Untersuchungen zum wirksamen Reibdurchmesser in der Auflage für Verschraubungen mit Keilsicherungsscheiben aus Kohlenstoffstahl

Christian Denkert¹ · Jörg Ganschow¹ · Knuth-Michael Henkel²

Eingegangen: 13. April 2020 / Angenommen: 14. Dezember 2020 / Online publiziert: 8. Januar 2021
© Der/die Autor(en) 2021

Zusammenfassung

Im Maschinenbau sowie im Stahl- und Metallbau gehört das Verschrauben zu den am weitesten verbreiteten Verfahren, um einzelne Bauteile miteinander zu fügen. Einerseits gewährleisten Verschraubungen eine flexible Montage und Demontage auch abseits von Fertigungs- und Werkstattkapazitäten auf Baustellen oder im „Feld“. Andererseits sind große Konstruktionen in zerlegbaren Baugruppen einfacher transportabel, was einen entscheidenden logistischen Vorteil geschraubter Verbindungen darstellt. Verglichen mit Schweißkonstruktionen entfällt beim Schrauben zudem eine Wärmeerbringung in die Bauteile. Veränderungen des Werkstoffgefüges, Bauteilverzug sowie die Vor- und Nacharbeiten am Korrosionsschutz müssen bei Schraubenverbindungen nicht in besonderem Ausmaß berücksichtigt werden. Auch das Fügen unterschiedlicher Werkstoffe gelingt mit Schraubenverbindungen vorteilhaft. Neben den Vorteilen müssen jedoch auch die inhärenten Nachteile erwähnt werden. Verschraubungen sind im Allgemeinen auf eine Vorspannkraft angewiesen. Als nachteilig ist anzusehen, dass die Vorspannkraft hierbei stark vom gewählten Montageverfahren abhängt und u. U. starke Streuungen aufweist. Um ein selbsttätiges Losdrehen zu unterbinden, werden bisweilen Keilsicherungsscheiben als wirksame Sicherungsmaßnahme für Verschraubungen eingesetzt. Der vorliegende Beitrag stellt Ergebnisse aus Drehmoment/Vorspannkraft-Versuchen mit Keilsicherungsscheiben vor. Hierfür wird der Auflagereibdurchmesser unter Berücksichtigung der Auflagereibmomente in Abhängigkeit der Montagevorspannkraft experimentell bestimmt und ausgewertet.

Studies to the effective friction diameter in the head bearing of bolted joints with wedge lock washers from carbon steel

Abstract

For mechanical as well as civil engineered constructions, bolted connections are common to join single parts and assemblies. On the one hand, bolted joints ensure flexible assembling and demounting away from the shop floor, at construction site or in the “field”. On the other hand, large constructions in dismountable assemblies are easier to transport, what represents a significant logistical advantage of this technology. Compared to welded constructions, the introduction of heat into the components is not necessary when bolting. Modifications of the material structure, component distortion as well as the preparatory and finishing work on the corrosion protection do not have to be taken into account to a special extent with bolted joints. Nevertheless, bolted joints also share specific disadvantages. The major number of bolted joints depend on the preloading to satisfy the functional requirements. To prevent self-loosening, wedge lock washers are occasionally used as an effective securing element for bolted joints. The study deals with the characteristic of wedge lock washers in use for torque-controlled tightening. For this purpose, the bearing friction diameter is experimentally determined and evaluated under consideration of the bearing frictional moments as a function of the assembly preload.

✉ Christian Denkert
christian.denkert@igp.fraunhofer.de

¹ Fraunhofer-Institut für Großstrukturen
in der Produktionstechnik IGP,
Albert-Einstein-Str. 30, 18059 Rostock,
Deutschland

² Lehrstuhl Fügetechnik, Universität Rostock,
Albert-Einstein-Str. 30, 18059 Rostock, Deutschland

1 Einleitung

Im Maschinenbau sowie im Stahl- und Metallbau gehört das Verschrauben zu den am weitesten verbreiteten Verfahren, um einzelne Bauteile miteinander zu fügen. Einerseits gewährleisten Verschraubungen eine flexible Montage und Demontage auch abseits von Fertigungs- und Werkstattkapazitäten auf Baustellen oder im „Feld“. Andererseits sind große Konstruktionen in zerlegbaren Baugruppen einfacher transportabel, was einen entscheidenden logistischen Vorteil geschraubter Verbindungen darstellt. Verglichen mit Schweißkonstruktionen entfällt beim Schrauben zudem eine Wärmeeinbringung in die Bauteile. Veränderungen des Werkstoffgefüges, Bauteilverzug sowie Vor- und Nacharbeiten am Korrosionsschutz müssen bei Schraubenverbindungen nicht in besonderem Ausmaß berücksichtigt werden. Auch das Fügen unterschiedlicher Werkstoffe gelingt mit Schraubenverbindungen vorteilhaft. Neben den Vorteilen müssen jedoch auch die inhärenten Nachteile erwähnt werden.

