نشریه علمی – پژوهشی مهندسی سازه و ساخت، دوره ۷، شماره ویژه ۱، سال ۱۳۹۹، صفحه ۲۶۲ تا ۲۷۵

نشریه مهندسی سازه و ساخت
(علمی – پژوهشی)

www.jsce.ir

طراحی آسانسور با مکانیزم حرکتی بال‌اسکرو جهت کاربرد در صنعت ساختمان

جواد راستی [1*]

۱- استادیار گروه ساخت و تولید، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

چکیده

با رشد سریع جمعیت، نیاز به آسانسورها رو به گسترش است. نوع مرسوم آسانسور ساختمانی، نوع کششی است که نیاز به چاهک آسانسور، موتورخانه و همچنین وزنه تعادل دارد. آسانسورهای هیدرولیکی برای بار زیاد و طبقات کم بکار می روند که نیاز به موتورخانه روی بام ندارند. سیستم های پیچی نیز مانند پیچ قدرتی بیشتر برای بالابرهای صنعتی کاربرد دارد که دلیل آن سرعت کم، تلفات اصطکاکی و تولید حرارت در سرعت بالاتر و همچنین احتمال کمانش است. بال اسکرو دارای حرکت نرم، بدون صدا و ارتعاش و همچنین تلفات اصطکاکی بسیار کم می باشد که می تواند سرعت بالاتری نسبت به پیچ قدرتی داشته باشد و لذا برای آسانسور کاربردی شود. بدین منظور به طراحی آسانسوری برای حمل شش نفر در سه طبقه با سیستم حرکتی بال‌اسکرو و با سرعت ۰/۶ m/s پرداخته شده است. طراحی مفهومی آسانسور و اجزاء آن، انتخاب بال‌اسکرو و مهره مناسب، طراحی چرخدنده مخروطی دنده مستقیم و تعیین سرعت و توان موتور در دو حالت با و بدون وزنه تعادل ارائه شده است. مقایسه این سیستم با سیستم مرسوم کششی نشان می دهد که در حالت بدون وزنه تعادل، در سرعت یکسان با سیستم کششی کابلی، این روش به موتوری با توان بالاتر نیاز دارد اما اگر سرعت به m/s ۰/۴۵ کاهش داده شود موتوری با توان کمتر از سیستم کششی کابلی نیاز است که با توجه به حذف چاهک آسانسور، موتورخانه و وزنه تعادل در جایی که سرعت پایین مشکل ساز نباشد توجیه دارد و کاربرد آن در منازل ساده تر خواهد بود. در صورت کاربرد وزنه تعادل توان موتور بسیار کاهش یافته و با استفاده از اینورتور از برق تک فاز منازل می توان این سیستم را بکار برد.

کلمات کلیدی: آسانسور، بال‌اسکرو، چرخدنده مخروطی، پیچ بلبرینگی، بالابر

سابقه مقاله:					شناسه دیجیتال:
دریافت	بازنگری	پذیرش	انتشار آنلاین	چاپ	10.22065/JSCE.2018.141037.1610
۱۳۹۷/۰۴/۲۵	۱۳۹۷/۰۷/۲۳	۱۳۹۷/۰۹/۰۹	۱۳۹۹/۰۱/۱۵	۱۳۹۹/۰۱/۱۵	doi: 10.22065/JSCE.2018.141037.1610

*نویسنده مسئول: جواد راستی

پست الکترونیکی: rasti@qut.ac.ir

Design of the ball screw-driven elevator for use in the building industry

Javad Rasti

Department of Mechanical Engineernig, Qom University of Technology (QUT), Qom, Iran

ABSTRACT

With the rapid population growth, the need for elevators is being increased. The common type of elevator used in the building industry is a cable-lifted elevator which requires an elevator pit, machine room, and also counter-weight. Hydraulic elevators have been used for high loads and a few floors and do not require to machine room on the roof. Screw systems such as power screw used more for industrial lifters, due to its low speed, frictional losses, and heat production at higher speeds and also the possibility of buckling. Ball screw has soft motion, low sound and vibration, as well as very low frictional losses, which can have a higher speed than a power screw, and therefore may be applied for the elevator. For this purpose, the design of a ball screw-driven elevator for carrying of six people in three floors with a speed of 0.6 m/s has been considered. The conceptual design of the elevator and its components, selection of appropriate ball screw and nut, design of the straight bevel gear, and finally, the determination of the motor power and speed in both conditions with and without counter-weight have been presented. Comparison of these systems with the conventional traction system show that at the same speed, this method requires a motor with higher power in the case of no counter-weights, but if the speed is reduced to 0.45 m/s, a motor with less power is needed and among the other benefits such as the elimination of the pit, machine room, and the counter-weight, makes this method to be more preferable comparatively and easier to implement in the residential buildings. If the counter-weight is used, the power of the motor is reduced significantly and the system may be performed utilizing the existed single-phase current in home buildings using a proper inverter.

ARTICLE INFO

Receive Date: 16 July 2018
Revise Date: 15 October 2018
Accept Date: 30 November 2018

Keywords:
Elevator, Ball screw, Straight bevel gear, Ball-bearing screw, Lifter

All rights reserved to Iranian Society of Structural Engineering.

doi: 10.22065/JSCE.2018.141037.1610

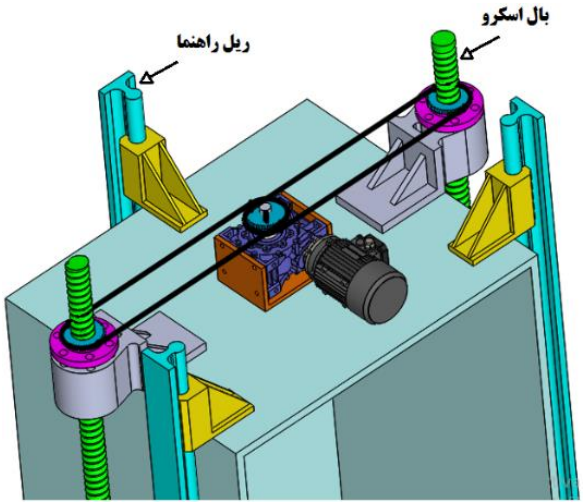
*Corresponding author: Javad Rasti
Email address: rasti@qut.ac.ir

