
VDI 2230-1:2015

Fehler, Anmerkungen, Verbesserungsvorschläge

von Fritz Ruoss
HEXAGON Industriesoftware GmbH
Fritz.Ruoss@hexagon.de

Die im November 2015 erschienene Ausgabe der VDI 2230 ist fast identisch mit der Ausgabe vom Dezember 2014. Eine Liste der Änderungen gegenüber der Ausgabe 2014 konnte ich nicht finden. So habe ich anhand meiner eigenen Fehlerliste überprüft, was korrigiert wurde.

Änderungen und Korrekturen in VDI 2230-1:2015

- S. 36 (R9): Berechnung von σ_{Sab} nach Gleichung (188)
- S. 102: Gleichung (211): „RS3“ geändert in „RS“ .
- S. 102: Gleichung (213) .. + 1,2 * P für mzu geändert in 2 * P.
- S. 122: Tabelle A9: 42CrMo4: $p_G = 300 \text{ N/mm}^2$ in **1300 N/mm²** geändert.
- S. 122: Tabelle A9: GJL-250 Wst-Nr. 0.6020 in **0.6025** geändert.
- S. 132: Beispiel B1: R2: Mindestklemmkraft von 103 N in 10^3 N geändert.
- S. 134: Beispiel B1: R8: $F_{S\text{max}}$ von 64 194 N in 66 194 N geändert.
- S. 155: Beispiel 4, R8: .. „nach Gleichung (178)“ in .. „nach Gleichung (163)“ geändert.
- S. 170: Beispiel B5: R11: mvorheff in meffvorh geändert.

Verbleibende Fehler und Anmerkungen zu VDI 2230-1:2015

S. 11: I, IB, Ibers, IBT ..

Übersetzungsfehler: Flächenträgheitsmoment = area moment of inertia (gyration=Rotation)

S. 35 (R8/1):

Zitat: $F_{S\text{max}} = F_{M\text{zul}} + \phi_{\text{en}} * F_{A\text{max}} - \Delta F_{V\text{th}}$

Besser: $F_{S\text{max}} = \max(F_{M\text{zul}}, F_{V\text{max}} + F_{S\text{Amax}} - \Delta F_{V\text{th}})$

Im Betriebszustand ist die Höchstlast $F_{S\text{max}} = F_{V\text{max}} + F_{S\text{Amax}} - \Delta F_{V\text{th}}$

Bei der Montage ist die Höchstlast $F_{S\text{max}} = F_{M\text{zul}}$.

S. 36 (R9/1):

Relevanter Querschnitt für σ_a ist A_0 statt A_S bei Dehnschaftschrauben und Hohlschrauben.

S. 37 (R10/3): $p_{\text{max}} = F_{M\text{Tab}}/A_{\text{pmin}} * 1,4$

Die erhöhte Flächenpressung gilt nur, wenn jede Schraube bis über die Streckgrenze hinaus angezogen wird, mithin der Anziehdrehwinkel und das Anziehdrehmoment für jede SV unterschiedlich sein kann. Das kann für jedes Anziehverfahren gelten, nicht nur für streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuertes. Wobei die Streuung von Zugfestigkeit und Streckgrenze bei Qualität 12.9 und 10.9 nur +15% beträgt, erst bei 8.8 und darunter +30% und mehr.

S. 37 (R12/2): $FK_{Qerf} = FQ_{max} / (q_F \cdot \mu T_{min}) + MY_{max} / (q_M \cdot r_a \cdot \mu T_{min})$

Die Anzahl der Trennfugen q_F und q_M ist eigentlich egal bei einer Einschraubenverbindung. Oder es müsste erläutert und skizziert werden, wie die Klemmteile verspannt sind.

$FK_{Qerf} = FQ_{max} / \mu T_{min}$, unabhängig von der Anzahl der Trennfugen. FQ wird schließlich bei Haftreibung zu 100% auf die nächste Trennfuge übertragen.

Eher müsste bei größerem Abstand der Querkräfte durch das dadurch entstehende Biegemoment (Klaffung) die Klemmkraft noch erhöht werden.

S. 50, 51, 52

Der Biegekörper muß die tatsächlichen Abmessungen berücksichtigen (meist prismatischer Biegekörper) und kann nicht als konisch-zylindrischer Druckverformungskörper der Schraubenverbindung angenommen werden.

S. 67 Gleichung (98): $\phi_{im}^* = n \cdot \dots$

Der Krafteinleitungsfaktor für die Axialkraft F_A ist hier nicht relevant.

S. 69 Tabelle 4

Zitat: „Der Abstand v ist immer positiv“

Dann muß der Abstand u auch immer positiv sein, da $u + v = cT$ (Länge Klemmfugenfläche).

Was ist bei Wechsellast F_A , z.B. Beispiel 4 (Pleuel)? Belastungsfall I im Rückhub, und Belastungsfall IV im Arbeitshub. Muß dann bei jedem Hub u und v vertauscht werden? Wieso kann nicht auch Punkt V auf der klaffgefährdeten Seite liegen? Oder kann Punkt U wahlweise Abstand u oder v zur Nullachse haben?

