Impianti automatici con trazione a fune per trasporti urbani: modellazione dei rulli per la verifica del consumo energetico

Cable driven Automated People Movers for urban applications: modelling the roller for investigating energy consumption

Dott. Ing. Mattia NAVONE[(*)]
Prof. Ing. Bruno DALLA CHIARA[(*)]
Ing. Sergio BLENGINI[(**)]
Ing. Ermanno VAIR[(**)]

Sommario - L'importanza degli impianti automatici con trazione a fune per il trasporto urbano, anche definiti APM (*Automated People Movers*) a fune, è notevolmente cresciuta negli anni recenti, raggiungendo questi ultimi potenzialità fino a 8000-9000 passeggeri all'ora per direzione. Tale interesse è anche dovuto al loro consumo energetico specifico, quindi per passeggero al km, indubbiamente competitivo poiché non necessitano di motore a bordo né, di conseguenza, di trasmissione meccanica alle ruote o di una struttura adeguata per tali carichi; questo approccio lascia la trasmissione della potenza ad un componente meccanico con poca inerzia al moto, quale una fune d'acciaio.

Tuttavia, in ogni impianto di trasporto basato su una o più funi di trazione, una quantità significativa delle perdite di energia proviene dai *rulli* e dalle relative rulliere, in particolare dall'interazione fra la fune metallica e la gomma sui rulli; perciò, il poter quantificare e, possibilmente, ridurre il loro contributo alle perdite di energia può generare un effetto positivo sulle prestazioni energetiche generali degli APM. La temperatura della gomma aumenta quando è sottoposta a carichi ciclici; ciò è dovuto alle perdite per isteresi ed alla bassa conduttività termica della gomma.

Questo documento presenta una nuova procedura per valutare la generazione di calore nel rullo con anello in gomma. Detta procedura consiste nel valutare la perdita per isteresi, dunque l'energia dissipata all'interno della striscia di gomma, mediante una procedura analitica. Il

Summary - *The importance of cable driven APMs (Automated People Movers) has become much higher in the recent years, for hourly capacities up to nearly 8-9 thousand passengers per direction. This is due also to their undeniably competitive energy consumption per passenger and per km since they do not need to be provided with a motor on board and – consequently – neither the mechanical transmission to the wheels nor a structure suitable for such weights; this leaves power transmission to a mechanical component with small inertia, such as a steel wire rope.*

However, in any rope transport system based on a carrying-hauling rope, a relevant part of energy losses comes from rollers *and related* roller assemblies, *in particular from the interaction between the metal rope and the rubber on rollers. So, having the possibility to quantify and, possibly, reduce their contribution to energy losses may result in positive effect on the overall energy performance of APMs. The temperature of rubber increases under cyclic loads; this is due to hysteresis losses and low rubber thermal conductivity.*

This paper presents a new procedure to assess the generation of heat in the ropeway roller with rubber band. The procedure consists in assessing hysteresis loss, i.e. the dissipated energy within the rubber band, by an analytical procedure. The model works with a limited number of data and without direct experimental measures on the rubber compound, which would be hardly feasible in practice. The dissipated energy obtained was used as an input for steady state thermal analysis. *Verification of the proposed proce-*

(*) Politecnico di Torino, Ingegneria – Dip. DIATI-Trasporti.

(**) Dimensione Ingenierie Srl, Torino.

(*) Politecnico di Torino (I), Ingegneria – Dept. DIATI-Transport systems.

(**) Dimensione Ingenierie srl, Torino (I).

modello opera con un numero limitato di dati e senza misure esperimentali sulla mescola di gomma, che sarebbe quasi impossibile eseguire nella pratica. L'energia dissipata ottenuta è stata utilizzata come input per un'*analisi termica in condizioni stazionarie*. La verifica della procedura proposta è stata eseguita confrontando i risultati della simulazione con i dati ottenuti per via sperimentale durante le prove periodiche che sono state eseguite in vari impianti.

Questo modello consente di ottenere un valore preliminare per quanto attiene al consumo energetico effettivo dei rulli, al fine di fornire un miglior confronto fra vari sistemi di trasporto urbani in termini di consumo energetico.

1. Introduzione

L'esperienza in tema di impianti automatici con trazione a fune (APM a fune) è relativamente limitata, poiché ad oggi non sono stati realizzati numerosi impianti. Tuttavia, l'esperienza accumulata è sufficiente per tracciare alcuni principi essenziali e per guidare la progettazione di detti sistemi di trasporto. La loro importanza è oggi molto più significativa che in passato per via della loro notevole competitività per quanto attiene al *consumo energetico* per passeggero al km, poiché non necessitano di motore a bordo né, di conseguenza, di trasmissione meccanica alle ruote o di una struttura adeguata per reggere i relativi carichi; la trasmissione della potenza è lasciata ad un componente meccanico con poca inerzia al moto, quale una fune in acciaio. Pertanto tali impianti presentano una notevole attrattiva anche dal punto di vista ambientale, poiché il motore e le relative emissioni di rumore possono essere confinate in una zona protetta, la stazione. Nessun'altro sistema di trasporto motorizzato è altrettanto competitivo in termini di consumo energetico e le emissioni di rumore quanto gli APM [1].

In un impianto con trazione a fune, una parte importante delle perdite di energia proviene dai rulli, in particolare dall'interazione fra la fune metallica (in acciaio) e la puleggia o la banda in gomma sul singolo rullo [2] [3]. Le perdite energetiche rimanenti sono originate dalla deformazione della fune durante le fasi di contatto [4], dall'interazione aerodinamica del vento con l'impianto (fune e veicolo) e dall'efficienza del gruppo motore-trasmissione. Alcuni dettagli possono essere utili a chiarire la questione: *la perdita di energia su ogni rullo* non è molto elevata, poiché ammonta a poche centinaia di Watt, rispetto alle centinaia di kilowatt richiesti dalla potenza di un motore. Tuttavia, in un impianto si possono contare *centinaia di rulli* ed è per questo che i rulli sono così importanti, soprattutto in un impianto urbano che funzioni in servizio continuativo durante tutta la giornata e tutto l'anno. Per esempio, in una cabinovia in esercizio, la Aosta-Pila, dalla progettazione della linea si può osservare che circa l'80% degli assorbimenti energetici è generato dalle perdite energetiche dei rulli [5]. In una semplice seggiovia, il consumo energetico associato ai rulli è pari circa all'85%, consi-

dure was performed by comparing the simulation results to the data obtained experimentally during the periodical tests that have been developed in various plants.

This model allows obtaining a preliminary value about the actual roller energy consumption, *in order to provide a better comparison between different urban transport systems in terms of energy consumption.*

1. Introduction

The experience concerning the cable driven APMs is relatively limited, since the plants completed up to now are not very numerous. Nevertheless, the accumulated experience is sufficient to trace some main principles and guide the general engineering and design of such transport systems. Their importance is nowadays much higher also because of their highly significant competitive energy consumption *per passenger and per km, as there is no need to install a motor on board, and – consequently – neither the transmission to the wheels nor a structure suitable for related weights, leaving the power transmission to a mechanical transmission with small inertia, such as a steel wire rope. Therefore, such installations are quite attractive also on the environmental viewpoint, since the engine and the relevant noise emissions can be segregated in a protected area. No other motorised means of transport are as competitive in terms of energy consumption and noise emissions as the rope-based APM [1].*

In a ropeway system based on a carrying-hauling rope, a significant part of the energy losses comes from rollers, in particular from the interaction between the metallic rope (steel-wire rope) and the sheave or the rubber [2] [3] on the roller assembly. The remaining energy losses originate from the wire deformation during the contact [4], from the aerodynamic interaction of the wind with the line (both rope and vehicles) and from the efficiency of the transmission-engine unit. Some further details may be useful to clarify this issue: energy loss for each roller is not very high, since it has a magnitude of a few hundred Watts, when compared to the hundred kilowatts required for the electric motor power. However, hundreds of rollers can be counted in a plant and this is why rollers are so important, especially for an urban system which is running in continuative service throughout the day and the year. For example, in an operating gondola ropeway, the Aosta – Pila, we can observe from the line design that approx. 80% of energy requirements are due to roller energy losses [5]. In a simple chairlift, the energy consumption associated to the rollers is approx. 85%, always looking at line design[(1)] [6]. Further information will be provided in the following paragraphs.

The main purpose of this paper is to investigate the nature of the issue generating a functional analytical model

[(1)] *Data obtained with the SIF (software package for calculating rope installations), in empty plant and steady state configuration.*

rando sempre la progettazione della linea[1] [6]. Ulteriori informazioni vengono fornite nei paragrafi seguenti.

Scopo principale di questo documento è indagare sulla natura del problema generando un modello funzionale analitico con un numero limitato di dati e senza sperimentazione diretta sul rivestimento dei rulli, il che sarebbe difficile da eseguire in pratica. Questo modello permette di generare un valore preliminare che riguarda l'effettivo consumo energetico dei rulli, al fine di fornire un miglior confronto fra i vari sistemi di trasporto urbano dal punto di vista dei consumi energetici. Le perdite per isteresi corrispondono alla dissipazione energetica derivante dalla gomma, che si converte principalmente in calore [7] [8]. Questo fenomeno, ben noto, si definisce *heat build-up* che, nel materiale in gomma, avviene quando viene esposto a sollecitazioni di compressione durante il funzionamento.

A dimostrazione dell'estensione di un tale fenomeno, potremmo dire, seguendo i requisiti normativi europei per gli impianti a fune[2], che ogni rullo di un impianto dissipa convenzionalmente 600 Watt ogni ora[3]. Si tratta di una grande quantità di energia, considerando che in un impianto a fune vi sono centinaia di rulli (ovvero, da qualche decina a qualche centinaia per km e per direzione), come citato. Dalle misure ottenute durante le prove periodiche, si rileva che tale valore non è confermato da riscontri pratici.

Qui di seguito si riassume il concetto principale del procedimento (fig. 1), e si presenta una sintesi dei risultati di questa attività.

2. La teoria: rulli, contatto fra superfici e materiale

La pressione fra i singoli rulli e la fune nonché l'usura dei primi non risultano analizzati nella relativa letteratura, secondo le ricerche su Scopus e in rete [9]. Per i rulli utilizzati negli impianti asserviti a comprensori sciistici, il consumo energetico e l'usura non costituiscono il requisito più importante; in questi impianti con trazione a fune l'affidabilità ed il comfort dei passeggeri corrispondono oggi alla qualità desiderata.

Le norme tecniche forniscono informazioni sul consumo energetico dei rulli; esse stabiliscono che deve essere *calcolato come il 3% del carico verticale*[4] [10] se la fa-

which requires a limited number of data and without direct experimentation on the rubber compound, which would be hardly feasible in practice. This model will produce a preliminary value regarding the actual roller energy consumption, in order to provide a better comparison between different urban transport systems on an energy consumption viewpoint. Hysteresis losses correspond to energy dissipation from the rubber, which is primarily converted into heat [7] [8]. This well-known phenomenon is called heat build-up*, which – in a rubber material – occurs as this is exposed to any compressive stress during its operation.*

As an evidence of the magnitude of such issue, we could say – by following European requirements for cableway installations[2] – that each roller of a system conventionally wastes 600 Watt per hour[3]. This is a large amount of energy, considering that there are, at least, hundreds of rollers in a ropeway (e.g. some tens up to a few hundred/km per direction), as mentioned. From measures made during periodic tests, we know that this value is not confirmed by practical findings.

A resume of the process (fig. 1), the main ideas and results of this work are synthesised hereafter.

2. The theory: rollers, contact between surfaces and material

Pressure and wear between single rollers along the line and the rope does not result to be investigated at all in the literature, according to searches on Scopus and on the web [9]. For rollers used on ski resort cableways, energy consumption and wear are not the most significant requirement; in these rope installations reliability and passenger comfort correspond to the desired quality.

Technical rules provide information about roller energy consumption; they state that it must be calculated as 3% of the vertical load*[4] [10] if the band is made of rubber compound. This is a conventional value, given also by the older Italian regulations[5]. So, as we will discover in the following paragraphs, it is an extremely safe-side value which is good for the ropeway design, but* too high for an *actual comparison among various* urban transport systems *from the energy viewpoint.*

*One of the most important papers for developing our model is "*Prediction of heat generation in rubber or rub-

[1] Dati ottenuti con SIF (pacchetto software per il calcolo degli impianti a fune), in configurazione di impianto non carico ed a regime.

[2] UNI EN 12930, Requisiti di sicurezza per gli impianti a fune progettati per il trasporto di persone.

[3] Con velocità della fune di 4.5 m/s, carico= 4500 N, diametro rulli = 450 mm.

[4] UNI EN 12930: 2007 "Requisiti di sicurezza per gli impianti a fune progettati per il trasporto di persone - Calcolo"; in Italia, D.D. n. 337 – 16.11.2012, "Disposizioni e prescrizioni tecniche per le infrastrutture degli impianti a fune adibiti al trasporto di persone".

[2] UNI EN 12390, Safety requirements for cableway installation to carry persons

[3] With rope speed of 4.5 m/s, load = 4500N, roller diameter = 450 mm.

[4] UNI EN 12930:2007, "Safety requirements for cableway installation designed to carry persons. Calculation"; in Italy, D.D. n. 337 – 16.11.2012, "Disposizioni e prescrizioni tecniche per le infrastrutture degli impianti a fune adibiti al trasporto di persone".

[5] D.M. 8 Marzo 1999 n. 58. "Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento temporaneo dei veicoli".

scia è costituita da una mescola di gomma. Si tratta di un valore convenzionale, che è anche fornito anche nei regolamenti preesistenti in Italia[5]. Così, come emergerà nei paragrafi che seguono, si tratta di un valore che si pone molto dalla parte della sicurezza; ciò è ottimo per la progettazione dell'impianto a fune, ma è troppo elevato per un effettivo confronto fra sistemi di trasporto urbani in termini energetici.

Uno degli articoli più importanti per lo sviluppo del nostro modello è *"Prediction of heat generation in rubber or rubber-metal spring"* by BANIČ, M. S., *et al.* [7]. Questo modello descrive la generazione di calore per una molla di gomma soggetta a carichi di compressione.

Il comportamento della gomma è condizionato da elementi esogeni; esso può dipendere dalla frequenza e dalla intensità del carico, dai vincoli al contorno, dal tempo d'impiego pregresso e dalla temperatura dell'ambiente. Pertanto nella presente valutazione vi è un certo margine di errore; si rileva tuttavia che i risultati sono incontrovertibili.

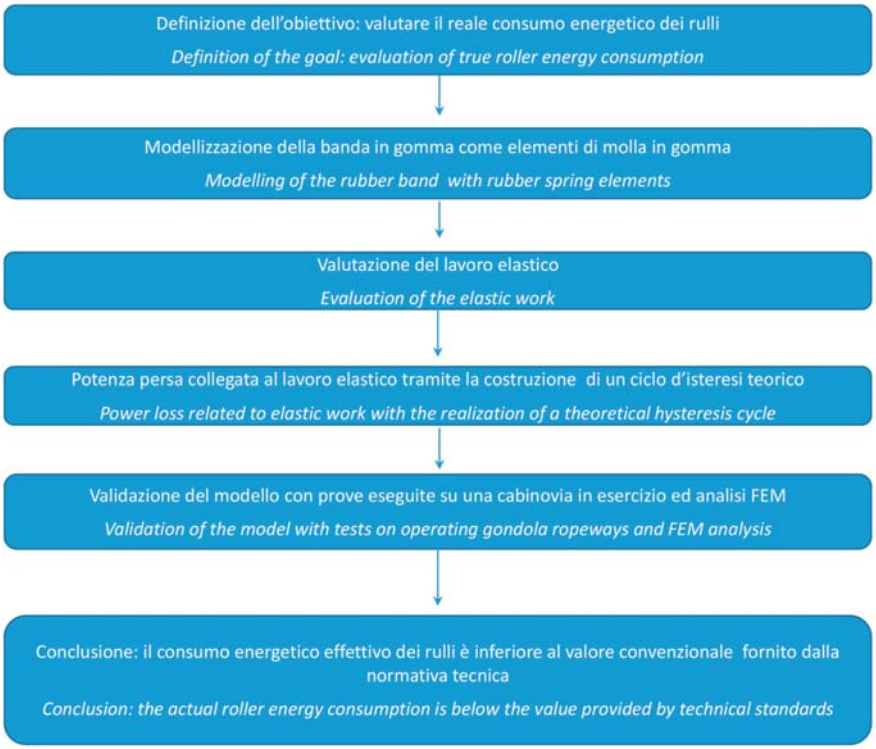

Fig. 1 - Diagramma di flusso del processo utilizzato.
Fig. 1 - Flow diagram of the used process.

2.1. Rulli

I rulli svolgono una funzione importante nel movimento della fune; oltre ad essere necessari per accompagnare la fune lungo il profilo progettato, essi influenzano il comfort dei passeggeri, il consumo energetico e l'usura della fune.

L'anello in gomma avvolge il corpo centrale del rullo (fig. 2): la sua forma presenta alcune dimensioni definite dalle norme europee, che sono state assimilate in Italia[6]. Fino ad alcuni anni fa, i requisiti normativi italiani sugli impianti a fune comportavano prescrizioni più restrittive sulla forma del rivestimento, ma sono ora superati; dall'inizio di questo secolo, le norme europee hanno fornito indicazioni sulla forma dei rulli al fine di prevenire lo scarrucolamento della fune portante-traente. In particolare, essi riguardano la profondità della gola sulla quale scorre la fune, le dimensioni minime della fascia in gomma – in relazione al diametro della fune – e l'altezza dei bordi dei rulli dalla superficie in gomma.

[5] D.M. 8 marzo 1999, n. 58. "Prescrizioni tecniche speciali per le funivie monofuni con movimento unidirezionale continuo e collegamento temporaneo dei veicoli".

[6] Cfr. nota n° 4.

ber-metal spring" *by BANIČ, M.S., et al. [7]. This work describes heat generation for a rubber spring subject to compression load.*

The behaviour of rubber is conditioned by exogenous elements. It may depend on the frequency and magnitude of the load, on the constrains, age and environmental temperature. Therefore, we have a certain range of error in our assessment, but as we will discover, the results are incontrovertible.

2.1. Rollers

Rollers play a significant role in the ropeway motion; besides being necessary to accompany the rope along the designed profile; they influence passengers comfort, the energy consumption and rope wear.

The Rubber liner *encloses the central body (fig. 2): its shape has some dimensions dictated by the European standards, which were assimilated in Italy[6]. Some years ago, the Italian requirements on rope installations involved more restrictive prescriptions about the liner shape, which are now out of date; the European ones, since the beginning of this century, have provided advice about the shape of the rollers in order to prevent hauling rope derailment. In*

[6] *See footnote n. 4*

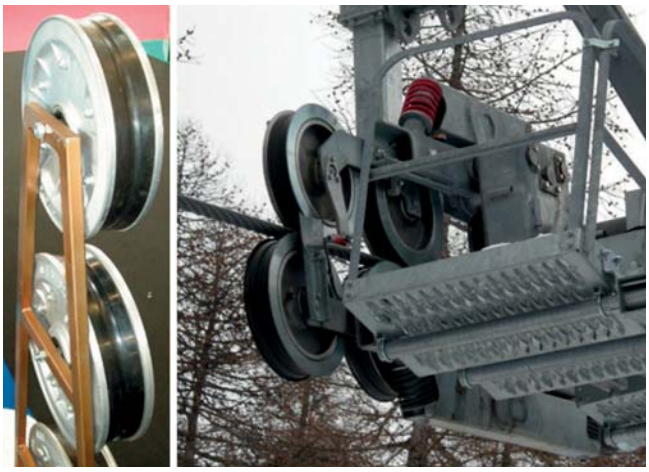

Fig. 2 - Esempio di rulliere con relativi rivestimenti di gomma.
Fig. 2 - Example of roller assemblies with related rubber liners.

Il rivestimento dei rulli è costituito da gomma naturale o sintetica, che normalmente deriva dalla stessa mescola utilizzata per gli pneumatici degli autoveicoli. Inoltre, essa deve essere resistente all'usura ed all'olio: evidentemente, l'anti-usura non può essere garantita per l'intera vita di servizio dell'impianto; proprio come per gli pneumatici delle autovetture, i rivestimenti devono essere periodicamente sostituiti[7].

La forma del rivestimento deve essere ottimizzata al fine di garantire il passaggio sia della fune sia del veicolo, anche quando la cabina è soggetta a notevoli oscillazioni (0,2 rad).

