

タッピンねじの締結特性に及ぼす下穴径と離型剤の影響

その他（別言語等） のタイトル	Influence of Hole Sizes before Threading and Release Agent
著者	齋當 建一, 松本 大樹, 蛸名 哉友
雑誌名	室蘭工業大学紀要
巻	55
ページ	9-13
発行年	2005-11
URL	http://hdl.handle.net/10258/46

タッピンねじの締結特性に及ぼす下穴径と離型剤の影響

その他（別言語等） のタイトル	Influence of Hole Sizes before Threading and Release Agent
著者	齋當 建一, 松本 大樹, 蛸名 哉友
雑誌名	室蘭工業大学紀要
巻	55
ページ	9-13
発行年	2005-11
URL	http://hdl.handle.net/10258/46

タッピンねじの締結特性に及ぼす下穴径と離型剤の影響

齐当建一^{*1} , 松本大樹^{*1} , 蛭名哉友^{*2}

Influence of Hole Sizes before Threading and Release Agent on Tightening Characteristics of Tapping Screw

Ken-ichi Saitoh, Hiroki Matsumoto and Naoto Ebina

(原稿受付日 平成 17 年 5 月 23 日 論文受理日 平成 17 年 9 月 2 日)

Abstract

Tapping torque, tightening torque and tightening force in the tightening of tapping screw are measured in consideration of the hole size for threading, the length of engagement and the condition of lubrication for the purpose of the optimum design of the joint with tapping screw. The results of these tests are compared with the theory proposed by G.W.Ehrenstein and et al²⁾. As the result it is clarified that the tapping torque can be predicted fairly well, while the tightening torque and tightening force don't agree with these measurement, especially in case of large hole size.

Key Words: Tapping Screw, Tightening Test, Hole sizes before Threading, Release Agent, Tapping torque, Tightening Torque, Tightening Force

1. はじめに

タッピンねじは、予めめねじを加工したりナットを使うことなく、直接ねじ自身によってめねじを成形する締結方法であり、生産性の高い締結要素である。しかし、タッピンねじのはめあいねじ部の強度は一般の締付け用ボルト・ナットと異なり、ねじ込み材の材質、下穴径、ねじ込み長さなどのねじ込み材の設計条件に左右されるため、標準化することが困難な締結要素である。

タッピンねじの締付けにはトルクを管理するのが一般的であるが、適正なトルクの決定には上述のような多くの因子が影響する。特にねじ山を成形中のねじ込

みトルクとねじ頭部が被締結体に着座した後に発生する締付けトルクを正確に把握することは、締め付け不足によるねじ浮きや、締付け過ぎによる成形ねじ山の破壊を防ぐために重要である¹⁾。

そこで本研究では、ねじ込み材がプラスチック材料の場合について、ねじ込みトルクおよび着座後の締付けトルクと締付力に注目して、これらに及ぼすねじ込み材の下穴径、ねじ込み長さの影響を実験的に検討している。さらに、ねじ込み材としてのプラスチック製品が射出成形によって製造されている場合を想定して、離型剤がねじ込み中の摩擦特性に与える影響についても検討している。以上の実験結果は、Ehrenstein ら²⁾によって提案されている予測式と比較を行っている。