۱- مقدمه

در حال حاضر آسانسورهای مختلفی با توجه به نوع کاربرد، تعداد طبقات، ظرفیت مورد نیاز و میزان هزینه کرد مورد نظر به کار می رود که مرسوم ترین آنها آسانسورهای کششی گیربکس دار۱ یا گیرلس و آسانسورهای هیدرولیکی است. سیستمهای دیگر نظیر پنوماتیکی، قیچی (ضربدری)، دنده شانه ای، پیچ قدرتی و پیچ ساچمه ای (بال اسکرو) نیز کاربرد داشته اند. به طور کلی آسانسورها می توانند با یا بدون موتورخانه، با یا بدون وزنه تعادل و به شکل متداول یا پانوراما اجرا شوند. نوع پانوراما برای دیدن مناظر در نمای ساختمان یا داخل پاساژها به کار می رود. نوع کششی همواره با وزنه تعادل بکار می رود [۳-۱]. پای و همکارانش [۴] سیستم آسانسورهای بدون موتورخانه۲ (MRL) را مورد ارزیابی نقادانه قرار داده اند. این آسانسورها در حال حاضر به عنوان یک طرح جدید در آسانسور با مزایای ویژه قلمداد می شوند [۵]. در این آسانسورها موتور روی ریلها قرار می گیرد و ریلها از نوع متداول سپری شکل به فرم I تغییر داده شده اند [۶]. کلیک و کورباتی نیز دلیل تقاضا برای آسانسورهای هیدرولیکی را بررسی کرده اند [۷]. اصولاً سیستم هیدرولیکی برای بار زیاد و طبقات کم مناسب است. سرعت آسانسور هیدرولیکی در محدوده ۰/۲-۰/۸ m/s است و در حالت با پیستون مستقیم و غیر مستقیم به ترتیب تا ارتفاع ۱۷ و ۲۴ متر قابل کاربرد است و در این آسانسورها به موتورخانه روی بام نیاز نیست. در ساختمان های مسکونی که تعداد طبقات آن ها از روی طبقه اصلی بیش از ۲ طبقه بوده و یا فاصله بین طبقه اصلی و کف آخرین آپارتمان بیش از ۷ متر باشد پیش بینی آسانسور توصیه شده است. اگر فقط یک آسانسور بکار رود توصیه بار مجاز آن حداقل ۶۳۰ kg و حداقل سرعت ۰/۶۳ m/s می باشد. آسانسورها امروزه واقعیت جدایی ناپذیر شهرهای با جمعیت متوسط به بالا می باشند و از مولفه های ساختاری در مهندسی شهرهای هوشمند محسوب می شوند [۸].

پیچ قدرتی بیشتر برای بالابرهای صنعتی کاربرد دارد که دلیل آن سرعت کم، تلفات اصطکاکی و تولید حرارت در سرعت بالاتر و همچنین احتمال کمانش است. نوع بال اسکرو کمتر مورد تحقیق قرار گرفته است. بال اسکرو با توجه به کارگیری ساچمه دارای حرکت نرم، بدون صدا و ارتعاش و همچنین تلفات اصطکاکی بسیار کم می باشد که می تواند سرعت بالاتری نسبت به پیچ قدرتی داشته باشد و لذا برای آسانسور کاربردی شود. در کار حاضر به طراحی آسانسوری با مکانیزم حرکتی پیچ ساچمه ای (بال‌اسکرو)[۳] پرداخته شده است. طرح مورد نظر شامل یک موتور ترمز دار است که روی سقف کابین آسانسور نصب می شود. این موتور توسط کوپلینگ به گیربکس چرخدنده مخروطی با دنده های مستقیم[۴] وصل می شود و خروجی گیربکس به دو چرخدنده متصل است که توسط تسمه دندانه‌دار[۵] چرخش موتور را به مهره های گردان بال‌اسکروها منتقل می کنند. گیربکس حلزونی هر چند مزیت خودقفل کنی دارد ولی اینجا کاربرد ندارد. دلیل آن نسبت کاهش سرعت زیاد آن است که بطور متداول از ۱ به ۲۰ تا ۱ به ۷۵ موجود است. در سیستم بال اسکرو چون گام پیچ زیاد نیست مهره باید با سرعت بالا بچرخد و لذا کاربرد چرخدنده حلزونی این سرعت را تامین نمی کند. گیربکس چرخدنده مخروطی استفاده شده دارای نسبت تبدیل ۱ به ۳ است. دو بال‌اسکرو در طرفین کابین استفاده شده است تا هم نیروی کمتری به هر کدام وارد شده و لذا ابعاد و هزینه هر کدام کاهش یابد و هم برآیند نیروها به مرکز کابین بدون گشتاور خمشی وارد شود. البته همزمان کردن[۶] حرکت مهره ها مهم بوده و بایستی با سیستم الکترونیکی کنترل شود. بقیه قطعات از جمله ریل، ترمز، متعلقات کابین و غیره با سیستم مرسوم آسانسور کششی کابلی تفاوت چندانی نداشته و همان اصول می تواند بکار رود. طرح مورد نظر و نحوه نصب اجزاء مختلف کنار هم در شکل ۱ دیده می شود. طراحی ها در نرم افزار سالیدورک انجام شده است.

[1] Geared traction elevator
[2] Machine room-less elevator
[3] Ball screw
[4] Straight threaded bevel gears
[5] Time belt
[6] Synchronizing



شکل۱: نمای کلی از آسانسور طراحی شده با مکانیزم بال‌اسکرو.

۲- محاسبات و طراحی

در این مقاله به طراحی آسانسوری برای حمل ۶ نفر در ۳ طبقه پرداخته می شود. ابتدا ابعاد و اندازه های استاندارد آسانسور بر مبنای استاندارد EN-81 و مبحث ۱۵ مشخص می شود [۹]. سپس با توجه به نیروهای وارد بر آسانسور و سرعت مورد نیاز، بال‌اسکرو و مهره مناسب، انتخاب شده است. در انتخاب بال‌اسکرو از کاتولوگ محصولات شرکت هایوین استفاده شده است [۱۰]. در مرحله بعد طراحی گیربکس مخروطی دنده مستقیم بر اساس اصول کتاب طراحی اجزاء ماشین شیگلی [۱۱] انجام می شود. سپس توان و سرعت موتور به دست آمده و بر اساس کاتولوگ شرکت ABB موتور ترمزدار مناسب انتخاب شده است [۱۲]. با توجه به مشابهت بقیه موارد طراحی از جمله ریلها و ترمز و غیره با سیستمهای مرسوم به آنها پرداخته نشده است.