Le prescrizioni tecniche europee non specificano alcun materiale per il rivestimento dei rulli; consigliano solo un limite superiore per il modulo di Young (E < 5000 MPa), quindi vi può essere spazio per ulteriori ricerche in questo ambito.

Le dimensioni della sezione trasversale del rivestimento, la differenza di diametro fra il mozzo e l'anello interno del rivestimento, come pure il precarico sul rivestimento stesso dovuto ai bordi laterali devono essere conformi alle specifiche del fornitore.

I costruttori della banda in gomma forniscono consigli sui carichi dei rulli, ma i costruttori dei rulli non sono tenuti a seguirli. Se si prende in considerazione una sezione di rulli realizzata da progettisti di impianti a fune, quali Leitner – comprensiva dell'Agudio – e Doppelmayr, si nota che sono tutte differenti, anche qualora il costruttore della puleggia sia il medesimo [11].

Poiché non si hanno dati sull'usura, non è possibile stabilire se le dimensioni della sezione trasversale del rivestimento siano ottimizzate per il consumo energetico.

particular, they regard: rope groove depth, rubber band minimum dimensions – related to the rope diameter – and the height of the flanges from the rubber band.

Natural or synthetic rubber constitutes the roller liner, normally derived from the same chemical compound used for car tyres. Furthermore, it must be wear and oil proof: obviously, wear-proofs cannot be ensured for the entire service life of the system; just as the car tyres, liners must be replaced periodically[7].

The liner shape must be optimized in order to allow for the passage of both the rope and the vehicle, also when the car is highly tilted (0.2 rad).

The European technical prescriptions within standards do not specify any material for the roller liner; they only recommend an upper limit for the Young modulus (E < 5000 MPa), so there might be room for further research in this field.

The cross-section dimension of a liner, the diameter difference between the hub and the liner inside ring as well as the preloading of the liner due to side flanges must comply with the supplier's specifications.

The Rubber band (liner) manufacturers provide advice on roller load, but the manufacturers of the rollers are not obliged to follow them. If we look at roller section developed by the designers of rope installations – as Leitner (including Agudio), and Doppelmayr – they are all different, also if the sheave manufacturer is the same [11].

Since we have no data on wear, we cannot state whether or not the liner cross section dimension is optimized for energy consumption. Though, we believe the manufacturer found a compromise between wear, energy dissipation and material usage: a larger rubber band calls for a bigger metal roller, which has greater inertia. The height of the rubber band can be reduced, thus containing energy consumption, but this would increase the surface pressure and – consequently – the wear of the rubber. Theoretically, with infinite width no energy losses are expected, but it is easy to understand that issues may emerge with the assembly, the construction, maintenance and the rope constraints. Furthermore, we know that stress distribution goes down from the application surface at 45 degrees: a liner section exceeding such constraint would only be a waste of material.

2.2. Theory of the contact

The main cause of energy consumption in empty rope installations, i.e. without any kind of cargo, is associated – most of all – to the roller assemblies or sheaves. If we think at a theoretical cableway plant which links two points on the territory (bottom and top of a hill), without wind inter-

[7] Semperit AG dichiara che i propri prodotti possono garantire almeno 30,000 km.

[7] *Semperit AG declares that their products can provide at least 30 000 km.*

Tuttavia, riteniamo che il costruttore abbia trovato un compromesso fra usura, dissipazione di energia ed utilizzo di materiale: una fascia di gomma più grande richiede un rullo metallico più grande, che crea anche maggiore inerzia. L'altezza della fascia di gomma può essere ridotta, limitando così il consumo energetico, ma ciò farebbe aumentare la pressione di superficie e, di conseguenza, l'usura della gomma. Teoricamente, non si prevedono perdite con una larghezza infinita; è però facile comprendere che possono generarsi inconvenienti con i vincoli associati alle rulliere, alla costruzione, alla manutenzione ed alla fune. Inoltre, si sa che la distribuzione delle sollecitazioni scende a partire da una superficie d'applicazione a 45°; una sezione di rivestimento superiore a tale valore non sarebbe altro che uno spreco di materiale.

2.2. La teoria del contatto

La causa principale del consumo energetico in un impianto a fune a vuoto, ovvero senza alcun tipo di carico, è associata soprattutto ai rulli. Se si pensa a un impianto teorico che colleghi due punti (fondo e cima di una collina) senza interazione del vento e con un motore ideale, dopo la fase di accelerazione non avrebbe consumo energetico apprezzabile. Tuttavia, in un impianto reale, almeno *tre quarti dell'energia fornita* sono associati alle perdite dei rulli. La gran parte di tali perdite è dovuta all'*attrito fra i rulli e la fune*; le perdite rimanenti possono essere attribuite agli attriti nella trasmissione di potenza e alla resistenza al moto dell'aria.

L'attrito per i materiali elastomerici è stato ampliamente studiato. Le prove sperimentali indicano che il *coefficiente d'attrito* è influenzato da vari fattori, quali la velocità, la pressione locale, la temperatura, la ruvidità della superficie.

Allo stato dell'arte, si è potuta valutare la relazione di cui sopra fra il coefficiente di attrito ed alcuni parametri solo in via sperimentale. Tutto ciò a causa del fatto che non esiste ancora una teoria in grado di spiegare il fenomeno nel suo insieme. La comunità scientifica riconosce che il valore del coefficiente di attrito proviene da due cause separate, una che si origina dal ciclo d'isteresi della mescola di gomma e l'altra dalla forza di adesione fra le due superfici in contatto. A nostra conoscenza, nessuna teoria esistente è riuscita finora a combinare questi due aspetti fondamentali.

Nessuna formula è disponibile per valutare il coefficiente di attrito di rulli su impianti di trazione a fune. Tutto ciò che è a disposizione è un valore standard fornito come raccomandazione tecnica, che però non tiene conto di parametri geometrici o fisici.

Questo lavoro si basa sull'ipotesi che tutte le perdite di energia siano date dalle deformazioni della gomma e quindi dal ciclo di isteresi. Non ci attendiamo che tale modello sia perfettamente accurato; il suo obiettivo principale, all'inizio, è stato di fornire uno strumento adatto a

action and with an ideal engine, after the acceleration phase, it would have no appreciable energy consumption. Nevertheless, in an actual plant, at least three quarters of the energy supply *are associated to roller losses. Such losses are given by the* friction between the rollers and the rope; *the remaining ones can be attributed to the frictions in the power transmission and to the air drag.*

Friction for the elastomeric material has been widely studied. Experimental evidence shows that a great number of parameters influence the friction factor, *such as the speed, the local pressure, the temperature, the surface roughness.*

At the state of art, the aforementioned relationship between the friction factor and some parameters could be assessed only via experimental ways. This occurs because a theory that could explain the entire phenomenon does not exist yet. The scientific community acknowledges that the friction factor value comes from two separated causes, one that originates from the hysteresis cycle of the rubber compound, and the other one from the adhesion force between the two surfaces in contact. To our knowledge, no existing theory has so far managed to combine these two fundamental aspects.

No formula is available for rollers on ropeways to estimate the friction coefficient. All we have is a standard value provided by a technical recommendation, which though does not take into account any geometrical or physic parameters.

This paper is based on the assumption that all energy losses are given by rubber deformations and then from the hysteresis cycle. Such model is not expected to be perfectly accurate; its main goal, at the beginning, was to provide a tool that could compare viable configurations. When all experimental data were collected, we could understand that it could assess the magnitude of the issue with significant accuracy.

2.3. Definition of the material

The properties of the material are very difficult to assess. The rubber used on roller liners is vulcanized and added with fillers; it is compressed during the assembly stage to be pre-stressed when mounted. Table 1, shows the properties for our rubber compound, provided by the liner manufacturer.

As we can see, it sets only upper or lower limits; the too many variables prevent from calculating the exact properties of the material, but later in our paper we have adopted and motivated the implementation of specific values.

Other essential information is that Young's modulus of a mounted roller has an average value equal to 80 MPa[8] [11].

---

[8] *EN 12930:2007, Safety Requirements For Cableway Installations Designed To Carry Persons – Calculations.*

confrontare configurazioni realizzabili. Una volta raccolti tutti i dati sperimentali, si è potuta valutare l'estesa questione con elevata precisione.

2.3. Definizione del materiale

È stato alquanto difficile valutare le proprietà del materiale. La gomma utilizzata sui rivestimenti dei rulli è vulcanizzata e con l'aggiunta di additivi. La gomma è compressa nella fase di assemblaggio e pre-tensionata quando montata. La tabella 1 indica le proprietà della nostra mescola di gomma, così come fornite dal costruttore del rivestimento.

Come si può vedere, la tabella 1 definisce solo limiti superiore o inferiore; le variabili troppo numerose impediscono il calcolo delle le proprietà esatte del materiale. Tuttavia, nel seguito del nostro documento abbiamo adottato e motivato l'utilizzo di valori specifici.

TABELLA 1 – *TABLE 1*

Gomma per rulli utilizzata su impianti a fune: caratteristiche principali del polimero SBR ISO 1629
Rubber for rollers used on rope installations: polymer SBR ISO 1629 main features

Polimero SBR ISO 1629 ***Polymer SBR ISO 1629***			
Proprietà ***Property***	**Unità** ***Unit***	**Requisito** ***Requirement***	**Metodo di prova** ***Test method***
Durezza *Hardness*	Shore A	81 ± 4	DIN 53 505
Densità *Density*	g/cm³	1,20 ± 0,03	EN ISO 1183-1
Sollecitazione di trazione *Tensile strength*	N/mm²	≥ 13.0	DIN 53504-S2
Allungamento a rottura *Elongation at break*	%	≥ 120	DIN 53504-S2
Cambiamento di durezza *Change of hardness*	Shore A	≤ -10	DIN 53 505
Cambiamento di volume *Change of volume*	%	≤ 20	DIN ISO 1817

Un'informazione essenziale è che il modulo di Young di un rullo montato ha un valore medio uguale a 80 MPa[8] [11].

3. Il modello

3.1. Il modello impiegato

Questo modello è stato originariamente sviluppato al fine di analizzare e migliorare la forma del rivestimento di gomma per rulli innovativi da utilizzare su un nuovo APM, ovvero il "CableSmart" [1], chiamato anche "rullo per impieghi speciali". Ciò che possiamo perseguire è la valutazione degli effetti della variazione di larghezza e di altezza della sezione.

L'obiettivo è stato trovare un modello semplice che potesse valutare la questione con buona approssimazione, come sarà delineato qui di seguito. Soprattutto, è stato necessario un modello in grado di valutare il valore del consumo energetico; dati più precisi saranno forniti mediante esperimenti.

Ci si è basati su una sorta di modello molla-smorzatore [12, 13, 14, 15, 16]. La superficie del rullo è modellata come un assieme di un numero infinitesimo di molle di gomma di sezione rettangolare, posizionate sull'intera circonferenza del rullo. Come prima approssimazione, le perdite di energia dipendono dal ciclo d'isteresi della gomma (fig. 3). La perdita di lavoro è proporzionale al

[8] UNI EN 12930:2007, Requisiti di sicurezza per gli impianti a fune progettati per il trasporto di persone – Calcoli.

3. The model

3.1. Used model

This model has been originally developed in order to analyse and improve the rubber liner shape for innovative rollers to be used on a new APM, namely: the "CableSmart" [1], also called "special purpose roller". What we can pursue is to evaluate the effects of the variation of width and height of the section.

Our goal was to find a simple model that could assess the issue with good approximation, – as it will be outlined hereinunder. We mainly needed a model to assess the magnitude of energy consumption; more accurate data will be provided by experiments. It has been based on a sort of spring-dashpot model [12, 13, 14, 15, 16]. The surface of the roller is modelled like an assembly of an infinitesimal number of rubber springs with rectangular section, placed on the whole roller circumference. As a first approximation, the losses of energy depend by the rubber hysteresis cycle (fig. 3). Work loss is proportional to the square of deformation, except for a constant value [12, 14, 17].

The analysis does not take into account the vibration issue [18]. In this specific context, the rope is considered as a full metallic cylinder, with no local deformation on it.

Using a model of parallelepiped rubber spring (fig. 4), we could obtain deformation and elastic work, when we know only the section liner geometry and load. Formulas are borrowed from "Manuale degli organi delle macchine" *[19], in the rubber spring section.*

Displacement for each spring element (s is along the z axis, as in fig. 5, and parallel to L_0 in fig. 4; so is the force F) is calculated as:

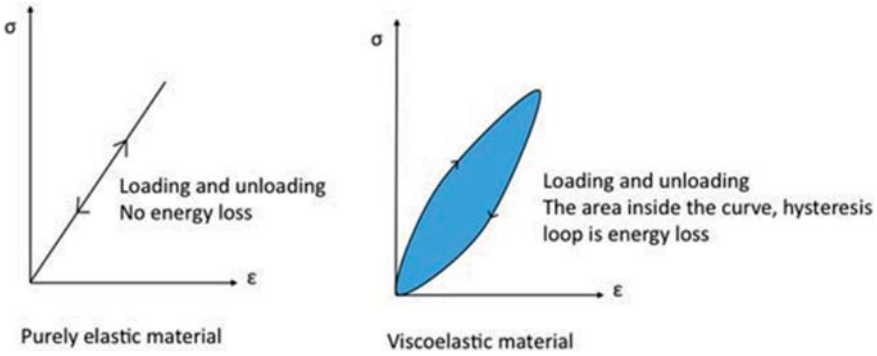

Fig. 3 - Materiali elastici e viscoelastici.
Fig. 3 - Elastic vs. Viscoelastic materials.

quadrato di deformazione, salvo per un valore costante [12, 14, 17].

L'analisi non tiene conto delle vibrazioni [18]. In questo specifico contesto, la fune è considerata un cilindro metallico completo, senza deformazioni locali su di esso.

Utilizzando un modello di molla di gomma a parallelepipedo (fig. 4), abbiamo potuto ottenere deformazione e lavoro elastico conoscendo solo la geometria del rivestimento della sezione e il carico. Le formule sono tratte dal *"Manuale degli organi delle macchine"* [19], nella sezione che riguarda la sezione della molla di gomma.

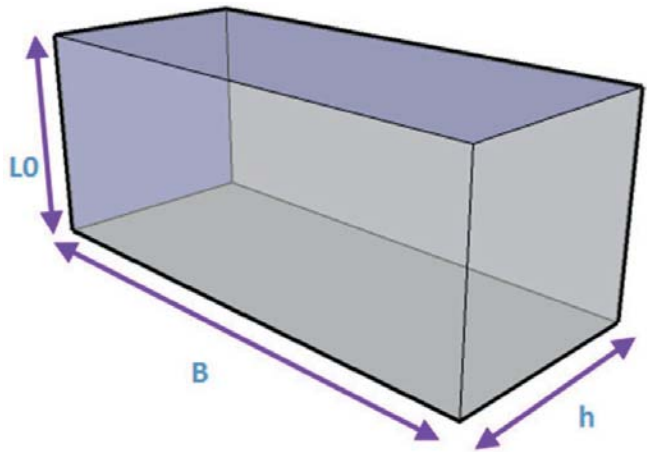

Fig. 4 - Elemento infinitesimale rettangolare.
Fig. 4 - Rectangular infinitesimal element.

Lo spostamento per ogni elemento della molla (s è lungo l'asse z, come in fig. 5, e parallelo a L_0 in fig. 4; così la forza F) è calcolato come:

$$displacement\ s = \frac{F \cdot L_0}{B \cdot h \cdot E \cdot k'}$$

Per il lavoro elastico:

$$elastic\ work\ \ W = \frac{\sigma^2 \cdot B \cdot h \cdot L_0}{2 \cdot E \cdot k\prime}$$

$$displacement\ s = \frac{F \cdot L_0}{B \cdot h \cdot E \cdot k'}$$

For the elastic work:

$$elastic\ work\ \ W = \frac{\sigma^2 \cdot B \cdot h \cdot L_0}{2 \cdot E \cdot k\prime}$$

$$\sigma = \frac{F}{B \cdot h}$$

Springs are located all over a circumference (fig. 5). Every rubber spring has a different load. We assume that the contact patch between the rope and the roller is like a circle crossed with a horizontal plane. The issue, at its first stages, can be considered in 2D, because the rubber deformation against the ideal plane would not change throughout the depth of the wheel.

The contact patch, whose length is unknown, is discretized in many "infinitesimal" elements (width dx=0.1 mm). Every element is a rubber spring with its own deformation.

Displacement following the circumferential shape is a further assumption. We will find the maximum displacement and the contact patch length with an iterative method.

A circle of radius R centred in the origin of a Cartesian reference system is described by the equation:

$$x^2 + z^2 = R^2$$

Considering the portion of the circle in the first quarter of the Cartesian reference system, we can write:

$$z = \sqrt{R^2 - x^2}$$

We know also the load over the roller, equal to 4500 Newton. This derives from a preliminary calculation for the "CableSmart" roller.

We need to find a proper contact patch length (L). Due to the symmetry of the problem, we work only on the first quarter of a Cartesian plane. For this reason, we consider only half load (2250N).

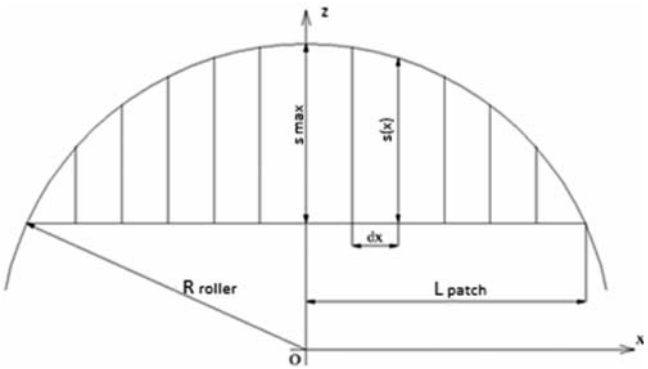

Fig. 5 - Disposizione di elementi sulla circonferenza.
Fig. 5 - Elements disposition over the circumference.

$$\sigma = \frac{F}{B \cdot h}$$

Le molle sono posizionate tutto attorno a una circonferenza (fig. 5). Ogni molla di gomma ha un carico differente. Supponiamo che l'area di contatto fra la fune e il rullo sia come una circonferenza tracciato con un piano orizzontale. La questione, nelle sue prime fasi, può essere presa in considerazione in 2D, poiché la deformazione della gomma rispetto alla superficie ideale non cambia per tutta la profondità della ruota.

L'area di contatto, di cui non si conosce la lunghezza, è discretizzata in molti elementi "infinitesimali" (larghezza dx=0.1 mm). Ogni elemento è una molla di gomma con la propria deformazione.

Lo spostamento che segue la forma circonferenziale è un'ipotesi successiva. Troveremo il massimo spostamento e la lunghezza dell'area di contatto con un metodo interattivo.

Una circonferenza di raggio R centrata sull'origine del sistema di riferimento cartesiano è descritta dall'equazione:

$$x^2 + z^2 = R^2$$

Considerando la parte della circonferenza nel primo quarto del sistema di riferimento cartesiano, è possibile scrivere:

$$z = \sqrt{R^2 - x^2}$$

Si conosce anche il carico sul rullo, che è uguale a 4500 Newton. Ciò deriva da un calcolo preliminare per il rullo "CableSmart".

È necessario trovare una lunghezza appropriata dell'area di contatto (L). Per via della simmetria del problema, si lavora solo sul primo quarto del piano cartesiano. Per questa ragione, si considera solo metà del carico (2250 N).

Utilizzando un metodo iterativo, si incomincia con una lunghezza di contatto ipotetica e si trova la deflessione massima, mediante:

$$\vartheta = \sin^{-1}\frac{L_{patch}}{R_{roller}}$$

ϑ è l'angolo che comprende l'arco della circonferenza.

$$s_{max} = R_{roller} - R_{roller} \cdot \cos\vartheta$$

Così, è possibile calcolare lo spostamento di tutti gli elementi infinitesimali.

$$s = z - R_{roller} + s_{max}$$

Si può adesso valutare la forza necessaria per avere questo spostamento su ogni piccolo elemento:

Using an iterative method, we start with a hypothetic contact length and find the max deflection, by:

$$\vartheta = \sin^{-1}\frac{L_{patch}}{R_{roller}}$$

ϑ is the angle that includes this circumference arc.

$$s_{max} = R_{roller} - R_{roller} \cdot \cos\vartheta$$

Thus, we can calculate displacement of all infinitesimal elements:

$$s = z - R_{roller} + s_{max}$$

We can now estimate the force needed to have this displacement on every little element:

$$F = \frac{s \cdot B \cdot h \cdot E \cdot k'}{L_0}$$

where we know all data, except F and k'.

k' is a form factor that depends on how the material is constrained (all sides constrained would make k'=∞), from geometry and Shore hardness of the rubber compound. It is an Elastic Modulus multiplier.