Insbesondere für stahlbauübliche Scher-/Lochleibungsverbindungen können die notwendigen Durchgangs- und Sacklöcher eine Bauteilschwächung darstellen. Zusätzlich sind Verschraubungen im Allgemeinen auf eine Vorspannkraft angewiesen. Als nachteilig ist anzusehen, dass die Vorspannkraft hierbei stark vom gewählten Montageverfahren abhängt und u.U. starke Streuungen aufweist. Die eingebrachte Vorspannkraft kann eine reibschlüssige Tragwirkung, als sogenannte gleitfeste Verbindung, bewirken. Insbesondere in maschinenbaulichen Anwendungen, die zyklisch mit Lastumkehr beansprucht werden, sichert dies die Ermüdungsfestigkeit des stark gekerbten Maschinenelementes Schraube sowie der vorgelochten Bauteile. Auch wenn keine Tragwirkung im Sinne einer gleitfesten Verschraubung gefordert ist, so wird meist aus Gründen der Gebrauchstauglichkeit dennoch eine Vorspannkraft notwendig, beispielsweise um Klaffen in den Trennfugen und die damit einhergehende Korrosion zu vermeiden. Oft sind Anschlüsse auch mithilfe der Vorspannkraft auszusteifen oder ein selbsttätiges Losdrehen und ein damit verbundener Vorspannkraftverlust auszuschließen.

2 Motivation und Problemstellung

Um ein selbsttätiges Losdrehen zu unterbinden, werden bisweilen Keilsicherungsscheiben als wirksame Sicherungsmaßnahme für Verschraubungen eingesetzt. Deren Sicherungswirkung ist insbesondere von der Montagevorspannkraft bzw. der Restklemmkraft abhängig. Zudem muss die Härte der Keilsicherungsscheiben sowohl jene der Auflage als auch die der Schraube, respektive der Mutter, übersteigen. Dafür ist die Keilsicherungsscheibe im Allgemeinen

höher vergütet als die maximal geforderte Härte der Festigkeitsklasse 12.9 nach DIN EN ISO 898-1 [1]. Der Aufbau und die Wirkungsweise werden bereits in [2–5] ausführlich dargelegt.

Aus dem allgemeingültigen Zusammenhang Gl. 1 zwischen Anziehdrehmoment M_A sowie der Vorspannkraft F_V darf mit hinreichender Genauigkeit für das metrische ISO-Regelwinde mit einem Flankenwinkel $\alpha = 60^\circ$ eine Näherung angegeben werden [6].

$$M_A = F_V \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho') + F_V \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \quad (1)$$

Aus dieser Näherung kann das notwendige Anziehdrehmoment T_{sec} für die Verwendung von Keilsicherungsscheiben Gl. 2 berechnet werden [5]. Neben der Festlegung des Anziehdrehmomentes anhand Gl. 2 muss weiterhin eine Überbeanspruchung der Schraube infolge der Montagebeanspruchung ausgeschlossen werden. Die zulässige Montagevorspannkraft $F_{M\,zul}$ begrenzt die Ausnutzung des Schraubenbolzens unter Berücksichtigung des gleichzeitig wirkenden Zug- und Torsionsspannungszustandes [6, 7]. Im Folgenden wird sich auf den Zusammenhang des Anziehdrehmomentes und der Montagevorspannkraft beschränkt. Wird Gl. 2 verwendet, so bestimmt der Auflagereibdurchmesser D_b das Auflagereibmoment. Allerdings ist u.a. durch [8] bekannt, dass D_b in der Praxis nicht grundsätzlich konstant ist, sondern in besonderem Maße von der Vorspannkraft $D_b = D_b(F)$ aber auch von anderen Einflüssen abhängig sein kann.

$$T_{sec} = F_{sec} \left[0,159P + 0,577d_2\mu_{th,max} + \frac{D_b}{2}\mu_{b,max} \right] \quad (2)$$

Die Größe F_{sec} ist gerade die Montagevorspannkraft, für welche die Sicherungswirkung der Keilsicherungsscheiben dauerhaft aktiviert wird. Die Indizierung „sec“ ergibt sich aus dem englischen Begriff „secure“ und zeigt damit die Aktivierung der Sicherungswirkung an. Analog ist T_{sec} das Anziehdrehmoment, welches die zugehörige Montagevorspannkraft F_{sec} sicherstellt [5]. Insbesondere bei der experimentellen Ermittlung der Auflagereibungszahl μ_b im Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch ist dieser Sachverhalt zu berücksichtigen, gemäß DIN EN ISO 16047 [9] errechnet sich die Reibungszahl in der Auflage anhand Gl. 3.

$$\mu_b = \frac{2T_b}{D_b F_f} \quad (3)$$

Im Verschraubungsfall mit Keilsicherungsscheiben muss darüber hinaus hinterfragt werden, inwieweit die Annahme eines Reibdurchmessers mit entsprechender Reibfläche auf der durch Radialrippen belegten Stirnfläche der Keilsicherungsscheiben Gültigkeit besitzt und eine Auswertung einer Auflagereibungszahl damit zulässig ist. Der vorliegende

Abb. 1 Angepasste Konstruktion im Drehmoment/Vorspannkraft-Prüfstand zum einflussfreien Lösen der Verschraubung

Beitrag versucht diese Fragestellung mithilfe von Drehmoment/Vorspannkraft-Versuchen zu beantworten.