Die Tabelle ist überflüssig. Wenn die Schraubenachse und F_A auf derselben Seite zu der Schwerpunktachse 0-0 liegen, dann ist s_{sym} positiv, sonst negativ. Und U liegt auf der Seite von F_A .

S.88, Bild 33

Im Bild fehlt eine Begrenzung durch die Zugfestigkeit (F_M, R_m).

Für Schrauben 12.9 oder 10.9 wäre $R_{mmin} < R_{p0.2max}$.

Die in Bild 33 eingezeichnete Kurve trifft höchstens für Qualität 8.8 oder schlechter zu.

S. 88 (149)

Zitat: $\sigma_Z = 1/A_0 \cdot (F_{Mzul} + F_{SAmax} - \Delta F_{Vth}) + M_{Sbmax}/W_b$

Bei exzentrischer Last fehlt die Biegespannung durch M_B , und bei Betriebsbeanspruchung kann man F_{Mzul} durch F_{Vmax} ersetzen.

Zentrisch: $\sigma_Z = \max(F_{Mzul}/A_0, 1/A_0 \cdot (F_{Vmax} + F_{SAmax} - \Delta F_{Vth}))$

Exzentrisch: $\sigma_Z = \max(F_{Mzul}/A_0, 1/A_0 \cdot (F_{Vmax} - \Delta F_{Vth}) + \sigma_{SAb}$

Anmerkung: F_{SAmax}/A_0 sowie M_{Sbmax}/W_b ist in σ_{SAb} schon enthalten. Und Gleichung (186) ist zu erweitern, daß auch äußere Biegemomente M_B berücksichtigt werden, siehe S.95.

S. 88: (150):

Formel (150) ist überflüssig, es gilt (149)

S 90,91: F_{V1}

Mit der Formel für F_{V1} wird eine Vorspannkraft in der Verbindung nach der ersten Be- und Entlastung berechnet, welche laut (161) größer ist als die Montagevorspannkraft beim Anziehen!

S.91: (161)

Bei Zugbeanspruchung der Schraube gibt es keine Verfestigung. Höchstens durch Bruch einschnürung, was durch verminderten Querschnitt A_0 kompensiert wird. Eine Werkstoffverfestigung gibt es bei Druckbeanspruchung der Klemmstücke. Diese ist bereits berücksichtigt, wenn die Grenzflächenpressung größer ist als die Zugfestigkeit.

S. 95 (186)

Biegemoment M_B ist nicht berücksichtigt bei σ_{Sab} .

Und die Spannung im schwächsten Querschnitt (mit A_0 und W_{b0} statt A_S und W_S) soll berechnet werden (betrifft Taillenschrauben und Hohlgeschrauben)

Die Formel (186) mit Biegemoment $F_A \cdot a$ und zusätzlichem Biegemoment M_B müsste lauten:

$$\sigma_{Sab} = \phi_{tension} \cdot F_A / A_0 + \beta_P / \beta_S \cdot (F_A \cdot a - F_A \cdot s_{sym} \cdot \phi_{tension} + M_B (1 - \text{sign}(s_{sym}) \cdot \phi_{tension}) / W_{b0}$$

S. 96 (187, 188, 189)

Die Formeln (187), (188), (189) sind überflüssig.

S.99: Gleichung (201)

C_1 ist undefiniert für $s/d < 1,4$ sowie für $s/d=1,9$

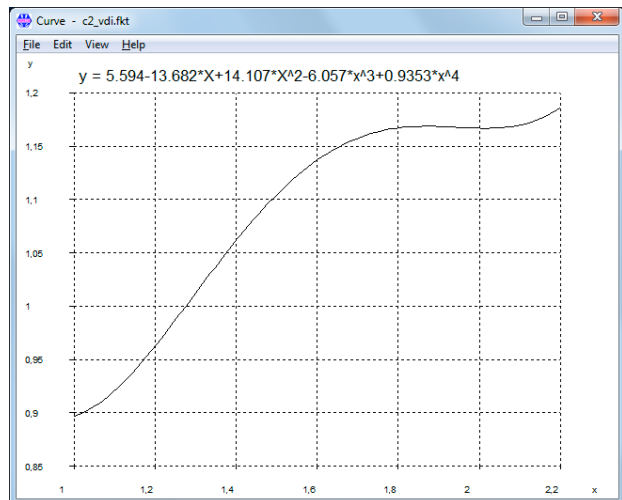
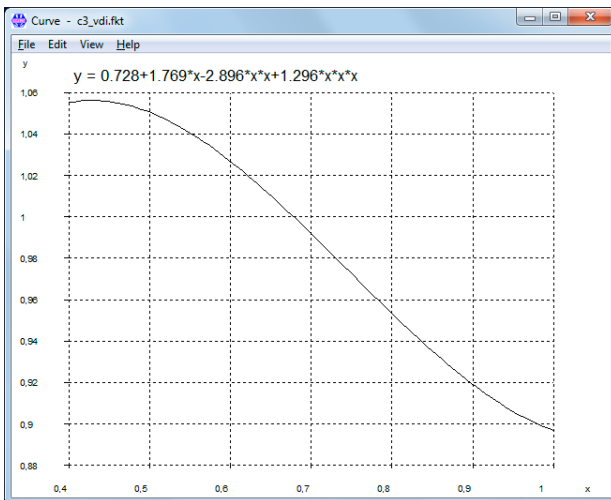
S.99: Gleichung (202)