۲-۱- ابعاد و وزن آسانسور

با توجه به طراحی آسانسور برای حمل ۶ نفر در سه طبقه ابتدا ابعاد کابین از استاندارد EN-81 و مبحث ۱۵ به دست می آید. کابین جزئی از آسانسور است که مسافر یا بار را درون خود جا می دهد. سطح مفید کابین سطحی است که برای ایستادن مسافر و گذاشتن بار به کار می رود و مساحت کابین برای جلوگیری از اضافه بار باید محدود گردد. سطح کابین در اینجا با توجه به ۶ نفر برابر ۱/۱۷ متر مربع و بر اساس جرم متوسط هر نفر به میزان ۷۵ کیلوگرم برابر ۱/۳ متر مربع می شود. عرض، عمق و ارتفاع کابین به ترتیب برابر ۱۱۰۰، ۱۱۰۰ و ۲۲۰۰ میلیمتر می شود. نیروهای وارد بر آسانسور برابر مقدار زیر به دست می آید:

$$F = (K + 1.25Q) \times (g + a) \cong 12000\ \text{N} \qquad (۱)$$

در این رابطه K جرم کابین به همراه قطعات روی آن است که که بر مبنای تجربه و راهبرد مرجع [۱] حدود ۶۰۰ کیلوگرم برآورد می شود. مقدار Q جرم نفرات در آسانسور است که برابر ۴۵۰ کیلوگرم می باشد. پارامتر g شتاب جاذبه (برابر ۹/۸۱ m/s2) و a شتاب آسانسور برابر ۰/۵ m/s2 در نظر گرفته شد که شتاب مناسبی برای جابجایی انسان است و بر اساس مشاوره با اساتید لحاظ شد. لذا نیروی کل برابر kN ۱۲ می شود. سرعت جابجایی آسانسورهای حمل انسان با توجه به نیاز بر حسب تعداد طبقات و ظرفیت آسانسور تغییر می کند، به عنوان مثال در برج میلاد این سرعت m/s ۷ و در برج سپهر بانک صادرات m/s ۴ است اما در ساختمان های مسکونی معمولاً در محدوده m/s

۰/۵-۲ در نظر گرفته می شود. در اینجا طراحی بر اساس سرعت m/s ۰/۶ انجام شد. طراحی ها به ترتیب برای بال‌اسکرو، گیربکس مخروطی و در نهایت موتور در دو حالت با وزنه تعادل و بدون آن انجام شده و با سیستم کششی مرسوم مقایسه شده است.

۲-۲- انتخاب بال‌اسکرو و مهره:

بال‌اسکروها پیچهایی با مهره بلبرینگی هستند که وظیفه اصلی آنها تبدیل حرکت دورانی به خطی و یا تبدیل گشتاور دورانی به نیروی محوری و برعکس می باشد (شکل ۲).

شکل۲ : بال‌اسکروهای متداول در صنعت با مهره فلنجی و مهره گرد.

پیچ های قدرتی با دنده مربعی یا دنده ذوزنقه ای ACME نیز همین کار را می کنند. در صنعت به این پیچ ها لید اسکرو[7] گفته می شود. اما مزیت بال‌اسکروها بر این پیچ ها کاهش تلفات اصطکاکی، گرم شدن ناچیز، حرکت آرام و بدون صدا و ارتعاش و دقت در حرکت و موقعیت یابی است. بال‌اسکروها در ساخت بسیاری از ماشین آلات با کنترل دیجیتالی نظیر ماشینهای کنترل عددی بکار می روند. در کار حاضر انتخاب بال‌اسکروها بر اساس کاتولوگ شرکت هایوین انجام می شود زیرا بال‌اسکروهای ساخت این شرکت دقت ساخت بالایی داشته و در بازار ایران به وفور یافت می شوند. دقت ساخت این بال‌اسکروها به سه دسته سنگ زده شده دقیق ، نوردی دقیق و نوردی معمولی تقسیم می شوند که با نشان Cx نامگذاری شده اند و هر چه x کمتر باشد دقت ساخت بالاتر است (جدول ۱). در اینجا با توجه به عدم نیاز به دقت مکان یابی بالا، نوع نوردی معمولی با دقت ساخت C6-C10 مناسب است. در طرح حاضر نوع C7 با دقت حدود µm ۵۰ در مسافت mm ۳۰۰ انتخاب شد که برای آسانسور دقت بالایی می باشد.

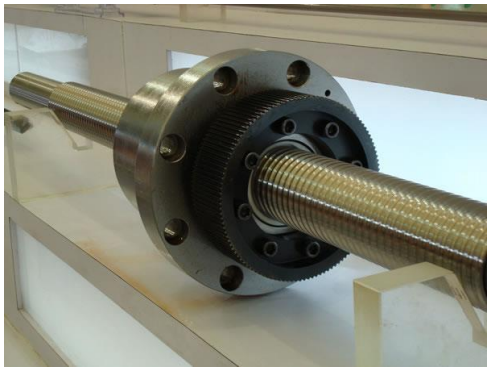
جدول۱ : دقت بال‌اسکروها در نوع سنگ زده شده و نوردی در طول ۳۰۰ میلیمتری بر حسب میکرومتر.

نوع بال‌اسکرو	سنگ زده شده						نوردی			
	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C10
خطا در ۳۰۰ میلیمتر v_{300p}	۳/۵	۵	۶	۸	۱۲	۱۸	۲۳	۵۰	۱۰۰	۲۱۰

مهره بال‌اسکروها بر اساس مکانیزم برگشت ساچمه ها به چهار دسته لوله خارجی[8] ، لوله داخلی[9] ، حلقه انتهایی[10] و نوع Super s تقسیم می‌شوند که با توجه به طول زیاد بال‌اسکرو مورد نیاز (طول بیش از m ۱/۵) چرخاندن بال‌اسکرو برای انتقال خطی مهره روی آن صحیح

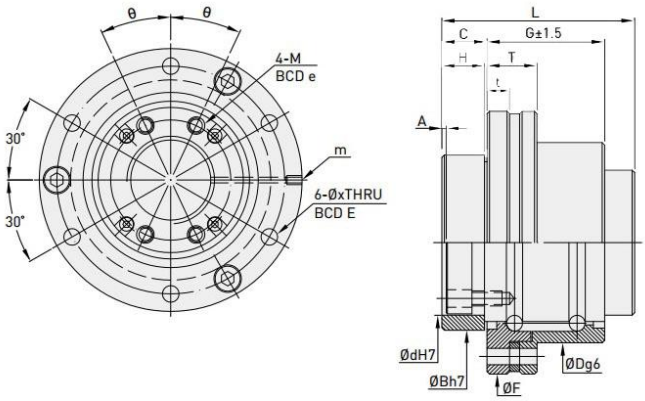
[7] Lead screw
[8] External recirculation tube
[9] Internal recirculation tube
[10] End cap

نبوده و بایستی مهره گردان بکار رفته و بال‌اسکروی ثابت استفاده شود. نوع متداول مهره ای که دارای این قابلیت است توع حلقه انتهایی می باشد زیرا مکانیزم برگشت ساچمه درون خود مهره طراحی شده و به حلقه های انتهایی آن می توان چرخدنده متصل کرد (شکل ۳).



