

International Conference on
COMPUTER INTEGRATED MANUFACTURING
Internationale Konferenz über
RECHNERINTEGRIERTE FERTIGUNGSSYSTEME
Zakopane, March 24-27 1992

Andrzej KRUKOWSKI

Lehrstuhl für Grundlagen der Maschinenkonstruktionen
Militär-Technische Akademie, Warszawa, Polen

DIE BESTIMMUNG DER LEBENSDAUER VON DREHMECHANISMUS-GETRIEBE DES
M250H EINGEFÄßBAGGERS MIT KOMPUTERUNTERSTÜTZENDEN ERMÜDUNGSBERECH-
NUNGEN

Zusammenfassung. In der Arbeit wurde die Bestimmung der Lebensdauer des Drehwerksantriebes eines Eingefäßbaggers M250H auf Grund der Zahnradberechnungen mit der Berücksichtigung des Beanspruchungsverlaufes und der Schadensakkumulation besprochen.

1. Anleitung

Das Hauptkriterium im Baggersentwerfen ist die möglichst große Ergiebigkeit. Diese wird meistens durch das Abkürzen der Zeitdauer des Arbeitsvorganges des Drehwerkes erfüllt. Dieses Abkürzen veranlasst aber in den Antriebsanlagen größere Beanspruchungen, welche die Schädigungen beschleunigen, was die Betriebsuntersuchungen bewiesen [5]. Die Zahnradgetriebe des Drehwerkes erwies sich in diesen Untersuchungen als das schwächste Glied des Baggers.

Obenerwähnte Umstände zwangen zu verschiedenen analitischen und experimentellen Forschungsarbeiten, um Lebensdauer-Einflussfaktoren und Berechnungsmethoden besprochenen Anlagen kennenzulernen.

Die vorliegende Berichterstattung stellt einen Teil dieser Forschungen dar, in dem die Lebensdauer-Berechnungsmethode auf Grund komputerunterstützten Ermüdungsberechnungen der Zahnräder des Getriebes eines M250H Eingefäßbaggers besprochen wird. In den Berechnungen wurden die in Betrieb dieses Baggers ausgeführte und statistisch bearbeitete Meßergebnisse der Getriebebelastungen benutzt.

2. Beschreibung des Forschungsobjekts und der Getriebebelastung

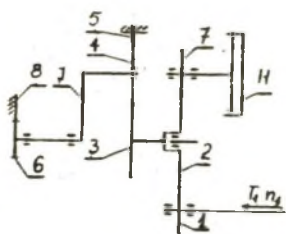


Abb. 1.

Das untersuchte Zahnradgetriebe nach Schema auf Abb.1. besteht aus 2 Stufen mit geradverzahnten Stirnräder. Das Rad 2 der ersten Stufe treibt parallel das Rad 7 der mechanischen Hilfsbremse. Zweite Stufe wird als Umlaufgetriebe mit 3 Satelliten entworfen. Alle Zahnräder besitzen den gleichen Modul 4,5mm, sind korrigiert und modifiziert. Sie wurden aus legierter Stahl 17HGM angefertigt bis 60 ± 62 HRC einsatzgehärtet und geschliffen. Die detaillierte Beschreibung der Zahnradparameter und anderen Getriebeelementen ist in [5] dargestellt.

Die glaubwürdige Ergebnisse der Lebensdauerbestimmung des Getriebes verlangen eine Berücksichtigung in den Zahnradberechnungen das Belastungsspektrum. Dafür wurden die Drehmomentsverläufe an der Abtriebswelle des Getriebes in 18 Varianten des Baggersbetriebes gemessen. Ein Beispiel dieses Verlaufes in einem Arbeitsvorgang stellt Abb.2. vor. Wie es zu sehen ist, es ist eine zyklische Belastung und erscheint in jedem Arbeitsvorgang eine Richtungsänderung. Der Belastungsvorgang charakterisiert sich auch in seinen Anlauf- und Bremsphasen durch starke kurzdauernde Überlastungen und länger auftretende Beanspruchungen unterhalb der Ermüdungsgrenze.

Auf der Grundlage der gemessenen Momentsverläufe wurde das zu 7. Belastungsstufen reduzierte Blockspektrum als Belastungshistogramm geschäft. Es wird reihenweise nach abnehmenden Werte als Funktion des Häufigkeitsverhältnisses $\Phi = \frac{n_j}{\sum n_j}$ gestellt, was Abb.3. zeigt.



Abb. 2.

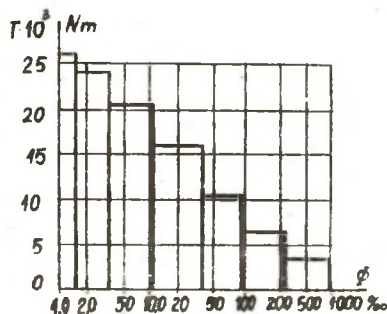


Abb. 3.

3. Methodik und Ergebnisse der Ermüdungsberechnungen der Zahnräder

Wie es in Betriebsuntersuchungen festgestellt wurde, die Lebensdauerabnahme des Getriebes wurde hauptsächlich durch beschleunigte Zahnraderschädigung, besonders des Zentralrads der Umlaufstufe (Rad 3. in Abb.1), veranlasst. Die Lebensdauer des Getriebes ist daher mittels Analyse von Ergebnissen der Dauerfestigkeitsberechnungen des Zahnradpaars 3. und 4. (Abb. 1.) bestimmt.