$$C_3 = 0.728 + 1.769 RS - 2.896 RS^2 + 1.296 RS^3$$

Die Funktion hat ein Maximum bei 0.429, nicht bei 0.4. Ein Minimum ist bei $RS=1.061$

Der Geltungsbereich sollte lauten: 0.43 .. 1

Für $RS \leq 0.4$ gilt: $C_3=1.055$ (nicht $RS=0.4$).

**S.102: Gleichung (211)**

Die Polynomfunktion für Faktor C_2 ist nicht stetig.

S. 103: Gleichung (217)

$F_{Qres} = F_{Qmax} / q_F + M_{y_{max}} / (q_M \cdot r_a)$ mit q_F = Anzahl der kraftübertragenden Trennfugen

Die Querkraft nimmt zwischen den Trennfugen nicht ab, siehe auch S.37.

S. 130: Anhang B Berechnungsbeispiele:

In allen Berechnungsbeispielen wurde mit einem E-Modul der Schraube von 205000 MPa gerechnet. Der E-Modul der Schraubenwerkstoffe 8.8, 10.9 und 12.9 ist aber 210000 MPa bei 20°C. Laut Tabelle A10 (S.124) sind es sogar 211000 N/mm² für 1.5511.

S. 132: Beispiel B1: R3:

Zitat: „Wegen der relativ geringen Unterschiede zwischen dem Durchmesser der Kopfauflage ($d_w = 17,23$ mm) und dem Außendurchmesser in der Trennfuge ($D_{St}=25$ mm) ... wird vereinfacht mit mittlerem Auflagedurchmesser d_{wm} gerechnet“

Kommentar: Der „relativ geringe Unterschied“ ist „nur“ 45 % $(25-17,23)/17,23 * 100\%$. Die genau berechnete elastische Nachgiebigkeit beträgt $0,422E-6$ mm/N. Hier ist der relative Unterschied immerhin nur noch 16%.

Bei Berechnung nach VDI2230:1986 (mit Ersatzzylinder) ergibt sich $\Delta P = 0,39E-6$ mm/N. Das ist immer noch genauer als der Verformungskegel mit mittlerem Auflagedurchmesser.

Wenn man die elastische Nachgiebigkeit als ESV berechnet, erhält man für nach VDI 2230-1:2014 $\Delta P = 0,304 E-6$ (Fehler 38%) und nach VDI 2230:1986 $\Delta P = 0,39E-6$ mm/N (Fehler 8%). Bei der Berechnung nach VDI 2230:1986 gibt es keinen Unterschied für ESV und DSV.

Beim Auflagedurchmesser d_w der Kolbenstange ist außerdem die Fase nicht berücksichtigt, d_w dürfte zwischen 23 und 24 mm liegen.

S. 136: Anhang B: Beispiel 1: R11:

$\tau_{BM}/R_{mM}=0,657$, $\tau_{BS}/R_{mS}=0,62$

Dann wird $RS=0,985$. Wenn man die Gewindetoleranzen berücksichtigt, wird $RS>1$ (1,01), dann ist das Außengewinde kritisch.

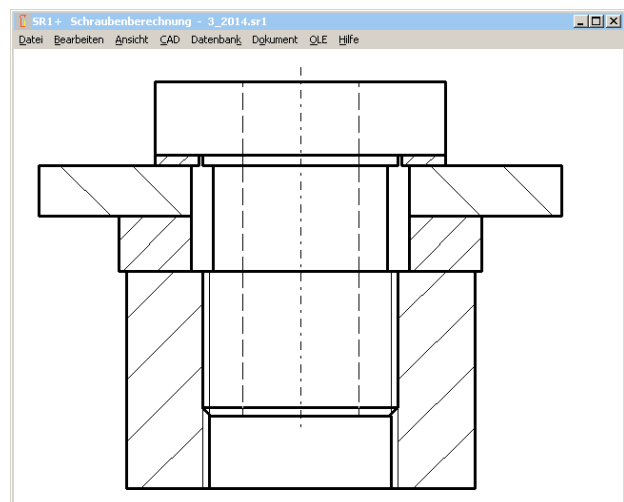
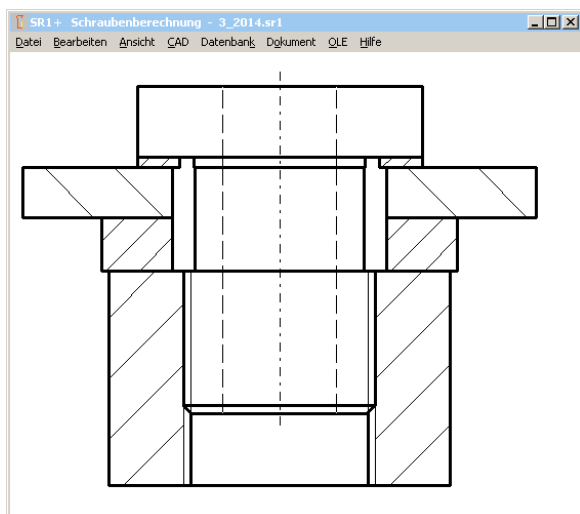
S. 138: Beispiel B2: R0:

Vorauslegung D: Spalte 3 von Tabelle A7 bei 100 000 N ist nicht Schraubengröße M16 sofern man die Festigkeitsklasse 10.9 wählt, sondern M18.

S. 143: Beispiel B3:

Zeichnung: Der kleinste Schraubenquerschnitt wird mit d_0 berechnet. Auf der Zeichnung ist der kleinste Schaftdurchmesser der Schraube aber viel kleiner als d_0 . Die Scheibe hat 4mm Luft.

Vielleicht ist auch nur die Bemaßung falsch, und d_0 sollte der kleinste Schaftdurchmesser der Schraube sein. Und der als d_0 bemaßte Absatz am Schraubenkopf $d = 27$ mm.



S.142,143: Anhang B, Beispiel 3:

Bei $d_w=36$ in der Kopfauflage und $d_w=48$ in der Mutterauflage (relativ geringer Unterschied 33%) ist die Verbindung als DSV zu berechnen (gleich wie Beispiel B1).

S.144: Anhang B, Beispiel 3:

$\Delta i = (I_1+I_2+I_3)/ES/(A_0-A_{Bohrung})$

A_0 falsch, da unterschiedliche Durchmesser für d_1, d_2, d_3

S.145 Anhang B, Beispiel 3: Verformungskegel

Im gleichen Fall wie hier wurde in Beispiel 1 der Ersatzkegelwinkel ϕ als DSV berechnet, mit einem mittleren Auflagedurchmesser d_{wm}

S.147 Anhang B: Beispiel 3: R10 Flächenpressung

$A_p = \pi/4 \cdot (36^2 - 29^2) = 357 \text{ mm}^2$

$p_{Mmax} = 140300 \text{ N} / 357 \text{ mm}^2 = 393 \text{ N/mm}^2$

$S_p = 1.8$

S.147 Anhang B: Beispiel 3: R10 Flächenpressung

Falsch: Tabelle A9: $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$

Richtig: Tabelle A9: $p_G = 1300 \text{ N/mm}^2$ für 16MnCr5

S.147: Anhang B: Beispiel 3: R11 Einschraubtiefe

Die verwendete Formel für RS gilt nur für gleiche Scherfestigkeitskoeffizienten von Schrauben- und Mutterwerkstoff. τ_{BS}/R_m von 8.8 ist aber 0,65 und τ_{BM}/R_m von 16MnCr5 ist 0,85 laut Tabellen in VDI2230-1:2014. RS ist dann nicht 1,52, sondern 2,0.

Da mit dem falschen RS weitergerechnet wurde, sind die nachfolgenden Rechnungen auch falsch.

S. 147: R11

Falsch: Die Berechnung ist mit den Gleichungen (200), (210) und (212) weiterzuführen.

Richtig: Die Berechnung ist mit den Gleichungen (201), (211) und (213) weiterzuführen.

S.148: Fehler in Anhang B: Beispiel 3: R11 Einschraubtiefe

Zitat: „wobei für die Hohl schraube gilt: $R_{m,max} \cdot A_S = F_{Mzul}$ “

Wie? $R_{m,max} \cdot A_S = F_{Mzul}$? Wie geht das?

Für Hohl schrauben ist mit A_0 statt A_S zu rechnen, aber nicht mit F_{Mzul} .

$R_{m,max} \cdot A_0 = 830 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,2 \cdot 251 \text{ mm}^2 = 250 \text{ kN}$

Das ist fast doppelt so viel wie F_{Mzul} .

Daß als Folgefehler eine viel zu kleine Mindest einschraubtiefe herauskommt, ist natürlich klar.

Ohne den Zuschlag von $1,2 \cdot P$ wären es nur 4,8 mm, gerade mal zwei Gewindegänge.