شکل ۳ : مهره بال‌اسکرو از نوع گردان و حلقه انتهایی.

انتخاب بال‌اسکرو و مهره بر اساس میزان بار اعمالی متوسط، عمر مورد انتظار، پیش بار اعمالی بر مهره و سرعت جابجایی مهره می‌باشد. بال‌اسکروی پیشنهادی با کد 2R40-40S2-DFSHR1 از کاتولوگ هایوین صفحه ۱۵۳ [۱۰] انتخاب شد. در این کد عدد ۲ به معنای دو راهه بودن و R راستگرد بودن مهره است. بال‌اسکرو دارای قطر خارجی ۴۰ mm بوده گام آن نیز ۴۰ mm است. قطر ساچمه ۶/۳۵ mm است و لذا قطر ریشه ۳۳/۷ mm می باشد. مکانیزم برگشت حلقه انتهایی با دو مسیر برگشت هر کدام ۱/۸ دور است. پارامتر R1 در این کد به معنای چرخان بودن مهره می باشد. مشخصات کامل فنی این مهره در شکل ۴ دیده می شود.



Model	Bearing		Nut				Flange			Bolt					Bush				Oil hole
	Dynamic Load(kgf)	Static Load(kgf)	D	G	L	C	F	T	t	BCD-E	BCD-e	θ	M	X	d	B	H	A	
40-40S2	4800	8148	110	62	98	22.5	140	20	9	123	61	25	M8x1.25P	9	73	90	21.5	3	M6x0.75P

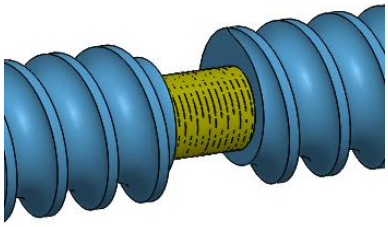
شکل ۴ : مشخصات فنی مهره بال‌اسکروی انتخاب شده [۱۰].

در رابطه با طول بال‌اسکرو با توجه به ابعاد در دسترس شرکت هایوین (جدول ۲) در قطر ۴۰ mm طول ۵/۶ m انتخاب می شود که برای ایجاد کورس حرکتی آسانسور برای ۳ طبقه بایستی دو بال‌اسکرو بصورت سر به سر و خیلی دقیق به هم متصل شوند (هر طبقه ۳/۵ m و در کل ۱۰/۵ m). در نحوه اتصال مطابق شکل ۵ بایستی شیار گام‌ها در امتداد هم قرار گیرند. در محاسبات، استحکام پیچ رابط برای تحمل بار بایستی بررسی شود. لازم به ذکر است قطر استاندارد شده و موجود بال اسکرو بالاتر از ۴۰ mm در بازار موجود نبوده و به صورت

سفارشی تولید می‌شود. بررسی بال‌اسکروهای مهره گردان مدل NHK چین نیز عدم تولید بال اسکرو با قطر بالاتر از mm ۴۰ را تایید می کند.

جدول۲ : طول استاندارد بال‌اسکروهای شرکت هایوین (m) بر حسب قطر خارجی و دقت ساخت.

قطر خارجی (mm) / دقت	۶	۸	۱۰	۱۲	۱۶	۲۰	۲۵	۲۸	۳۲	۳۶	۴۰	۴۵	۵۰	۵۵	۶۳	۷۰	۸۰	۱۰۰
C6	۰/۴	۰/۸	۱	۱/۲	۱/۵	۱/۸	۲/۵	۳	۳	۴	۴	۴	۵/۶	۵/۶	۶/۹	۷/۱	۱۰	۱۰
C7	۰/۴	۰/۸	۱	۱/۲	۳	۳	۴	۴	۴/۵	۴/۵	۵/۶	۵/۶	۵/۶	۵/۶	۶/۹	۷/۱	۱۰	۱۰



شکل۵ : نحوه اتصال دو بال‌اسکرو با پیچ به نحوی که شیارهای حرکت ساچمه در امتداد هم باشند.

مطابق شکل ۴ ظرفیت استاتیکی ودینامیکی بال‌اسکرو به ترتیب برابر kgf ۸۱۴۸ و kgf ۴۸۰۰ می باشد. لذا ضریب ایمنی استاتیکی بال‌اسکرو برابر است با:

$$S_f = 8148 * 9.81/(12000/2) = 13.3 \quad (۲)$$

با توجه به گام بال‌اسکرو برابر mm ۴۰ و سرعت حرکت آسانسور برابر m/s ۰/۶ لذا سرعت چرخش مهره برابر rpm ۹۰۰ می شود. پیش بار لازم برای حذف خلاصی در بار kN ۱۲ بر اساس کاتولوگ برابر است با:

$$P = F_a/2.8 = 6000/2.8 = 2140\ N \quad (۳)$$

لذا نیروی کل وارد بر بال‌اسکرو مطابق زیر خواهد بود:

$$F_t = 6000 + 2140 = 8140\ N \quad (۴)$$

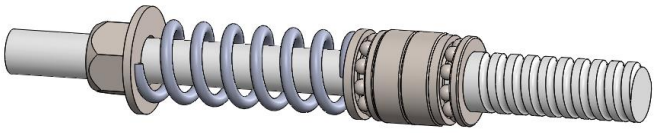
همچنین عمر بال‌اسکرو و مهره با قابلیت اعتماد ۹۰٪ برابر است با [۱۰]:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_t}\right)^3 \times \frac{10^6}{n_{av} \times 60} = \left(٤٨٠٠ * \frac{٩.٨١}{٨١٤٠}\right)^٣ \times ١٠^٦/(٩٠٠ \times ٦٠) = ٣٥٨٤ \text{ ساعت} \quad (۵)$$

که با فرض ۵ ساعت کار مداوم در روز، به مدت حدود دو سال با قابلیت اعتماد ۹۰٪ کار خواهد کرد و پس از آن نیاز به بازبینی و تعویض مهره خواهد داشت.

