

トロツコ連結用鎖の形状 牽引重量及び廃棄限度について

土木建築課 森 宜 制
平 井 康 善

1. まえがき

前2回にわたって報告した実験結果にもとづいて，トロツコ連結用鎖として適当な形状，鎖に対して許容できるトロツコ1台の重量及び変形の程度によって寿命を判定しようとする場合の変形の許容限度を決定した。以下にその詳細を述べる。

2. トロツコ連結用鎖の形状について

2-1 概 要

まず形状を理論的に決定しようとして，次の一連の準備作業を行った。

- 鎖の受ける衝撃荷重の算式の誘導
- 鎖の許容荷重の決定
- 鎖の形状と許容牽引重量との関係式の誘導
- 材料の所要量を一定にするという条件のもとにおける鎖の形状と許容牽引重量との関係式の誘導

その結果，理論的には，鎖の形状としては，径のなるべく大きな円形がよいということになったのであるが，色々な実用上の条件を考慮して，2-7 に述べるような形状に決定したわけである。

さて，このような決定に至るまでに最も苦心した点は，鎖に対して許すことのできる荷重の限度をどこに置くかという点であった。鎖の許容荷重決定は，形状，牽引能力，廃棄限度の決定等すべてに関連する根本問題であるため，これらを総合した立場から何度も何度も試算を重ねた結果，2-4 のように決定した。

2-2 一般的な鎖の受ける衝撃荷重

一般に重量物を牽引中の鎖が衝撃を受けるのは，牽引速度が急に変ることによる。今これをエネルギー論でい

$$\begin{aligned} & (\text{重量物の運動エネルギーの変化}) + (\text{鎖の歪エネルギー}) \\ & = (\text{外部エネルギー}) \end{aligned}$$

となる。但し上式中の外部エネルギーとは外部から加わった動力エネルギーもしくは，外部へ失ったロスエネルギーを

いう。

今牽引物が1個で鎖が1本の最も簡単な場合について考える。

P = 衝撃荷重

δ = 鎖の伸び

W = 牽引重量

v = 速度変化

g = 重力加速度

とすれば，上式の左辺第2項は

$$(\text{鎖の歪エネルギー}) = \int_0^{\delta} P d\delta$$

右辺と左辺第1項との差をかりに衝撃エネルギーと名付ければ

$$(\text{衝撃エネルギー}) = \frac{W}{2g} \cdot v^2$$

となり，上述のエネルギー方程式は，

$$\int_0^{\delta} P d\delta = \frac{W}{2g} v^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

となる。

もし，衝撃荷重が弾性域にあり， P と δ が比例する場合は，その比例常数即ちバネ係数を k とすれば，

$$\int_0^{\delta} P d\delta = \frac{P^2}{2k}$$

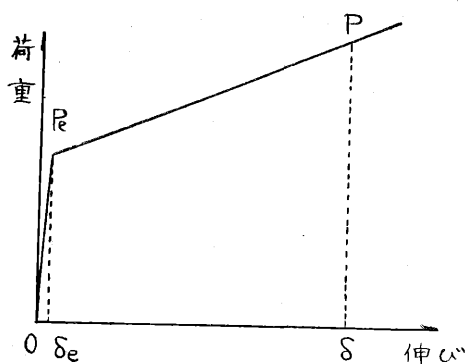
となる故に

$$P = v \sqrt{\frac{kW}{g}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

を得る。

またもし，衝撃荷重が塑性域にあり， P と δ の関係が第1図に示すような場合——即ち， P_e を弾性限度， δ_e を P_e に対する伸び， P を塑性域における任意の荷重， δ を P に対する伸びとすると， $O-P_e$ 間及び P_e-P 間が直線であるような場合—— k_p を P_e-P の勾配とすれば，歪エネルギーは

$$\int_0^{\delta} P d\delta = \frac{P^2}{2k} + \frac{1}{2k_p} (P^2 - P_e^2)$$



第 1 図

となる。一般に k は kp に比べて遙かに大きいので上式の右辺第 1 項即ち弾性エネルギーは第 2 項即ち塑性エネルギーに比べて遙かに小さい。よってこれを無視して(1)式に代入すれば、衝撃荷重として

$$P^2 = P_e^2 + \frac{kpW}{g} v^2 \dots\dots\dots(3)$$

を得る。

ところで(2)及び(3)式は、鎖の粘性抵抗、鎖リンク間の遊び等を考慮に入れていないために、厳密に言えば、実際より過大な値を示すことになる。しかし、本研究の第 1 報(当研究所報 1955 年 No. 2)で報じたように、少くとも弾性域内の衝撃荷重のときは、無修正で(2)式を用いても大して誤りでないことが分った。したがって、少々冒險であるが、弾性域内の場合に準じて塑性域内のときも(3)式をそのまま使うことにしたい。