Bei korrekter Montage der Keilsicherungsscheibe erfolgt das Lösen der Verschraubung über die Keilwinkel der Keilflächen, was mit einer kurzzeitigen Vorspannkrafterhöhung verbunden ist. Ein Einfluss auf das Tragbild des Auflageereibdurchmessers infolge dieser Vorspannkrafterhöhung kann nicht ausgeschlossen werden. Demnach besteht zunächst die Herausforderung, den Aufbau des Drehmoment/Vorspannkraft-Versuches so zu modifizieren, dass ein Lösen einflussfrei von der montierten Keilsicherungsscheibe durchgeführt werden kann.

Eine Erläuterung des Versuchsablaufes liefert der Abschn. 3.2, zu dem durch Abb. 1 auch der Prüfaufbau dargestellt ist. Dazu soll beim Lösen antriebsseitig keine Relativbewegung zwischen den Keilflächen erfolgen. Dies bestimmt die Motivation einer Anpassung eines Drehmoment/Vorspannkraft-Prüfstandes, um den geschilderten Versuchsablauf zu gewährleisten. Anschließend werden Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche mit Keilsicherungsscheiben durchgeführt, wobei zu Vergleichszwecken plangeschliffene Unterlegscheiben (folgende Abb. 2) sowie solche im Anlieferungszustand herangezogen werden.

3 Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche

3.1 Versuchsplan und -umfang

Die folgende Tab. 1 gibt eine Übersicht über den Versuchsumfang. Neben den verwendeten Schrauben und Muttern sind die verschiedenen Auflagen aufgeführt. Daneben zeigt die Tab. 1 die Ausnutzungen η mit indizierter Festigkeitsklasse.

Die Ausnutzung η ergibt sich aus der gewählten Montagevorspannkraft F_M , bezogen auf die Mindeststreckgrenze des Schraubenbolzens, entsprechend DIN EN ISO 898-1 [1]. Die Ausnutzung η berücksichtigt damit ausschließlich den Normalspannungsanteil aufgrund der Montagevorspannkraft. Die tatsächliche Ausnutzung ν des Schraubenbolzens [6, 7] ist durch den Torsionsspannungsanteil infolge der Gewindereibung höher. Die Gewindereibwerte in diesen Versuchen lagen innerhalb einer Streubreite von $\mu_{th}=0,08 \dots 0,12$ vor. Im Rahmen der Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche wird einmalig auf eine Ausnutzung η (Tab. 1) angezogen und der tatsächliche Reibdurchmesser nach DSV-Information [8] ermittelt. Jede Verschraubung wird mit einer neuen Schraube, Mutter, Keilsicherungsscheibe sowie Gegenlage durchgeführt. Da

Abb. 2 Abmaße der Unterlegscheiben (*links* – im Anlieferungszustand, *mittig* – plan-gedreht und geschliffen) und technische Zeichnung der Keilsicherungsscheiben (*rechts*)

bei jeder höheren Ausnutzung η die vorherige Stufe im Prüfablauf durchfahren wird, ergeben sich für die erste Ausnutzung $\eta=20\%$ summarisch $n=9$ Einzelwerte des Auflagemomentes sowie der Auflagereibungszahl. Für jede weitere Ausnutungsstufe sind damit $(n+1)-i$ Einzelwerte mit zugehöriger Statistik festgelegt. Die Reibungszahl in der Auflage μ_b wird damit zu steigenden Ausnutungen hin statistisch unschärfer.

Untersuchungsgegenstand sind Schrauben und Muttern der Abmessung M12 und M16 in den Festigkeitsklassen 8.8 sowie 10.9. Die Keilsicherungsscheiben (KSS) beider Hersteller sind in der Ausführung mit einer großen Auflagefläche gewählt. Als weitere Auflagen kommen Scheiben ISO 7093-1 – 12/16 – 200 mit großer Auflage entsprechend DIN EN ISO 7093-1 [10] zur Anwendung.

Der Stanzvorgang sowie das anschließende Vergüten im Rahmen der Fertigung der Unterlegscheiben bedingen eine Wölbung der Scheiben, womit deren Stirnflächen nicht planparallel sind. Um zu Vergleichszwecken die Scheiben als Referenzaufgabe verwenden zu können, werden diese deshalb zunächst einseitig abgedreht und anschließend planparallel geschliffen. Zusätzlich erhalten die Unterlegscheiben zwei Durchgangsbohrungen, mit deren Hilfe im späteren Prüfaufbau die Verdrehsicherung gewährleistet wird. Die Abb. 2 zeigt die verwendeten Unterlegscheiben, wobei links die Unterlegscheibe im Anlieferungszustand und mittig die plangeschliffene Scheibe dargestellt sind. Zudem enthält die Abb. 2 neben der schematischen Abbildung der Keilsicherungsscheiben (rechts) zusätzlich die Abmaße der untersuchten Scheiben.