In our case, we have a chart that links the Young modulus with the form factor (fig. 6)[19]. Therefore, through a quadratic regression, we find k' in our configuration; k' takes into account that elements are constrained one to each other's and by the side from metallic flanges.

We find k' equal to 2.90414.

Now we have all the forces acting on the elements, then we add them along the contact patch.

The model is correct when the force sum is close to 2250 N.

The results for a standard roller are reported in table 2.

The results for special purpose rollers are reported in table 3.

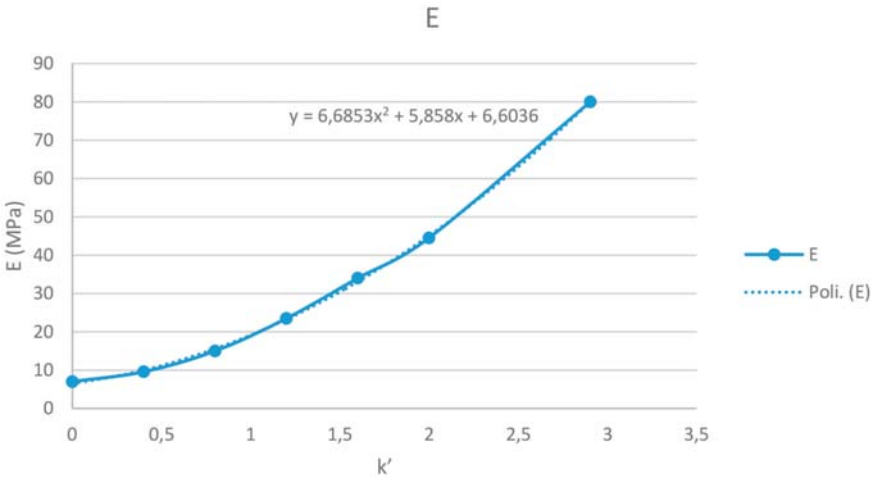

Fig. 6 - Grafico di k' in funzione del modulo E.
Fig. 6 - Chart of k' in function of E modulus.

$$F = \frac{s \cdot B \cdot h \cdot E \cdot k'}{L_0}$$

ove si conoscono tutti i dati, salvo F e k'.

k' è un fattore di forma che dipende da come è vincolato il materiale (tutti i lati vincolati renderebbero $k'=\infty$), dalla geometria e dalla durezza Shore del componente di gomma. È un moltiplicatore del Modulo Elastico.

Nel nostro caso, abbiamo un grafico che collega il modulo di Young al fattore di forma (fig. 6) [19]. Perciò, mediante una regressione quadratica, troviamo k' nella nostra configurazione; k' tiene in considerazione che gli elementi sono vincolati l'uno all'altro lateralmente dai bordi metallici delle rulliere.

Riscontriamo che k' è uguale a 2.90414.

Adesso si conoscono tutte le forze che agiscono sugli elementi, le si aggiungono quindi lungo l'area di contatto.

Il modello è corretto quando la *somma delle forze si avvicina a 2250 N*.

I risultati per un rullo standard sono riportati in tabella 2.

I risultati per i rulli per impieghi speciali sono riportati alla tabella 3.

I risultati sono molto simili poiché il rapporto base/altezza è quasi uguale. Il carico su sezioni rettangolari genera uno spostamento uguale. Il rullo per impieghi speciali mostra lo svantaggio di avere pressioni medie più elevate. Ciò può generare maggiore usura e vita di servizio più breve rispetto a quelle di un rullo standard.

In questo modo, si è trovata solo la lunghezza dell'area di contatto, ma non la perdita di energia. Inoltre, il carico è distribuito su tutta la larghezza della puleggia del rullo, mentre di fatto è concentrato al centro della zona di contatto.

Al fine di evitare la seconda questione, si è utilizzato ANSYS per comprendere se vi è un rapporto proporzionale, cui si fa riferimento come al comportamento nella condizione di carico, fra la sezione rettangolare e quella reale. Evidentemente, si riscontra che vi è una relazione fra di loro, che è incorporata entro il coefficiente k'.

Come si può vedere nelle figg. 7 e 8, quando il carico (perpendicolare alla superficie) è diffuso su una larghezza inferiore, la deformazione è maggiore. Si è cercato di porre in relazione le dimensioni della "sezione rettangolare modificata" alla larghezza della gola della fune utilizzando una sorta di geometria trapezoidale. Quale dimensione per una base superiore, si è utilizzato il quarto di circonferenza con raggio uguale al raggio della gola della fune; la base inferiore viene trovata imponendo un trapezio isoscele con angoli di base di 45°. Quindi, si trasforma il trapezio in un rettangolo con base uguale alla media delle due basi, come alla fig. 9. L'altezza rimane la stessa per tutte le sezioni.

TABELLA 2 – *TABLE 2*

Dati e risultati rulli standard
Standard rollers: data and results

Rullo standard ***Standard roller***					
Dati ***Data***			**Risultati** ***Results***		
E	80	MPa	media Δz	0,324377	mm
L_0	42,5	mm	F tot	2260,779	N
B	86	mm	media σ	1,764304	MPa
H	0,1	mm	elastico W	0,440702	Joule
R_{roller}	225	mm	$2L_{patch}$	29,6	Mm
Durezza Shore *Shore hardness*	80±5		s_{max}	0,487283	Mm

TABELLA 3 – *TABLE 3*

Dati e risultati rulli per impieghi speciali
Special purpose rollers: data and results

Rullo per impieghi speciali ***Special purpose roller***					
Dati ***Data***			**Risultati** ***Results***		
E	80	MPa	media Δz	0,324377	mm
L_0	25	Mm	F tot	2234,491	N
B	50	Mm	media σ	2,999317	MPa
H	0,1	Mm	elastico W	0,441094	Joule
R_{roller}	225	Mm	$2L_{patch}$	29,6	mm
Durezza Shore *Shore hardness*	80±5		s_{max}	0,487283	mm

The results are pretty much the same because the base/height ratio is almost equal. The load on rectangular sections leads to equal displacement. The special purpose roller shows the disadvantage of higher average pressures. This may lead to greater wear and shorter service life than a standard roller.

In this way, we have found only the contact patch length but not the energy loss. Furthermore, the load is spread out over the whole width of the roller sheave, while it is actually concentrated at the centre of the contact area.

To avoid the second issues, we have used ANSYS to understand if there is a proportional ratio, referred to the behaviour under the load condition, between the rectangular section and the real one. Obviously, we find that there is a relationship between them, and it is incorporated within the k' coefficient.

As we can see in fig. 7 and 8, when the load (perpendicular to the surface) is spread upon a smaller width, the deformation is greater. We try to relate the dimensions of the "modified rectangular section" to the rope groove width using a geometry similar to the trapezoidal one. As a dimen-

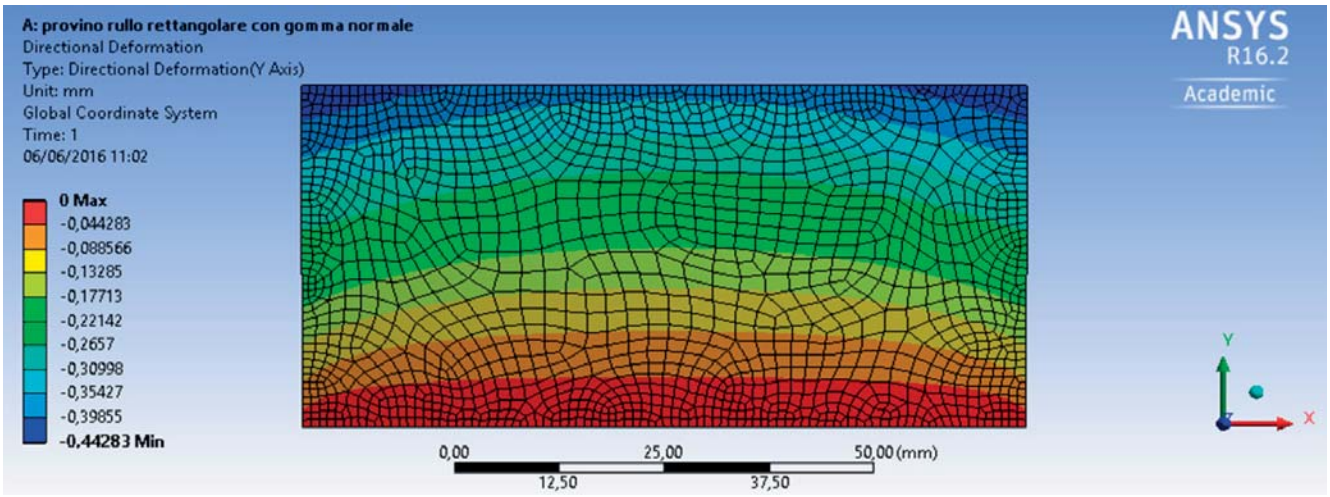

Fig. 7 - Sezione rettangolare (90x45 mm).
Fig. 7 - Rectangular section (90x45 mm).

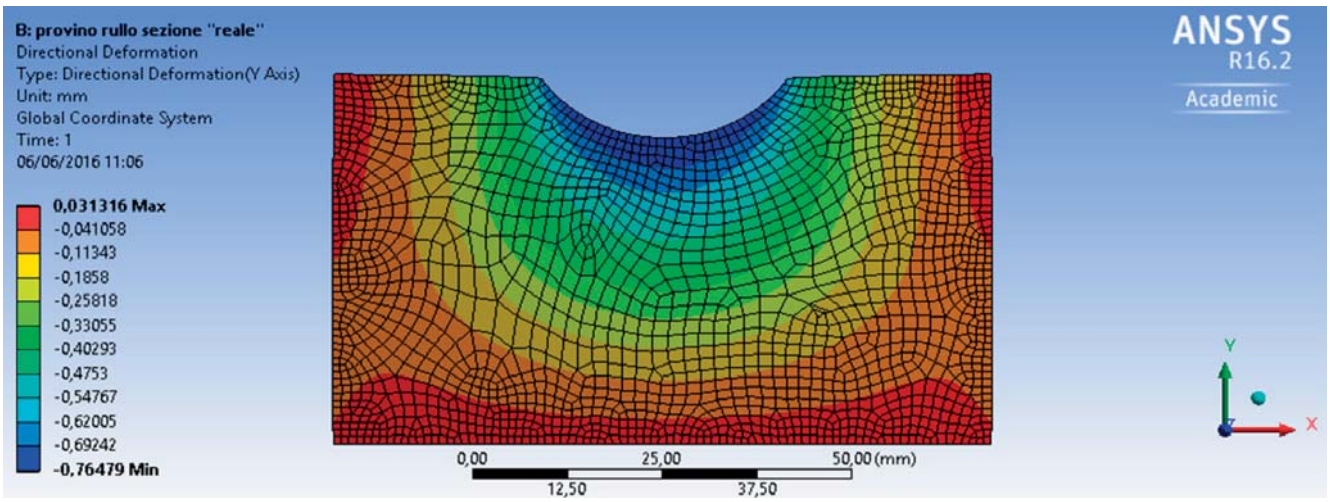

Fig. 8 - Sezione rettangolare con gola della fune (90x45 R38 mm).
Fig. 8 - Rectangular section with rope groove (90x45 R38 mm).

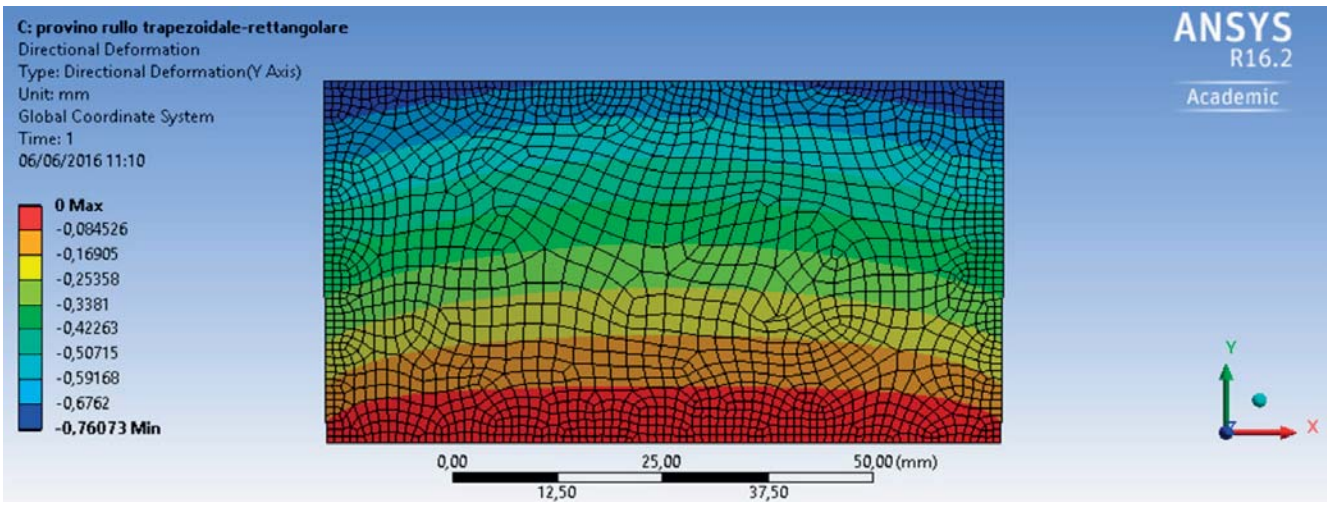

Fig. 9 - Sezione rettangolare modificata (79.95x45 mm).
Fig. 9 - Modified rectangular section (79.95x45 mm).

Ora si conosce il lavoro elastico, che è rappresentato dalla zona sotto la linea blu o arancione in fig. 10; occorre quindi conoscere il lavoro di dissipazione dell'"ammortizzatore" [7]. Si è costruito un ciclo di isteresi imponendo i rami superiore e inferiore come due equazioni quadratiche. La zona racchiusa era la dissipazione di energia (zona fra le curve grigia e gialla).

All'inizio, si trattava solo di un punto di partenza, nell'attesa di prove sperimentali; come si può notare nei paragrafi successivi, si tratta di un'ottima approssimazione per la stima della dissipazione di energia.

Per fornire un numero iniziale, la perdita di lavoro è di circa il 66% del lavoro elastico totale. In altre parole, abbiamo un fattore di smorzamento ψ uguale a 0.66.

$$\psi = \frac{W_{Diss.}}{W_{Elastic}} = 0.66$$

Per creare la zona, si parte dall'origine degli assi e dal punto finale per il ramo superiore della relazione lineare (linea arancio in fig. 10). Di qui, si trovano i tratti di curva superiore e inferiore utilizzando l'equazione per una parabola passante per due punti, con un punto di tangenza orizzontale nell'origine per il ramo inferiore e una tangente orizzontale nel punto finale. Il lavoro dissipato è dato da [19]:

$$W_{Diss} = \int_0^s F_{upper}\, ds - \int_0^s F_{lower}\, ds$$

dove: s è lo spostamento;

F_{upper} è la forza della linea grigia (fig. 10);

F_{lower} è la forza della linea gialla (fig. 10).

W_{Diss} è il lavoro dissipato per un solo elemento in una sola rotazione del rullo. Conoscendo la circonferenza, è possibile trovare il numero di elementi:

$$n°\,elements = \frac{Circumference}{h_{element}}$$

Ora, il lavoro dissipato in una rotazione:

$$W_{round} = W_{Diss} \cdot n°elements$$

Si ottiene quindi la perdita energetica, utilizzando la velocità angolare.

$$Power_{loss} = W_{round} \cdot rps = \left[{}^{J}/_{2\pi} \cdot {}^{2\pi}/_{s}\right] = \left[{}^{J}/_{s}\right] = [W]$$

$$rps = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{rope\ speed/R_{roller}}{2\pi} = \left[{}^{2\pi}/_{s}\right]$$

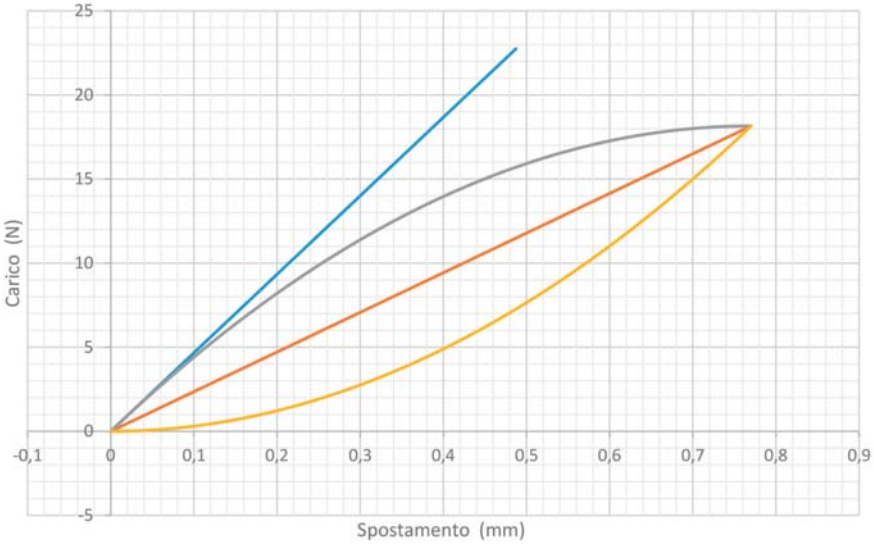

Fig. 10 - Deformazione lineare e ciclo supposto di isteresi (in blu: forza-spostamento sez. rettangolare; in arancio: forza spostamento sez. trapezoidale; in grigio: andamento parabolico salita sez. trap.; in giallo: andamento parabolico discesa sez. trap.).

Fig. 10 - Linear deformation and supposed hysteresis cycle (in blue: load-displacement; in orange: load-displacement trapezoidal section; in grey: parabolic trend ascent trapez. section; in yellow: parabolic trend descent trap. section).

sion for the upper basis, a quarter of circumference with radius equal to the rope groove radius has been used; the lower base is found by imposing an isosceles trapezoid with base angles of 45°. Then, we transform the trapezoid into a rectangle with the base equal to the mean of the two bases, as in fig. 9. The height remains the same for all the sections.

Now, we know the elastic work, which is represented by the area under the blue or orange line in fig. 10; then we have to find the "dashpot" dissipation work [7]. A hysteresis cycle was built by imposing the upper and the lower branches as two quadratic equations. The enclosed area was the energy dissipation (area between the grey and yellow curves).

At the beginning, this was only a starting point, waiting for the experimental tests; as we can see in the further section; this is a very good approximation for the energy dissipation assessment.

For providing an initial number, work loss is approx. 66% of the total elastic work. In other words, we have a damping factor ψ equal to 0.66.

$$\psi = \frac{W_{Diss.}}{W_{Elastic}} = 0.66$$

To build our area we start from the origin of axes and the end point of the linear relation (orange line in fig. 10). From here, we find the upper and lower branch by using the equation for a parabola passing through two points with a horizontal tangent in the origin, for the lower

Queste formule vengono utilizzate nella sezione successiva.

3.2. Risultati per i rulli "Dolonne-Plan Checrouit"

Il modello è stato utilizzato sui rulli della cabinovia "Dolonne"; i risultati sono disponibili nelle tabelle 4 e 5. In questo modo, è possibile prevedere il consumo energetico dei rulli da inserire nel modello termico per un confronto rispetto a quelli sperimentali.

La valutazione è stata divisa in due parti. Poiché si conoscono il carico e la temperatura dei rulli, che sono caricati in maniera differente, si è deciso di eseguire due configurazioni di analisi: una con un carico di 5800 N e l'altra con un carico di 5400 N. Questi sono i valori medi di carico dei rami ascendente e discendente in cui si eseguono le prove (figg. 11 e 12).

Per riassumere questa sezione, si può concludere che la perdita di energia dovuta alla striscia di gomma è pari solo all'1%. Questo risultato è reale quando la velocità è abbastanza ridotta (<10 m/s), al fine di evitare frequenze di sollecitazione nel modello, e in un range di temperature vicino alla temperatura ambiente (0-20°C), poiché la perdita per isteresi diminuisce a temperature elevate. Abbiamo evidentemente trascurato l'attrito sui cuscinetti dei rulli e la deformazione della fune, che sono entro il 3% riportato nelle norme tecniche, ma non sono di grande rilevanza[9]. Ulteriori considerazioni vengono illustrate nei paragrafi seguenti.