^{*1} 機械システム工学科

^{*2} 博士前期課程機械システム工学専攻 2 年

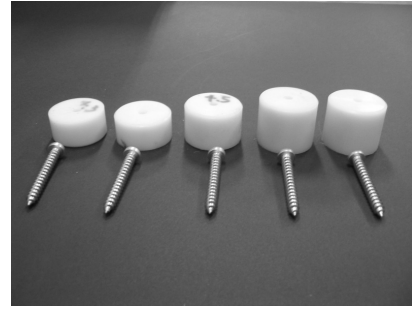
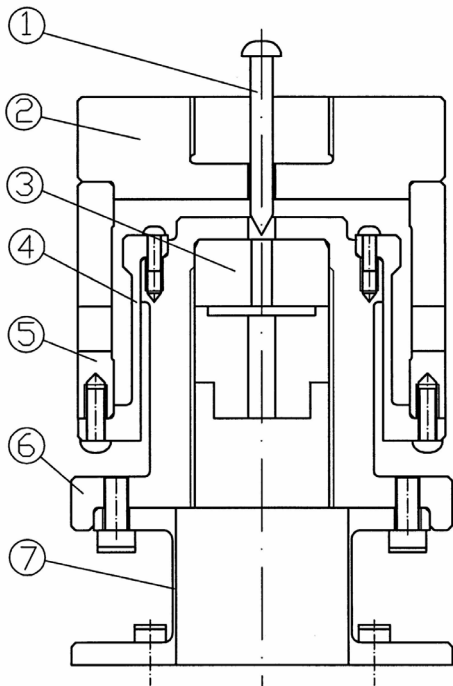


Fig.2 Plastic part and tapping screw



- ① Tapping screw
- ② Upper fastened plate
- ③ Plastic part
- ④ Load cell (Clamping force)
- ⑤ spacer
- ⑥ Lower fastened cylinder
- ⑦ Load cell (Torque)

Fig.1 Experimental setup for tightening test

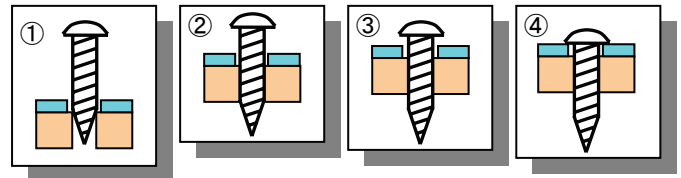
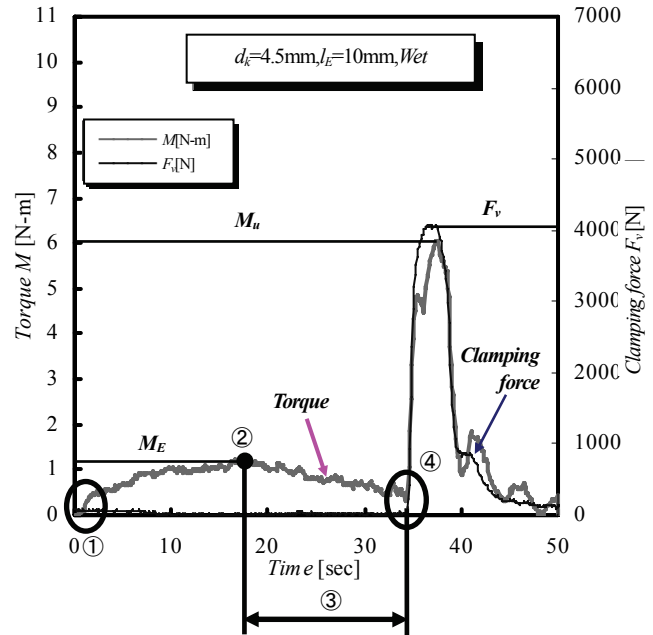


Fig.3 Schematic diagram of tightening test

2. 実験方法

Fig.1 に締付け試験装置の主要部, Fig.2 に使用するタッピングねじとねじ込み材を示す. ドリルチャックに固定されたドライバービットを用いて一定回転数 $n=15\text{rpm}$ でタッピングねじ① (JIS B 1122, 十字穴付きなベタタッピングねじ-1種-5×40) を締付ける. 予め下穴を加工したABS樹脂製のねじ込み材③は下部締結体⑥に固定されており, タッピングねじがねじ込み材にめねじを成形する. ねじ頭部が上部締結体②に着座して発生する締め付け力 F は検出器④で測定される.