Hier die richtigen Ergebnisse

$m_{effmin} = 8,0 \text{ mm}$ (statt 4,8 mm) mit $R_{m,max} \cdot A_0 = 250 \text{ Nm}$ und $C_2 = 1,16$ aus $RS = 2,0$

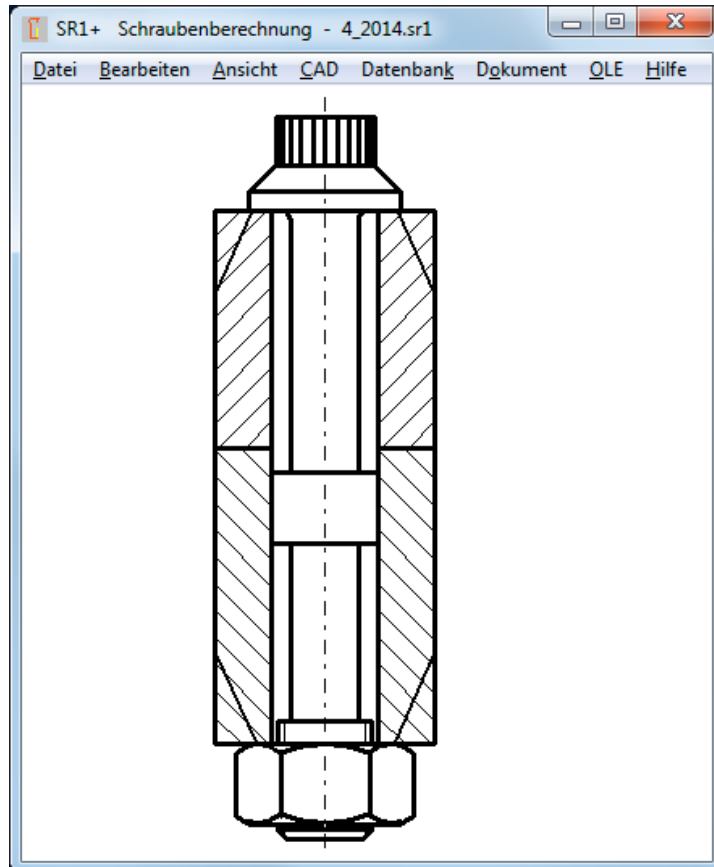
$m_{gesmin} = m_{effmin} + m_{zu} = 8 + 2 \cdot 2 = 12,0 \text{ mm}$

In Gleichung (213) wurde m_{zu} zwar von $1,2 \cdot P$ in $2,0 \cdot P$ geändert, aber im Berechnungsbeispiel wird weiterhin mit der alten (falschen) Formel gerechnet.

S. 149: Beispiel B4:

Konstruktionsfehler: Die Paßfläche der Schraube trifft nicht die Trennfläche. Entweder muß die Schraube umgekehrt (mit Schraubenkopf pleuelseitig) eingebaut werden, oder die Schraubenabmessungen sind zu ändern.

Außerdem wäre für diese Anwendung ein Feingewinde zu empfehlen.



S.149: Fehler in Anhang B: Beispiel 4: Ausgangsbedingungen

Zitat: "auf eine Zugfestigkeit von 900 N/mm² vergüteter Stahl Cq 45 gewählt"
Cq45 kann man nicht auf 900 N/mm² vergüten. +QT: 700-850 N/mm² bei t<8mm

S.150: Beispiel 4: R1 Bestimmung des Anziehungsfaktors alphaA

Zitat: Die Schraube wird drehwinkelgesteuert angezogen. Gemäß Tabelle A8 beträgt der Anziehungsfaktor alphaA=1.