Tab. 1 Versuchsplan und -umfang der Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche

Garnitur	Sechskantschraube ISO 4017 – M12×70 – FK Sechskantmutter ISO 4032 – M12 – FK				Sechskantschraube ISO 4017 – M16×80 – FK Sechskantmutter ISO 4032 – M16 – FK			
d	M12				M16			
FK	8.8 10.9				8.8 10.9			
Auflage	KSS Hersteller 1 (KSS 1) KSS Hersteller 2 (KSS 2) Scheibe ISO 7093-1 – 12 – 200 ^a Prüfleihte Typ HL ^a				KSS Hersteller 1 (KSS 1) KSS Hersteller 2 (KSS 2) Scheibe ISO 7093-1 – 16 – 200 ^a Scheibe ISO 7093-1 – 16 – 200, geschliffen ^a			
Ausnutzung	$\eta_{8.8}$ [–]	F_M [N]	$\eta_{10.9}$ [–]	F_M [N]	$\eta_{8.8}$ [–]	F_M [N]	$\eta_{10.9}$ [–]	F_M [N]
i =	1	20%	20%	15.848	20%	20.096	20%	29.516
Einzel- versuch	2	30%	30%	23.773	30%	30.144	30%	44.274
	3	40%	40%	31.697	40%	40.192	40%	59.032
	4	50%	50%	39.621	50%	50.240	50%	73.790
	5	60%	60%	47.545	60%	60.288	60%	88.548
	6	70%	70%	55.469	70%	70.336	–	–
	7	80%	80%	63.394	80%	80.384	–	–
	8	90%	90%	71.318	90%	90.432	–	–
	9	100%	100%	79.242	100%	100.480	–	–

^a Untersuchungen lt. Anwendungsbereich DIN EN ISO 7093-1 ausschließlich mit FK 8.8

Abb. 3 Prüfablaufdefinition mit Drehmoment- und Vorspannkraft-Verlauf über dem Drehwinkel

Die Unterlegscheiben werden sowohl im Anlieferungszustand als auch nachträglich plangedreht und geschliffen untersucht. Die Härte der Unterlegscheiben nach DIN EN ISO 7093-1 [10] entspricht mit 200 ... 300 HV10 der Referenzaufgabe Typ HL laut DIN EN ISO 16047 [9]. Alle Schrauben, Muttern, Unterlegscheiben sowie Referenzunterlagen werden im Vorfeld im beheizten Ultraschallbad in Isopropanol entfettet und gereinigt. Die Schrauben beider Festigkeitsklassen werden auf den Gewinden mit dem Gleitlack MICROGLEIT LS 808 geschmiert. In den Auflagen unter der Mutter erfolgt keine Schmierung, um eine Vergleichbarkeit mit den Keilsicherungsscheiben, ohne Einfluss des gewählten Schmierstoffs zu gewährleisten.

3.2 Versuchsaufbau und -durchführung

Im gewählten Versuchsaufbau (Abb. 1) nach DIN EN ISO 16047 [9] erfolgt das Anziehen über die Prüfmutter. Ein Lösen der Verschraubung im Versuch wird üblicherweise über die angetriebene Verschraubungsseite – mutternseitig – durch Umkehr der Drehrichtung initiiert. Der Versuchsaufbau im Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch wird so angepasst, dass ein Lösen der Verschraubung auf Seiten des Schraubenkopfes (Abtriebsseite) durchführbar ist. In der Schnittdarstellung der Abb. 1 ist die hierfür vorgenommene Konstruktion zu erkennen. Beim Verschrauben und Vorspannen wird ein Mitdrehen der Referenzschraube (3) durch einen herausnehmbaren Gegenhalter (4b*) unterbunden. Im eingebauten Zustand gewährleisten dessen Außenvierkantprofil sowie dessen Innensechskant die Aufnahme des Schraubenkopfes. Damit wird ein Formschluss zwischen dem Kopf der Referenzschraube und dem Einsatz des Gewindemoment-/Vorspannkraftsensors (4b) hergestellt, womit die Referenzschraube abtriebsseitig während des Anziehvorgangs gegen Mitdrehen gesichert ist. Die eingestellten Klemmlängen/ Nenndurchmesser-Verhältnisse entsprechen für M12 $l_k/d \approx 4,5$ sowie für M16 $l_k/d \approx 3,5$.

Zum Lösen der Verschraubung wird der Gegenhalter (4b*) axial vom Schraubenkopf abgezogen. Dies ermöglicht ein abtriebsseitiges Lösen am Schraubenkopf

mittels Steckschlüsseinsatz und einem Handwerkzeug. Eine Relativbewegung zwischen den Keilrippen des Keilsicherungsscheibenpaares findet hierbei nicht statt. Somit bleibt auch der kurzzeitige Anstieg der Vorspannkraft aus, so dass von einem auf die Auflagegeometrie einflussfreien Lösen auszugehen ist.