2-3 トロソコ連結用鎖の衝撃荷重

2-2 で最も簡単な場合について衝撃荷重を求めたのであるが、数輛連結のトロの運行中連結用鎖に生ずる衝撃荷重を厳密に解くことは極めて難しい。したがって、なるべく現実に近い状態を想定して、三つの場合の解を求め、その中の最大なものを設計荷重とすることにした。その三つの場合とは、

- i ウインチ牽引による急発車及び急停車
- ii バッテリカ牽引による急停車
- iii レールの勾配の急変部を通過するとき

その結果、iii の場合が最大を示した。i は衝撃エネルギーの大半が曳行用鋼索の歪エネルギーになり、ii はバッテリカの制動時のレールとの間の摩擦エネルギーが大きくなるため、いずれの場合も鎖の受ける衝撃エネルギーは小さくなるからである。

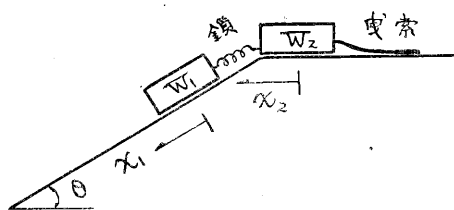
なお、これらの計算では、問題を単純にするために、いくつかの仮定をたてた。しかし、なるべく問題の本質を損わない仮定をたてた積りである。仮定の主なものを挙げると、

- a 鎖を弾性体とみなす。
- b トロ、レール間の摩擦、鎖、連結ピン等における遊び及び鎖の粘性を無視する。
- c 制動時におけるバッテリカとレール間の摩擦係数は 0.2 とする。
- d 曳行用鋼索のバネ係数は連結用鎖の $1/1000$ とする。
- e 最大速度は、発車時は 60m/min (100cm/s)。運行中は 180m/min (300cm/s)、レールの勾配の急変部を通過するときは 60m/min (100cm/s) とする。
- f トロは 7 輛編成とする。

以上の仮定のもとでは、衝撃荷重が塑性域に入る場合には適用できないわけであるが、一つの便法として、前節で述べたように弾性エネルギーの項を塑性エネルギーに置き換えることによって処理したいと思う。

次に iii の場合について詳しく説明する。

先頭から m 輛目のトロが水平地より急に下り勾配にさしかかったとき、そのトロと次のトロの連結用鎖にゆるみがあったとすれば、このときに鎖はがくんと衝撃を受ける。このとき最後部のトロについている鋼索がゆるんでいなければ、このときの衝撃エネルギーの大半は鋼索が受ける。もしも鋼索がゆるんでいるときは、衝撃エネルギーの大半は連結用鎖が受ける。



第 2 図

第 2 図において $[\theta = \text{斜面の傾斜角}, W = \text{積載時のトロ 1 輛の重量}, W_1 = mW, W_2 = nW, X_1 = W_1 \text{の動き}, X_2 = W_2 \text{の動き}, K = \text{鎖のバネ係数}, \delta = \text{鎖の伸び}]$ とすれば、次の運動方程式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{W_1}{g} \frac{d^2 X_1}{dt^2} &= -K\delta \\ \frac{W_2}{g} \frac{d^2 X_2}{dt^2} &= K\delta \cos \theta \\ X_1 &= X_2 \cos \theta + \delta \end{aligned}$$

上式を解いて $[t = 0 \text{ のとき } X_1 = X_2 = 0 \text{ 及び } \frac{dX_1}{dt} = v, \frac{dX_2}{dt} = 0]$ の初期条件を代入すれば、衝撃荷重の最大値は次のようになる。

$$P = \sqrt{\frac{mn}{m \cos \theta + n}} \times v \sqrt{\frac{KW}{g}}$$

上式において $\theta = 30^\circ, m = 4, n = 3$ とすれば、

$$P = \sqrt{2} \times v \sqrt{\frac{KW}{g}} \dots\dots\dots(4)$$

但し、このときの $v = 100\text{cm/s}$ とする。

(4)式を変形してエネルギーの形にして、弾性エネルギー $= \frac{P^2}{2K}$ の代りに、塑性エネルギー $= \frac{1}{2K_p} (P^2 - P_e^2)$ を代入すれば、塑性域における衝撃荷重として

$$P^2 = P_e^2 + \frac{2K_p W}{g} v^2 \dots \dots \dots (5)$$

但し、 $v = 100\text{cm/s}$

を得る。(4)及び(5)が衝撃を受ける運命にあるトロ連結用鎖の設計荷重で、その値が P_e より小さいときは、(4)式を、 P_e を超えるときは(5)式を使用すればよい。