۲-۲-۲- تکیه گاه بال‌اسکرو:

در دوانتهای بال‌اسکرو تکیه گاه های نوع BK و BF بکار می رود. با توجه به طول زیاد و قطر نسبتاً کم (ضریب لاغری بالا) بال‌اسکرو دچار کمانش خواهد شد. لذا طراحی به گونه ای انجام می شود که بال‌اسکرو از قسمت بالا ثابت شود یعنی بال‌اسکرو تحت کشش و نه فشار قرار گیرد. به این ترتیب در قسمت فوقانی تکیه گاه نوع BK بکار رفته و در قسمت پایین نوع BF استفاده می شود. مونتاژ باید به گونه ای انجام شود که امکان حرکت محوری برای بال اسکرو از میان تکیه گاه ها باشد. برای جذب شوکهای حرکتی، سیستم تعلیق و فنر بندی در تکیه گاه نوع BK بکار می رود (شکل ۶). در تکیه گاه فوقانی BK از چهار بلبرینگ نوع تماس زاویه‌ای استفاده شد. البته می توان از ترکیب بلبرینگهای شیار عمیق و بلبرینگ کف گرد (Trust) نیز استفاده شود. نوع تکیه گاه مناسب مدل WBK 30 DFF انتخاب شد که در جدول ۳ خصوصیات مکانیکی آن دیده می شود. ملاحظه می شود که نیروی محوری مجاز آن kN ۸۶ است که نسبت به نیروی طراحی kN ۶ ضریب ایمنی ۱۴ دارد.



شکل۶ : تکیه گاه نوع BK و سیستم تعلیق در قسمت فوقانی بال‌اسکرو.

جدول۳ : نوع تکیه گاه بکار رفته در اتصال فوقانی بال‌اسکرو و مشخصات فنی آن

حداکثر گشتاور N.m	صلبیت N/µm	پیش بار kN	نیروی مجاز محوری kN	ظرفیت دینامیکی kN	استاندارد	قطر (mm)
۰/۵	۲۰۱۰	۶/۷	۸۶	۴۷/۵	WBK 30 DFF	30

مشخصات فنر مناسب نیز بر اساس روابط کتاب طراحی اجزاء شیگلی [۱۱] به شرح زیر است:

فنر دو سر تخت و سنگ خورده بعد از تنظیم نهایی (set removed) از نوع فولاد کروم وانادیم A232 شماره ۷/۰ که قطر آن از جدول الف -۲۸ کتاب طراحی اجزاء شیگلی برابر ۰/۴۹ in (۱۲/۴۴ mm) به دست می آید. قطر متوسط D=53 mm در نظر گرفته می شود و لذا C=D/d=4.26 که در محدود ۴ تا ۱۲ قرار دارد. محاسبات زیر ضریب ایمنی را نشان می دهد.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2005}{12.44^{\,0.168}} = 1312\ \text{MPa} \rightarrow \tau_{all} = 0.65 \times S_{ut} = 853\ \text{MPa}$$

$$\frac{\tau_{all}}{n_s} = \frac{4C+2}{4C-3}\frac{8(1+\epsilon)F_{max}D}{\pi d^3} \rightarrow \frac{853}{n_s} = \frac{4\times4.26+2}{4\times4.26-3}\frac{8(1+0.15)\times6000\times53}{\pi\times12.44^3} \rightarrow n_s = 1.3 \quad (۶)$$

با فرض اینکه حداکثر جابجایی مجاز فنر ۳۰ mm در حین کار باشد لذا:

$$k = \frac{F_{max}}{\delta_{max}} = \frac{6000}{30} = 200\ \frac{N}{mm} \rightarrow k = \frac{d^4G}{8D^3N_a} \rightarrow 200 = \frac{12.44^4\times77200}{8\times53^3\times N_a} \rightarrow N_a = 8 \rightarrow N_t = 10 \text{ دور} \quad (۷)$$

پیچ رابط واسط بین دو بال‌اسکرو نیز پیچ با گام ریز M24×2 (قطر خارجی ۲۴۰ mm و گام ۲ mm) بکار رفت. سطح موثر این پیچ برابر ۳۸۴ mm^2 (قطر موثر ۲۲/۱ mm) و استحکام پایه (proof strength) آن بر اساس جنس فولاد متوسط کربن برابر ۳۳ ksi (۲۲۷ MPa) می باشد. محاسبات ضریب ایمنی بر اساس تنش خمشی وارد بر دنده ها و همچنین تنش برشی در میانه یک دنده به صورت زیر است:

$$\sigma_b = \frac{2 * 0.38\, F}{\pi\, d_r\, p} = \frac{2 * 0.38 * 6000}{\pi * 22.1 * 2} = 32.8\ \text{MPa}\,,\quad n_b = \frac{227}{32.8} = 6.9$$

$$\tau = \frac{3\, F}{\pi\, d_r\, n_t\, p} = \frac{3 * 6000}{\pi * 22.1 * 20 * 2} = 6.5\ \text{MPa}\,,\quad n_\tau = \frac{0.4 * 227}{6.5} = 14$$

(۸) [۱۱]

این محاسبات برای طول پیچ از هر طرف برابر ۲۰ گام یعنی ۴۰ mm در نظر گرفته شده است (کل طول پیچ برابر ۸ cm). حال سوالی که پیش می آید این است که در هنگام سوراخ داخل بال اسکرو و قلاویز کردن آن چه تضمینی وجود دارد که بعد از محکم کردن پیچ واسط داخلی یکی از بال اسکروها و سپس محکم کردن بالا اسکرو بعدی، رزوه های بال اسکرو در یک راستا قرار گیرند؟ برای رفع این مشکل یک راه این است که هنگام سوراخکاری داخل بال اسکرو طول مشخصی با قطر بزرگتر از پیچ سوراخ شود، مثلاً در هر بال اسکرو طول ۱ cm، در اینصورت در این فاصله ۲ cm با محکم پیچاندن بال اسکرو برای اینکه رزوه ها در یک راستا قرار گیرند پیچ تحت یک کشش اولیه قرار می گیرد که با توجه به ضریب ایمنی بالا مشکلی ایجاد نخواهد شد. مسئله دیگر کم شدن مقطع بال اسکرو در محل رزوه شدن است. با توجه به مساحت باقیمانده یعنی $\frac{\pi}{4}(33.7^2 - 24^2) = 440\ mm^2$ و استحکام تسلیم بال اسکرو (جنس فولاد Ck45) برابر ۶۰ ksi (۴۱۰ MPa) لذا حد تحمل نیرو برابر ۱۸۰ kN می شود که نسبت به ۶ kN اعمالی بسیار بالاست.

