

ONLINE ISSN: 2188-9023 PRINT ISSN: 0919-2948

Volume 54, Number 1, Page 61-72

Category: Paper

Received date: 30 March, 2018

Accepted date: 3 August 2018

J-STAGE Advance publication date: 13 October 2018

Publication date: 5 January 2019

Corresponding author: Ryoichi SAITO (E-mail address: Ryoichi.Saito@senqcia.com)

DOI: 10.14953/jjsde.2018.2799

Copyright©2019 Japan Society for Design Engineering

ローラチェーンの疲労強度解析と損傷評価

Stress Analysis for Each Component of Roller Chain to Improve Fatigue Strength

齊藤 亮一*¹, 野田 尚昭*², 佐野 義一*³, 黄 吟卅*⁴, 南 健瑠*⁵, 枇榔 優佳*⁶, 宋 健*⁷
 (Ryoichi SAITO) (Nao-Aki NODA) (Yoshikazu SANNO) (Yinsa HUANG) (Takeru MINAMI)
 (Yuka BIROU) (Jian SONG)

Abstract

In this paper, the fatigue strength is considered for the roller chain which is composed of four components, that is, pin, bush, plate and roller. The finite element method (FEM) is applied to those components by focusing on the three states, which are the press fitting state, the static tensile state and the sprocket engaging state. Then, the stress amplitude and the average stress of each component are considered on the fatigue limit diagram. According to the analytical results, it is found that the fatigue crack initiation may start around the middle inner surface of the bush and also the inner plate has lower safety factor against fatigue fracture starting from the hole edge.

Key words

roller chain, fatigue strength, stress, finite element method, bush

* 1 正会員, センクシア株式会社関東製作所(〒360-0843 熊谷市三ヶ尻5100), Ryoichi.Saito@senqcia.com

* 2 正会員, 九州工業大学大学院工学研究院(〒804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1),
noda@mech.kyutech.ac.jp

* 3 非会員, 九州工業大学大学院工学研究院(同上), sano.yoshikazu029@mail.kyutech.jp

* 4 非会員, 九州工業大学大学院(同上), p344161k@mail.kyutech.jp

* 5 非会員, 九州工業大学大学院(同上), o104120t@mail.kyutech.jp

* 6 非会員, 九州工業大学大学院(同上), birou.yuuka391@mail.kyutech.jp

* 7 非会員, 九州工業大学大学院(同上), songjian940121@yahoo.co.jp

1 緒言

ローラチェーンは駆動装置や部品搬送システムなどに用いられる主要な伝動機械要素であり、動力源に連結されたスプロケットに噛み込んだチェーンに、スプロケットによる駆動力が直接伝達される。ベルト駆動方式と比較すると、伝動容量が大きく、スリップが無視できる程小さいため伝達効率も高い。このような利点を持つローラチェーンは自動車、自転車、オートバイ、鉄鋼、化学、食品、エレクトロニクスといった幅広い産業分野で使用されている。チェーンが日本工業規格(JIS B 1801)で規定されたのは1952年であるが、用途拡大、高性能化の流れを受けて、チェーンメーカーを中心に長寿命化や信頼性を高めるための部材の高強度化や、優れた耐摩耗性を付加させる技術の導入など、多くの努力がされてきている¹⁾。その一方、ローラチェーンの稼働中にリンクプレートだけでなくブシュやピンなどの部材が破損する事例も未だ散見される。

ローラチェーンの強度や設計に関する研究を見ると、**図1**に示すような構造のローラチェーンを用いて疲労試験^{1)~6)}や、一对のリンクプレートの両端にピンを挿入して引張荷重を加えたときのリンクプレートに生じる応力解析⁷⁾、並びにその摩耗についての研究⁸⁾が行われている。また、ローラチェーン全体に生じる振動や衝撃についての研究も行われている⁹⁾。しかしながら、稼働中のローラチェーンを構成する各部材に注目した応力や強度を考察した研究は見当たらない。一方では、ローラチェーンの摩耗や変形などに伴う使用中の不具合の解消や耐久寿命向上に対応するためには、部材各部の強度信頼性を明らかにしておく必要がある。たとえば、リンクプレートの穴の応力集中の強度評価で有孔板の単純引張りが通常よく用いられているが、その妥当性についての研究は見当たらない。そこで本研究では、**図1**の内プレート、外プレート、ブシュ、ピンの各部材に注目し、最大応力が稼働中のどのような状態で生じるかを明らかにし、最大・最小応力との差に相当する応力振幅にも注目して耐久線図を用いて疲労強度を解析する。なお、これらの解析によって得られた強度評価と2次元モデルの強度評価の比較検討を行い、3次元解析の必要性については検討を加える。そして、各部材間の安全性の比較、およびそれぞれの部材において破損が生じやすい箇所を明らかにすることを目標とする。その観点から、解析が容易でない接触端部に生じる特異応力場に関する考察と応力集中部に予想される局所的な塑性変形の詳細についての考察には言及しない。

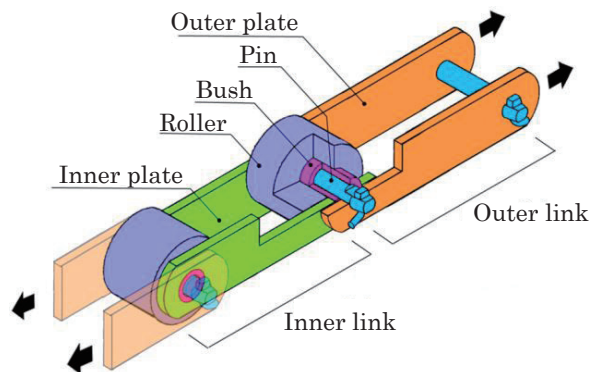


Fig. 1 Basic structures and loads of the roller chain

2 実機で破損したローラチェーン部材の観察および考察

解析に先立って実機で稼働中に破損したローラチェーンで、破壊した部材の例を**図2**に示す。破損事故等が生じたものを調査し、それを考察に反映させることを考えた。その結果、一番壊れやすいのはピン、次にブシュ、内プレートと続くことがわかった。