Die Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche werden auf einem Analysesystem der Fa. KISTLER (ehem. SCHATZ) bei einer Antriebsdrehzahl von 10 min^{-1} durchgeführt. Die Prüfablaufdefinition beinhaltet ausschließlich einen Schritt (STEP). In diesem STEP #1 wird nach dem Start auf eine festgelegte Vorspannkraft verschraubt. Die Vorspannkraft ergibt sich anhand der Ausnutzung η (Tab. 1) bezogen auf die Mindeststreckgrenze der Schraube nach DIN EN ISO 898-1 [1]. Die zweckmäßige Ausnutzung η ist hier bewusst auf die einachsig belastete Streckgrenze der Schraube bezogen. Die tatsächliche Ausnutzung ν beim Anziehen ergibt sich unter Berücksichtigung der Gl. 4 mithilfe der Vergleichsspannung aus der Gestaltänderungsenergiehypothese.

$$\sigma_v = \nu R_{p0,2} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (4)$$

Die Abb. 3 zeigt beispielhaft den Drehmoment- sowie Vorspannkraftverlauf über dem Drehwinkel. Der Prüfablauf wird so definiert, dass die Winkelzählung beim Erreichen einer Vorspannkraft $F = 100 \text{ N}$ startet.

3.3 Ergebnisse der Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche

3.3.1 Auswertung der Auflagereibdurchmesser

Für die Auswertung der Untersuchungen werden zu jeder Ausnutzung der äußere $d_{a, \text{gem}}$ und innere Reibdurchmesser $d_{i, \text{gem}}$ an der Prüfmutter gemessen. Dieses Vorgehen erfolgt auf Empfehlung des DSV Informationsblattes [8] und ist in Abb. 4 dargestellt. Die Messung wird über den Umfang verteilt an jeweils drei Messstellen vorgenommen. Voraussetzung hierfür ist, dass die Relativbewegung beim Anzieh-

Abb. 4 Ermittlung des äußeren und inneren Reibdurchmessers an der Versuchsmutter

vorgang ausschließlich zwischen der Mutter und der verwendeten Auflage stattfindet. Um diese zu erfüllen, wird ein Formschluss mittels Stiftverbindung hergestellt und die Verdrehung zusätzlich durch Markierung der Scheiben sowie der Auflage kontrolliert.

Die wirksamen und gemessenen Reibdurchmesser $D_{b,gem}$ werden nunmehr anhand der Gl. 5 ermittelt. Daneben werden $D_{b,theo}$ als theoretische Reibdurchmesser durch Gl. 6 berechnet und verglichen. Die Vergleiche der einzelnen Durchmesser werden in der Abb. 5 aufbereitet.

$$D_{b,gem} = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_{a,gem}^3 - d_{i,gem}^3}{d_{a,gem}^2 - d_{i,gem}^2} \quad (5)$$

$$D_{b,theo} = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_{w,min}^3 - d_h^3}{d_{w,min}^2 - d_h^2} \quad (6)$$

In der Abb. 5 sind die jeweiligen Durchmesser für die Abmessung M12 an den Keilsicherungsscheiben KSS 1 und KSS 2 aufgeführt. Analog stellt die Abb. 6 die theoretischen und die experimentell bestimmten Werte für die Abmessung M16 bereit. In beiden Abbildungen werden die Festigkeitsklassen der Muttern unterschieden. Anhand der Abb. 5 ist zu beobachten, dass sich stets etwa 0,5 mm größere experimentell ermittelte Reibdurchmesser $D_{b,gem}$ als die theoretischen $D_{b,theo}$ ergeben.

Dabei ändern sich die Tragbilder aus innerem und äußerem Durchmesser in Abhängigkeit von der Ausnutzung bzw. der Vorspannkraft. Unabhängig von der Festigkeitsklasse der Mutter vergrößert sich bis zu einer Ausnutzung $\eta = 70\%$ sukzessive die Reibfläche. Hierbei ist zunächst eine mutterseitige Außentragwirkung in der Festigkeitsklasse 10 zu beobachten, Abb. 7a. Beim Erreichen der Ausnutzung mit $\eta = 100\%$ stellen sich vollflächige Reibflächen ein, die den Außendurchmesser $d_{w,min}$ signifikant übersteigen. Es zeigt sich, dass bei hohen Ausnutzungen infolge der Auflagerreibung die Muttern an den weniger gestützten Schlüsselflächen nach außen aufgeweitet werden.