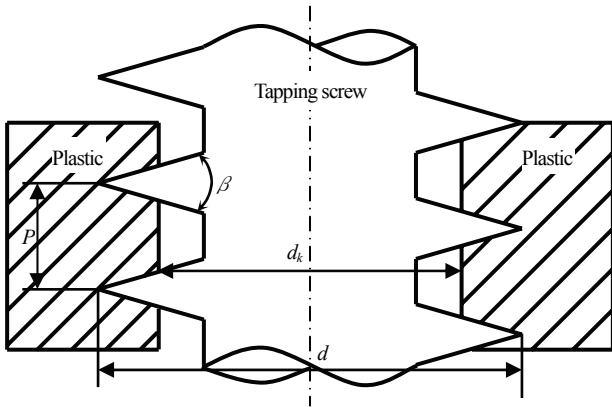


Fig.4 Dimensions of threaded region

またねじ込み過程でドライバービットに発生するトルク M は検出器⑦で測定される。

Fig.3に締付け試験で得られた測定例を示す。同図で、めねじ成形中に発生するトルクの極大値をねじ込みトルク M_E 、その後着座した後に発生するトルクの極大値を破断トルク M_u とする。破断トルクで締付け力は最大値となり、これを締結力 F_v とする。下穴径は $d_k=4.5, 4.7\text{mm}$ とし、ねじ込み長さ $l_E=10, 15, 20\text{mm}$ 、下穴の潤滑条件は無潤滑とシリコーン離型剤を塗布した場合を比較する。

3. 予測の考え方

Fig.4には、タッピンねじのねじ先で成形した後の完全ねじ部とねじ込み材との関係を示す。文献²⁾によれば、タッピンねじをねじ込むときに必要なトルク M_E は、次式のようにねじ込み材にめねじを成形するためのトルク M_{Form} とめねじとの摩擦によるトルク M_{Reib} によって構成される。

$$M_E = M_{Form} + M_{Reib} \quad \dots(1)$$

そこで、ねじ部外径 d 、締結材下穴径 d_k 、ピッチ P 、ねじ山フランク角 β 、ねじ込み材の引張降伏応力 σ_f とすると、成形トルク M_{Form} は、

$$M_{Form} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_f \left\{ (d-d_k) \tan \frac{\beta}{2} + 2 \sqrt{\left(\frac{d-d_k}{2} \right)^2 \left(1 + \tan^2 \frac{\beta}{2} \right)} \right\} \\ \times \sqrt{\left(\frac{\pi d + 2d_k}{3} \right)^2 + P^2 \left(\frac{d+2d_k}{6} \right)} \quad \dots(2)$$

さらに、摩擦トルク M_{Reib} は

$$M_{Reib} = \frac{\sigma_f (1+\alpha) \mu_s l_E (d-d_k) (d+d_k)}{2\sqrt{3} P \cos \frac{\beta}{2}} \\ \times \sqrt{\left(\frac{d+d_k}{2} \pi \right)^2 + P^2} \quad \dots(3)$$

ここで、 μ_s : タッピンねじとめねじ部との摩擦係数、 l_E : ねじ込み長さである。なお、 α は半無限の剛塑性体へ頂角 β の剛体くさびを打ち込むときの塑性変形により形成された扇角で、 α と β の間には次式のような関係がある³⁾。

$$\cos(\beta - \alpha) = \frac{\cos \alpha}{1 + \sin \alpha} \quad \dots(4)$$

ここでは、この頂角 β をねじ山フランク角に対応させている。

次に、タッピンねじ頭部が上部締結体に着座し、締結力が発生するが、そのときの締結力 F_v は、成形されたねじ山のせん断強度に支配されるので、

$$F_v = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_f \pi d l_E \quad \dots(5)$$

となる。

この締結力 F_v に対応する破断トルク M_u の予測には、一般に用いられる締結用ねじの締付け力と締付けトルクの関係式⁴⁾を適用する。すなわち、この関係式における締付け力を締結力 F_v に、締付けトルクを破断トルク M_u に対応させると、

$$M_u = \frac{F_v}{2} \left\{ d_p \frac{\tan \theta + \tan \phi}{1 - \tan \theta \tan \phi} + \frac{1}{2} \mu_w (d_w + d) \right\} \quad \dots(6)$$