図2(a)に内プレート、**図2(b)**にブシュ、**図2(c)**にピンの破損事例を示す。実機ではピンが最も破損事例は多いが、**図2(c)**に示すように、その原因は段差による応力集中の影響が明らかである。そこで、本研究では

ピンは段差のない円柱として取り扱い、応力解析や考察には言及せず、ブシュと内プレートの破損事例に着目する。

図 2(a-1)では内プレートのピン穴から引張方向と直角向きに破断している。しかし、図 2(a-2)では引張方向に破断しており、破断位置は一樣ではない。図 2(b-1)、(b-2)ではブシュ長の中央付近でき裂が発生しており、その断面(図 2(b-1))を見るとき裂は内面から生じていることがわかる。これらのき裂は円周方向応力による影響が大きいことが推察される。

以上をふまえた上で、次章以降の応力分布解析と考察では円周方向応力 σ_θ に着目する。

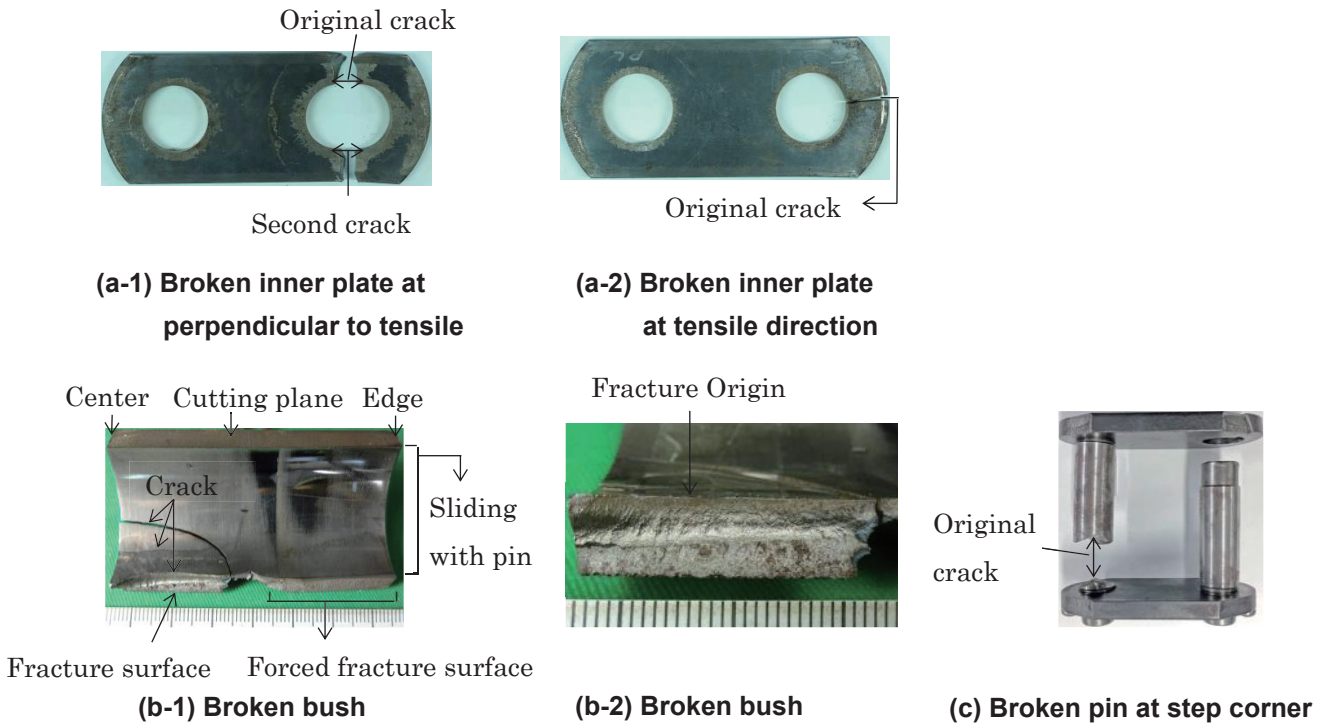


Fig. 2 Examples of the broken parts of the roller chain

3 解析に用いるローラチェーンおよび解析条件

3.1 ローラチェーンの構造および負荷条件

図 1 に本研究に用いるローラチェーン構成部材各部の組立て状態を示す。外プレートと内プレートを引張り方向に交互に組み合わせて連結させたものが基本構造である。外リンクは外プレートにピンを圧入して結合したものを呼び、内リンクは自由に回転できるローラをはめたブシュを内プレートに圧入して結合したものを呼ぶ。ピンとブシュを圧入することにより、回転を防ぐことができる。

プレートは張力が加わった状態で稼動するのでプレートには高い強度が要求される。ブシュはピンと嵌合して滑り軸受け部を構成し、ローラとピンに挟まれて高い圧力を受けながら滑り摩擦が生じるため、ブシュ内面にはピンとの接触による内面摩耗と、外面にはローラ内面との接触が加わり、ブシュ内外面に大きな接触応力が作用して高い円周応力が生じる。そのため、ブシュには強度の他に摩擦力に対する耐久性なども考慮しなければならない。

3.2 チェーン引張力の算出

図 3 は本研究のモデルとするローラチェーンのレイアウトである。これを用いてモータ仕様からチェーン張力を算出する。チェーンは、引張状態およびsprocketに噛み合う状態で、それぞれに異なる応力が加