۲-۳- مشخصات گیربکس و موتور:

از نیازمندی ها و محاسبات بخش قبل نتیجه گرفته شد که مهره بایستی با سرعت ۹۰۰ rpm چرخیده و به هر مهره نیروی حداقلی ۸۱۴۰ N وارد می شود (مجموع نیروی کاری و نیروی پیش بار). با لحاظ کردن نیروی اصطکاکی ریل‌های راهنما نیرویی معادل ۲۰ kN در نظر گرفته شد که بایستی توسط موتور و گیربکس تامین شود. گشتاور مورد نیاز بر اساس رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T_a = \frac{F_b \times l}{2\pi\eta} \qquad (۹)$$

که در این رابطه F_b همان نیروی مجموع فوق، l گام مهره (۴۰ mm) و η بازدهی مکانیکی است (حدود ۰/۹) و لذا گشتاور برابر N.m ۱۴۲ می‌شود. گیربکس از نوع مخروطی با دنده مستقیم در نظر گرفته شد. محاسبات این گیربکس بر اساس کتاب طراحی اجزاء شیگلی بر اساس چند مدول انجام شد و در هر مورد ضرایب ایمنی در برابر بار یا تنش سایشی و تنش خمشی بدست آمد. جدول ۴ این ضرایب ایمنی را نشان می دهد. در مدول ۶ mm که ضرایب ایمنی مناسب است محاسبات آورده شده است.

جدول٤ : ضرایب ایمنی در برابر سایش وخمش برای مدول‌های مختلف چرخدنده مخروطی

مدول (mm)	ضریب ایمنی در برابر سایش		ضریب ایمنی در برابر خمش (نسبت به تنش یا بار)
	نسبت به تنش	نسبت به بار	
۴	۰/۷۷	۰/۸۸	۰/۵۱
۵	۱/۰۲	۱/۰۱	۰/۹۴
۶	۱/۲۷	۱/۱۳	۱/۵۵
۷	۱/۵۳	۱/۲۴	۲/۳۵

محاسبات برای مدول برابر ۶ mm به نحو زیر بوده است:

زاویه فشار ۲۰° و زاویه شفت ۹۰° ، تعداد دندانه پینیون $N_P=15$ (بر اساس عدم تداخل حداقل تعداد دندانه پینیون برای چرخ با بیش از ۳۰ دندانه برابر ۱۳ است که عدد ۱۵ در نظر گرفته شد)، تعداد دندانه چرخ $N_G=45$، نسبت تبدیل $m_G=3$، سرعت پینیون ۲۷۰۰ rpm، سرعت چرخ ۹۰۰ rpm (متصل به مهره بال‌اسکرو توسط تسمه دندانه دار و فولی در دو طرف با قطر مساوی)، پهنای صورت دندانه *(b)* برابر 10m=60 mm، قطر پینیون و چرخ در قسمت تاج به ترتیب برابر ۹۰ mm و ۲۷۰ mm،

$$W_t = \frac{2T}{d_p} = 142\ N$$

تنش اعمالی سایشی $$\sigma_H = Z_E \left(\frac{W_t K_A K_\vartheta K_{H\beta} Z_x Z_{xc}}{b\, d_P Z_I}\right)^{0.5} = 190 \left(\frac{142\times1.35\times1.56\times1.27\times0.73\times1.5}{60\times90\times0.075}\right)^{0.5} = 898\ \text{MPa}$$

استحکام سایشی فولاد تمام سخت شده با حداقل سختی سطح ۳۰۰ برینل با کیفیت بالا $$\sigma_{Hlim} = 2.35\, H_B + 162.89$$

تنش مجاز سایشی $$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W}{K_\vartheta Z_z} = \frac{868\times1.32\times1}{1\times1} = 1145\ \text{MPa}$$

ضریب ایمنی سایشی نسبت به تنش $$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} = 1.27$$ (۱۰)

ضریب ایمنی سایشی نسبت به بار $$\sqrt{S_H} = 1.13$$

تنش اعمالی خمشی $$\sigma_F = \frac{W_t K_A K_\vartheta K_{H\beta} Y_x}{b\cdot m\cdot Y_\beta \cdot Y_J} = \frac{142\times1.35\times1.18\times1.27\times0.54}{60\times6\times1\times0.182} = 67.4\ \text{MPa MPa}$$

استحکام خمشی فولاد تمام سخت شده با حداقل سختی سطح ۳۰۰ برینل با کیفیت بالا $$\sigma_{Flim} = 0.3\, H_B + 14.48$$

تنش مجاز خمشی $$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{NT}}{K_\vartheta Y_z} = \frac{104.5\times1}{1\times1} = 104.5\ \text{MPa}$$

ضریب ایمنی خمشی نسبت به تنش و بار $$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} = 1.55$$

انتخاب موتور بر اساس سرعت مهره گردان (۹۰۰ rpm) و گشتاور مورد نیاز بالا بردن (رابطه (۹)) می باشد. توان مورد نیاز برابر است با:

توان مورد نیاز $$P = T\omega = 142 \times 2\pi \times \frac{900}{60} = 13.37\ \text{kW} = 18\ \text{HP}$$ (۱۱)