4. Modello termico

4.1 Prove su impianti a fune in esercizio

Si sono rilevate temperature dei rulli direttamente su impianti in esercizio. Si sono verificati due tipi di impianti a fune: la cabinovia "Dolonne-Plan Checrouit" e la teleferica aerea "Courmayeur-Gigante". Nella cabinovia si è misurata la temperatura sulle rulliere e per la funivia (teleferica aerea) la temperatura sui rulli del carrello. I rulli sono fabbricati con una mescola di gomma ed entrambi i corpi dei rulli sono in una lega di alluminio.

[9] Il consumo energetico dei cuscinetti dei rulli è di circa il 10% di quello dei rulli. Risultati forniti dalle nostre prove.

branch, and a horizontal tangent in the end point. Dissipated work is given by [19]:

$$W_{Diss} = \int_0^s F_{upper}\, ds - \int_0^s F_{lower}\, ds$$

where: s is the displacement;

F_{upper} *is the force of the grey line (fig. 10);*

F_{lower} *is the force of the yellow line (fig. 10).*

W_{Diss} *is the dissipated work for one element in one round of the roller. With the knowledge of the circumference, we can find the number of elements:*

$$n^\circ\, elements = \frac{Circumference}{h_{element}}$$

The work dissipated in one round results to be:

$$W_{round} = W_{Diss} \cdot n^\circ elements$$

Then we obtain the energy loss, by using the angular speed.

TABELLA 4 – *TABLE 4*

Rulli, carico verticale e configurazione max. del carico
Rollers, vertical load and maximum load configuration

	Rullo n° *N° roller*		**Carico Verticale [daN] *Vertical Load [daN]***	
Sostegno linea *Line tower*	**Ramo ascendente *Ascend branch***	**Ramo discendente *Descend branch***	**Ramo ascendente *Ascend branch***	**Ramo discendente *Descend branch***
10	10	10	5663	5365
11	10	10	5885	5484
Configurazione max. del carico (5800 N) *Maximum load configuration (5800 N)*				
L patch (totale)			40	mm
Deflessione max. *Max. deflection*			0,80	mm
Errore(*) *Error(*)*			0.42%	
Lavoro (per ogni elemento) *Work (for each element)*			0,005784	J
Circonferenza *Circumference*			1,57	m
Lavoro al ciclo (giro) *Work at round*			90,85	J/giro
Rotazione al secondo *Rounds per second*			2,864	giri/s
Perdita di potenza *Power loss*			261	W
Perdita di potenza con carico verticale al 3%(**) *Power loss with 3% of vertical load(**)*			780	W

(*) È dato dalla somma di tutte le forze che agiscono sugli elementi; la loro somma deve essere il più vicino possibile al carico totale.
(*) *It is given by the sum of the whole forces acting on the elements; their sum must be as close as possible to the total load.*
(**) La velocità dell'impianto è 4.5 m/s.
(**) *Plant speed is 4.5 m/s.*

Le condizioni climatiche erano tipiche di un giorno di fine stagione: la temperatura dell'aria era di 1°C; la giornata era nuvolosa con leggere nevicate.

La cabinovia "Dolonne" funzionava a 4,5 m/s con poche persone a bordo; la si può considerare quasi vuota. Si tratta di una telecabina ad ammorsamento automatico con una fune portante-traente, che movimenta 8 passeggeri in ogni cabina, per un totale di 2480 passeggeri/ora per direzione. Il diametro della fune è di 50 mm e il diametro del rullo è di 500 mm. La telecamera a infrarossi utilizzata per le prove è una THT 42 di HT Instruments [20], con le specifiche tecniche seguenti.

La precisione è indicata come [% di lettura] a 23°C ± 5°C, < 80%RH (tabella 6).

Le prove sono state eseguite sugli ultimi due sostegni della linea (11-10), poiché erano quelli con il carico massimo. Si sono osservati i rulli con buona accessibilità. Le prove sono state eseguite a partire dal ramo ascendente del pilone n° 10 e procedendo in senso orario. Tre esempi di misura sono indicati alla fig. 13.

Una serie di rulli è mostrata in fig. 13 (sinistra). Questo tipo d'immagini indica una bassa qualità di misura, ma è utile per evidenziare differenze significative di temperatura fra i rulli, se presenti.

TABELLA 5 – *TABLE 5*

Configurazione min. del carico
Minimum load configuration

Configurazione min. del carico (5400 N) ***Minimum load configuration (5400 N)***		
L patch (totale)	39	mm
Deflessione max. *Max. deflection*	0,76	mm
Errore(*) *Error(*)*	0.87%	
Lavoro (per ogni elemento) *Work (for each element)*	0,00522	J
Circonferenza *Circumference*	1,57	m
Lavoro al ciclo (giro) *Work at round*	82,09	J/giro
Rotazione al secondo *Rounds per second*	2,864	giri/s
Perdita di potenza *Power loss*	236	W
Perdita di potenza con carico verticale al 3%(**) *Power loss with 3% of vertical load(**)*	729	W

(*) È dato dalla somma di tutte le forze che agiscono sugli elementi; la loro somma deve essere il più vicino possibile al carico totale.
(*) *It is given sum the whole forces acting on the elements, their sum must be as close as possible to the total load.*
(**) La velocità dell'impianto è 4.5 m/s.
(**) Plant speed 4.5 m/s.

$$Power_{loss} = W_{round} \cdot rps = \left[{}^{J}/_{2\pi} \cdot {}^{2\pi}/_{s}\right] = \left[{}^{J}/_{s}\right] = [W]$$

$$rps = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{{}^{rope\ speed}/_{R_{roller}}}{2\pi} = \left[{}^{2\pi}/_{s}\right]$$

These formulas are used in the next section.

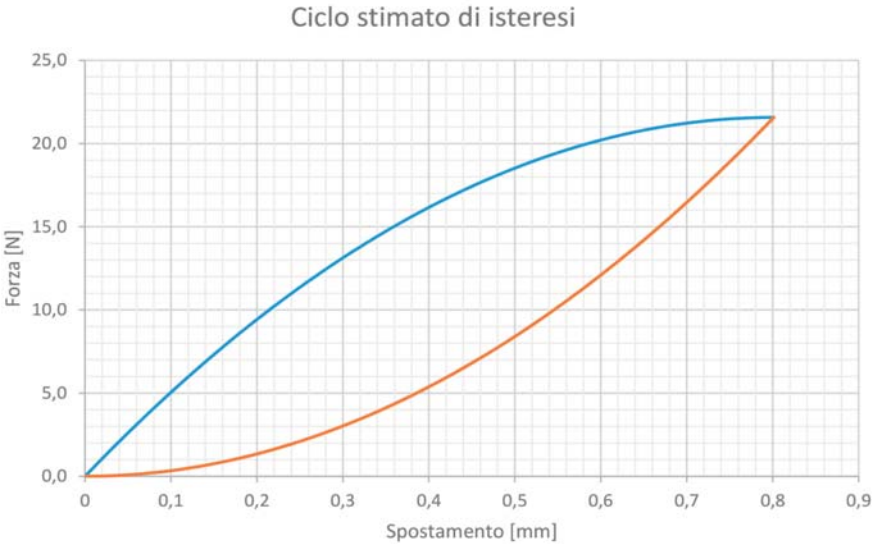

Fig. 11 - Ciclo di isteresi per configurazione di carico 5800 N.
Fig. 11 - Hysteresis cycle for 5800 N load configuration.

3.2. Results for "Dolonne-Plan Checrouit" rollers

The model on the "Dolonne" gondola rollers has been used; the results are available in tables 4 and 5. In this way, we have a prediction of roller energy consumption to insert into the thermal model for a comparison against the experimental ones.

The assessment has been split into two parts. Since we know the load and temperature of the roller, which are differently loaded, we have decided to carry out two analysis configurations: one with a load of 5800 N and the other one with a load of 5400 N. These are the average load values of the ascend and descend branch in which tests are made (figg. 11 and 12).

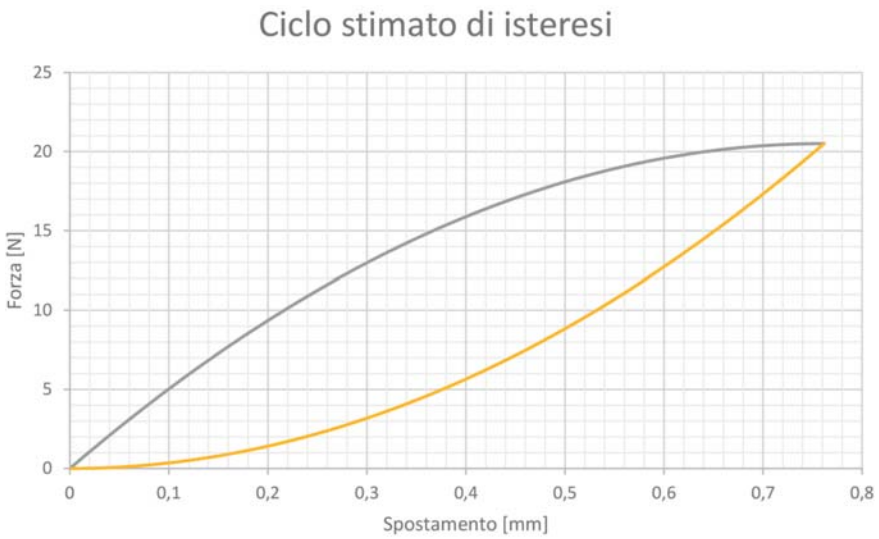

Fig. 12 - Ciclo di isteresi per configurazione di carico 5400 N.
Fig. 12 - Hysteresis cycle for 5400 N load configuration.

Alla fig. 13 (centro), abbiamo una buona qualità di misura, poiché l'immagine è ben definita. Per la nostra analisi, abbiamo utilizzato questo tipo di immagini.

Fig. 13 (destra) è presa da un carrello della funivia; la qualità è ancora migliore poiché la fotografia è stata presa durante un arresto alla stazione. Possiamo indicare un flusso di calore conduttivo lungo la struttura del carrello connesso all'albero del cuscinetto.

Ciò che è molto interessante e non così evidente è che la temperatura di superficie del rullo è uniforme lungo la sua circonferenza, così che il *modello analitico FEM può essere progettato come indipendente dal tempo (stazionario) e con un utilizzo massiccio di vincoli di simmetria per ridurre il tempo di risoluzione senza perdere precisione.* Un'altra considerazione riguarda la generazione di calore interno e le proprietà termiche della gomma, ma ciò sarà discusso in una fase successiva.

	Rullo n°		Carico verticale [daN]	
Sostegno linea	Ramo ascendente	Ramo discendente	Ramo ascendente	Ramo discendente
10	10	10	5663	5365
11	10	10	5885	5484

Si sono raccolte misure anche durante un breve arresto della cabina.

La cabinovia "Dolonne" era in servizio durante la prova; per questa ragione non si è potuto arrestare a lungo l'impianto. Prima dell'arresto, la cabinovia aveva funzionato a velocità ridotta (circa 1,5 m/s) per alcuni minuti e si è potuto osservare un calo di temperatura. Quando l'impianto si è arrestato completamente, la temperatura dei rulli è aumentata. Questa osservazione è confermata nella rilevazione effettuata sulla funivia aerea "Courmayeur-Gigante", il cui tempo di arresto è stato di circa

To resume this section, we can conclude that the energy loss due to the rubber band is only 1%. This result is true when speed is quite low, in order to avoid stress frequency in the model, and in a temperature range near to environment temperature (0-20°C) because the hysteresis loss decreases at high temperatures. Obviously, we have forgotten the friction on the roller bearings and the rope deformation, which are included inside the 3% written in the technical standard, but they have not a great magnitude[9]. Further considerations will be provided in the next paragraph.

4. Thermal model

4.1. Tests on operating ropeways

Roller temperatures have been collected directly on operating plants. Two types of ropeway systems have been tested: the "Dolonne-Plan Checrouit" gondola and the "Courmayeur-Gigante" aerial ropeway. In the gondola installation, the temperature on roller assemblies was measured and the temperature from carriage roller assembly was measured for the aerial ropeway. The rollers are made of the same rubber compound and both roller bodies are made of aluminium alloy.

Climate conditions were typical of an end-of-season day: the air temperature was 1°C; it was cloudy with a light snowfall.

The "Dolonne" gondola ropeway was running at 4.5 m/s with few passengers on board; we can consider it as nearly empty. This is a detachable gondola ropeway with one carrying-hauling rope, hosting 8 passengers on each cabin, reaching 2480 passengers/hour per direction. The rope diameter is 50 mm and the roller diameter is 500 mm. The infrared camera used for tests is a THT 42 by HT Instruments [20], with the following technical specifications.

Precision is indicated as [% of reading] at 23°C ± 5°C, <80%RH (table 6).

Tests were made on the last two line-towers (11-10) because they were the most loaded ones. Rollers with good accessibility were observed. Tests were made starting from the ascent branch of tower n° 10 and proceeding clockwise. Three examples of measurement are shown in fig. 13.

A set of rollers is shown in fig. 13 (left). This kind of pictures show a low measure quality, but they are suitable to underline meaningful temperature differences between the rollers, if they are present.

[9] *Roller bearing energy consumption is about 10% of the roller one. Result given by our trial.*

TABELLA 6 – *TABLE 6*

Misura della temperatura agli infrarossi
Infrared temperature measurement

Gamma ***Range***	**Sensibilità** ***Sensitivity***	**Precisione** ***Precision***	**Risoluzione del sensore** ***Sensor resolution***	**Frequenza di campionamento** ***Sampling frequency***
-20÷250°C	0.1°C @ 30°C	±2% rdg or ±2°C	160x120pxls	50 Hz

10 minuti (fig. 14), indipendentemente dal fatto che la temperatura ambiente alla stazione fosse superiore.

La fig. 14 indica un aumento significativo della temperatura dopo l'arresto alla stazione. Occorre sottolineare che la temperatura è stata misurata su rulli differenti, e ciò spiega perché si possono rilevare differenze; la tendenza è tuttavia sufficientemente chiara. Perciò, la generazione interna di calore dovuta alle sollecitazioni della gomma non appare immediatamente dopo l'applicazione della sollecitazione. Ciò continua per un certo periodo per via delle proprietà termo-meccaniche della gomma e per via di un cambiamento nello scambio di calore convettivo, che si riduce significativamente. Ciò può spiegare l'aumento di temperatura.

La fune indica la stessa temperatura degli altri elementi strutturali metallici ed è uniforme per tutta la sua lunghezza. Tuttavia, essa assorbe, per conduzione, una certa quantità di calore, che si dissipa immediatamente. Tuttavia, la fune non è stata presa in considerazione nel nostro FEM termico.

Un utilizzo collaterale di questa misura della temperatura può servire a prevedere la durata di vita dei cuscinetti. Una temperatura più elevata del mozzo può essere dovuta al calore più elevato generato dall'attrito interno, ed implica una maggiore usura, con le conseguenti probabilità di avarie o malfunzionamenti (tabella 7).

Nonostante alcune differenze di carico, la temperatu-

In fig. 13 (middle), we have a good measurement quality because the image is well-defined. For our analysis, we have used this kind of pictures.

Fig. 13 (right) is taken from a ropeway roller; the quality is even better because the photograph is shut during a stop at the station. We can show a conductive heat flux along the bogie frame connected to the bearing shaft.

What is very interesting and not so obvious is that the roller surface temperature is uniform along its circumference, so the analytical FEM model can be designed as time-independent (steady state) and with massive use of symmetry constrain to reduce the solving time without losing accuracy. *Another consideration regards inner heat generation and the thermal properties of the rubber, but they will be discussed at a later stage.*

	N° roller		***Vertical Load [daN]***	
Line tower	***Ascend branch***	***Descend branch***	***Ascend branch***	***Descend branch***
10	*10*	*10*	*5663*	*5365*
11	*10*	*10*	*5885*	*5484*

Measures have also been collected during a short stop of the gondola.

The "Dolonne" gondola was in service during the test; for this reason the plant could not be stopped for a long period of time. Before the stop, the gondola had run a few minutes at low speed – approx. 1.5 m/s and a temperature decrease could be noticed. When the rope installation came to a full stop, the temperature of the rollers increased. This observation is confirmed in the test run on the "Courmayeur-Gigante" aerial ropeway, whose stop time was approx. 10 minutes (fig. 14), notwithstanding the room temperature at the station was higher.

Fig. 14 shows a significant increase of temperature after

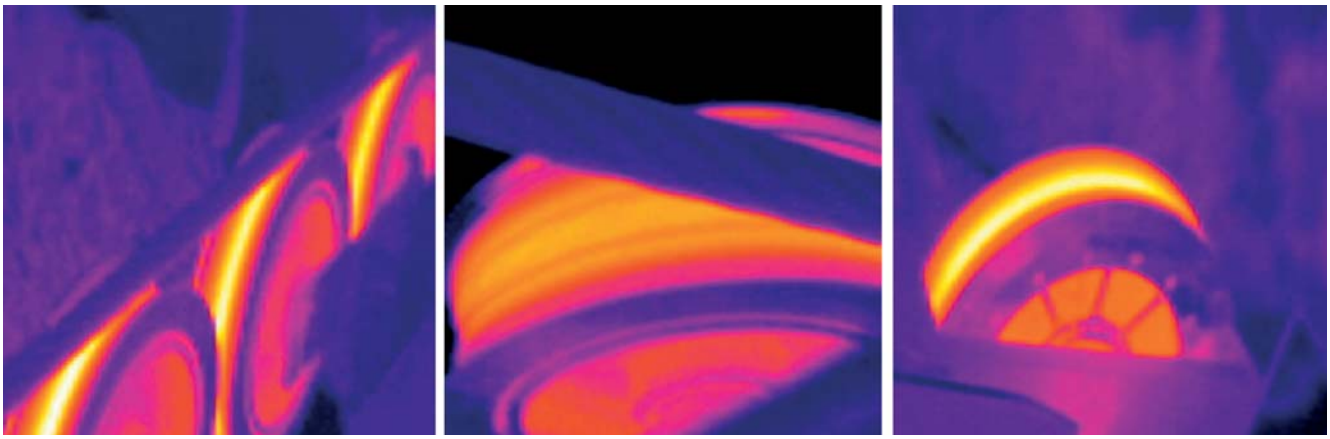

Fig. 13 - Una serie di rulli (sinistra); vista rulli della cabinovia (centro); rullo sul carrello dell'impianto a fune (destra).
Fig. 13 - A set of rollers (left); Gondola roller view (middle); Ropeway bogie roller (right).

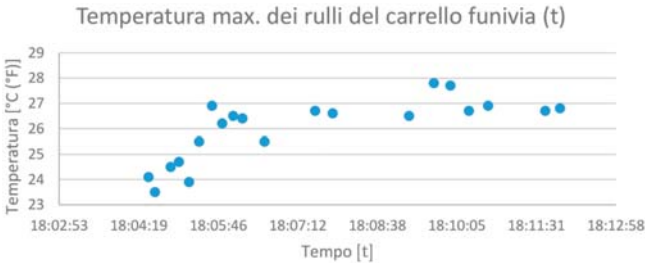

Fig. 14 - Tendenza della temperatura durante l'arresto della funivia alla stazione.
Fig. 14 - Temperature trend during ropeway station stop.

ra fra i piloni non mostra alcuna differenza significativa, per via della precisione della termo-camera, delle vibrazioni sul sostegno della linea indotte dal movimento della cabinovia, dalla velocità degli elementi presi come obbiettivo, o del riverbero della neve. Perciò, le fotografie prese nella stazione della funivia e durante l'arresto della cabina sono di migliore qualità.

Si mostrano dalla fig. 15 alla fig. 24 alcuni esempi di fotografie agli infrarossi prese a seguito del processo per ciascun caso. Sono state utilizzate per impostare il modello termico FEM e per verificare l'intero modello.

4.2. Proprietà termiche del materiale

I polimeri, in genere, mostrano una bassa conduttività termica ed una capacità termica specifica relativamente elevata.

Quando ai componenti della gomma si applica una deformazione ciclica di estensione e frequenza sufficienti, ciò provoca una notevole generazione di calore. Detto calore non viene facilmente disperso; perciò la dissipazione energetica provoca un aumento della temperatura [7, 21].