わる。ここで、チェーン稼動条件の基本である引張力について考える。用いる諸元を表 1 に示す。

モータ所要動力 P は、チェーンに作用する最大張力 T 、機長 h 、揚程 d 、搬送速度 V 、駆動部の伝動機械効率 η 、運行部質量 W 、チェーンとガイドレールとの摩擦係数 μ_1 を用いて以下の式で求まる¹⁰⁾。

$$P = \frac{V}{60} \times \frac{1}{\eta} \times [T - W \times (d - h \times \mu_1)] \quad (1)$$

式(1)に表 1 の数値を代入すると、張力 T が求まる。

$$T = 63.8 \text{ kN} \quad (2)$$

チェーンは 2 条であるが、偏荷重を考慮して、1 条当りのチェーン張力 T_1 は $T/2$ の 1.2 倍程度であると見積もることとする¹¹⁾。

$$T_1 = \frac{T}{2} \times 1.2 = 38.3 \text{ kN} \quad (3)$$

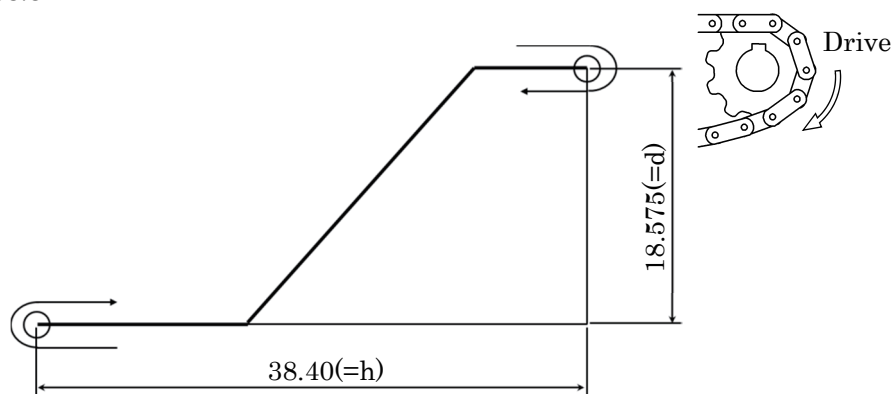


Fig. 3 Layout of the roller chain [m]

Table 1 Specification of the conveyor chain

Note	Definition	Value and unit
P	Motor power (Base)* / (Maximum)	11 kW / 18 kW
T	Chain tension (2 strands)	63.8 kN
h	Horizontal distance of conveyor	38.40 m
d	Vertical distance of conveyor	18.58 m
V	Transfer speed	10 m/min
η	Mechanical transmission efficiency	0.8
—	Number of chain line	2
W_1 / W_2	Per chain mass / Apron mass	14 kg/m / 68 kg/m
$W=2W_1+W_2$	Total mass	0.94 kN/m
μ_1	Friction coefficient between the chain and the guide rail	0.18

*It is used here

T_1 はチェーン1条当たり2枚ある外プレートに加わる合計荷重であり、プレート1枚あたりでは $T_1/2 = 19.15\text{kN}$ の張力がかかる。この値を用いて解析を行う。一方、搬送物を搬送する能力から算出した1条当たりのチェーン張力は 28.9kN であり、基準出力から算出した値 38.3kN の75%に相当する。

3.3 各部材の寸法及び機械的性質

応力分布の解析には MSC. Marc 2012 有限要素解析ソフトウェアを用いた6面体8節点アイソパラメトリック要素で、完全積分によって弾塑性解析を行う。但し、生じた塑性域の大きさは数 mm 程度に限定されるので実質的には弾性解析とみなしてよい。塑性域に関する詳細については6.1節で説明する。対称性を考慮して FEM 解析用のハーフモデルを用い、接触解析には直接拘束法を用いる。チェーンの一例として表2にモデル寸法及びメッシュサイズ、表3に解析に用いる各部材の材料特性を示す。ピンとブッシュには径 0.5mm 、ブッシュとローラには径 0.8mm の隙間を設けた。用いた摩擦係数 μ は 0.3 である。なお、メッシュサイズについて、後述する図13(a-2)に2次元モデルによる円孔の引張を示す。このモデルは表2に示すインナープレートの寸法、メッシュサイズと同等のものを用いている。このモデルの解析結果によると応力集中部は 233MPa であり、それは円孔を有する有限板の厳密解とも一致する。

3.4 解析モデル

図4はピンを外プレートに圧入し、またブッシュを内プレートに圧入した状態(状態①)を示す。ここでは、外プレートでは直径 $d = 15.8\text{mm}$ に対し直径 $\delta = 0.15\text{mm}$ の圧入とし、内プレートでは直径 $d = 22.55\text{mm}$ に対し直径 $\delta = 0.15\text{mm}$ の圧入とする。よってピンと外プレートの圧入率は $\delta/d = 9.49 \times 10^{-3}$ 、ブッシュと内プレートの圧入率は $\delta/d = 6.65 \times 10^{-3}$ と、一般的な焼嵌め率 $\delta/d = 1.0 \times 10^{-3}$ に対比して大きい。これらの圧入されたものが無負荷状態(状態①)に相当する。

図5(a)はスプロケットから駆動力を受けるローラチェーン駆動システムの簡略図である。チェーンに加わる負荷は、着目するチェーンがどの位置にあるかによって異なってくる。本研究では、外力のない状態(状態①)、チェーンが単純な引張を受ける状態(状態②)そして、スプロケットと噛み合っている状態(状態③)それぞれに着目して解析する。また、図5(b)と図5(c)にそれぞれ単純引張状態と噛み合い状態における FEM モデルと境界条件を示す。所定の荷重に達するまで50ステップに分けた荷重増分として与えている。