Anhand der Abb. 7 sind die detaillierten Tragbilder für eine Ausnutzung 20 % (a) und 100 % (b) auf den Reibflächen der Paarung Sechskantmutter DIN EN ISO 4032 – M12 – 10 und KSS verdeutlicht. Außerdem sind auf den Reibflächen jeweils der innere (rot), äußere (blau) sowie der mittlere Reibdurchmesser (orange) gekennzeichnet. Auf der Reibfläche der Mutter ist zweifelsfrei die Außentragwirkung bei lediglich 20 % der Ausnutzung erkennbar. Die Auswertung der wirksamen Reibflächen ist bei Keilsicherungsscheiben insbesondere für kleine Ausnutzungen widersprüchlich. Zudem sind anhand der Verfärbungen

Abb. 5 Vergleich der experimentell bestimmten Außen-, Innen- und wirksamen Reibdurchmesser an KSS mit theoretischen Werten für den Nenn-durchmesser M12

Abb. 6 Vergleich der experimentell bestimmten Außen-, Innen- und wirksamen Reibdurchmesser an KSS mit theoretischen Werten für den Nenn-durchmesser M16

Abb. 7 Vergleich der Tragbilder einer KSS bei gemessenem Innen-, Außen- und mittleren Reibdurchmesser für die Ausnutzung $\eta = 20\%$ (a) und $\eta = 100\%$ (b)

auf den Keilsicherungsscheiben sowie den Eindrücken auf der Mutter ausschließlich die partiell auf den Radialrippen wirksamen Reibflächen zu erkennen.

Diese verteilen sich mit zunehmender Ausnutzung konzentrischer und radialsymmetrischer um das Durchgangsloch der Keilsicherungsscheibe. Eine vollflächige Anlage der Reibflächen, so wie bei vergleichbaren konventionellen Scheiben oder Auflagen, bleibt allerdings auch bei hohen Ausnutzungen aus. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die Auflagereibung ausschließlich auf den Spitzen der Radialrippen erfolgt.

In Bezug auf die Keilsicherungsscheiben ausgesprochen erfreulich erweisen sich die Einordnungen der Auflagereibdrehmomente T_b in die Darstellung der Reibstrahlen, beispielhaft dargestellt durch die Abb. 8.

Zusätzlich zu den dokumentierten Tragbildern der Reibflächen einer Sechskantmutter DIN EN ISO 4032 – M12

– 10 auf der KSS 1 sind deren Reibstrahlen und Ausnutzungsgrade bezogen auf die Mindeststreckgrenze der Schraubenbolzen in Abb. 8 aufgetragen. Dabei ergeben sich durch die Versuchssystematik bei zunehmender Ausnutzung (Vorspannkraft) eine abnehmende Anzahl an Versuchen, zusammen mit einer abfallenden statistischen Signifikanz. Da es sich bei allen Versuchen um Stichproben handelt, hängt deren Aussagekraft – statistische Signifikanz – entscheidend von der Versuchsanzahl ab. Anders ausgedrückt kann für kleine Probenanzahlen ungenauer unterschieden werden, ob eine Beobachtung zufällig eingetreten ist oder ob sie auf die Grundgesamtheit zutrifft.

Abb. 8 Zuordnung der dokumentierten Tragbilder der Reibflächen an den Keilsicherungs-scheiben sowie den Muttern für ausgewählte Ausnutzungen

3.3.2 Vergleich der Auflagemomente und Auflagereibungszahlen

Die Notwendigkeit einer genauen Betrachtung der Reibstrahlen in Verbindung mit einer exakten Auswertung der Auflagereibungszahlen lässt sich durch Abb. 9 anschaulich belegen. Beispielhaft ist hierin das Auflagereibdrehmoment über der Vorspannkraft der Verschraubung einer Sechskantmutter DIN EN ISO 4032 – M12 – 8.8 auf der entfetteten Prüfleiste Typ HL dargestellt.

Für die Auswertung der Auflagereibungszahl nach DIN EN ISO 16047 [9] mittels Sekante, ergibt sich eine ausgewertete mittlere Auflagereibungszahl zu $\mu_b = 0,352$ (O). Wobei neben dem Koordinatenursprung als weiterer Stützpunkt der Sekante $\eta_{8,8} = 0,7$ gewählt wird, was in hinreichen-

der Näherung $0,75 \cdot F_p$ entspricht. Die so ermittelte Auflagereibungszahl erreicht bereits einen hohen Wert. Ab etwa $F_v = 30 \text{ kN}$ verlässt die Kurve des Erwartungswertes des Auflagereibdrehmoments ihre Linearität und nimmt progressiv zu. Über diesen Punkt hinaus steigt die Reibungszahl weiter deutlich an. Durch Anwendung der Tangentenmethode ergibt sich am Auswertepunkt eine tatsächliche Reibungszahl zu $\mu_b = 0,76 \approx 0,8$ (O). Zweckmäßig werden als Stützpunkte für die Tangente die Auswertepunkte $\eta_{8,8} = 0,6; 0,7$ und $0,8$ herangezogen. Die für Verschraubungen unrealistisch hohe tatsächliche Reibungszahl in der Auflage lässt sich anhand der dokumentierten Reibflächen belegen, wie beispielhaft die Abb. 10 dokumentiert. Diese weisen „Fresserscheinungen“ und Kaltverschweißungen

Abb. 9 Vergleich der Auswertung nach [8] mit Sekanten- und Tangentenmethode für Verschraubung Prüflaste Typ HL mit Sechskantmutter ISO 4032 – M12 – 8 bei $F = 37,77$ kN

Abb. 10 Fressen in der Auflage und der Versuchsmutter

auf, sodass hier nicht mehr von einer Reibungszahl im Sinne einer Gleitreibung auszugehen ist.