Per il materiale polimerico, il trasferimento energetico comporta vibrazioni e movimenti/rotazioni della catena macromolecolare. La conduttività termica dipende dal grado di cristallinità e dalla presenza di additivi (gli additivi di rafforzamento più importanti sono il nerofumo e il biossido di silicio); in particolare, un polimero con alto grado di cristallinità e una struttura ordinata ha una mi-

the stop at the station. We have to underline that the temperature was collected from different rollers, this is why some scattering can be detected, but the trend is sufficiently clear. Therefore, the internal heat generation due to rubber stress does not break off immediately after the application of the stress. It continues for a certain period of time because of the thermo-mechanical properties of the rubber and of a change in the convective heat exchange, which is significantly reduced. This can explain the temperature increase.

The rope shows the same temperature as the other metallic structural elements and it is even throughout its length. Moreover, it absorbs, by conduction, a certain heat amount, which is immediately dissipated. However, the rope has not been taken into consideration in our thermal FEM.

A collateral use of this temperature measurement can be used to predict the life of the bearings. A higher hub temperature may be due to higher heat generated by internal friction, and implies greater wear, with the subsequent likelihood of failures or malfunctioning (table 7).

Despite some load differences, the temperature between towers does not show any significant difference, due to thermo-camera precision, vibration on line tower induced by the motion of the gondola, the speed of target elements, or by snow reverberation. Therefore, the photographs shut in ropeway station and during the gondola stop are of better quality.

From fig. 15 to fig. 24 some examples of infrared photographs shut at post-processing for each case are shown. They have been used to set the FEM thermal model and verify the overall model.

4.2. Thermal properties of the material

Polymers, in general, show low thermal conductivity and relatively high specific heat capacity.

When a cyclic deformation of sufficient magnitude and frequency is applied to rubber components, it causes a significant generation of heat. This heat is not easily conducted away; therefore, energy dissipation gives rise to temperature [7, 21].

For polymeric material, vibrations and macromolecular chain movements/rotations are involved in the energy

TABELLA 7 – *TABLE 7*

Riassunto temperature delle misure
Temperature resume of the measurement

	Max. temperatura dei rulli [°C] (in velocità di servizio) *Roller max temperature [°C] (in service speed)*		Max. temperatura dei rulli [°C] (velocità 1,5 m/s) *Roller max temperature [°C] (1.5 m/s speed)*	Temperatura max. della media dei rulli [°C] (durante l'arresto) *Average roller max temperature [°C] (during stop)*
Sostegno linea *Line tower*	**Ramo ascendente** *Ascend branch*	**Ramo discendente** *Descend branch*	**Ramo ascendente** *Ascend branch*	**Ramo ascendente** *Ascend branch*
10	28	25	21	27,5
11	28	25	/	/

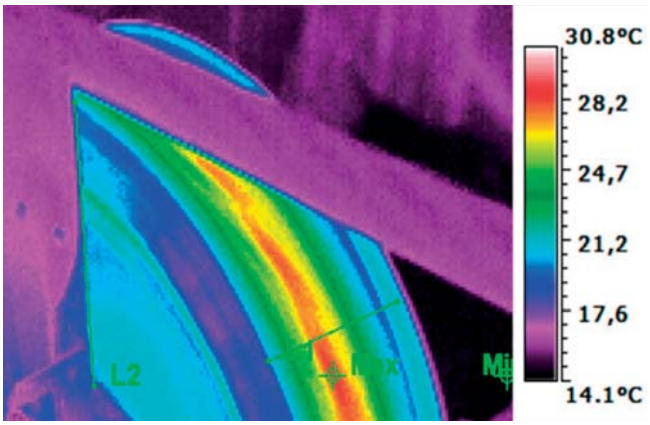

Fig. 15 - Ramo ascendente sostegno 10 della linea.
Fig. 15 - Line tower 10 ascend branch.

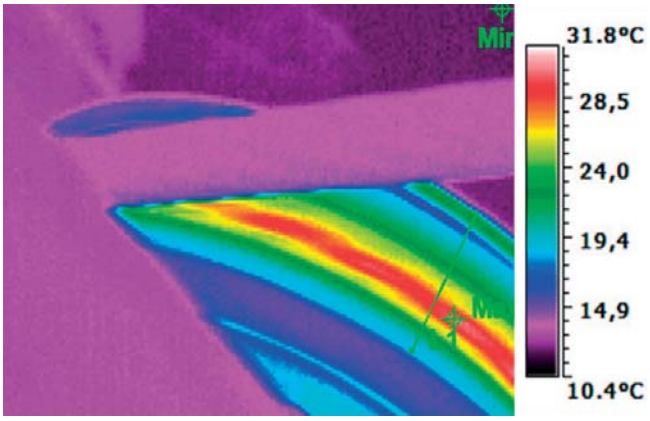

Fig. 17 - Ramo ascendente sostegno 11 della linea.
Fig. 17 - Line tower 11 ascend branch.

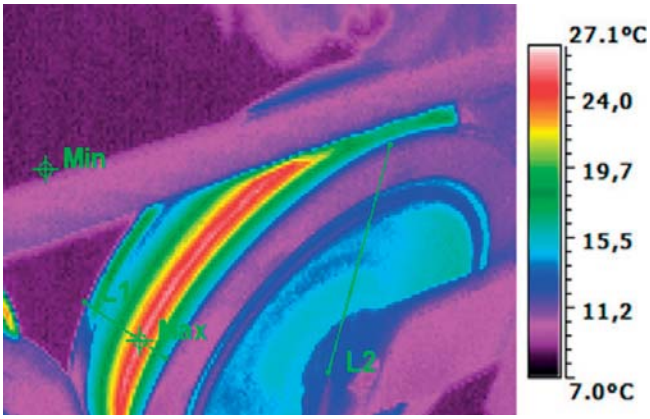

Fig. 19 - Ramo discendente sostegno 11 della linea.
Fig. 19 - Line tower 11 descend branch.

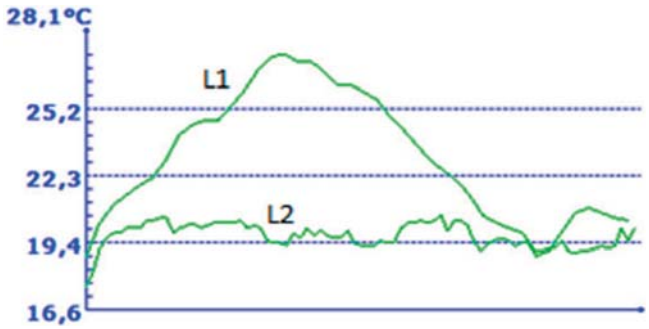

Fig. 16 - Profilo temperatura su L1 e L2 in fig. 15 (l'asse x corrisponde allo spazio non-lineare lungo le linee verdi dell'immagine).
Fig. 16 - Temperature profile on L1 and L2 in fig. 15 (the x axis corresponds to the not-linear space along the green lines in the picture).

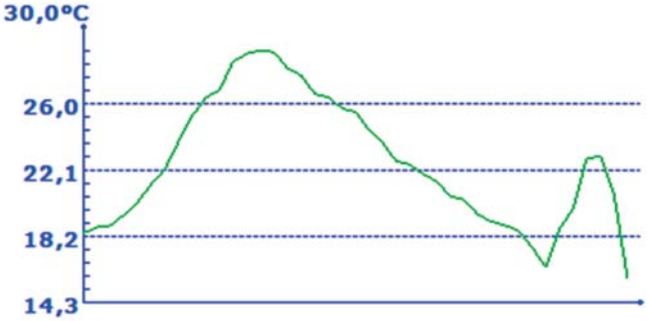

Fig. 18 - Profilo temperatura su L1 in fig. 17 (l'asse x corrisponde allo spazio non-lineare lungo le linee verdi dell'immagine).
Fig. 18 - Temperature profile on L1 in fig. 17 (the x axis corresponds to the not-linear space along the green lines in the picture).

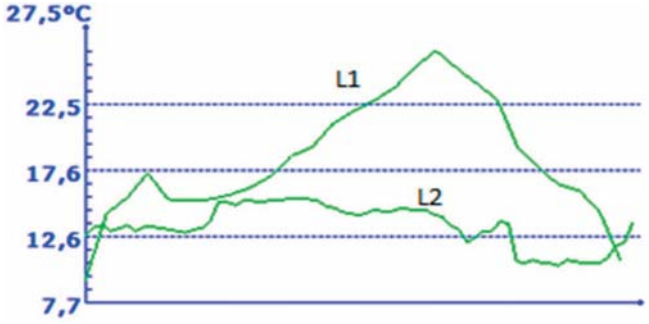

Fig. 20 - Profilo temperatura su L1 e L2 in fig. 19 (l'asse x corrisponde allo spazio non-lineare lungo le linee verdi dell'immagine).
Fig. 20 - Temperature profile on L1 and L2 in fig. 19 (the x axis corresponds to the not-linear space along the green lines in the picture).

glior conduttività rispetto a uno che abbia una struttura amorfa. Ciò è dovuto a una vibrazione meglio coordinata della catena macromolecolare per una struttura ordinata. Inoltre, un polimero semi-cristallino soggetto a pressione aumenta la propria conduttività termica [21, 17].

transfer. The thermal conductivity depends on the degree of crystallinity and on the presence of fillers (the most important and used reinforcing fillers are carbon black and silica); in particular, a high crystalline polymer with an ordinate structure has better conductivity then one with an

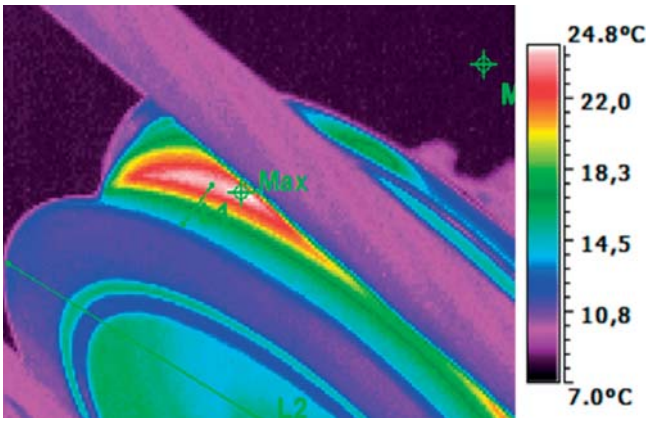

Fig. 21 - Ramo discendente sostegno 10 della linea.
Fig. 21 - Line tower 10 descend branch.

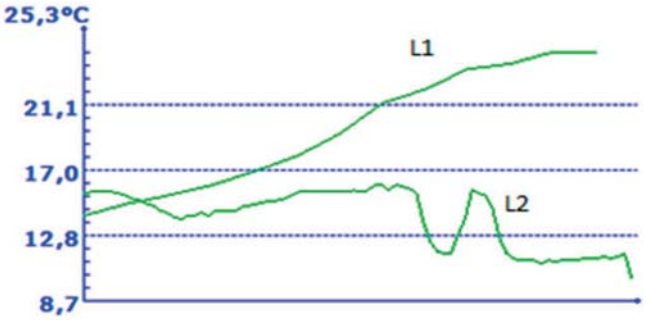

Fig. 22 - Profilo temperatura su L1 e L2 in fig. 20 (l'asse x corrisponde allo spazio non-lineare lungo le linee verdi dell'immagine).
Fig. 22 - Temperature profile on L1 and L2 in fig. 20 (the x axis corresponds to the not-linear space along the green lines in the picture).

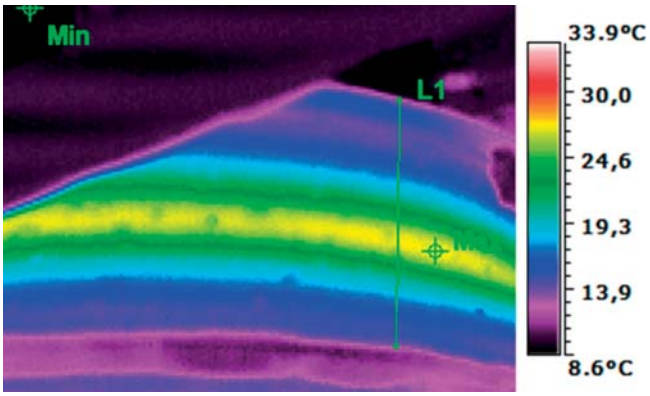

Fig. 23 - Ramo ascendente sostegno 10 della linea durante un arresto.
Fig. 23 - Line tower 10 ascend branch during a stop.

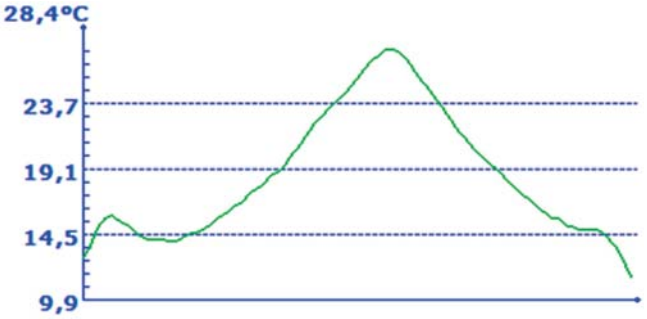

Fig. 24 - Profilo temperatura su L1 in fig. 23 (l'asse x corrisponde allo spazio non-lineare lungo le linee verdi dell'immagine).
Fig. 24 - Temperature profile on L1 in fig. 23 (the x axis corresponds to the not-linear space along the green lines in the picture).

La generazione di calore in un componente di gomma non è una proprietà intrinseca del materiale, ma è proporzionale alla perdita per isteresi ed è anche influenzata dalla natura dei polimeri, dalle proprietà fisiche e chimiche degli ingredienti della mescola, dalla loro interazione con la gomma, dai parametri operativi e dall'ambiente [22, 8].

La zona dell'anello di isteresi è l'integrale della forza moltiplicata per la distanza, che può essere eguagliata alla quantità di lavoro consumato nel ciclo di carico-scarico. Quest'energia di deformazione meccanica provoca la generazione di calore.

Gli anelli dei rulli sono costituiti da una mescola di gomma vulcanizzata. Durante la vulcanizzazione, si forma una rete tridimensionale con legami creati fra macromolecole, impedendo così alle catene di scivolare e di avere ampi movimenti relativi. Il processo di vulcanizzazione è all'origine del comportamento elastico degli elementi di gomma vulcanizzata.

Quando la gomma è utilizzata per lunghi periodi, invecchia, diviene più rigida e perde la propria capacità di

amorphous structure. This is due to better coordinate vibration of the macromolecular chain for an orderly structure. Besides, a semi-crystalline polymer subject to a pressure increases its thermal conductivity [21, 17].

Heat generation in a rubber compound is not an intrinsic material property, it is proportional to the hysteresis loss, it is also affected by the nature of the polymers, the physical and chemical properties of the compounding ingredients, their interaction with rubber, operating parameters, and the environment [22, 8].

The area of any hysteresis loop is the integral of force multiplied by distance, which can be equated to the amount of work consumed in the loading-unloading cycle. This mechanical deformation energy is causing the generation of heat.

Roller sheaves are made of a vulcanized rubber compound. During the vulcanization, a three-dimensional network is formed by links created between macromolecules, thus preventing the chains from sliding and from large relative motions. The vulcanization process is at the origin of the elastic behaviour of vulcanized rubber parts.

smorzamento [22]. Detto processo di invecchiamento è soprattutto dovuto al calore che si genera all'interno della gomma per via della perdita per isteresi, e influenza le proprietà del materiale, come pure la vita utile della gomma stessa. Diminuire la generazione di calore della gomma consente di ottenere una più lunga vita di servizio.

I costruttori degli anelli in gomma non rivelano le proprietà del materiale, perciò, facendo riferimento alla letteratura, riscontriamo che una mescola di gomma con le nostre caratteristiche meccaniche deve avere una conduttività termica di circa 0.2-0.3 W m^{-1} K^{-1}. Il corpo del rullo è in una lega di alluminio con conduttività termica di 240 W m-1 K-1'.

4.3. Trasferimento convettivo di calore

Il raffreddamento convettivo forzato svolge un ruolo essenziale nel nostro modello. Sebbene il centro del perno del rullo è statico nello spazio, le altre parti del corpo sono in movimento relativo attraverso l'aria. I fluidi che scorrono su corpi solidi aderiscono a essi, occorre quindi creare una zona di velocità variabile fra il corpo e il flusso "libero del fluido". Questa zona è chiamata "strato limite"; il suo spessore è definito arbitrariamente come la distanza dalla parete in cui la velocità del flusso raggiunge il 99% della velocità di una zona non disturbata. Nel nostro caso, si riscontra lo stesso fenomeno se si utilizza un sistema di coordinate concentrate al centro del perno.

È risaputo che il trasferimento convettivo di calore è ampiamente influenzato dalle proprietà del fluido (viscosità dinamica μ, conduttività termica λ, densità ρ e calore specifico c_p) e dalla velocità del fluido w; ciò dipende anche dalla ruvidità e dalla geometria della superficie e anche dal tipo di movimento (flusso laminare o turbolento) [23, 24].

Il tasso di trasferimento del calore Q può essere scritto utilizzando la legge di Newton per la convezione:

$$\dot{Q} = h\,A(T_S - T_\infty)\,[W] \qquad (3.1)$$

ove: h = coefficiente convettivo [W/(m² °C)]; A = superficie di scambio di calore [m²]; T_S = temperatura della superficie [°C]; T_∞ = temperatura della zona indisturbata [°C].

Per costruire il modello termico FEM, è necessario trovare h. A questo scopo, occorre utilizzare alcuni numeri non-dimensionali. Il primo è il numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h\,\delta}{\lambda} \qquad (3.2)$$

Ove λ è la conduttività termica del fluido e δ è una dimensione caratteristica del corpo preso in considerazione (es.: la lunghezza di una piastra, il diametro di un cilindro).

Il secondo è il numero di Reynolds; riguarda l'inerzia e il rapporto delle forze viscose; é possibile distinguere una zona laminare e una zona turbolenta. Per quanto attiene i flussi esterni, si può scrivere quanto segue:

When rubber is used for a long period of time, it ages, becomes stiffer and loses its damping capability [22]. This aging process results mainly from the heat generated within the rubber due to hysteresis loss, and it affects the material properties, as well as the useful lifetime of the rubber itself. The decrease in heat generation of rubber leads to their longer service life.

The roller sheave manufacturers do not disclose the properties of the materials; therefore – referring to the literature – we find that a rubber compound with our mechanic features must show a thermal conductivity of approx. 0.2-0.3 W m^{-1} K^{-1}. The body of the roller is made in an aluminium alloy with thermal conductivity of 240 W m-1 K-1'.

4.3. Convective heat transfer

Forced convective cooling plays an essential role in our model. Even if the centre of the roller linchpin is static in space, the other parts of the body are in relative motion through the air. Fluids flowing over solid bodies adhere to them, so a region of variable speed must be built up between the body and the "free" fluid stream. This region is called boundary layer; its thickness is arbitrarily defined as the distance from the wall at which the flow speed reaches 99% of the speed of an undisturbed area. In our case, we notice the same phenomenon if we use a coordinate system focused on the centre of the linchpin.

We all know that convective heat transfer is highly influenced by fluid properties (dynamic viscosity μ, thermal conductivity λ, density ρ and specific heat c_p) and fluid speed w; it also depends on the roughness and geometry of the surface and on the motion type (laminar or turbulent flow) [23, 24].

Heat transfer rate Q can be written using Newton's law for convection:

$$\dot{Q} = h\,A(T_S - T_\infty)\,[W] \qquad (3.1)$$

where: h = convective coefficient, [W/(m² °C)]; A = heat exchange surface, [m²]; T_S = surface temperature, [°C]; T_∞ = undisturbed zone temperature, [°C].

We need to find h to fit the thermal FEM model. For this purpose, we have to use some a-dimensional numbers. The first is Nusselt number:

$$Nu = \frac{h\,\delta}{\lambda} \qquad (3.2)$$

Where λ is the fluid thermal conductivity and δ is a characteristic dimension of the body taken into consideration (ex. the length of a plate, the diameter of a cylinder).

The second is the Reynolds number; it concerns inertia and the viscous forces ratio; it can be distinguished between laminar and turbulent area. As related to the external flows, the following can be written:

$$Re = \frac{w_\infty\,\delta}{\mu} \qquad (3.3)$$

$$Re = \frac{w_\infty \, \delta}{\mu} \qquad (3.3)$$

ove w_∞ è la velocità del flusso indisturbato e μ è la viscosità cinematica. La trasmissione fra la zona laminare e la zona turbolenta dipende anche dalla geometria, dalla ruvidità della superficie, dalla velocità del flusso libero, dalla temperatura della superficie e dal tipo di fluido. In un esperimento ragionevolmente attento, il flusso laminare può persistere fino a *Re* = 10000.