単純引張状態では、3.2節で求めた引張力 19.15kN は外プレートと内プレートの両方に加わり、リンクプレートは穴の周りの応力集中を受ける。ピンは主として両プレートによる剪断応力、ブッシュは主としてリンクプレートによる曲げを受ける。また、スプロケットとの噛み合い状態では、チェーンがスプロケットに噛み込んだ際にローラがスプロケットの歯面により押される。これに釣り合うように、外リンクは引張力を受けるが内リンクは力を受けない。ピンは外リンクによる剪断力とブッシュによる曲げ力を受ける。ブッシュには内面でピンによる力を外面でローラによる力を受け、プレートによる曲げも受け3次元の複雑な応力状態

Table 2 Roller chain dimensions and mesh size [mm]

Items	Outer plate	Inner plate	Pin	Bush	Roller
Diameter Inner	15.8	22.55	15.8	16.30	23.35
Diameter Outer	15.8	22.55	15.8	22.55	65
Length	153	153	33.6	25.6	16
Width	44.5	44.5	—	—	—
Thickness	8.0	8.0	—	—	—
Mesh size	0.9~5.2	1.3~5.2	0.3~0.9	0.9~1.3	1.3~3.7

にある。後述する平均応力，応力振幅は状態①，②，状態②，③および状態①，③それぞれにおける応力により求めることができる。

Table 3 Material properties of roller chain for FEM analysis

Items	Plate	Pin	Bush	Roller
Material (JIS)	SS640	SCM435	SCM435	S45C
Young's modulus [GPa]	206	206	206	206
Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3	0.3
Yield stress [MPa]	970	1080	1390	780
Tensile strength [MPa]	1100	1180	1666	1012
Friction coefficient	0.3	0.3	0.3	0.3

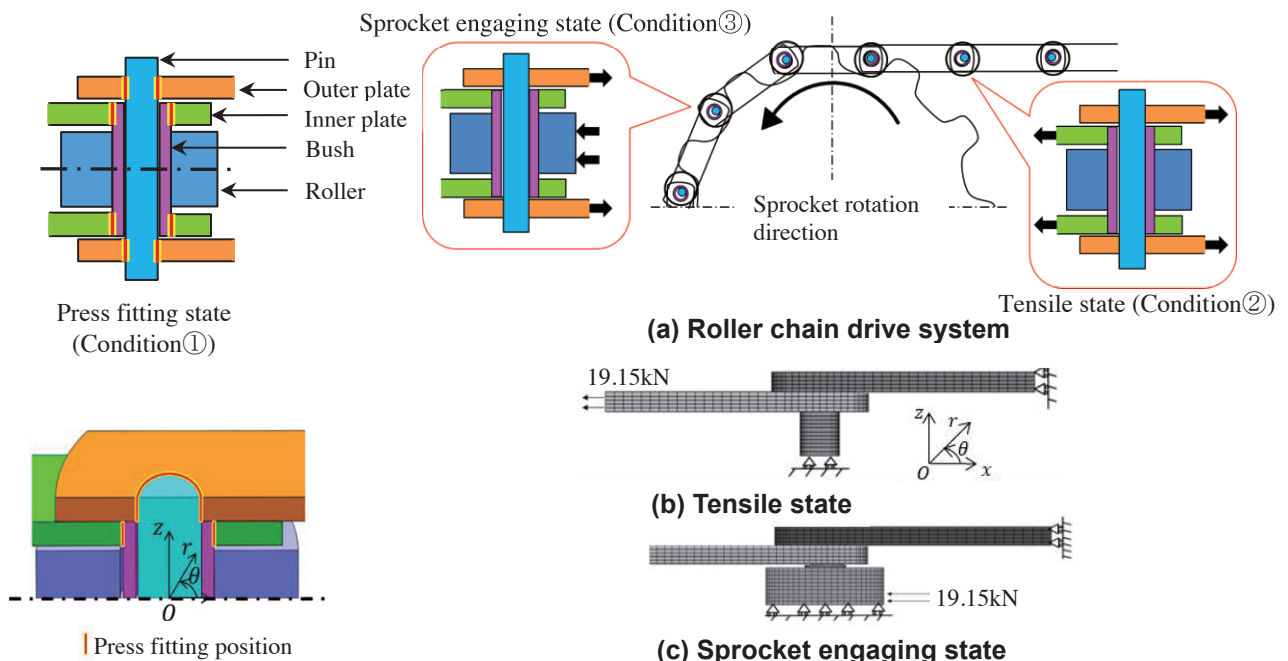


Fig. 4 Schematic view of the roller chain drive system, here pin are press fitted by outer plate, bush are press fitted by inner plate

Fig. 5 Schematic view of the roller chain drive system and the FEM model and boundary conditions for roller chain system

4 ブシュの応力解析結果ならび耐久線図による考察

図 6 にブシュに生じる応力分布を示し，図 6(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである。ブシュは圧入された部分が大きな圧縮状態となっており，状態③で内面に比較的大きな引張応力が生じる。図 6 の分布は表面に対するものであるが，疲労破壊危険位置の検討には内部の応力も対象にしている。

疲労破壊に対する危険度の高い注目点の選び方について以下に述べる。選定にあたって疲労破壊条件を考慮して，①各稼働条件の最大引張応力，②実機の破損実績に基づく危険位置の想定（引張方向とその直角方向に対する位置）および③その付近を中心に応力振幅（最大，最小応力差）が大きい点を元にして計 5 点を目安に選び，評価する。まず，①の条件でみると，噛み合い状態③（図 6(c)）で比較的大きな引張応力がみられたので，注目点(1), (2)とした。また，最大引張応力より 2 倍以上大きい最大圧縮応力の点(3), (4)を加

えて、これらの点(1)~(4)の応力振幅を求め、後述する耐久線図にプロットした。次に、⑥の条件では、応力振幅が大きい点を注目点(5)として、同様に耐久線図にプロットした。