ここで、

$$\tan \theta = \frac{P}{\pi d}, \quad \tan \phi = \frac{\mu_s}{\cos \beta' / 2}, \quad \tan \beta' = \tan \beta \cos \theta$$

ただし、 d_w : タッピンねじ頭部座面の外径、 d_p : タッピンねじの有効径、 μ_w : ねじ頭部とねじ込み材との摩擦係数、 θ : タッピンねじのリード角である。

4. 摩擦係数の測定

ここで、予測計算に用いる μ_s と μ_w については、式(6)において $\mu_s = \mu_w = \mu$ と仮定し、実験で得られた F_v と M_u を用いて求める。すなわち、式(6)を μ について整理すると、

$$\frac{(d_w + d) \tan \theta}{2 \cos \frac{\beta'}{2}} \mu^2 - \left\{ 2 \frac{M_u \tan \theta}{F_v \cos \frac{\beta'}{2}} + \frac{d_p}{\cos \frac{\beta'}{2}} + \frac{(d_w + d)}{2} \right\} \mu \\ + 2 \frac{M_u}{F_v} - d_p \tan \theta = 0 \quad \dots(7)$$

その結果得られる μ は表1に示すように、同じ潤滑条件でもばらつきがあるが、離型剤の塗布の有無によってより明瞭な違いがみられるので、予測計算には潤滑条件毎に単純平均した値を用いる。またねじ込み材の引張降伏応力は材料試験から求める。

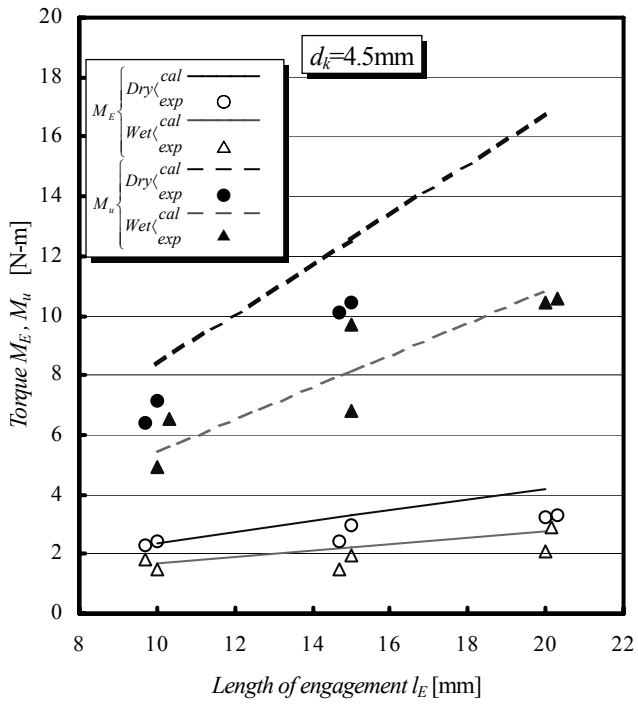


Fig.5 Tapping torque M_E and tightening torque M_u ($d_k=4.5\text{mm}$)