In condizioni relativamente indisturbate, la zona di transizione è entro l'intervallo tra $3{\cdot}10^5$ e $5{\cdot}10^5$. La transizione turbolenta è essenzialmente completa prima di *Re* $4{\cdot}10^6$. Questi valori sono limitati a superfici piane; se la superficie è curva rispetto al flusso, la turbolenza può svilupparsi a valori di *Re* molto inferiori.

Il terzo è il numero di Prandtl. Anche questo si riferisce allo strato termico limite. È presente quando la superficie ha una temperatura differente da quella del flusso libero ed è definito come lo strato limite di velocità, ma lo spessore è differente. I numeri di Prandtl mettono in relazione gli strati limiti termico e di velocità:

$$Pr = \frac{\upsilon}{\alpha} = \frac{\mu \, c_p}{\lambda} \qquad (3.4)$$

Per i gas, *Pr* va da 0.7 a 1.

Facendo riferimento alla letteratura, vi sono due condizioni semplificate per valutare *Nu* e quindi *h*: superficie piana o modello del cilindro. Si è calcolato *h* per entrambe le configurazioni e si è riscontrato che le differenze sono piccole.

Per una superficie piana, *Nu* può essere calcolato teoricamente o sperimentalmente, in entrambi i casi si trova un *Nu* medio, che è funzione di *Re* e *Pr*.

In primo luogo, si è calcolato *Re* per comprendere se le condizioni erano laminari o turbolente. Utilizzando un sistema di coordinate centrato ed integrato al rullo, si può supporre che w_∞ sia uguale a 4.5 m/s, ovvero alla velocità periferica del rullo. Per le dimensioni caratteristiche, si è utilizzata la circonferenza del rullo per l'approccio a piastra piatta e il raggio del rullo per quello cilindrico. La viscosità cinematica è data dalle proprietà del fluido dalla temperatura del film T_f. Utilizzando l'equazione 3.3, si sono ottenuti i risultati in tabella 8.

In entrambi i casi, siamo in movimento turbolento poiché Re è maggiore di $5{\cdot}10^5$. Il numero *Pr* è dato ancora una volta dal grafico ed è uguale a 0,7157.

Osservando la piastra piatta, si può considerare che il flusso turbolento si sviluppa tutto sull'intera superficie, poiché *Re* è compreso tra $5{\cdot}10^5$ e 10^7 e *Pr* è tra 0,6 e 60. Di conseguenza, per trovare *Nu* è possibile utilizzare questa formulazione empirica:

$$Nu = 0.037 \, Re^{4/5} \, Pr^{1/3} = 661{,}53 \qquad (3.5)$$

Osservando il cilindro, sappiamo che, entro la gamma

Where w_∞ is the speed of the undisturbed flow and μ is the kinematic viscosity. The transition between the laminar area and the turbulent also depends on geometry, roughness of the surface, free flow speed, surface temperature and fluid type. In a reasonably careful experiment, the laminar flow can persist up to Re= 10000.

With relative undisturbed conditions, the transition area is within the range of $3{\cdot}10^5$ to $5{\cdot}10^5$. Turbulent transition is essentially complete before Re $4{\cdot}10^6$. These values are restricted to flat surfaces; if the surface is curved away from the flow, turbulence might be triggered at much lower values of Re.

The third is the Prandtl number. It is related to the thermal boundary layer too. It is present when the surface has a different temperature from the free stream and it is defined as the speed boundary layer, but they have different thickness. Prandtl numbers relate thermal and speed boundary layers:

$$Pr = \frac{\upsilon}{\alpha} = \frac{\mu \, c_p}{\lambda} \qquad (3.4)$$

For gases, Pr goes from 0.7 to 1.

Now, looking at the literature, we have two simplified conditions to estimate Nu and then h: flat surface or cylinders model. We calculated h for both configurations and noticed that the differences were small.

For a flat surface, Nu can be calculated theoretically or experimentally, in both cases an average Nu is found and is a function of Re and Pr.

First of all, we started calculating Re to understand whether the conditions were laminar or turbulent. Using a coordinate system pointed and integral with the roller, we can assume that w_∞ is equal to 4.5 m/s; i.e. the peripheral speed of the roller. For the characteristic dimensions, we used the circumference of the roller for the flat plate approach and roller radius for the cylindrical one. The kinematic viscosity is given by fluid properties and film temperature T_f. Using equation 3.3 we achieved the results reported in table 8.

In both cases, we are in turbulent motion because Re is greater than $5{*}10^5$. Pr number is yet given by chart and it is equal to 0,7157.

Looking at the flat plate, we can consider that the turbulent flux is all developed in the entire surface, because Re is included between $5{\cdot}10^5$ and 10^7 and Pr between 0.6

TABELLA 8 – *TABLE 8*

Piastra piatta rispetto a cilindro
Flat plate vs. cylinder

	w_∞ [m/s]	δ [m]	μ [m²/s]	*Re*
Piastra piatta *Flat plate*	4,5	0,785	0,0000148708	237665,9
Cilindro *Cylinder*	4,5	0,25	0,0000148708	75651,4

20000 ≤ *Re* ≤ 400000, i migliori risultati per valutare *Nu* sono dati dall'equazione proposta da Churchill e Bernstein:

$$Nu_{cyl}=0.3+\frac{0.62\,Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}}\left[1+\left(\frac{Re}{28\,200}\right)^{5/8}\right]^{4/5}=210.524 \quad (3.6)$$

Adesso è possibile calcolare il coefficiente *h* dall'equazione 3.2. La tabella 9 riassume i dati.

Il coefficiente di scambio di calore convettivo (*h*) non è uniforme lungo il raggio del rullo, poiché è in relazione alla velocità relativa della zona; la velocità va da 0 m/s al centro dei rulli a 4,5 m/s sulla superficie esterna.

Quando si ha trasferimento di calore convettivo forzato, si ha anche un trasferimento di calore convettivo naturale. Per comprendere l'importanza effettiva della convezione naturale, occorre trovare il rapporto Gr/Re^2. *Gr* è il numero di Grashof. Il coefficiente convettivo forzato dipende strettamente da *Re,* mentre il coefficiente connettivo naturale dipende da *Gr*.

Quando $Gr/Re^2 < 0{,}1$, la convezione naturale è trascurabile, quando $0{,}1 < Gr/Re^2 < 10$, la convezione naturale e quella forzata hanno lo stesso valore e quando $Gr/Re^2 > 10$ la convenzione forzata è trascurabile.

La formulazione di *Gr* è:

$$Gr=\frac{g\,\beta\,(T_S-T_\infty)\delta^3}{\upsilon^2}=65207843$$

Dove: g = accelerazione di gravità, m/s²

β = coefficiente di dilatazione cubica (1/T per gas perfetto), 1/K.

Per il cilindro si riscontra il rapporto di 0.01 e per la piastra piatta, il rapporto di 0.001. In conclusione, per il nostro modello la convenzione naturale è trascurabile.

4.4. Modello FEM con ANSYS

4.4.1. Generazione interna di calore con ANSYS

Ora, si conosce il valore del nostro caso di studio grazie all'utilizzo dei modelli analitici derivati dalla letteratura. Per verificare se i risultati ottenuti da un modello meccanico corrispondono ai dati sperimentali, occorre utilizzare un software FEM.

Osservando i dati delle prove e le proprietà del materiale, si deve considerare un'analisi termica *in condizioni*

and 60. Therefore, we can use this empirical formulation to find Nu:

$$Nu = 0.037\,Re^{4/5}\,Pr^{1/3} = 661{,}53 \quad (3.5)$$

Looking at the cylinder, we know that – within the range 20000 ≤ Re ≤ 400000 – the best results to evaluate Nu are given by the equation proposed by Churchill *and* Bernstein*:*

$$Nu_{cyl}=0.3+\frac{0.62\,Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}}\left[1+\left(\frac{Re}{28\,200}\right)^{5/8}\right]^{4/5}=210.524 \quad (3.6)$$

Now we can calculate the convective coefficient h from the eq. 3.2. Table 9 reports a summary of data.

The convective heat exchange coefficient (h) is not uniform along the roller radius because it is related to the relative speed of the area; the velocity goes from 0 m/s at the roller centre to 4.5 m/s on the external surface.

When we have forced convective heat transfer, we have also natural convective heat transfer. To understand whether or not natural convection is important, we have to find the Gr/Re² ratio. Gr is the Grashof number. The forced convective coefficient strictly depends on Re, while the natural convective one depends on Gr.

When $Gr/Re^2 < 0.1$ natural convection is negligible, when $0.1 < Gr/Re^2 < 10$ natural and forced convection have the same magnitude and when $Gr/Re^2 > 10$ forced convection is negligible.

Gr formulation is:

$$Gr=\frac{g\,\beta\,(T_S-T_\infty)\delta^3}{\upsilon^2}=65207843$$

Where: g = gravity acceleration, m/s²

β = *cubic dilatation coefficient (1/T for perfect gas), 1/K.*

We find for cylinder the ratio of 0.01 and for flat plate the ratio of 0.001. In conclusion, natural convection is negligible for our model.

4.4 FEM model with ANSYS

4.4.1. Internal heat generation with ANSYS

Now, we know the scale of our study case thanks to the use of the analytical models derived from the literature. To

Tabella 9 – *Table 9*

Piastra piatta rispetto a cilindro
Flat plate vs. cylinder

	T_{film} [°C]	c_p [J/kg K]	λ [W/m K]	*Re*	*Pr*	*Nu*	*h* [W/m² K]
Piastra piatta *Flat plate*	14,5	1007	0,02531	237665,9	0,7157	661,53	21,320
Cilindro *Cylinder*	14,5	1007	0,02531	75651,4	0,7157	210,524	21,315

stazionarie, con generazione di calore su tutta la fascia di gomma. In questo modo, è possibile modellare qualunque segmento del rullo, poiché si ha una simmetria circolare. Rispetto al modello meccanico, è necessario aumentare la dimensione della rete nella zona di contatto, poiché nel nostro modello non ve n'é alcuna. Al fine di rispettare il numero limite di nodi, si è dovuto ricorrere a uno strumento di controllo di dimensione della griglia al fine di trovare un equilibrio fra la precisione e i limiti della licenza accademica.

Si valutano due configurazioni medie di carico come nel modello meccanico (§3.2.). Si considera un tipo di rulli posizionati nel ramo ascendente, caricato con 5800 N, e un altro rullo posizionato nel ramo discendente, caricato con 5400 N.

Un'altra osservazione importante è che il coefficiente di scambio termico convettivo è diviso in zone, poiché è una funzione del raggio.

Non è necessario conoscere la sezione specifica, poiché si è supposto che il fenomeno fosse a stato constante, fuori da ogni fase transitoria.

A un altro centro rulli (di colore giallo) (fig. 25) si assegna un coefficiente uguale a quello calcolato in precedenza alla tabella 9.

È importante osservare che, per adattarsi a dati sperimentali, è necessario applicare un flusso di calore proveniente dai cuscinetti dei rulli. Ciò è dato da varie prove sul software; si tratta tuttavia di un'approssimazione.

Come si può vedere in fig. 26, il max. coefficiente di asimmetria è molto inferiore a 0.95, che è il valore limite per considerare fattibile la griglia [25]. Il numero di nodi è 27712, mentre il limite della versione accademica è 32000; si tratta quindi di un buon compromesso.

4.4.2. Configurazione max. del carico

Generazione interna del calore (centro)	35200 W/m³
Generazione interna del calore (laterale)	8800 W/m³
Flusso del calore (dal cuscinetto)(*)	2.8 W
Temperatura ambiente	1 °C
(*) Si tratta del valore per 1/16 del rullo.	

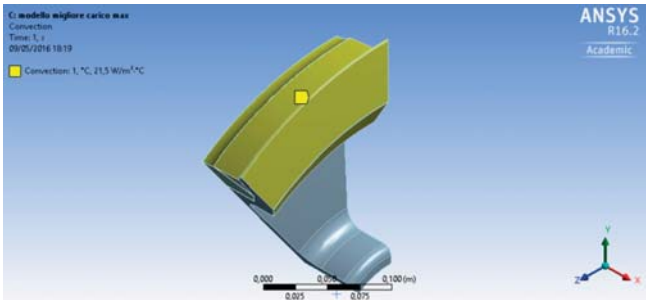

Fig. 25 - Coefficiente di convezione del calore.
Fig. 25 - Heat convection coefficient.

Statistics	
Nodes	27712
Elements	5217
Mesh Metric	Skewness
Min	1,8842e-002
Max	0,64812
Average	0,22752
Standard Devi...	0,13204

Fig. 26 - Parametri di griglia.
Fig. 26 - Mesh parameters.

verify if the results obtained from a mechanical model fit with experimental data, we have to use a FEM software.

Looking at the trial data and at the material properties, we have to consider a steady-state *thermal analysis, with heat generation throughout the rubber band. In this way, we can model any of the roller's segments, because we have circular symmetry. Compared to a mechanical model, we do need to increase the mesh size in the contact region, because there is none in our thermal model. To respect node number limit, we had to manage with a size control mesh tool to find a balance between accuracy and the limits of the academic licence.*

We assess two average load configurations: as in the mechanical model (§3.2.), we consider a type of roller located in ascendant branch, loaded with 5800 N, and another roller placed in descendent branch, loaded with 5400 N.

Another important observation is that the convective heat coefficient is divided into areas, since it is a radius function.

We do not need to know the specific section, since we made the hypothesis that the phenomenon is steady state, outside any transitory phase.

We assign at the further from roller centre surfaces (yellow ones) (fig. 25) a coefficient equal to the one previously calculated before in table 9.

It is important to note that, to fit experimental data, a heat flow from the roller bearing needs to be applied. It is given by several trials on the software, however it is an approximation.

As we can see in the fig. 26, the maximum skewness is far below 0.95, which is the limit value to consider the mesh that can be obtained [25]. The number of nodes is 27712, while the academic version limit is 32000, so this is a good compromise.

4.4.2. Maximum load configuration

Internal heat generation (centre)	*35200 W/m³*
Internal heat generation (lateral)	*8800 W/m³*
Heat flow (from bearing)(*)	*2.8 W*
Ambient temperature	*1 °C*
(*) It is the value for 1/16 of the roller.	

Come è possibile distinguere, la temperatura max. sulla superficie dei rulli (fig. 27), nel modello Ansys è di circa 1.5 °C superiore a quella registrata (tabella 7). Una differenza di temperatura più marcata si trova nella zona fra l'estremità della gola della fune e la flangia. Osservando il grafico di fig. 28, vi è una concavità fra i punti 8 e 12, che non è sempre presente nelle misure di prova. Ciò è probabilmente dovuto alla velocità di rotazione e alla precisione dello strumento, poiché si è potuta osservare una tendenza della temperatura più simile a quella del modello (fig. 28) quando l'impianto era fermo (fig. 29).

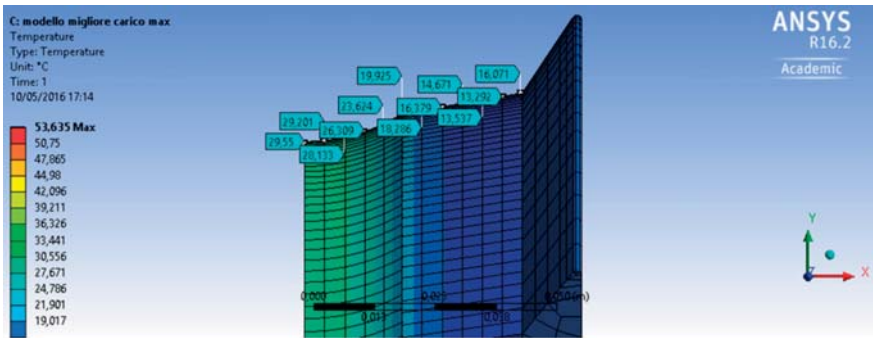

Fig. 27 - Temperatura della superficie della gomma.
Fig. 27 - Temperature of the rubber surface.

D'altra parte, la temperatura della flangia è quasi costante (fig. 30), come nei dati sperimentali. Questa è soprattutto generata dal flusso di calore proveniente dal cuscinetto del rullo, che si suppone essere conforme ai risultati sperimentali.

4.4.3. Configurazione min. del carico

Generazione interna del calore (centro)	31800 W/m³
Generazione interna del calore (laterale)	7900 W/m³
Flusso del calore (dal cuscinetto)(*)	2.5 W
Temperatura ambiente	1 °C
(*) Si tratta del valore per 1/16 del rullo.	

Come nella situazione precedente (tabella 7) si distingue una temperatura indicativamente superiore di 1.5 °C rispetto a quelle registrate nella gola della fune.

Come si può notare alla fig. 33, la flangia dei rulli è più fredda del corpo del rullo, nonostante siano dello stesso materiale. Ciò è dovuto alla progettazione: la flangia nel lato interno è rimuovibile per ragioni di assemblaggio e nel centro si è posizionato un O-ring, quindi vi

As we can distinguish, maximum temperature on the roller surface (fig. 27), in the Ansys model is approx.1.5 °C higher than the recorded one (table 7). A more marked temperature difference is in the area between the end of the rope groove and the flange. Looking at the chart of fig. 28, there is a hollow between points 8 and 12, which is not always present in test measurement. This is most likely due to the rotational speed and the accuracy of the instrument, since we could observe a temperature trend more similar to that of the model (fig. 28) when the cableway installation was at standstill (fig. 29).

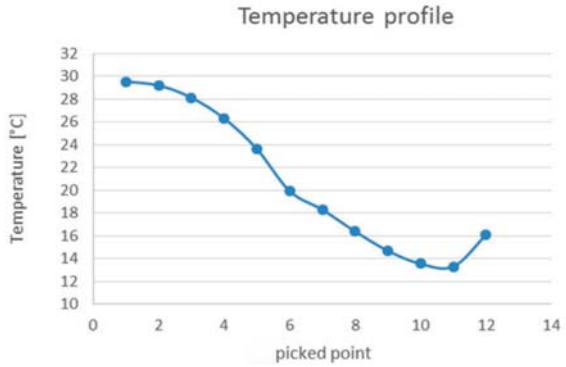

Fig. 28 - Schema della temperatura di superficie della fig. 27.
Fig. 28 - Surface temperature diagram of fig. 27.

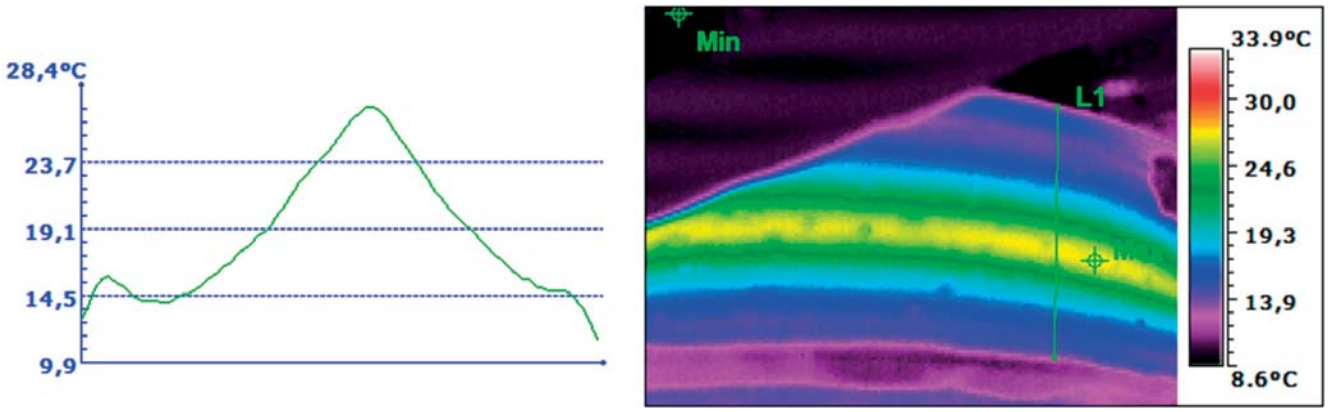

Fig. 29 - Temperatura misurata per un rullo durante l'arresto.
Fig. 29 - Measured temperature for a roller during the stop.