なお、ブシュ内面のピンとの相対摩擦に伴う摩擦力の繰返しによるき裂発生を検討を行った。半径方向の最大圧縮応力 σ_r は -1265 MPaであり、摩擦係数 $\mu = 0.3$ と仮定すると、摩擦力は -380 MPa¹²⁾程度となり、 $\sigma_{\theta max}$ の約60%と小さいため、き裂発生の主原因ではないと考えられる。表4に耐久線図に用いる応力を示す。図7に5つの点に注目して、これらの相対的な安全性をみるために修正グッドマン線による耐久線図を示す。耐久線図は引張強さと、回転曲げ疲労強度の耐久比 $=0.4$ を用いて作成した。図中の応力は表面における最大応力値に基づいて求めたため壊れやすい側で評価している。すなわち、応力勾配のあるチェーンの構成部材では、危険箇所の1点の最大応力が基準線を超えてもその点ですぐに壊れるということではない。その結果ブシュの応力状態は全体的に安全領域にある。その中でブシュ内面中央付近の点(1)が危険域に最も近い。

ブシュ内面に最大引張応力 $\sigma_{\theta max}$ が生じて最も危険になる理由について考察しておきたい。図8(a), (b)にブシュの変形状態をr方向に50倍に拡大した変形図で示す。図8(c)には、最大 σ_{θ} 断面 $z = 2.4$ mmの内面応力の周方向分布を示す。ブシュはローラによる曲げ変形によって、断面が扁平化されることによりブシュ内面の $\theta = 360^\circ$ (0°)付近で最大引張応力¹³⁾が生じる。なお、点(1)付近の応力が最も危険であることは図2(b-1), (b-2)に示すように実機の破損事例とも一致する。

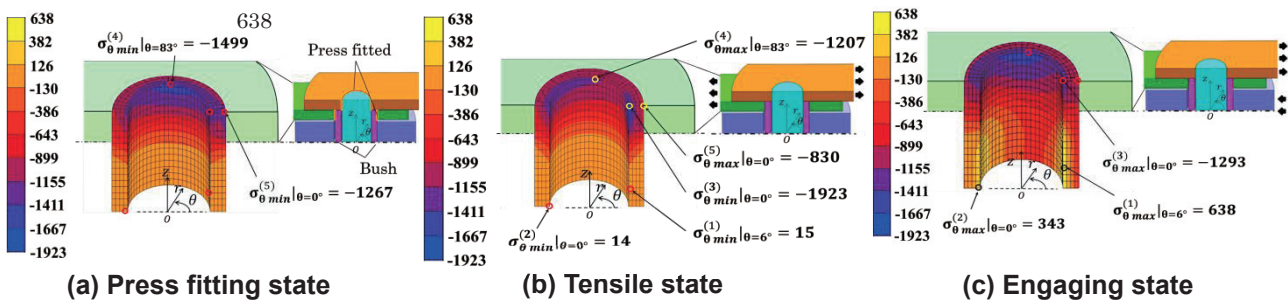


Fig. 6 Stress distribution σ_{θ} for bush [MPa]

Table 4 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for bush [MPa]

Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$
(1)	638	15	327	312
(2)	343	14	179	165
(3)	-1293	-1923	-1608	315
(4)	-1207	-1499	-1353	146
(5)	-830	-1267	-1049	219

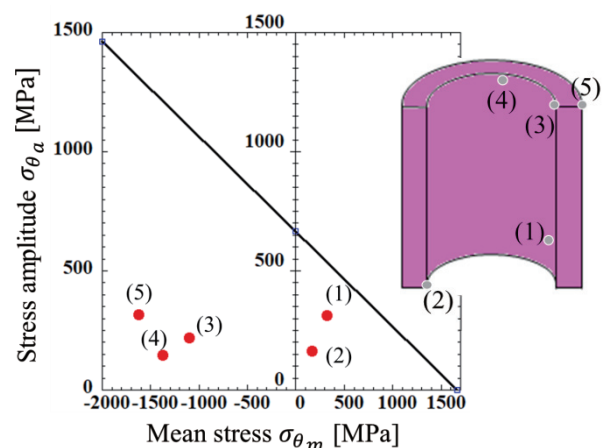


Fig. 7 Fatigue limit diagram for bush

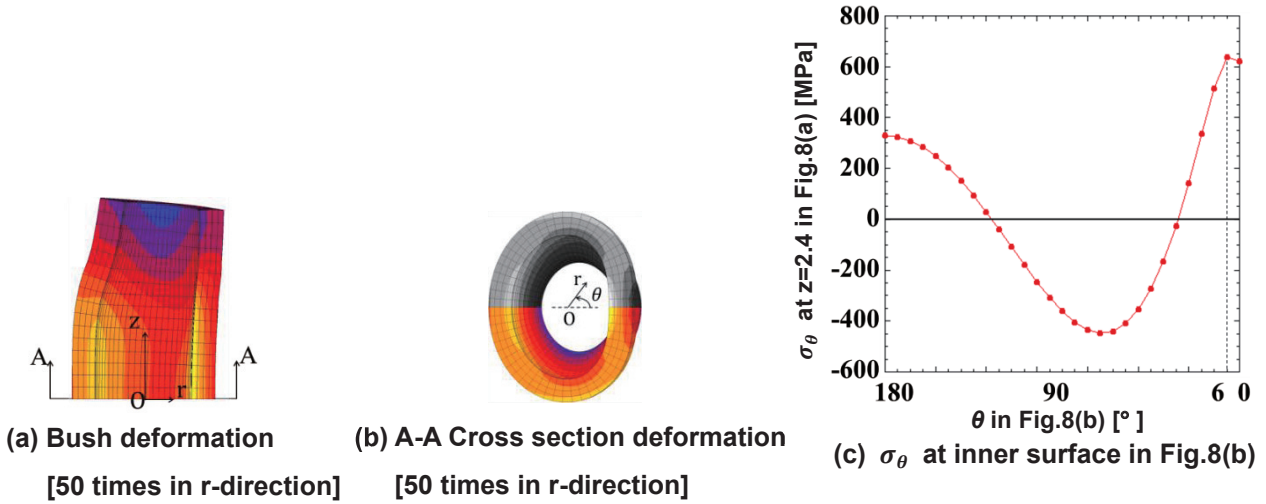


Fig. 8 Bush deformation and σ_θ at inner surface

5 内プレートの応力解析結果ならび耐久線図による考察

図 9 に内プレートに生じる応力分布を示し、図 9(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである。内プレートは圧入された穴周辺部分の引張応力が大きく、なかでもチェーン引張方向とその直角方向に高い応力が広がっている。