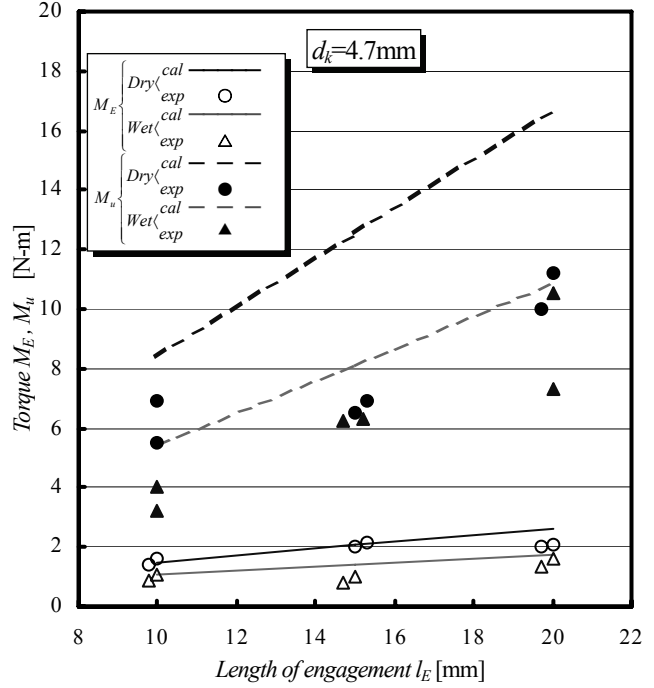


Fig. 6 Tapping torque M_E and tightening torque M_u ($d_k=4.7\text{mm}$)

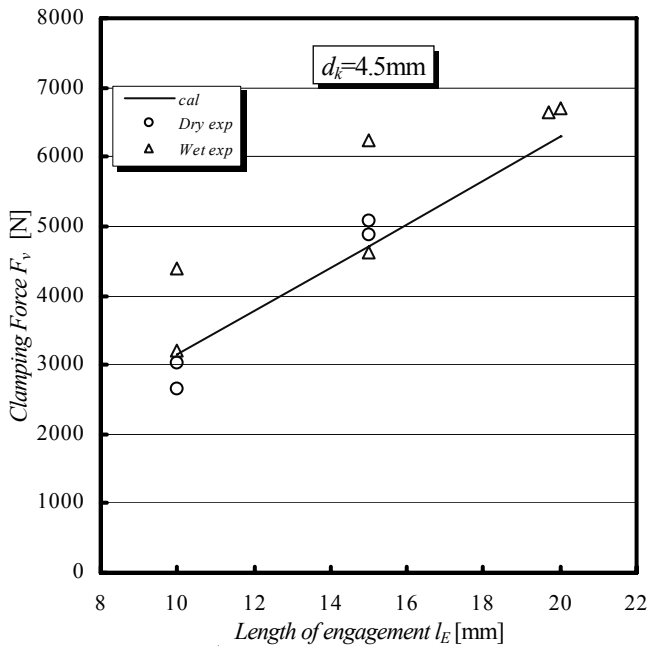


Fig. 7 Clamping force F_v induced by torque M_u ($d_k=4.5\text{mm}$)

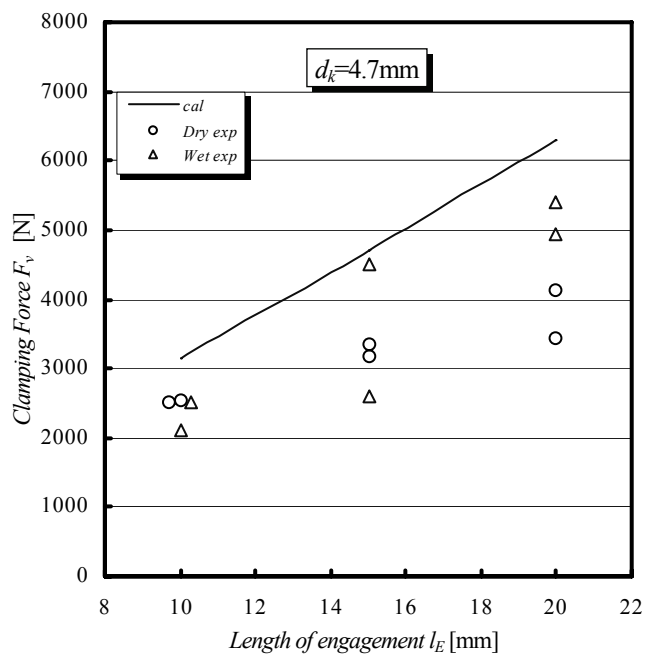


Fig.8 Clamping force F_v induced by torque M_u ($d_k=4.7\text{mm}$)