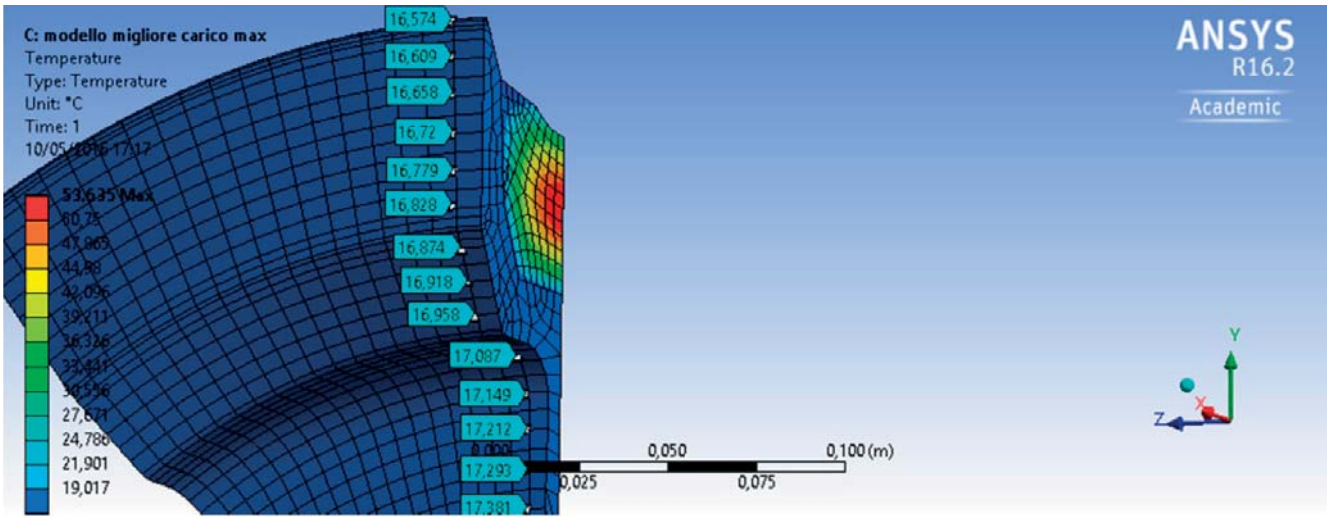

Fig. 30 - Temperatura della flangia.
Fig. 30 - Flange temperature.

è un piccolo traferro fra il corpo del rullo e la flangia, che ha una cattiva conduttività del calore. Questa caratteristica non è stata modellata.

4.4.4. Confronto con il carico da regolamenti tecnici

Se si suppone di inserire nel nostro modello FEM la perdita di potenza derivata dai regolamenti tecnici (3% del carico verticale UNI-EN 12930/12929-1 [10]) si riscontrerà una temperatura di superficie incredibilmente superiore a quella misurata, considerando anche la precisione dello strumento, che nel nostro caso è trascurabile (±2% del valore di lettura, o ± 2°C). Per questa ragione, si può concludere che il nostro modello di previsione del consumo energetico è più precisa di quanto previsto dalle

On the other hand, the flange temperature is almost constant (fig. 30), as in experimental data. It is mostly generated by the heat flux from the roller bearing, supposedly in compliance with the experimental results.

4.4.3. Minimum load configuration

Internal heat generation (centre)	*31800 W/m³*
Internal heat generation (lateral)	*7900 W/m³*
Heat flow (from bearing)(*)	*2.5 W*
Ambient temperature	*1 °C*
(*) It is the value for 1/16 of the roller.	

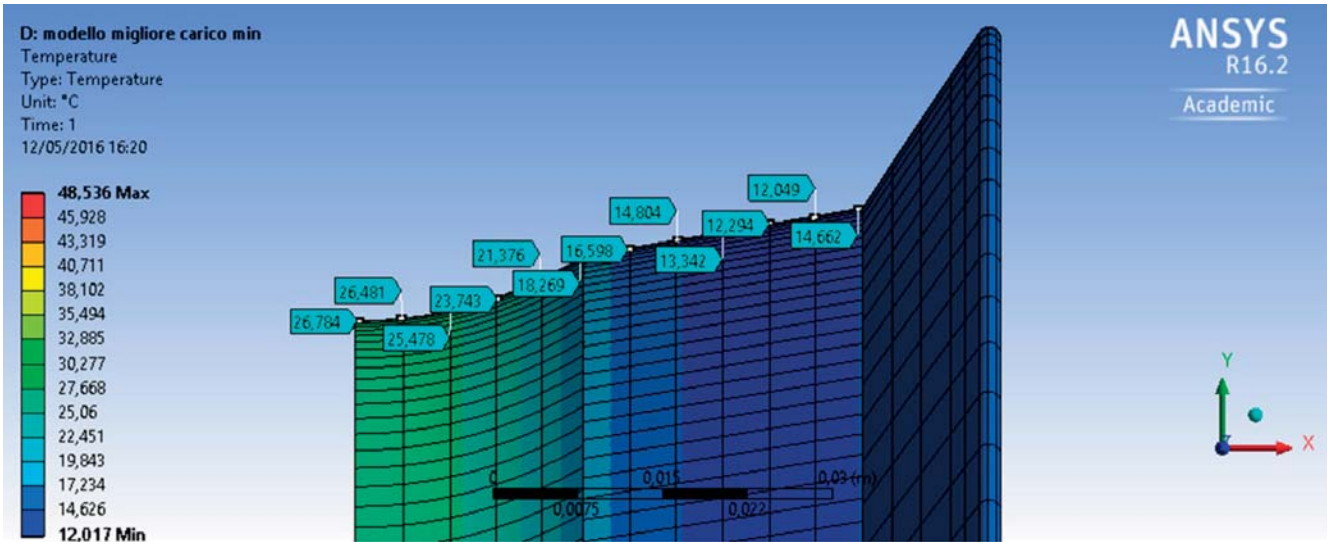

Fig. 31 - Temperatura della superficie della gomma.
Fig. 31 - Temperature of the rubber surface.

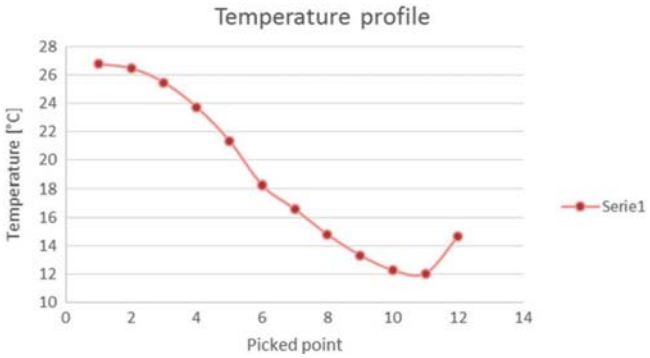

Fig. 32 - Schema della temperatura di superficie della fig. 31.
Fig. 32 - Surface temperature diagram of fig. 31.

norme tecniche. Tuttavia, è risaputo che i regolamenti si tengono ampiamente a favore della sicurezza; se si deve eseguire un confronto nell'ambito dei sistemi di trasporto, utilizzando il 3% del carico verticale per valutare il consumo energetico, ciò crea un enorme svantaggio per gli impianti di trasporto a fune.

Like in the previous situation (table 7), we distinguish a temperature indicatively 1.5 °C higher than those recorded in the rope groove.

As we can notice in fig. 33, the roller flange is colder than the roller body, despite the fact that they are made of the same material. This fact is due to the design; the flange at the inner side is removable for assembly reasons and an O-ring is placed in the middle, hence there is a small air layer between the roller body and the flange that has a bad heat conductivity. We have not modelled this feature.

4.4.4. Comparison with technical regulation load

If we suppose to insert in our FEM model power loss derived from the technical regulations (3% of vertical load UNI-EN 12930 / 12929-1 [10]) we will find a surface temperature that is incredibly higher than the measured one, also considering the accuracy of the instrument, which is negligible in our case (±2% of the reading value or ± 2°C).

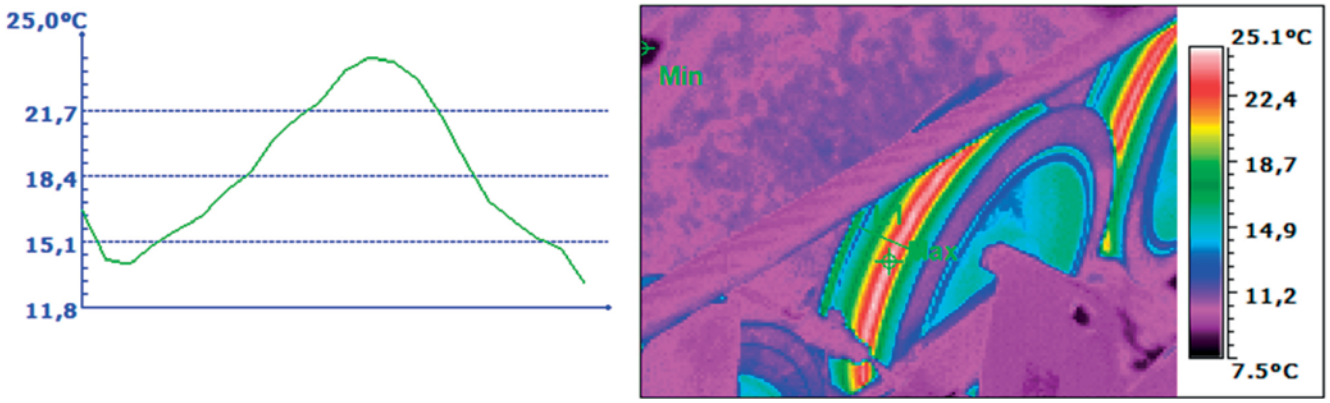

Fig. 33 - Rullo in una configurazione minima di carico; anche in questo caso si può vedere la gola come alla fig. 32.
Fig. 33 - Roller in minimum load configuration, also in this case we can see the groove like in fig. 32.

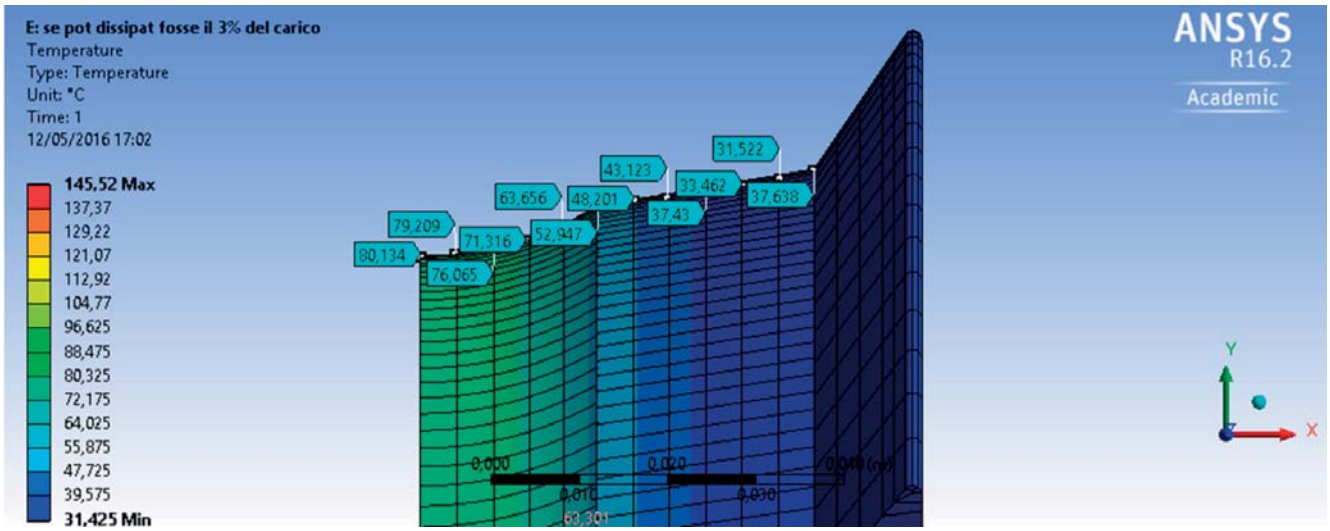

Fig. 34 - Temperatura della superficie della gomma (fig. 35).
Fig. 34 - Temperature of the rubber surface (fig. 35).

Carico verticale [N]	Attrito 3% [N]	Velocità [m/s]	Energia dissipata [W]	Generazione di calore interno [W/m³]
5800	174	4,5	780	130000

Per riassumere i risultati:

	Energia dissipata [W](*)	Coefficiente di attrito(**)
Regolamenti tecnici (5800 N)	780	0.03
Nostro modello (5800 N)	300	0.011
Regolamenti tecnici (5400 N)	729	0.03
Nostro modello (5400 N)	75	0.011

(*) Le perdite di energia dei cuscinetti rulli sono comprese, si tratta di un valore trovato mediante misura indiretta.
(**) Percentuale del carico verticale.

5. Dati di collaudo su impianti ad ammorsamento automatico in esercizio

Al fine di verificare se il nostro modello può essere accettabile, abbiamo deciso di verificare all'interno dell'archivio di Dimensione Ingenierie le progettazioni di linee (funivie) di impianti in esercizio e delle corrispondenti prove regolari eseguite prima dell'apertura della stagione.

I risultati dati dalla valutazione di questi dati hanno confermato le nostre ipotesi.

Dal pacchetto di progettazione denominato SIF, abbiamo ottenuto la potenza necessaria nelle varie configurazioni di carico. Il confronto è eseguito su configurazioni di impianto in scarico in ascendente e scarico discendente. Osservando la progettazione della linea eseguita con SIF, si rileva che le necessità di potenza sono date dalla somma dell'attrito (in % del carico verticale) di ogni rullo moltiplicato per la velocità dell'impianto.

$$Energy\ needs = \left(\sum friction \cdot speed\right) / \eta_{power\ unit}$$

$\eta_{power\ unit}$ è considerato convenzionalmente come 0.85.

SIF ci fornisce l'attrito su ogni rulliera per ogni ramo. Si sa che è calcolato secondo le norme tecniche, che impongono il 3% del carico verticale. Qui di seguito proponiamo una serie di tabelle che consentono di confrontare il consumo energetico nominale (dato dalla progettazione della linea) a quello misurato (durante prove regolari).

Occorre sottolineare che l'attrito nei cuscinetti e la flessione della fune sono compresi nel 3%. Come si può notare, i consumi energetici misurati sono inferiori a quelli teorici. La valutazione più precisa è sulla funivia a cabine Dolonne, poiché è disponibile la progettazione dei rulli.

For this reason, we can conclude that our energy consumption prediction model is more accurate than the provisions of the regulations. *However, we all know that regulations are extremely on the safe side; if we have to carry out a comparison within transport systems, using 3% of vertical load for evaluating energy consumption, this enormously disadvantages rope propelled transport systems.*

Vertical Load [N]	*Friction 3% [N]*	*Speed [m/s]*	*Dissipated energy [W]*	*Internal heat generation [W/m³]*
5800	*174*	*4.5*	*780*	*130000*

To summarize the results:

	Dissipated energy [W] (*)	*Friction coefficient (*)*
Technical regulation (5800 N)	*780*	*0.03*
Our model (5800 N)	*300*	*0.011*
Technical regulation (5400 N)	*729*	*0.03*
Our model (5400 N)	*275*	*0.011*

(*) Roller bearing energy loss are included, it is a value find with non-direct measure.
(**) Percentage of the vertical load.

5. Test data on operating ropeways

In order to find out whether our model can be acceptable, we decided to search within the archive of Dimensione Ingenierie the line designs (ropeways) of operating rope installations and corresponding periodical tests carried out before the opening of the season.

The results given by the assessment of these data have confirmed our assumptions.

We obtain from the ropeway design package named SIF the power needed in various load configuration. Comparison is made in unload ascend and unload descent plant configurations. Looking at line design made with the SIF, we know that power needs are given by the sum of the friction (in % of the vertical load) of each roller multiplied by plant speed.

$$Energy\ needs = \left(\sum friction \cdot speed\right) / \eta_{power\ unit}$$

$\eta_{power\ unit}$ *is conventionally taken 0.85.*

The SIF provides us with the friction on every roller assembly for every branch. We know that it is calculated following the technical rules, which dictate 3% of the vertical load. In the following, we present a series of tables in order to compare the rated energy consumption (given by

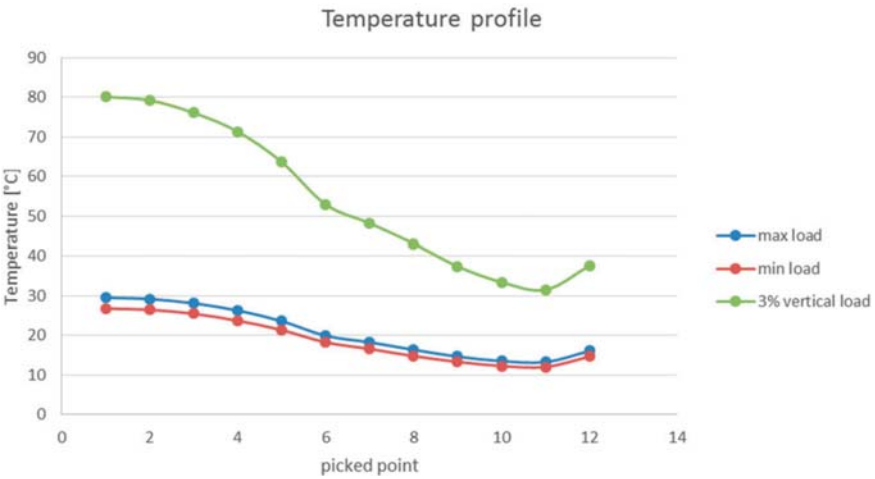

Fig. 35 - Grafico di confronto (figg. 28, 32, 34).
Fig. 35 - Comparison chart (figg. 28, 32, 34).

5.1. Seggiovia ad ammorsamento fisso "Peindeint-Prato" a Courmayeur (I)

Per questo impianto, sono disponibili agli autori il progetto esecutivo e le ultime prove periodiche.

Potenza del motore elettrico installato	126	kW
N° di veicoli sulla linea	116	
Massa del veicolo vuoto	89	kg
Massa del veicolo a pieno carico	249	kg
Peso della fune	3,01	kg/m
Velocità	2,5	m/s
Lunghezza della fune	2460	M
Differenza di quota fra le stazioni	366,01	M
Lunghezza dell'inclinazione fra le stazioni	1228,75	M
Numero di rulli (per ogni ramo)	120	
Carico tenditore	98600	N

Il consumo energetico misurato nel *collaudo periodico è 12.6 kW*, molto vicino alla metà di quello teorico. Si può dire che è l'1.5% del carico verticale. La comparazione – dei dati di collaudo con quelli di progetto – in configurazione ramo di salita carico – ramo di discesa scarico non è significativa poiché, durante i collaudi periodici, il carico è applicato con una zavorra e non è molto preciso.

Questi sono i risultati delle prove rispetto ai requisiti di progettazione della linea:

Potenza	Progettazione della linea	Misurata
Impianto a vuoto	24 kW	12.6 kW
Ramo di salita carico	110 kW	44.1 kW

5.2. Seggiovia ad ammorsamento automatico "Plan des Eves-Lago Checrouit" a Courmayeur

Per questo impianto, sono disponibili agli autori il progetto esecutivo e le ultime prove periodiche.

the line design) to the measured one (during regular tests).

We have to underline that – within 3% – the friction in roller bearings and the rope deflection are enclosed. As we can see, measured energy consumptions are lower than the theoretical ones. The most precise assessment is on Dolonne gondola ropeway because we have the roller design.

5.1. "Peindeint-Prato" fixed grip chairlift in Courmayeur (I)

For this plant, the executive project and last periodical tests are available for the authors.

Power of the installed electric motor	*126*	*kW*
N° of vehicles in line	*116*	
Empty vehicle mass	*89*	*kg*
Full load vehicle mass	*249*	*kg*
Rope weight	*3,01*	*kg/m*
Speed	*2,5*	*m/s*
Rope length	*2460*	*M*
Difference in height between stations	*366,01*	*M*
Inclined length between stations	*1228,75*	*M*
Roller number (for each branch)	*120*	
Turnbuckle load	*98600*	*N*

Energy consumption measured in periodical test is 12.6 kW, very close to the half of the theoretical one. We can say that it is 1.5% of the vertical load. Comparison between load ascend branch – unload descend branch configuration is not significant because – during the regular tests – the load is applied with ballast and it is not very accurate.