ここでも、注目点は、ブシュの場合と同様の考え方②、⑥、⑦に基づいて進めた。②の条件で、各状態①～③でそれぞれ最大引張応力の点を注目点(1)、(2)、(3)とした。次に、⑥の条件で、応力振幅が大きい点を注目点(4)、(5)とした。これらの選んだ点は⑦にも一致する。表 5 に耐久線図に用いる応力を示し、図 10 に 5 つの点に注目して内プレートの耐久線図を示す。図 10 で内プレートの応力状態は比較的耐久線に近く、その中で引張方向から角 $\theta = 6^\circ$ に対応する点(1)が危険域にある。引張方向とほぼ同じ方向の穴面に最大応力が生じることを理解するためには、若干の説明を要する。この点については、次章 6.2 節で触れる。

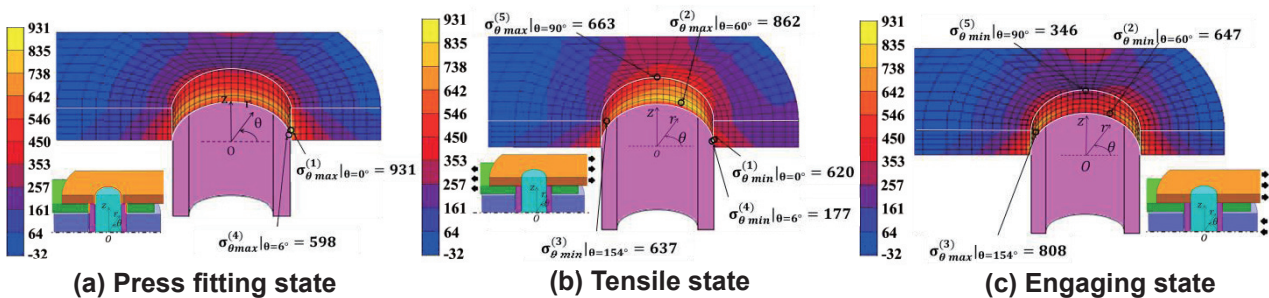


Fig. 9 Stress distribution σ_θ for inner plate [MPa]

Table 5 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for inner plate [MPa]

Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$
(1)	931	620	776	156
(2)	862	647	755	108
(3)	808	637	723	86
(4)	598	177	388	211
(5)	663	346	505	159

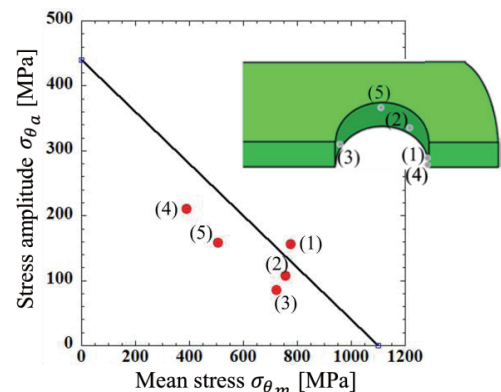


Fig. 10 Fatigue limit diagram for inner plate

6 外プレートの応力解析結果ならび耐久線図による考察

6.1 応力解析結果ならび耐久線図による考察

図 11 に外プレートに生じる応力分布を示し、図 11(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである。外プレートは内プレートと同様に圧入された穴周辺部分の引張応力が大きく表れている。

ここでも、これまでと同様に注目点(1)~(5)を設定した。これらの選んだ点は◎にも一致する。表 6 に耐久線図に用いる応力値を示し、外プレートの耐久線図を示す。応力状態は比較的安全側にあり、その中で、振幅の最も大きい点(1)の安全率が低い。この点(1)は圧入状態で引張方向から角 $\theta = 13^\circ$ 離れて最大応力が生じた。

ここで、3.3 節で触れた塑性域の疲労強度に対する取り扱いについて考えてみる。ピンの圧入により、孔縁の接触面に生じる塑性変形の範囲が最も大きい外プレートに着目する。外プレートの塑性域は孔縁の内面全周に存在する。しかし、塑性域は孔縁の半径 $r = 7.9\text{mm}$ に対して $7.9 \leq r \leq 7.9 + 2\text{mm}$ 程度の範囲である。これは、最小板幅である $\theta = 90^\circ$ のリガメント長さ 14.35mm (図 12 参照) に対し、14%である。ここで、図 12 の耐久線図で最も厳しい評価となった点(1)に注目すると、孔縁に生じる塑性ひずみは $\epsilon_p = 0.56\%$ で、塑性ひずみ振幅は $\Delta\epsilon_p \cong 0$ である。このように、低サイクル疲労の条件を満たしていない。したがって、高サイクル疲労として耐久線図により評価することは適切と考える。なお、プッシュの塑性域は上面の端部の数 mm の範囲であり、内プレートは、孔縁の端部の $z=0$ 面のみである。一方、図 10 と図 12 に示すように、耐久線図による評価では、最大の塑性領域を示した外プレートよりも内プレートの方が危険側の評価である。この結果は実機において、内プレートの破損が外プレートの破損事例より相対的に多いことと矛盾なく対応している。よって、本研究で弾性解析を用いることは、相対的な比較により危険部位を明らかにするという主旨にかなうものである。