Table1 Coefficient of friction calculated from tightening test

潤滑	下穴径 d_k [mm]	締結材幅 l_E [mm]	μ	μ (平均)
無潤滑	4.7	10	0.3007	0.3469
			0.3857	
		15	0.2813	
			0.2809	
		20	0.4168	
			0.3834	
	4.5	10	0.3261	
			0.3376	
		15	0.4653	
			0.2912	
		20	-	
			-	
離型剤 (KF412SP, 信越化学工 業株)	4.7	10	0.2566	0.2123
			0.1547	
		15	0.3392	
			0.1710	
		20	0.1878	
			0.2640	
	4.5	10	0.1890	
			0.1959	
		15	0.1994	
			0.1847	
		20	0.2029	
			0.2029	

5. 結果の検討

5.1 実験結果の特徴

Fig.5 と Fig.6 に下穴径 $d_k=4.5$ と 4.7mm の場合について、ねじ込みトルク M_E と破断トルク M_u を示す。ねじ込みトルクは、ねじ込み長さと共にわずかに増加するが、離型剤の塗布により低下する。破断トルクについても、ねじ込み長さと共に増加する傾向にあり、やはり離型剤の塗布によってトルクが低下傾向にある。しかし、ねじ込みトルクに比べて破断トルクはばらつきが大きく様な傾向を示さない。特に $d_k=4.7\text{mm}$ の場合にその傾向が顕著である。Fig.7 と Fig.8 に示す締結力をみると、破断トルクと同様に $d_k=4.7\text{mm}$ の場合にばらつきが大きい。

5.2 予測結果との比較

Fig.5 と 6 から、ねじ込みトルクの計算値は、実験結

果をかなり精度良く予測している。しかし、破断トルクの計算値は高めの予測となっており特に $d_k=4.7\text{mm}$ の場合に実験値との開きが大きい。

Fig.7 と 8 に示す締結力の予測は、タッピンねじの外径 d におけるプラスチックのせん断破壊を仮定しているため、単にねじ込み長さのみの一次関数であって、下穴径 d_k には依存しない。 $d_k=4.5\text{mm}$ の場合はかなり精度良く予測しているが、破断トルクと同じく、 $d_k=4.7\text{mm}$ の場合の実験値はばらつきが大きく、全体としてかなり低い値を示す。これは、 $d_k=4.7\text{mm}$ の場合ねじ山の引っかけり高さが小さいため、下穴とタッピンねじの軸ずれによる影響が大きくなりプラスチックの破壊モードが純粋なせん断を起こしにくくしているためと思われる。

6. おわりに

タッピンねじの締付けにおけるトルクと締結力について、下穴径と摩擦特性を考慮した検討を行った結果、以下のことが明らかにされた。

- (1) ねじ込みトルク M_E は、ねじ込み長さ l_E と共に比例的に増加する。
- (2) ねじ込みトルク M_E は、離型剤の塗布と共に低下する。
- (3) ねじ込みトルク M_E は、比較的精度良く予測することができる。
- (4) 着座後に生じる破断トルク M_u と締結力 F_v については、ねじ込み長さ l_E と共に増加するが、ばらつきが大きく、予測が難しい。
- (5) 締結力 F_v は下穴径が大きいと予測値は危険側になる。

参考文献

- 1) 高野義博, タッピンねじの締付け特性, オリジナル技術センター, 119 技報, Vol.1, (1988), p81-89.
- 2) G.W.Ehrenstein und J.Onasch, Berechnungsmöglichkeiten für das Verschrauben von Teilen aus Kunststoffen mit gewindeformenden Metallschrauben, Kunststoffe, 72, 11(1982), p720-724.
- 3) R.Hill, E.H.Lee, and S.J.Tupper, The theory of wedge indentation of ductile materials, Proc. Roy. Soc.A., London, Vol.188(1947), p273-290.
- 4) 山本晃, ねじ締結の理論と計算, 養賢堂, (1972).