These are tests result versus line design needs:

Power	*Line Design*	*Measured*
Empty plant	*24 kW*	*12,6 kW*
Load ascend branch	*110 kW*	*44.1 kW*

5.2. "Plan des Eves-Lago Checrouit" detachable grip chairlift in Courmayeur

For this rope installation, the executive project and the latest periodical tests are available to the authors.

Potenza del motore elettrico installato	520 (2·260)	kW
N° di veicoli sulla linea	86	
Massa del veicolo vuoto	360	kg
Massa del veicolo a pieno carico	680	kg
Peso della fune	6.53	kg/m
Velocità	5	m/s
Lunghezza della fune	2926	m
Differenza di quota fra le stazioni	499	m
Lunghezza dell'inclinazione fra le stazioni	1459.61	m
Numero di rulli (per ogni ramo)	110	
Carico tenditore	280000	N

Il consumo energetico misurato durante *le prove periodiche è di 68 kW*, in relazione al carico verticale è di circa l'1.3%.

Ogni confronto fa la configurazione ramo di salita carico e ramo discesa scarico non sarebbe significativo poiché, durante i collaudi periodici, il carico è applicato con una zavorra e non è molto preciso.

I risultati delle prove rispetto ai requisiti di progettazione della linea sono riportati di seguito:

Potenza	**Progettazione della linea**	**Misurata**
Impianto a vuoto	160 kW	68 kW
Ramo di salita carico	440 kW	200 kW

5.3. Cabina "Aosta-Pila"

Per questo impianto, il progetto esecutivo non è a disposizione, ma il progetto definitivo e gli ultimi due collaudi periodici sono a disposizione degli autori.

5.3.1. Primo ramo

Potenza del motore elettrico installato	1000 (2·500)	kW
N° di veicoli sulla linea	93	
Massa del veicolo vuoto	730	kg
Massa del veicolo a pieno carico	1370	kg
Peso della fune	10.91	kg/m
Velocità	6	m/s
Lunghezza della fune	6720	m
Differenza di quota fra le stazioni	794	m
Lunghezza dell'inclinazione fra le stazioni	3357	m
Numero di rulli (per ogni ramo)	224	
Carico tenditore	440000	N

Power of the installed electric motor	*520 (2·260)*	*kW*
N° of vehicles in line	*86*	
Empty vehicle mass	*360*	*kg*
Full load vehicle mass	*680*	*kg*
Rope weight	*6.53*	*kg/m*
Speed	*5*	*m/s*
Rope length	*2926*	*m*
Difference in height between stations	*499*	*m*
Inclined length between stations	*1459.61*	*m*
Roller number (for each branch)	*110*	
Turnbuckle load	*280000*	*N*

Energy consumption measured in periodical test is 68 kW, *related to the vertical load it is about 1.3%.*

Any comparison between load ascend branch – unload descend branch configuration would not be significant because – during the periodical tests – the load is applied with ballast and it is not very accurate.

These are tests result versus line design needs:

Power	***Line Design***	***Measured***
Empty plant	*160 kW*	*68 kW*
Load ascend branch	*440 kW*	*200 kW*

5.3. "Aosta-Pila" gondola

For this rope installation, the executive project is not available, but the definitive one and the two last periodical tests are at disposal of the authors.

5.3.1. First branch

Power of the installed electric motor	*1000 (2·500)*	*kW*
N° of vehicles in line	*93*	
Empty vehicle mass	*730*	*kg*
Full load vehicle mass	*1370*	*kg*
Rope weight	*10.91*	*kg/m*
Speed	*6*	*m/s*
Rope length	*6720*	*m*
Difference in height between stations	*794*	*m*
Inclined length between stations	*3357*	*m*
Roller number (for each branch)	*224*	
Turnbuckle load	*440000*	*N*

Si tratta di un impianto a cabine, con una notevole distanza fra le stazioni. Purtroppo, per questo tipo di impianto, la resistenza al vento incomincia a divenire rilevante per la valutazione. Il software per la progettazione della funivia tiene conto del vento trasversale in configurazioni specifiche di carico, ma non si hanno misure del vento durante i collaudi.

Potenza	Progettazione della linea	Misurata in (09/10)	Misurata in (12/13)
Impianto a vuoto	462 kW	300 kW	300 kW
Ramo di salita carico	1020 kW	700 kW	720 kW

In questo caso, sembra che la perdita di energia sia del 2% circa del carico verticale, ma è necessario sottolineare che non vi era progetto esecutivo disponibile. È importante perché la costruzione di questo impianto era molto complessa e la progettazione della linea può essere stata leggermente modificata. Inoltre, il consumo energetico misurato è dato in percentuale della coppia del motore elettrico, ma si dispone delle dimensioni nel progetto esecutivo e non di quelle del progetto finale.

5.3.2. Secondo ramo

Potenza del motore elettrico installato	700 (2·350)	kW
N° di veicoli sulla linea	44	
Massa del veicolo vuoto	730	kg
Massa del veicolo a pieno carico	1370	kg
Peso della fune	10,91	kg/m
Velocità	6	m/s
Lunghezza della fune	3280	m
Differenza in quota fra le stazioni	431,35	m
Lunghezza dell'inclinazione fra le stazioni	1637	m
Numero di rulli (per ogni ramo)	186	
Carico tenditore	780000	N

In questo caso, si è fra l'1.5% e il 2% del carico verticale.

Potenza	Progettazione della linea	Misurata in (09/10)	Misurata in (12/13)
Impianto a vuoto	438 kW	265 kW	244 kW
Ramo di salita carico	729 kW	480 kW	517 kW

5.4. Cabina "Dolonne-Plan Checrouit"

Per questo impianto, sono disponibili agli autori il progetto esecutivo e le ultime prove periodiche.

This is a gondola system, with a considerable distance between the stations. Unfortunately, for this type of plant, wind resistance starts to become relevant for the assessment. The software for ropeway design takes into account the crosswise wind in specific load configurations, but we have not wind measurements during the tests.

Power	*Line Design*	*Measured in (09/10)*	*Measured in (12/13)*
Empty plant	*462 kW*	*300 kW*	*300 kW*
Load ascend branch	*1020 kW*	*700 kW*	*720 kW*

In this case, it seems that the energy loss is approx. 2% of the vertical load, but we have to underline that we do not have executive project. This is important because the construction of this rope installation was very tricky and design of the line may have been slightly changed. Furthermore, the measured energy consumption is given in percentage of the electric motor torque, but we have the size in the executive project and not the one in the final project.

5.3.2. Second branch

Power of the installed electric motor	*700 (2·350)*	*kW*
N° of vehicles in line	*44*	
Empty vehicle mass	*730*	*kg*
Full load vehicle mass	*1370*	*kg*
Rope weight	*10.91*	*kg/m*
Speed	*6*	*m/s*
Rope length	*3280*	*m*
Difference in height between stations	*431.35*	*m*
Inclined length between stations	*1637*	*m*
Roller number (for each branch)	*186*	
Turnbuckle load	*780000*	*N*

In this case, we are between 1.5 and 2% of the vertical load. The considerations for the first branch are still to be made.

Power	*Line Design*	*Measured in (09/10)*	*Measured in (12/13)*
Empty plant	*438 kW*	*265 kW*	*244 kW*
Load ascend branch	*729 kW*	*480 kW*	*517 kW*

5.4. "Dolonne-Plan Checrouit" gondola

For this rope installation, the executive project and latest periodical tests are available for the authors.

Potenza del motore elettrico installato	680 (2·340)	kW
N° di veicoli sulla linea	49	
Massa del veicolo vuoto	730	kg
Massa del veicolo a pieno carico	1370	kg
Peso della fune	9,35	kg/m
Velocità	6	m/s
Lunghezza della fune	2800	m
Differenza in quota fra le stazioni	493.2	m
Lunghezza dell'inclinazione fra le stazioni	1396.13	m
Numero di rulli (per ogni ramo)	102	
Carico tenditore	520000	N

Per questo impianto, il consumo energetico misurato è di circa l'1% del carico verticale, ovvero esattamente quanto riscontrato con il nostro modello; le misure sono state prese su questo impianto.

Potenza	Progettazione della linea	Misurata
Impianto a vuoto	240 kW	85 kW
Ramo di salita carico	567 kW	230 kW

Power of the installed electric motor	*680 (2·340)*	*kW*
N° of vehicles in line	*49*	
Empty vehicle mass	*730*	*Kg*
Full load vehicle mass	*1370*	*Kg*
Rope weight	*9.35*	*kg/m*
Speed	*6*	*m/s*
Rope length	*2800*	*m*
Difference in height between stations	*493.2*	*m*
Inclined length between stations	*1396.13*	*m*
Roller number (for each branch)	*102*	
Turnbuckle load	*520000*	*N*

For this rope installation, the measured energy consumption is approx. 1% of the vertical load, which is exactly what we found with our model; measurements were made on this system.

Power	***Line Design***	***Measured***
Empty plant	240 kW	85 kW
Load ascend branch	567 kW	230 kW

6. Conclusioni

Il comportamento della fascia di gomma, applicata su rulli utilizzati su funivie e impianti a fune per applicazioni nel trasporto urbano [1, 26, 27, 28, 29], è molto complesso e non costituiva lo scopo di questo documento, che era invece finalizzato a quantificare i suoi effetti sul consumo energetico per un impianto a fune anche durante il suo funzionamento a vuoto, ovvero senza passeggeri. Occorre ricordare che le perdite associate agli attriti su rulliere sono convenzionali e corrispondono al 3% delle forze verticali applicate o al carico su di esse. La questione era, data la necessità di rendere il trasporto urbano molto competitivo dal punto di vista energetico, il valore convenzionale è corretto? Uno degli obiettivi di questa ricerca era di comprendere anche questo aspetto, mediante sia teoria sia le prove pratiche.

Ciò che possiamo concludere da questa analisi è che le regole e le norme tecniche esistenti sono eccessivamente cautelative per valutare il consumo energetico negli impianti di trasporto con trazione a fune. Ciò può essere positivo per la progettazione, poiché gli impianti di trasporto devono garantire il servizio in ogni condizione, quindi un ampio margine cautelativo è opportuno. D'altro canto, se si utilizzano gli stessi calcoli per confrontare sistemi di trasporto differenti, ovvero dal punto di vista energetico, gli impianti di trasporto a fune sono molto svantaggiati.

Evidentemente, il nostro modello non tiene conto di alcune variabili che possono influenzare i risultati in condizioni particolari [17, 21, 22]. La temperatura esterna, se troppo elevata (> 50°C) o troppo bassa (< -20 °C), può alterare significativamente le proprietà della gomma. L'in-

6. Conclusions

The behaviour of the rubber band, applied on rollers used on ropeways and APMs for urban transport applications [1, 26, 27, 28, 29], is very complex and was not the aim of the paper, which instead addressed to quantify its effect on energy consumption for a rope installation also during its operation as empty, i.e. without passengers. We need to recall that energy losses associated to the frictions on roller assemblies are conventional and correspond to 3% of applied vertical forces or load on them. The question was, given the need to make urban transport much competitive from the energy viewpoint: is that conventional value correct? One of the aims of this research was to understand also this, both through theory and practical tests.

What we can conclude from this analysis is that the exiting technical rules (standards) are too much on the safe side to evaluate energy consumption in cable-driven transport systems. They can be good for design, because transport systems have to ensure service in all the conditions and so a wide safe side is a good idea. On the other hand, if we use the same calculation to compare different transport systems, namely from the energy viewpoint, the cable driven ones are very disadvantaged.

Obviously, our model does not take into account some variables which can affect the results under particular condition [17, 21, 22]. The outside temperature, if it is too high (> 50°C) or too low (< -20 °C) rubber properties can change significantly. The ageing of the rubber band can have a small effect. Furthermore, the load frequency can influence

vecchiamento della fascia di gomma può avere un piccolo effetto. Inoltre, la frequenza del carico può influenzare se si persegue la realizzazione di impianti più rapidi [18]. Almeno la deformazione della fune è ancora inclusa entro il 3% dei regolamenti tecnici. Tuttavia, come mostrato dai dati delle prove, la nostra conclusione è incontrovertibile. Per via dell'estensione del problema, la sensibilità della telecamera a infrarossi non influenza le conclusioni.

Ulteriori analisi devono essere condotte in questo campo, probabilmente si deve creare un database con un gran numero di confronti fra i requisiti energetici per la progettazione della linea e i dati misurati per avere un'idea chiara del potenziale degli APM a trazione a fune per quanto attiene il risparmio energetico.

Un altro elemento degno di nota è che una buona progettazione dei rulli e della linea può migliorare l'efficienza energetica di un impianto. Di fatto, se si osservano le differenze fra "Aosta-Pila" (il secondo ramo) e l'impianto "Dolonne", devono salire alla stessa altezza e coprire la stessa distanza, ma la "Aosta-Pila" consuma più del doppio di energia.

Un altro aspetto di estrema importanza per lo sviluppo futuro degli impianti a fune per il trasporto pubblico è il periodo di servizio dei rulli. Con il consumo energetico attuale, esso è inferiore a 10.000 ore e si sa che la durata effettiva dei rulli è proporzionale al loro consumo energetico. Nelle cabinovie utilizzate nei comprensori sciistici, la vita di servizio e il consumo energetico non sono un obiettivo primario di sviluppo. Per questa ragione, occorre ripensare ai rulli perché corrispondano ai nuovi requisiti di applicazione.

In conclusione, siamo in grado di affermare che per valutare il consumo energetico per un APM con trazione a fune – in condizioni di regime – occorre utilizzare un massimo del 2% del carico verticale invece del 3% dato dalle prescrizioni normative. Sulla base di questa ricerca, gli autori ritengono che il miglior valore che corrisponda al comportamento reale debba essere fra l'1 e l'1.5%

Per il trasporto urbano è necessario contenere il consumo di energia dei rulli [1], stante la loro abbondanza, e un obiettivo plausibile è di contenerlo entro l'1% del carico verticale. Tale risultato può essere ottenuto progettando e sviluppando un prodotto specifico – sia come rullo sia come guarnizione – e lo studio qui presentato può rappresentare la base per la modellazione del comportamento sia energetico sia funzionale dei rulli.

if we purse faster plants [18]. At least the rope deformation is yet incorporated within 3% in the technical regulations. However, like trial data show, our conclusion is incontrovertible. Due to the magnitude of the issue, the infrared-camera sensitivity does not affect the conclusions.

Further analyses have to be done on this field, probably a database with a great number of comparisons between line design energy requirements and the measured ones must to be done to have a clear idea of cable-based automated people movers' potential in energy saving.

Another thing to note is that a good roller design and a good line design can improve energy efficiency of a plant. In fact, if we look at the differences between "Aosta-Pila" (the second branch) and "Dolonne" plant, they have to climb the same height and almost the same distance, but the "Aosta-Pila" consumes more than twice of energy.

Another aspect which is extremely important for the future development of APMs in public transport is the roller service period. With today's energy consumption, it is less than 10 000 hours and we know that roller's life is proportional to roller's energy consumption. In gondola systems, used for ski resorts, service life and energy consumption are not a primary develop target. For this reason, we need to rethink the rollers to match the new applications requirements.

In conclusion, we are capable to say that to evaluate energy consumption for a cable based APM (in steady state conditions) we have to use at maximum 2% of the vertical load instead of the 3% given by prescription. On the grounds of this research, the authors believe that the best value to fit the real behaviour must be between 1 and 1.5%.

For urban transport, it is necessary to contain the energy consumption of the rollers [1], given their relevant number, and an acceptable aim is to contain it within the 1% of the vertical load. This result can be obtained by designing and developing a specific product – both as a roller and as rubber compoud – and this study may represent the basis for modelling the behaviour of rollers, both from the energy and functional viewpoints.

BIBLIOGRAFIA - *REFERENCES*

[1] Affatato M., Blengini S., Dalla Chiara B., Vair E., *"Automated People Mover with rope traction: engineering and modelling an innovative hybrid solution to optimise energy use* / Automated People Mover con trazione a fune: progettazione e modellizzazione di una soluzione ibrida innovativa finalizzata al risparmio energetico", Ingegneria Ferroviaria, vol. LXX, N. 11, pp. 901-923, Nov. 2015.

[2] Crotti A., Alberto D., Dalla Chiara B., Vallana M., *"Impianti a fune. Elementi costruttivi, progettazione ed esercizio",* Ed. Mario Gros, 2006.

[3] Hofmann G., *"Ropeway technology",* Doppelmayr/Garaventa Gruppe, 2015.

[4] JOHNSON K. L., *"Contact mechanics",* Cambridge University Press, 1985.

[5] Dimensione Ingenierie, *"Aosta Pila preliminary design project",* internal document, 2006.

[6] Dimensione Ingenierie, *"Chairlift Peindeint Prato definitive project",* internal document.

[7] BANIČ M.S. et al., *"Prediction of heat generation in rubber or rubber-metal spring",* Thermal Science Vol. 12, 2012.

[8] PARK D.M., HONG W.H., KIM S.G., KIM H.J., *"Heat generation of filled rubber vulcanizates and its relationship with vulcanizate network structures",* European Polymer Journal Vol. 36, 2000.

[9] HAMBLIN M.G., STACHOWIAK G.W. *"Environmental and sheave material effects on the wear of roping wire and sheave",* Tribology International Vol. 28 n. 5, 1995.

[10] UNI, *"Safety requirements for cableway installation designed to carry person",* UNI EN 12929-1, UNI EN 12930, UNI EN 13223, 2007.

[11] Semperit Technische Produkte Gesellschaft m.b.H., *"User instruction sheave liners",* 2010.

[12] FASANA, S. MARCHESIELLO, *"Meccanica delle vibrazioni",* CLUT, 2006.

[13] MCKENNA G.B., *"Viscoelasticity. Encyclopedia of Polymer Science and Technology",* Wiley, 2002

[14] ROYLANCE D., *"Engineering Viscoelasticity",* MIT course of Material Science, 2001.

[15] FERRY J.D., *"Viscoelastic property of polymers",* Wiley, 1961.

[16] BANKS H.T., PINTER G.A., *"Damping: Hysteretic Damping and Models",* Center for Research in Scientific Computation, North Carolina State University, 1999.

[17] KAR K.K., BHOWMICK A.K., *"High-Strain hysteresis of rubber vulcanizates over a range of compositions, rates, and temperatures",* Journal of Applied Polymer Science Vol. 65, 1997.

[18] PENG Y., ZHU Z., CHEN G., *"Theoretical analysis of thermo-viscoelastic contact between friction lining and wire rope in mine friction hoist",* Mining Science and Technology n. 19, 2009.

[19] NIEMANN G., WINTER H., HOLN B. R., *"Manuale degli organi delle machine",* Tecniche Nuove, 2006.

[20] HT Italia, *"THT 42 User manual",* 2011.

[21] KAR K.K., BHOWMICK A.K., *"Hysteresis Loss in filled rubber vulcanizates and its relationship with heat generation",* Journal of Applied Polymer Science Vol. 64, 1997.

[22] CHEHEB Z., MOUSSEAU P., SARDA A., DETERRE R., *"Thermal Conductivity of Rubber Compounds Versus the State of Cure",* Macromolecular Materials and Engineering, 2012.

[23] LIENHARD IV J. H., LIENHARD V.J.H., *"A heat transfer textbook",* Phlogiston Press, 2015.

[24] CENGEL YUNUS A., *"Termodinamica e trasmissione del calore",* McGraw-Hill Libri Italia, 1998.

[25] LEE H. H., *"Finite element simulation with ANSYS Workbench 14",* SDC Publications, 2013.

[26] DALLA CHIARA B., DEGIOANNI P., *"Un Automated People Mover (APM) con trazione a fune e struttura a rete",* Ingegneria Ferroviaria, Vol. LXII, n. 5, pp. 417-431, 5/2007.

[27] DALLA CHIARA B., FASSIO C., MASANOTTI A., ZANOTTI G., *"Una metodologia per la progettazione di sistemi automatici per il trasporto persone (APM) di derivazione funiviaria",* Ingegneria Ferroviaria, Vol. LX, n. 5, pp. 389-405, 5/2005.

[28] DALLA CHIARA B., PELISSERO F., *"Ferrovie a cremagliera o a dentiera",* Ingegneria Ferroviaria, Vol. LXII, n. 4, pp. 325-334, 4/2007.

[29] DALLA CHIARA B., DEGIOANNI P, FUMAROLA F.P., *"Riepilogo di sistemi di trasporto innovativi",* Ingegneria Ferroviaria, Vol. LXIII, n. 1, p. 49, 1/2008.