ところで、耐久線図上で内外プレートの安全率が低いのは、いずれも孔縁で、 $\theta = 0^\circ$ や $\theta = 180^\circ$ 近くの引張方向に近い位置が多く (図 10 の点(1), (3), (4)や図 12 の(1)~(4))、その理由について次節で考察する。

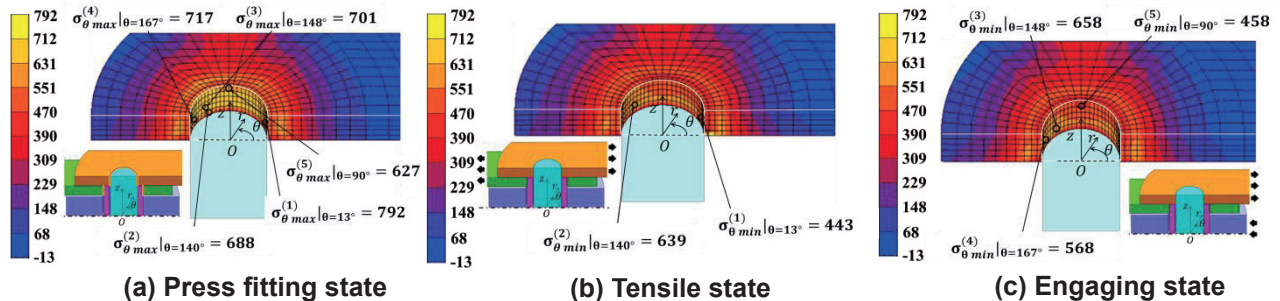


Fig. 11 Stress distribution σ_θ for the outer plate [MPa]

Table 6 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for outer plate [MPa]

Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$
(1)	792	443	617	175
(2)	688	639	664	25
(3)	701	658	680	22
(4)	717	568	643	75
(5)	627	458	543	85

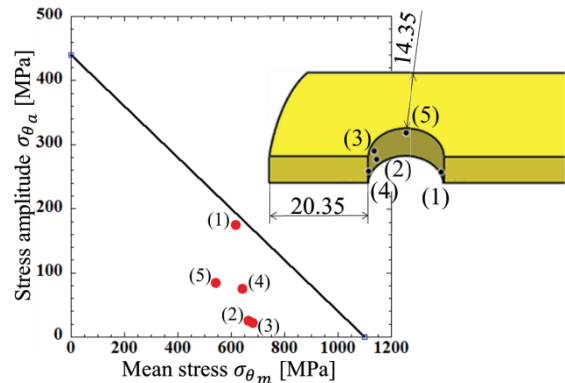


Fig. 12 Fatigue limit diagram for outer plate

6.2 3次元モデルを用いた解析の必要性

前節で扱った、内外プレートに対する強度解析は、3次元モデルを用いて行っているため、現物に近い応力状態が立体的で複雑な変化を示す。そのため、チェーンの応力集中を総合的に理解することはむしろ容易ではない。そこで、ここでは3次元モデルを用いた解析の必要性について2次元モデルを用いて考察する。

用いる2次元モデルは、内プレートの形状、寸法に近い幅45mm、長さ150mmの板中央に板幅1/2の円孔を有し、板長さ方向に19.15kNの引張力が作用するものとする。このようなモデルを用いて、プレートの強度評価を行う。図13に用いた2次元モデルと負荷条件を示す。図13(a-1)、(a-2)は単純引張モデルであり、このような有孔板の引張り条件で、チェーンにおけるプレート穴部の強度計算が通常使用されている。図13(b-1)、(b-2)は実体近似モデルであり、中央孔に円板を圧入させたもの(図13(b-1))と、その後に圧入円板と板端とに引張力を加えたモデル(図13(b-2))で、これらは、図13(a)に対して実体チェーンの構造や負荷条件により近似させたものである。単純引張モデル図13(a)の孔縁における最大応力発生位置は、引張方向に直交する孔縁上の点(1)である。実体近似モデル図13(b)においても、同様に点(1)のほかに引張方向に沿った点(2)、(3)にも注目して、それぞれの点における最大値 $\sigma_{\theta max}$ 、最小値 $\sigma_{\theta min}$ 、応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ 、平均応力 $\sigma_{\theta m}$ をFEM解析により求め、結果を表7に示す。表7の応力状態を耐久線図にて表示したものが図14である。表7、図14より以下のことがわかる。

- ① 単純引張モデル(図13(a))と実体近似モデル(図13(b))を比べると最大・最小応力、平均応力のいずれも3倍以上の差がある。
- ② 疲労強度安全率は単純引張モデル(図13(a))に対比して圧入をさせた実体近似モデルでは約1/2しかない。
- ③ すなわち単純引張モデルによる評価は安全すぎるため危険側の判断になる。
- ④ 2次元モデル(図13(a)、(b))から得られる耐久線図上のプロット点は、3次元モデル(図10、図12)におけるプロット点よりもかなり下に生じており、安全すぎるため危険側の評価になる。

以上の①～④は、リンクプレートの強度設計における応力計算上の概算値を得る目的で用いられてきた¹⁴⁾単純引張モデル図13(a)が、その目的に適合しないことや3次元モデルの必要性を示唆するものである。

