで起動回数を確認できるものは、1日当たりの平均起動回数は約400回である。23年間にわたってこの回数で起動していたと考えた場合の綱車の回転数から、軸に 2.1×10^7 回の繰り返し荷重がかかっていると推定される。（綱車径500mm、1回当たりの昇降距離を10mと仮定）また、最も少ない起動回数は1日当たり116回であり、同様に計算すると軸に 6.2×10^6 回の繰り返し荷重がかかっていると推定される。

一方、鋼材は $10^6 \sim 10^7$ 回の繰り返し荷重を受けて破壊しない場合は基本的に疲労破壊しない性質を持っているため、これらのエレベーターの主軸については、疲労破壊により軸が折損することはないと推定した。

①から④のとおり、住友重機械工業製の減速機を用いたエレベーター以外の主軸について、トルクの設定誤りを原因として安全性に問題があると考えられるものはないと推定した。

6. 3 三精輸送機が講じた再発防止策

三精輸送機は、本事故発生後、以下の再発防止策を講じた。

- (1) 巻上機主軸の強度計算に係るかご重量等の静止軸荷重の重量増加分の折り込み不足や綱車の駆動トルク不足については、設計段階においては、仕様変更による条件変更、今回の実測結果から得た走行抵抗等による損失を今後の設計に盛り込み、適切な荷重条件を設定する。また、据付時に設計値との相違が判明した場合は確実に設計部門に報告し、設計部門による再計算により安全性の確認を確実にを行うことにより再発防止を図る。
- (2) 事故機の巻上機の主軸は、浸炭処理をしていない従来から実績のある材料で折損位置の軸径を75mmから90mmのものに変更した。交換後の軸は、実測値から算出した荷重条件で最弱部の安全率が1.74となっている。

6. 4 住友重機械工業が講じた再発防止策

住友重機械工業は、本事故を受けて、今後エレベーターの主軸に使用する鋼材には、実績のある機械構造用炭素鋼又は合金鋼を使用し、それらに強度アップを目的とした特殊な表面処理は行なわないこととした。