2-4 鎖の許容荷重

鎖のような環状のものは弾性限度が、破断荷重に比べて低いのは当然である。事実、前回の実験報告に示されているように、弾性限度は破断荷重の $1/2 \sim 1/4$ である。もっともこれは、材料が軟いためもあったのであるが、硬い材料を用いれば弾性限度は上昇するのであろうが、その代り、破断荷重は逆に低下するであろう。やはり、鎖としては、弾性限度が高いことよりは、破断荷重の高いことの方が信頼性がある。

したがって、弾性限度の低い鎖に対して、その許容荷重を弾性限度内に押えると、著しく不経済にならざるを得ない。そこで、永久変形を許しても何らのトラブルが生じないのであれば、許容荷重を弾性限度以上のところに置く方が利口だということになる。事実トロツコの連結用鎖にとって永久変形は何らの不都合とならないばかりか、逆に次のような二つの利点を得ることになる。

- a 永久変形量を寿命の尺度とする。
- b 永久変形（塑性変形）を許すことは、衝撃に対する緩衝性をよくすることを意味し、衝撃に対し有利である。

今回は鎖の破断に対する安全率を2と定め、許容荷重を次のように決定した。

$$P_{al} = 0.73 \cdot \sigma_u \cdot d^2 \dots \dots \dots (6)$$

式中 P_{al} = 鎖に対し許すことのできる荷重の限度

σ_u = 鎖の材料の引張強度

d = 鎖の材料の径

この値は鎖の受ける荷重が衝撃という瞬間的に起るものである点と、どんなに溶接不良でもこの程度の強度は期待できるという点から、まず妥当な値だと思はれる。

2-5 形状と索引重量との関係

2-3 においてトロ連結用鎖に生ずる衝撃荷重値を決定したのであるが、今度は逆に鎖の衝撃荷重が、2-4 で定めた許容荷重以内に留まるようにするにはどの位の重量まで索引できるかを決定しよう。

(6)式で示される許容荷重は一般に鎖の弾性限度を超えている故に衝撃荷重式としては(5)式を使はなければならない。

(5)式において $P = P_{al}$ とし、各辺を $\sigma_u^2 d^4$ で割れば

$$\Sigma_{al}^2 = \Sigma_e^2 + \frac{2K_p}{\sigma_u^2 d^4} \cdot \frac{W}{g} v^2$$

となる。一方前回の報告中、6-4 の(6)及び(7)式を参照し連結用鎖のリンク数を n 個とすれば、

$$K_p = \frac{\mu \sigma_u d^2}{n(\pi - 2)d}$$

となる故、牽引重量として次式を得る。

$$W = \frac{1}{\mu} (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2) (\pi - 2) \frac{ng}{2v^2} \cdot \sigma_u \cdot d^3 \dots \dots (8)$$

上式において、 μ 及び Σ_e は形状によって異なる値で、他は形状に対しては一定な値である。 $\Sigma_{al} = 0.73$ とし μ は前回の報告中の(8)式、 Σ_e は前回の報告中の(3)式で計算すれば、各形状に対する $\frac{1}{\mu} (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2)$ は次表のようになる。

表—1 $\frac{1}{\mu} (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2)$ の値

x \ y	1.2	1.4	1.6	1.8
0	0.1282	0.1963	0.3541	0.5674
0.3	0.1304	0.2006	0.3581	0.5699
0.6	0.1326	0.2045	0.3620	0.5722
0.9	0.1345	0.2080	0.3655	0.5744

上表から明らかのように、牽引重量は x, y とともに大きな程、特に x が大きな程大きくなる。

2-6 所要材料一定のときの牽引重量

今鎖リンク1個の体積を V とすれば、

$$V = \pi \left(\frac{\pi}{2} x + y \right) d^3 \dots \dots \dots (9)$$

となる。よって $V = \text{一定}$ としたときの牽引重量は(9)式の d^3 を(8)式に代入して

$$W = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{2} x + y} \cdot (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2) \cdot \frac{\pi - 2}{\pi} \cdot \frac{ng}{2v^2} \sigma_u \cdot V \dots \dots (10)$$