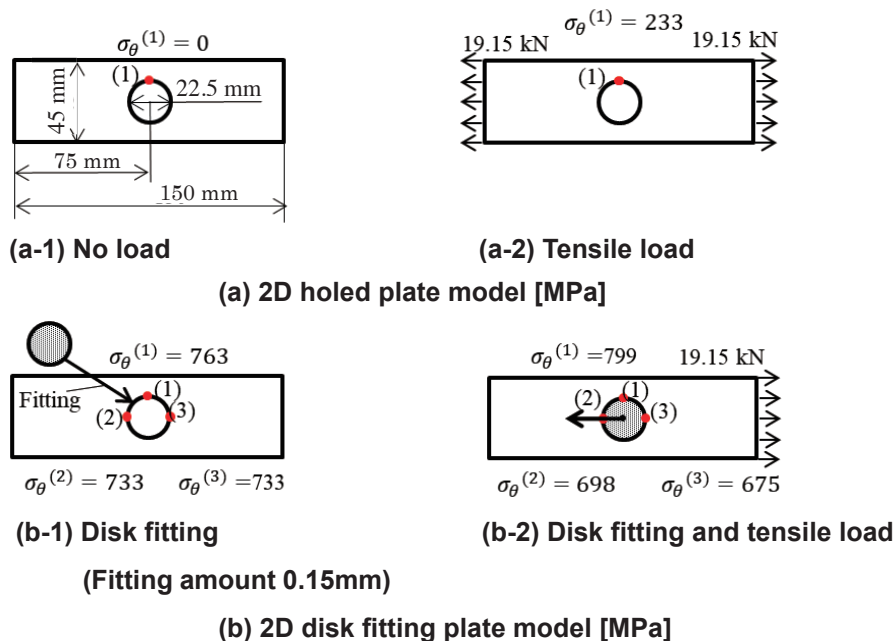


Fig. 13 Stress estimation by 2D models ((a) 2D holed plate model, (b) 2D disk fitting plate model)

Table 7 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ in Fig.13 [MPa]

Model	Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	Safety factor
2D holed plate model	(1)	233	0	117	117	2.70
2D disk fitting plate model	(1)	799	763	781	18	1.31
	(2)	733	698	716	18	1.44
	(3)	733	675	704	29	1.43

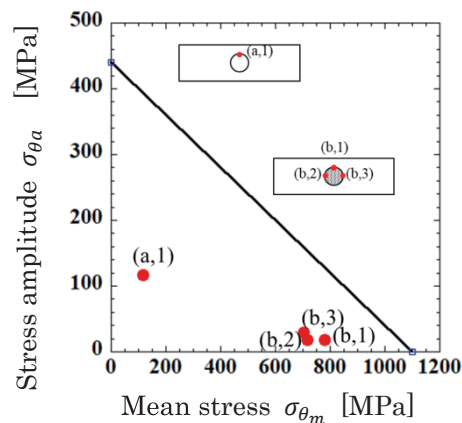


Fig. 14 Fatigue limit diagram for 2D plate

7 結言

1軸あたり5種7個の構成部材と4か所の固定された嵌合部からなるローラチェーン各部の強度をFEM応力解析を用いて考察した。本研究に用いたローラチェーンの寸法(表2)、材質(表3)および使用条件(表1)において得られた結論は以下のとおりである。

- (1) ブシュは内面でピン、外面でローラから挟まれ、両端ではプレートにより圧入され、応力解析に最も困難を伴った部材である。耐久線図を用いた相対的な安全性を考察した結果、実機で生じる内面き裂の発生メカニズムを明らかにすることができた。
- (2) 内プレートはブシュの端部で圧入された孔周辺が耐久線図の強度評価で最も危険レベルにあることがわかった。
- (3) 外プレートは内プレートより、全体的に安全域にあることがわかった。
- (4) 強度評価で内外プレートに通常用いられる孔開き板の引張条件下の2次元解析では、3次元解析とはかけ離れた強度評価しか得られないことを示し、強度安全上の主要箇所に対して3次元解析による評価の必要性を述べた。

参考文献

- 1) 河本実, 湯川愛之, 野口宙夫, 伊吹幸彦: 複合ローラチェーンの疲労強度について, 材料試験, 8, 71 (1959), 638.

- 2) 中込昌孝：ローラチェーンリンクプレートの疲労強度に関する研究(リンクプレートの形状、ショットピーニングと孔部仕上について)，材料，15, 154 (1966), 487.
- 3) 中込昌孝：ローラチェーンリンクプレートの疲労および衝撃強度に及ぼす熱処理の影響，材料，19, 196 (1970), 10.
- 4) 中込昌孝：ローラチェーンの予張力加工が疲労特性に及ぼす影響，精密機械，41, 482 (1975), 268.
- 5) 中込昌孝，水野正夫：ローラチェーンの疲労強度とリンク数の関係，精密機械，51, 8 (1985), 1547.
- 6) 中込昌孝：ローラチェーンにおける疲労強度の統計的評価，日本機械学会論文集，61, 582 (1995), 456.
- 7) Shoji, N., Kohta, N., Satoshi, N., Tohru, K., Toshiaki, N., Takashi, O.: Static Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 3, 2 (2009), 159.
- 8) Shoji, N., Hideaki, Y., Satoshi, N., Tohru, K.: Evaluation of Wear between Pin and Bush in Roller Chain, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 3, 4 (2009), 355.
- 9) Wasan, S., Chakrit, S.: An Integrating Finite Element Method and Multi-body Simulation for Drive Systems Analysis, *Engineering Journal*, 21, 1 (2017), 221.
- 10) 青井静夫：チェーンコンベヤ [コンベヤ・シリーズ 2]，株式会社八雲書店，(1961), 58.
- 11) センクシア株式会社：カタログ 伝動用ローラチェーンの選定，(2017), 74.
- 12) 石橋正：金属の強さ，株式会社養賢堂，(1970), 127.
- 13) 鶴戸口英善，中桐滋，加納巖：薄肉彎曲管の応力と変形について，高圧力，6, 3 (1968), 1328.
- 14) 真島卯太郎：チェーン・コンベヤ，工学図書株式会社，(1982), 56.