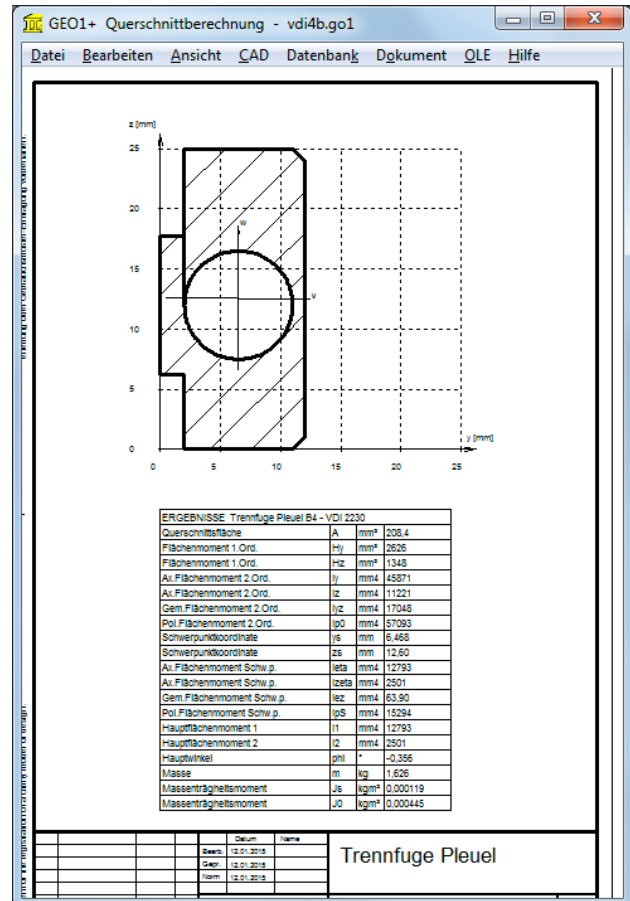
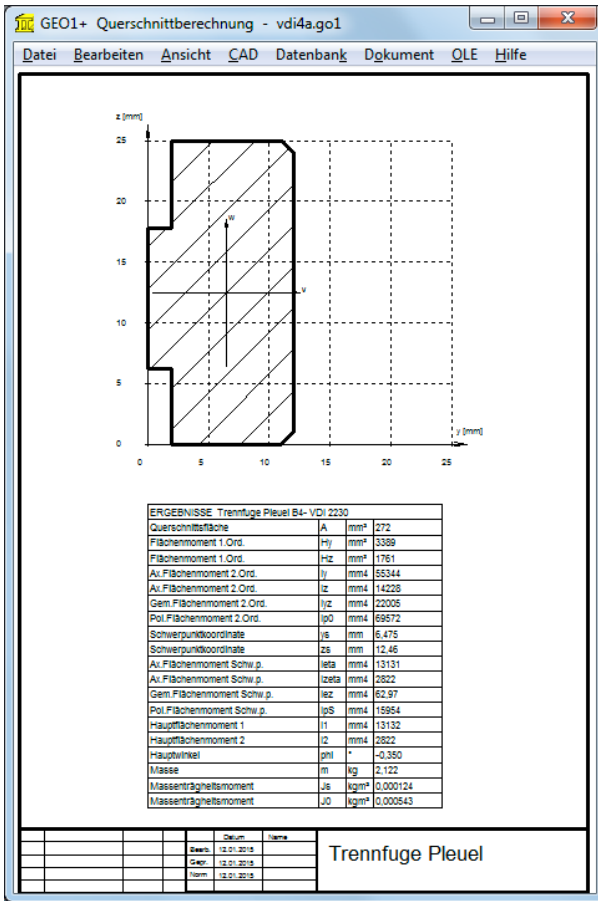
Falsch: Gemäß Tabelle A8 beträgt der Anziehungsfaktor alphaA 1,2 bis 1,4.
alphaA=1 gibt es gar nicht. Dies ist der theoretische Idealfall ohne Streuung und ohne Reibungstoleranzen.

S. 152: Beispiel B4: R2

Die Ermittlung der Gesamtfläche ergibt $A_{ges} = 12 \cdot 25 = 300 \text{ mm}^2$, nicht 272 mm^2 .

Oder wurden hier die genauen Abmessungen verwendet? Falls ja, sollten diese auch für IBT verwendet werden, weil hier die verminderte Länge in 3. Potenz eingeht.

$$IBT = b \cdot c^3 = 3600 \text{ mm}^4$$



Abmessungen berechnet mit GEO1+: $IBT = 2822 \text{ mm}^4$

S. 153: Beispiel B4, R3: Berechnung von deltaP

Die Auflagedurchmesser von Schraube und Mutter sind unterschiedlich (12,3 und 11,6mm), deshalb sind auch die Verformungskegel unterschiedlich.

$$\text{deltaP} = 1,407 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

S. 153: Beispiel B4: Biegekörper

Für die Biegenachgiebigkeit wird ein Ersatzträgheitsmoment berechnet mit einem prismatischen Biegekörper an der Trennfuge (korrekt), und anschließenden konischen Hülsen aus dem Verformungskegel (falsch). Der Querschnitt des Biegekörpers (Pleuel) ist genau umgekehrt in der Trennfuge am geringsten und wird zu Schraubenkopf und Mutter hin größer.

S.155: Beispiel 4, R8:

$$FV1 = 31\,467\text{ N}$$

Dann ist die Vorspannkraft nach der ersten Belastung größer als die Montagevorspannkraft F_{Mzul} von 26 444 N! Wenn man annimmt, daß die Torsionsspannung vollständig abgebaut wurde, verbleibt $\sigma_0 = (FV1 + F_{SA})/A_0 = (31467\text{N} + 490\text{N}) / 26.6\text{mm}^2 = 1201\text{ N/mm}^2$. Die Streckgrenze der Schraube ist aber nur 1100 N/mm^2 !

S.156: Beispiel 4, R8:

Zitat: Die SV genügt den Anforderungen.

Falsch: Es sollte in R8 aber nicht die Restklemmkraft, sondern die Betriebsbeanspruchung $\sigma_{red,B}$ ermittelt werden. Und diese genügt den Anforderungen nicht.