(10)式において、 $\frac{1}{\mu} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{2} x + y} \cdot (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2)$ は形

状により変化するが、他の値は一定である。よって牽引重量の大小は上記の値の大小によって定まる。次表は各形状に対する上記の値である。

表—2 $\frac{1}{\mu} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{2} x + y} \cdot (\Sigma_{al}^2 - \Sigma_e^2)$

x \ y	1.2	1.4	1.6	1.8
0	0.0680	0.0893	0.1410	0.2007
0.3	0.0597	0.0803	0.1273	0.1822
0.6	0.0534	0.0731	0.1163	0.1670
0.9	0.0483	0.0571	0.1071	0.1540

上表から明らかなように、所要材料一定のときは、 x が大きくなれば牽引重量は増すが、 y が大きくなれば牽引重量が減少する。

2-7 形状の決定

以上の結論として、対衝撃性及び経済的見地からトロコ連結用鎖としては、

a x は大きい程よい。

b $y = 0$ 即ち円リンクがよい。

という結論を得たのであるが、

i この理論に用いられた実験式には適用上の制限がある。

ii リンクの中 l_1 の余り大きな鎖は使用に不便である。

iii 円リンクでは連結ピンを挿入する余悠がない。

iv 余り形状が大き過ぎると、静的常用荷重に対してすら永久変形を起す。

などの実用上の理由から、トロコ連結用鎖の形状を次のように決定した。

$$x = 1.8 \quad y = 0.5$$

$$\text{或は } l_1 = 4.6d \quad l_2 = 5.6d$$

なお、この形状の鎖の弾性限度は破断荷重の 29% となりかなり低い。

3. トロコ連結鎖の廃棄限度について

前回の報告で述べたように鎖は永久変形を受ければ、みかけ上弾性限度が高まる。そのときの牽引重量は(8)式の Σ_e の代りに前回の報告中 6-4 の (6) 式を $\sigma_u \cdot d^2$ で割った Σ 即ち

$$\Sigma = \Sigma_e + \mu (x_0 - x) \dots\dots\dots(11)$$

を代入すればよい。即ち

$$W = \frac{1}{\mu} (\Sigma_{a1}^2 - \Sigma^2) (\pi - 2) \cdot \frac{ng}{2v^2} \cdot \sigma_u \cdot d^3 \dots\dots(12)$$

$$\text{ただし } \Sigma_{a1} = 0.73$$

上式において Σ が Σ_{a1} に近付けば牽引能力は減少する。したがって、 Σ が余り Σ_{a1} に近付かない内に鎖を廃棄する必要がある。

このような理由から 2-7 で決定した形状の鎖に対して永久伸び率 (永久伸びと原長の比) の許容限度を 10% と定めた。

またこのときの鎖の頭部の断面径の減小率 (長さの方向) は 2.5% である。

さて、このときの鎖の形状は

$$x = 1.31 \quad y = 1.27$$

$$\text{或は } l_1 = 3.62d \quad l_2 = 6.16d$$

となり、みかけの弾性限度は許容荷重の 86% となる。

4. 連結用鎖に対して許容できるトロコ 1 台の重量

鎖の牽引能力は永久変形の増大とともに減少する故、廃棄時の牽引重量を以て、鎖の牽引能力と決めるのが妥当である。

よって(12)式において

$$\mu = 0.853 \quad (\text{前回の報告中の 8 式に } x_0 = 1.8, \text{ を代入})$$

$$\Sigma_{a1} = 0.73 \quad ((6) \text{ 式参照})$$

$$\Sigma = 0.6316 \quad (\text{前回の報告中の (3) 式に } x = 1.8, y = 0.5 \text{ を代入, 更にその値を (4) 式に代入})$$

を代入すれば、

$$W = 0.179 \cdot \frac{ng}{2v^2} \cdot \sigma_u \cdot d^3 \dots\dots\dots(13)$$

上式に、更に

$$n = 3 \quad (\text{リンクの数})$$

$$g = 980 \text{ cm/s}^2$$

$$v = 100 \text{ cm/s} \quad (2-3 \text{ 参照})$$

$$\sigma_u = 3400 \text{ kg/cm}^2$$

を代入すれば、

$$W = 90 d^3 \quad (\text{kg}) \dots\dots\dots(14)$$

但し d の単位は cm

なお、この W は積載時のトロ 1 台の重量である。これは 2-3 で述べているように、鎖に対する設計荷重が衝撃荷重であり、この衝撃荷重を求めるときにトロコの連結輻数は既に考慮に入れてある故に、改めて輻数を考えなくてもよいのである。