که این توان برای حالت بدون کاربرد وزنه تعادل می باشد که توان نسبتاً بالایی است. همچنین سرعت چرخش موتور بایستی برابر سرعت پینیون باشد که برابر ۲۷۰۰ rpm می باشد. با توجه به کاتولوگ موتوژن تبریز موتور انتخابی موتور سه فاز تیپ 160L2B می باشد که توان آن برابر ۱۵ KW و سرعت آن ۲۹۲۵ rpm و گشتاور نامی آن ۴۹ N.m می باشد که با سه برابر شدن در گیربکس به ۱۴۷ N.m می رسد که از ۱۴۲ N.m مورد نیاز بالاتر است. وزن این موتور ۸۲ kg است. البته این موتور ترمزدار نمی باشد و چون در این طرح نیاز به موتور ترمزدار با قدرت ترمز کافی است موتور انتخابی بر اساس کاتولوگ موتور شرکت ABB از نوع M3ARF 160 M انتخاب می شود که دارای توان ۱۵ KW، سرعت ۲۹۳۰ rpm و گشتاور نامی ۴۹ N.m می باشد. گشتاور ترمز این موتور ۲۰۰ N.m است که با توجه به تغییر سرعت در گیربکس این گشتاور سه برابر می شود و لذا با ضریب ایمنی مناسبی بر گشتاور ۱۴۲ N.mکه آستانه گشتاور برای غلبه بر وزن محسوب می شود چیره شده و آسانسور را نگه می دارد. وزن این موتور برابر ۱۳۴ Kg است که جزء وزن کابین (۶۰۰ Kg) در نظر گرفته می شود. البته می توان با کاهش گام بال‌اسکرو موتوری با قدرت کمتر استفاده کرد، اما سرعت آسانسور کاهش می یابد که زیر سرعت ۰/۶ m/s دیگر منطقی و قابل کاربرد نیست. البته می توان با حذف گیربکس و اتصال مستقیم موتور به مهره گردان های بال اسکرو سرعت را تا سه برابر افزایش داد اما هم در ساختمان مسکونی نیاز به این سرعت بالا نیست وهم اینکه گیربکس ارتعاشات موتور را حذف کرده و به عنوان فیوزی بین مهره و موتور عمل کرده و همچنین قدرت ترمز موتور را تا حد زیادی افزایش می دهند که از لحاظ ایمنی قابل توجه است. برای کاهش توان مورد نیاز موتور می توان وزنه های تعادل در سیستم را حذف نکرد. البته این عدم حذف باعث هزینه بر شدن سیستم از جهت هزینه های خود وزنه ها و همچنین گایدهای آن و استقرار آن در سیستم می باشد. وزنه های تعادل مورد نیاز دارای جرم زیر می باشند:

$$Z = (K + \frac{Q}{2}) = 600 + \frac{450}{2} = 825 \text{ kg} \quad (۱۲)$$

و لذا نیرویی که موتور باید بر آن غلبه کند با احتساب نیروی پیش بار مهره بال اسکرو و تلفات اصطکاکی ریل های راهنما برابر است با:

$$F = \left(F_{old} - Z\,(g + a)\right) \times \left(1 + \frac{1}{2.8}\right) \times 1.25 = (12 - 0.825 \times 10.31) = 6 \text{ kN} \quad (۱۳)$$

لذا نیروی وارد بر هر بال اسکرو 3 KN خواهد بود. با فرض کاربرد همان بال اسکرو و مهره قبلی مشخصات گیربکس و موتور به شرح جدول خواهد بود.

مشخصات موتور:

$$T_a = \frac{F_b \times l}{2\pi\eta} = \frac{6 \times 40}{2\pi \times 0.9} = 42.5 \text{ N. m}$$
$$P = T\omega = 42.5 \times 2\pi \times \frac{900}{60} = 4 \text{ kW} = 5.4 \text{ HP} \quad (۱۴)$$

لذا موتور انتخابی دارای توان 4 kW و سرعت حداقلی 2700 RPM خواهد بود که از کاتولوک شرکت ABB موتور M3ARF 112 M انتخاب شد که دارای توان 4 kW و سرعت 2850 RPM می باشد و گشتاور آن 13.4 N.m است که به سه برابر شدن در گیربکس 40.2 N.m می شود. گشتاور ترمز هم 86 N.m است که با سه برابر شدن در گیربکس کاملاً حتی در شرایط پاره شدن کابل اتصال وزنه

های تعادل، وزن کابین و نفرات را مهار می کند. سرعت انتقال هم با کاربرد این موتور برابر ۰/۶۳۳ m/s خواهد بود که از مقدار حداقلی ۰/۶۳ m/s آیین نامه نظام مهندسی ساختمان بر اساس مبنای استاندارد EN-81 و مبحث ۱۵ مقررات ملی ساختمان کمی بیشتر است.

مشخصات گیربکس:

گیربکس از همان نوع مخروطی دندانه مستقیم با مدول ۴ در نظر گرفته شد که تعداد دندانه پینیون و چرخ به ترتیب ۱۵ و ۴۵ و قطر پینیون و چرخ در قسمت تاج به ترتیب برابر ۶۰ mm و ۱۸۰ mm می شود. ضرایب ایمنی در برابر سایش نسبت به تنش و بار به ترتیب ۱/۴ و۱/۲ و ضریب ایمنی در برابر خمش برابر ۱/۸ می شود.

در نهایت اجزاء طراحی شده جهت آسانسوری برای حمل ۶ انسان (۴۵۰ Kg) در سه طبقه (۱۰/۵ m) با وزن کابین و قطعات ۶۰۰ Kg و با شتاب ۰/۵ m/s^2 و سرعت ۰/۶ m/s به شرح جدول ۵ می باشد. جدول ۶ نیز همین موارد را با به کارگیری وزنه تعادل نشان می دهد.

جدول۵ : مشخصات اجزاء طراحی شده برای آسانسور حمل ٦ نفر در سه طبقه با مکانیزم بال‌اسکرو (سرعت ۰/٦ m/s)

مشخصات بال‌اسکرو و مهره	مشخصات گیربکس	مشخصات موتور
نوع 2R40-40S2-DFSHR1	نوع مخروطی دندانه مستقیم	نوع M3ARF 160 M شرکت ABB
قطر خارجی: ۴۰ mm و گام: ۴۰ mm	مدول: ۶ mm	سرعت 2930 rpm
مکانیزم مهره گردان End Cap	تعداد دندانه پینیون: ۱۵	توان 15 KW
دو طول ۵/۶ m برای سه طبقه که با پیچ میانی به هم وصل می شوند.	تعداد دندانه چرخ: ۴۵	گشتاور نامی 49 N.m
حداقل عمر ۵ سال روزی ۵ ساعت	قطر پینیون و چرخ : ۹۰ و ۲۷۰ mm	گشتاور ترمز 200 N.m
تکیه گاه WBK 30 DFF در سمت بالا و در سمت پایین نوع BF	سرعت پینیون (حداقل- وصل به موتور): ۲۷۰۰ rpm	وزن 134 Kg
استفاده از فنر در بالا جهت حذف شوک	سرعت چرخ (وصل به مهره): ۹۰۰ rpm	
	ضریب ایمنی سایش و خمش: ۱/۱۳ و ۱/۵۵	

جدول٦ : مشخصات اجزاء طراحی شده برای آسانسور حمل ٦ نفر در سه طبقه با مکانیزم بال‌اسکرو و با کاربرد وزنه تعادل