Die experimentell ermittelten Auflagereibdrehmomente und deren Einordnung in die Reibstrahlen sind entsprechend der Festigkeitsklasse in Abb. 11 sowie Abb. 12 verdeutlicht. Neben den Linienzügen der Erwartungs- und Einzelversuchswerte des Auflagereibdrehmomentes sind zudem die mittels Sekantenmethode entwickelten Reibzahlgeraden abgebildet. Die Linienzüge der Erwartungswerte

der Auflagereibdrehmomente sind annähernd linear, wobei sich für ISO 7093 – M12 – 200 erwartungsgemäß kleinere Auflagedrehmomente als für die Keilsicherungsscheiben ergeben (Abb. 11).

Bei den Linearitätsabweichungen im oberen Vorspannkraftbereich ist die abnehmende Anzahl der Einzelwerte zu berücksichtigen. Allerdings wird anhand der Tragbilder in Abb. 7 und Abb. 8 auch sichtbar, dass der gemessene Außendurchmesser mit steigender Ausnutzung zunimmt, was nicht zu steigenden Auflagedrehmomenten führt. Der gemessene Außendurchmesser überschreitet an den Schlüsselflächen partiell den minimalen Kopfaufgedurchmesser $d_{w,min}$. Von einer kreisrunden sowie vollflächigen Reibfläche ist in diesem Fall nicht mehr auszugehen, was ebenso eine Begründung für die auftretenden Nichtlinearitäten sein kann. Der weitgehend lineare Zusammenhang zwischen Auflagedrehmoment und Vorspannkraft – mit zunehmender Linearitätsabweichung bei hohen Ausnutzungen – wird auch für den Nenn Durchmesser M16 für die Festigkeitsklassen 8 und 10 der Mutter bestätigt.

Die in Abb. 13 vergleichend herangezogenen Scheiben ISO 7093 – M16 – 200 entziehen sich sowohl im Anlieferungszustand als auch mit planparallel geschliffener Oberfläche einer Auswertung im Sinne der Tab. 2. Jedoch ist anhand des charakteristischen progressiven Kurvenverlaufes eindeutig die im Anlieferungszustand gestanzte von der planparallelen Scheibe zu unterscheiden. Dieser Unterschied wird insbesondere durch das sukzessive Plandrücken der Wölbung gestanzter Scheiben erklärt [8].

Unabhängig von der Festigkeitsklasse der Mutter sind die Erwartungswerte der Auflagereibung für die KSS 1

Abb. 11 Auswertung nach der Sekantenmethode für Keilsicherungsscheiben und Scheiben ISO 7093 – M12 – 200 mit Sechskantmuttern ISO 4032 – M12 – 8

Abb. 12 Auswertung nach der Sekantenmethode für Keilsicherungsscheiben mit Sechskantmuttern ISO 4032 – M12 – 10

annähernd identisch ($\mu_b = 0,217 \approx 0,210$, Tab. 2). Dem entgegen nimmt mit höherer Festigkeitsklasse der Erwartungswert der Auflagerreibung für die KSS 2 geringfügig ab ($\mu_b = 0,181 > 0,131$, Tab. 2).

4 Zusammenfassung und Ausblick

Für eine ingenieurtechnische Anwendung der Keilsicherungsscheiben spricht mit den vorliegenden Untersuchungs-

ergebnissen nichts gegen eine Verwendung der Auflagerreibungszahl μ_b . Aufgrund der vorhandenen Radialrippen sowie der damit verbundenen nicht vollflächigen Auflage auf den Spitzen der Radialrippen unterscheidet sich der Reibmechanismus allerdings grundlegend von dem konventioneller, ebener und planer Auflagen. Die für verschiedene Ausnutzungen experimentell bestimmten Reibdurchmesser zentrieren sich unabhängig von der Ausnutzung des Schraubenbolzens stets etwas oberhalb des theoretischen Reibdurchmessers auf gleichbleibendem Niveau. Auch bei

Abb. 13 Auswertung nach der Sekantenmethode für Keilsicherungsscheiben, ISO 7093 – M16 – 200 sowie ISO 7093 – M16 – 200 (geschliffen) mit Sechskantmutter ISO 4032 – M16 – 8

Tab. 2 Auswertung der Auflagerreibungszahlen mittels Sekantenmethode

Garnitur	Sechskantschraube ISO 4017 – M12 × 70 – FK Sechskantmutter ISO 4032 – M12 – FK			
d	M12		M16	
FK	8.8	10.9	8.8	10.9
KSS 1	0,217	0,210	0,167	0,265
KSS 2	0,181	0,131	0,172	0,163
ISO 7093-1 – 12 – 200 ^a	0,124	– ^a	– ^c	– ^a
Prüfleiße Typ HL	(0,352) ^b	– ^a	– ^c	– ^a