5. 永久変形と安全率の関係

3. において鎖の廃棄時の牽引重量を以て、鎖の牽引能力と決定した。したがって、余り永久変形を受けていない鎖の牽引能力は(14)式のものより大きいわけである。

今、(14)式の重量を牽引する場合に、鎖の永久変形の程度により、鎖の受ける衝撃荷重がどのように変化し、また安全率が変化するかを次表に示す。

なお、衝撃荷重は次表の Σ に $\sigma_u d^2$ を乗ずればよい。

表一 3 永久変形と安全率

永久的伸び率%	0	2	4	6	8	10
断面径の永久的減少率	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
Σ	0.424	0.471	0.528	0.591	0.659	0.730
安全率	3.45	3.10	2.76	2.47	2.22	2.00

上表に示すように、(14)式の重量を牽引するとき、鎖が新しいときは 3.5 程度あった安全率が廃棄時には 2.0 に低下している。

6. あとがき

われわれは前2回の実験の結果にもとづいて、以上のように形状、廃棄限度及び牽引重量を決定したのであるが、何もこれが絶対なものであるとは思っていない。形状については、極端に窮屈なもの、あるいは極端に大きなものでない限り、それ程こだわる必要はないようである。それよりはむしろ、われわれがこのように決定した根底に横っている原理、即ち鎖を設計製作する上においては、

- a 粘りのある材料を用い
- b 比較的大きな余悠のある形状を選び

c 工作後適当な熱処理を施して
粘り強さと、緩衝性を確保し、更にこれを使用する場合
には、

d 許容荷重を弾性限度以上を選ぶ
ことにより、経済性、緩衝性を獲得し、更に

e その鎖の牽引重量を定め

f 永久変形の許容限度を設けて、鎖の廃棄の目安と
することにより管理上に合理性を導入する
等の考え方に焦点を合して頂き、各現場に最も適当した
鎖を作り、これを合理的に使用して頂く方がよいと思っ
ている。

ABSTRACTS

Research of Ventilation in Plant (1st report)

by E. Akiyama, T. Kondo & S. Tonsho

One of the methods to eliminate explosion hazards is to use a ventilating system. The amount of air required is expressed by the number of air change per hour. But it does not show the exact efficiency. The efficiency is effected by many physical conditions.

We made many experiments on ventilation and studied air movement. We knew that air pattern is very different by the difference between indoor and outdoor temperature, and it is necessary to determine the proper position of hoods and openings to obtain the good system.

Corrosion of Wire Rope, by the Sea Water

by E. Akiyama, T. Kondo & T. Hakamazuka.

The corrosion is one of the most principal causes of the wire rope failure, from which a lot of accident occurred. On the field tests, we investigated the relation of wire rope strength with their corrosion by the sea water. We confirmed that the zinc galvanized rope is superior to the bared rope from the viewpoint of the corrosion, and the rope made of fine wires is more easily influenced than the one made of thick wires, beyond the ratio of their surface area. We found that the tensile strength of corroded rope is not proportional to the residue sectional area. We suggested the time to abandon the corroded rope, which was placed under the sea level or at the half tide level.

The form of the coupling chain, the limited weight of a torolly and the allowable limit of elongation of such a chain.

(3rd report)

By Gisei Mori & Kozen Hirai

On this report the theory and its conclusion are described in order to decide the rational form of coupling chains of trollies, the limited weight of a trolley and the allowable limit of elongation of such chains.

1. The impact load for the chain to couple trollies in practice was calculated theoretically from the results obtained on the impact loading tests of chains as described on the first report.

2. The allowable load for the chain was decided from the results obtained on the static loading tests of chains as described on the second report.

3. In addition to these dicisions considering the economical and practical factors, the form of the link of chain was decided as follows ;

$$l_1 = 4.6 d \text{ and } l_2 = 5.6 d$$

, where l_1 : the width of a link, l_2 : the length of a link and d : the diameter of material.

4. When 3 link are used as the chain to pull 5 to 10 trollies, the weight of a trolly should be limited less than following value.

$$W = 90 d^3$$

, where W : the limited weight of a trolly in kg when loaded and d : the diameter of material in cm.

5. The allowable limit of elongation of such chains should be 10% of their initial length.
(The end)