مشخصات گیربکس	مشخصات موتور
نوع مخروطی دندانه مستقیم	
مدول: ۴ mm	نوع M3ARF 112 M شرکت ABB
تعداد دندانه پینیون: ۱۵	سرعت 2850 rpm
تعداد دندانه چرخ: ۴۵	توان 4 KW
قطر پینیون و چرخ : ۶۰ و ۱۸۰ mm	گشتاور نامی 13.4 N.m
سرعت پینیون (حداقل- وصل به موتور): ۲۷۰۰ rpm	گشتاور ترمز 86 N.m
سرعت چرخ (وصل به مهره): ۹۰۰ rpm	وزن 38 Kg
ضریب ایمنی سایش و خمش: ۱/۴ و ۱/۸	

جدول ۵ و ۶ نشان می‌دهد که در مقایسه با سیستم کابلی مرسوم، در حالت بدون وزنه تعادل موتوری با توان و قدرت بالاتر نیاز است که منطقی نیست. البته می توان با کاهش گام بال اسکرو به 30 mm توان مورد نیاز موتور را تا حد 11 KW کاهش داد اما سرعت نیز به ۰/۴۵ m/s کاهش می یابد. با اضافه شدن وزنه های تعادل براکت آن نیز بایستی نصب شود. کابلها نیز اضافه می‌شوند و خود تامین وزنه ها به میزان حدود یک تن نیز هزینه بر است. اما با کاربرد وزنه های تعادل قدرت مورد نیاز موتور به حدود ۴ kW می‌رسد و اندازه و قیمت گیربکس نیز کاهش می یابد. چنین موتوری برای کاربرد ساختمانی مناسب تر است. جهت استفاده در منازل مسکونی بایستی سیستمی برقی نیز در نظر گرفته شود تا از برق تک فاز توسط ترکیبی از اینورتر، خازن و سلف، تاخیر فازی ایجاد شده و برق سه فاز مورد نیاز موتور از همان برق تک فاز تامین شود. بطور معمول در آسانسورهای با سیستم کشش کابلی، توان و سرعت موتور مورد استفاده به ترتیب برای حمل ۶ و ۸ نفر انسان عبارت است از: ۶ kW، ۹۰۰ rpm و ۷/۵ kW، ۹۰۰ rpm که با یک گیربکس حلزونی کوپل می شود. در مقایسه با موتور محاسبه شده در جدول ۶ برای آسانسور با سیستم حرکتی بال‌اسکرو توان مورد نیاز موتور کمی کاهش یافته است و در کنار دیگر مزایا از جمله حذف موتورخانه و چاهک و همچنین کاهش سر و صدا و سادگی اجرا این سیستم جهت ساختمانهای تا نهایت ۳ طبقه می تواند توصیه شود. نکته نهایی در طراحی این سیستم بکار گیری یک موتور کوچک در قسمت پایینی بال اسکروها می باشد که در صورت قطع برق با تامین برق DC از یک منبع برق اضطراری (UPS) بتواند کابین را به نزدیکترین درب خروجی برساند.

۳- نتیجه گیری

در این تحقیق طراحی آسانسوری با مکانیزم حرکتی بال‌اسکرو بررسی و طراحی شد. این آسانسور برای حمل شش نفر در ۳ طبقه در نظر گرفته شد و با محاسبات مشخصات بال‌اسکرو و مهره مناسب، تکیه گاه و یاتاقان های مناسب و سیستم تعلیق در تکیه گاه ها و همچنین مشخصات موتور و گیربکس مناسب بدست آمد. نتایج نشان می دهد که در سرعت یکسان با سیستم کششی کابلی این روش به موتوری با توان بالاتر نیاز دارد که دلیل آن نبود وزنه تعادل است اما اگر سرعت به ۰/۴۵ m/s کاهش داده شود موتوری با توان کمتر از سیستم کششی کابلی نیاز است که با توجه به حذف چاهک آسانسور، موتورخانه و وزنه های تعادل این سیستم توجیه یافته و اجرای آن در

منازل مسکونی ساده تر خواهد بود. در صورت به کارگیری وزنه های تعادل به موتوری با توان 4 KW نیاز خواهد بود که می توان از برق تک فاز منزل با استفاده از اینورتور و خازن برق سه فاز مورد نیاز را تامین کرد.

سپاسگزاری

این طرح با حمایت مادی و معنوی معاونت محترم امور آموزشی و پژوهشی دانشگاه صنعتی قم و در قالب طرح پژوهشی داخلی انجام شده است.

مراجع:

[1] Janovský, L. (1999). Elevator mechanical design, 3rd ed. Elevator world, pp: 12-30. ISBN 1-886-536-26-0

[2] Gibson G.W. (2012). Elevator Hoist-way Equipment: Mechanical and Structural Design, Elevator World, pp: 106-110.

[3] Bangash, M.Y.H. and Bangash T. (2007) Lifts, Elevators, Escalators and moving Walkways / Travelators. Netherlands: Taylor & Francis/Balkema, P.O. Box 447, 2300 AK Leiden, pp: 104-165. ISBN 0-203-02076-6, 2007

[4] Pai, A. and Nair, R. and George, P. and Subir, S. (2015). A Critical Review and Investigation of Machine Room Less (MRL) Elevators. J Appl Mech Eng, Vol. 4:3, p. 166. DOI: 10.4172/2168-9873.1000166

[5] Tetlow, K. (2007). New elevator technology: The machine room less elevator. New York: McGraw Hill construction, pp: 11-15.

[6] Andrew, J.P. and Kaczmarczyk, S. (2000). Systems Engineering of Elevators, Elevator Books, chap. 10-13.

[7] Celik, F. and Korbahti, B. (2006). Why Hydraulic elevators are so popular. Asansör Dünyasi, p. 48

[8] Omkar, M. Sh. and Divyani, V. Sh. and Surabhi, G. P. (2017). A Survey Paper on Design & Control of an Elevator for Smart City Application. International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering, Vol. 6, Issue 4, pp. 3021-27, DOI:10.15662/IJAREEIE.2017.0604039

[9] Office for the Development and Promotion of National Building Regulations, (2001). National Building Regulations, Chap. 15.

[10] Hiwin catalogue, (2012). Ballscrews technical information. www.hiwin.com.tw.

[11] Budynas, R. G. and Nisbett, J. K. (2011) Shigley’s mechanical engineering design. 9th ed. McGraw-Hill series in mechanical engineering. pp. 500-800, ISBN 978-0-07-352928-8.

[12] BB LV Motors / Cat. BU, (2006). Low Voltage General Pu