^aUntersuchungen lt. Anwendungsbereich DIN EN ISO 7093-1 ausschließlich mit FK 8.8

^bnach Sekantenmethode (Tangentenmethode $\mu_b = 0,76$)

^cPrüfkraft nicht erreicht, Kaltverschweißen in den Auflageflächen

der für die Sicherungswirkung als maßgebend geltende Ausnutzung $\eta = 0,3 \dots 0,4$ [11–13] des Schraubenbolzens kann von einem hinreichend identischen tatsächlichen Reibdurchmesser wie für höhere Ausnutzungen ausgegangen werden. Die Auswertung einer Auflagerreibungszahl μ_b über das Auflagedrehmoment sowie den Reibdurchmesser mithilfe der Sekantenmethode darf daher zweckmäßig auch weiterhin Anwendung finden. Sie erlaubt eine überschlägige und praxisgerechte Einschätzung der durchschnittlichen Auflagerreibungsverhältnisse beim Einsatz eines drehenden Anziehverfahrens.

Gleichwohl ist zu ergänzen, dass die Auswertung über die Sekantenmethode mit einer genauen Betrachtung der Reibstrahlen einhergehen muss. Dies gilt für die Verwendung der Keilsicherungsscheiben sowie für die konventionelle Verschraubung auf ebenen Auflagen (Scheiben). Der genaue Blick auf die Reibstrahlen ist dem linearen Interpolationsansatz der Sekantenmethode mit ausschließ-

lich einem Stützpunkt der Vorspannkraft sowie dem Koordinatenursprung geschuldet. Insbesondere für eine hohe Ausnutzung der Montagevorspannkraft ist die zunehmende Nichtlinearität des Auflagedrehmoment-Vorspannkraft-Zusammenhangs zu berücksichtigen und weiter zu hinterfragen. Im Sinne einer besseren statistischen Absicherung sind hierfür weitere Untersuchungen notwendig. Zusätzlich muss eine Auseinandersetzung mit den sich ausbildenden Reibflächen sowie den sich ergebenden Reibdurchmessern für die Verwendung von Keilsicherungsscheiben aus rostfreien Stählen erfolgen, da bei diesen nicht von gehärteten Oberflächen der Radialrippen durch Vergüten auszugehen ist. Weitere Untersuchungen zur Darstellung der Reibstrahlen bei Mehrfachverschraubung von Keilsicherungsscheiben sind ebenso ausstehend.

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Interessenkonflikt C. Denkert, J. Ganschow und K.-M. Henkel geben an, dass kein Interessenkonflikt besteht.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

1. DIN EN ISO 898-1:2013-05 (2013) Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde. Beuth, Berlin
2. Junker G (1969) Kriterien für das selbsttätige Lösen von Verbindungselementen unter Vibration. Society of Automotive Engineers, Detroit
3. Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-14.4-705 (2014) Schraubenverbindungen mit Nord-Lock SP- und SPSS-Keilsicherungsscheibe zur Schraubensicherung. Deutsches Institut für Bautechnik, Berlin
4. Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-14.4-702 (2019) HEICO-LOCK Keilsicherungsscheiben zur Sicherung von Schraubenverbindungen. Deutsches Institut für Bautechnik, Berlin
5. Denkert C, Ulbrich D, Glienke R (2018) Zur Verwendung von Keilsicherungsscheiben für geschraubte Verbindungen im bauaufsichtlich geregelten Bereich. Stahlbau 87(10):1010–1018
6. Kloos K-H, Thomala W (2007) Schraubverbindungen – Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. Springer, Berlin, Heidelberg, New York
7. VDI 2230 – Blatt 1 (2015) Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubenverbindungen. Beuth, Berlin
8. Eberhard A, Schmidt T, Beyer S (2019) DSV-Information. Ermittlung des wirksamen Durchmessers D_b für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe
9. DIN EN ISO 16047:2005 + A1:2012 (2013) Verbindungselemente – Drehmoment/Vorspannkraft-Versuche. Beuth, Berlin (Deutsches Institut für Normung e. V.)
10. DIN EN ISO 7093-1:2000-11 (2000) Flache Scheiben – Große Reihe – Teil 1: Produktklasse A. Beuth, Berlin
11. P-FhAGP-1401-08 (2014) Gutachterliche Stellungnahme zur Erlangung einer allgemeinen bauaufsichtlichen Zulassung für Nord-Lock Keilsicherungsscheiben (Rostock)
12. Fraunhofer IGP (2020) Gutachterliche Stellungnahme zur Erlangung einer allgemeinen bauaufsichtlichen Zulassung für HEICO Keilsicherungsscheiben Typ HLB und HLS (Rostock)
13. Ibvm – Ingenieurbüro für Verbindungen im Metallbau (2018) Gutachterliche Stellungnahme – Experimentelle Untersuchungen zur Überarbeitung der allgemeinen bauaufsichtlichen Zulassung abZ-14.4-629 für Nord-Lock (Fredersdorf)