Da wurde wohl vergessen, die Sicherheit gegen Fließen zu berechnen.

$$\sigma_0 = F_{Mzul}/A_0 + \sigma_{Sabmax} = 26442 / 26,6 + 61 = 1055\text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = M_G/W_p = 363\text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red,B} = 1102\text{ N/mm}^2 \text{ (mit } k_{\tau}=0,5)$$

$$SF = R_{p0,2} / \sigma_{red,B} = 1100 / 1102 = 0,998$$

S. 157: Beispiel 4, R9, σ_{SAbo} :

Das Biege-Widerstandsmoment im schwächsten Querschnitt muß mit $d_T = 5,82\text{ mm}$ statt mit $d_S = 6,827\text{ mm}$ und mit $A_0 = \pi/4 \cdot d_T^2$ statt A_S ermittelt werden.

Dann wird $\sigma_{SAbo} = 62\text{ N/mm}^2$

S. 157/158: Beispiel 4, R10:

Zu Faktor 1,4 bei p_{max} siehe Anmerkung S. 37

Zu Grenzflächenpressung von Cq45 siehe Anmerkung S. 149

Was fehlt in Beispiel 4:

Der Arbeitshub mit Druckkraft auf das Pleuel wird nicht berücksichtigt ($F_{Amin} = -5000\text{ N}$), ebenso nicht der Einfluß der erhöhten Arbeitstemperatur im Verbrennungsmotor.

S. 161: Anhang B: Beispiel 5: R2:

Zitat: Für den das Verformungsverhalten beeinflussenden Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers $D'_{A,I}$ ist der Materialbereich bis zur Zylindermitte zu beachten. Somit gilt:

$$D'_{A,I} = 2 \cdot r_s = D_{ST} = 175\text{ mm}$$

Anmerkung: Das Verformungsverhalten der Schraubenverbindung wird vom Materialbereich in Zylindermitte sicher nicht beeinflußt. Der Abstand zum Außenrand ist $r_x = 17,5\text{ mm}$ und zur nächsten Schraubenbohrung $r_y = 14,65\text{ mm}$. Dann ist „ $D'_{A,I}$ “ höchstens etwas größer als $2 \cdot r_x = 35\text{ mm}$.

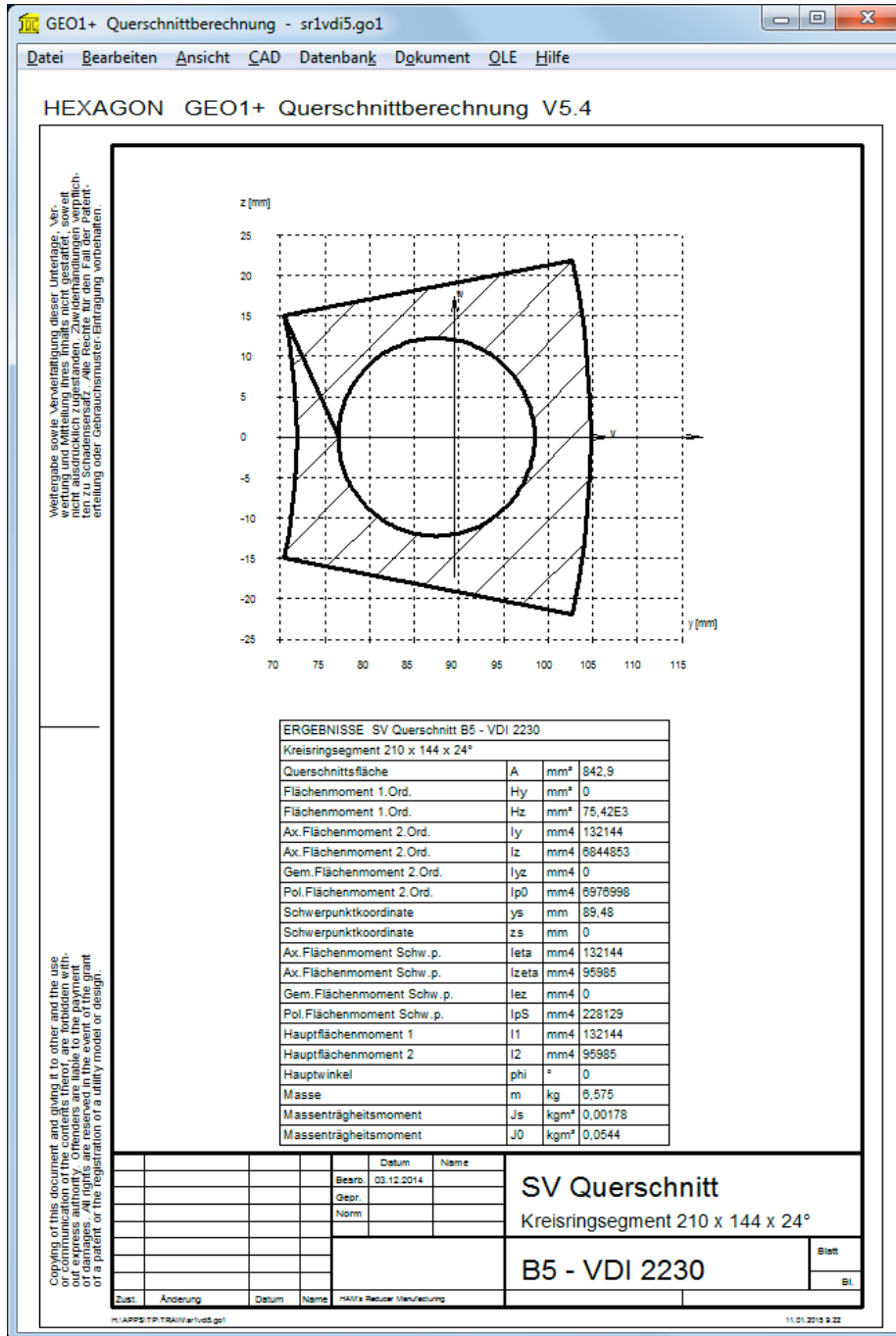
S. 162: Anhang B: Beispiel 5:

Nachrechnung: $ssym$ ist nicht $-1,7$ mm, sondern $+1,98$ mm. Auch in Bild B7 ist $ssym$ positiv.

Die Überprüfung der Vorzeichenregelung entspricht nicht Fall II, sondern Fall I.

Mit den Ersatz-Verformungskegeln der Schraubenverbindung kann man keine Biegung berechnen, entscheidend ist hier das Widerstandsmoment des Biegekörpers in der Trennfuge, und nicht das Flächenträgheitsmoment des Druckverformungskegels der Schraubenverbindung.

Mit GEO1+ kann man den Schwerpunkt und $ssym$, den „Abstand der Schraubenachse von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers“ berechnen.



Die Koordinaten der Trennfläche wurden angegeben mit $ri=72$ mm, $re=105$ mm, $\alpha = 24^\circ$, $rS=87,5$ mm und $dh=22$ mm. GEO1+ berechnet $ys=89,48$ mm. Dann ist $ssym = ys - rS = 89,48 - 87,5 = 1,98$ mm, $u = ys - ri = 89,48 - 72 = 17,48$ mm und $v = re - ys = 15,48$ mm. Das axiale Flächenträgheitsmoment um die y-Achse ist $Izeta = IBT = 95985$ mm⁴.

S. 163

R3: ΔM ist nicht $0,104E-6$, sondern $0,102E-6$ mm/N

S. 164

lers = $5,93E-8 * 205000 * \pi / 64 * 16,93^4$ ergibt nicht 48,7, sondern 49,0 mm

S. 168: R8

Zitat: $\sigma_{zmax} = F_{Smax} / A_S = 780,3$ N/mm²

Anmerkung: Bei σ_{zmax} ist die Biegespannung nicht berücksichtigt. Da diese gleich wie die Schubspannung in der Außenfaser ihr Maximum hat, muß sie bei der Vergleichsspannung berücksichtigt werden.

Korrekt: $\sigma_{zmax} = F_{Mzul} / A_s + \sigma_{Sab} = 190000 / 245 + 35,6 = 811$ N/mm²

$\sigma_{red,B} = 841$ N/mm²

SF = 1,12

Anmerkung: Wenn man mit F_{Vmax} statt F_{Mzul} rechnet, ergibt $\sigma_{zmax} = 786$ N/mm²

S. 170: Beispiel B5:

R11: RS ist mit τ_M / τ_S statt mit R_{mM} / R_{mS} zu berechnen, weil $\tau_{BM} / R_{mM} = 0,8$ und $\tau_{BS} / R_{mS} = 0,62$ unterschiedlich sind. Richtig ist $RS = 0,79$

S. 170: Beispiel B5: R11:

Die verwendete Innensechskantschraube läßt laut EN ISO 4762:2004 an der Kuppe ein unvollständiges Gewinde $u \leq 2P$ zu. Zusammen mit $1 * P$ für das Innengewinde ist der Zuschlag zur Einschraubtiefe dann $m_{zu} = 3 * P$. Mit $m_{effvorh} = m_{vorh} - 3 * P = 17,5$ mm folgt: $m_{effvorh} < m_{eff}$. Eine detaillierte Berechnung gemäß Abschnitt 5.5.5 ist damit notwendig.

Der berechnete Wert ist mit Nennmaßen für d und D_2 : $m_{eff} = 18,2$ mm. Bei Berücksichtigung der Gewindetoleranzen:

6H/6h: $m_{effmin} = 18,6$ mm

6H/6g: $m_{effmin} = 18,9$ mm

6H/6e: $m_{effmin} = 19,2$ mm

Was fehlt in VDI 2230-1:2015 ?

Eine Tabelle der Schraubenwerkstoffe mit Zugfestigkeit, Streckgrenze, Toleranz von Streckgrenze und Zugfestigkeit, E-Modul, Scherfestigkeit, Temperaturkoeffizienten, Bruchdehnung.