Die Berechnungen sind gemäß des Rechnersprogramms WTR1D durchgeführt, welches in der Lehrstuhl für Grundlagen der Maschinenkonstruktionen WAT (Militär-Technische Akademie in Warszawa) bearbeitet wurde. Die Programmalgorithmen waren an ISO/DIS 6336 [3, 6, 7] und ANSI-AGMA 2003-A86 [8] Normen gestützt und sind zusätzlich mit Halbachshypothese von Schädigungsakkumulation ergänzt [2].

Die Zuverlässigkeit des Getriebes bestimmen die Sicherheitsfaktoren der Zahnbiegung $S_F = \sigma_{Flim} / \sigma_F$ und der Flankenpressung $S_H = \sigma_{Hlim} / \sigma_H$. Hierin σ_F und σ_H sind die reduzierte Spannungen, σ_{Flim} und σ_{Hlim} - entsprechende Ermüdungsgrenzen bezüglich angenommener Lebensdauer des Getriebes. Die erwähnte Größen sind wie folgt berechnet:

$$\sigma_{Flim} = \sqrt[m_L]{\frac{N_{Flim}}{N_{FL}}} Y_{\delta} Y_R Y_x Y_{ST} \sigma_{Flim} \quad (1)$$

$$\sigma_{Hlim} = \sqrt[m_L]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HL}}} Z_R Z_V Z_L \sigma_{Hlim} \quad (2)$$

$$\sigma_F = \sqrt[m_k]{\frac{N_{Flim}}{N_{FK}}} Y_{\delta} Y_R Y_x Y_{ST} \sigma_{Flim} \quad (3)$$

$$\sigma_H = \sqrt[m_k]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HK}}} Z_R Z_V Z_L \sigma_{Hlim} \quad (4)$$

Hierin σ_{Flim} und σ_{Hlim} sind die Dauer-Biege- und Zahnflankenschwellfestigkeitswerte von Standard-Referenz-Prüfräder, N_{Flim} und N_{Hlim} - entsprechende basische Zahlen der Lastwechsel, N_{FL} und N_{HL} - Grenzlastwechselzahl bei geforderten Lebensdauer des Getriebes, N_{FK} und N_{HK} - Grenzlastwechselzahl betreffend den reduzierten σ_F und σ_H Spannungen, m_L und m_k - Wöhlerdiagrammexponente, gleich a_F oder a_H im Zeit- und b_F oder b_H im Dauerschwingfestigkeitsgebiet. Die Zahlwerte der Wöhlerdiagrammeparameter für berechneten Zahnräder stellt Tafel 1 dar.

Tafel 1

Parameterzahlwerte der Wöhlerdiagramme für Zahnrädern (nach [6,7,8])

Biegeschwellfestigkeit				Flankenschwellfestigkeit			
σ_{Flim} MPa	N_{Flim} $\times 10^6$	a_F	b_F	σ_{Hlim} MPa	N_{Hlim} $\times 10^6$	a_H	b_H
380	3,0	9,0	30,0	1600	50,0	12	42

Weitere Faktoren berücksichtigen nach ISO-Berechnungsmethode verschiedene Einflüsse, wie Spannungskonzentration (Y_{ST}), Kerbempfindlichkeit (Y_{σ}), Oberflächenrauigkeit (Y_R, Z_R), Dimensionen (Y_X), Ölviskosität (Z_L), Umfangsgeschwindigkeit (Z_V).

Die in Gleichungen (3) und (4) auftretende Lastwechselzahl N_{FK} und N_{HK} wurden nach Haibachshypothese wie folgt bestimmt:

$$\frac{N_{Flim}}{N_{FK}} = \sum_{i=1}^{k1} \left[\frac{\sigma_{Fi}}{Y_{\sigma} Y_{ST} Y_X Y_{FK} \sigma_{Flim}} \right]^{a_F} \bar{\Phi}_i + \sum_{l=1}^{k2} \left[\frac{\sigma_{Fl}}{Y_{\sigma} Y_{ST} Y_X Y_{FK} \sigma_{Flim}} \right]^{b_F} \bar{\Phi}_l \quad (5)$$

$$\frac{N_{Hlim}}{N_{HK}} = \sum_{i=1}^{k1} \left[\frac{\sigma_{Hi}}{Z_R Z_V Z_L \sigma_{Hlim}} \right]^{a_H} \bar{\Phi}_i + \sum_{l=1}^{k2} \left[\frac{\sigma_{Hl}}{Z_R Z_V Z_L \sigma_{Hlim}} \right]^{b_H} \bar{\Phi}_l \quad (6)$$

Hierbei σ_{Fi} und σ_{Hi} sind berechnete Spannungen im Zeitschwingfestigkeitsgebiet für einzelnen (von $i=1$ bis $i=k1$) Stufen des Belastungsdiagramms (Abb. 3), ähnlich σ_{Fl} und σ_{Hl} betreffen Spannungen in Dauerschwingfestigkeitsgebiet für entsprechenden Belastungsstufen (von $l=1$ bis $l=k2$), $\bar{\Phi}_i$ und $\bar{\Phi}_l$ sind richtige Anteile des Häufigkeitsverhältnisses in den i und l Gebieten.

In Berechnungen verlangte man eine gute Fertigungsstellung und Bearbeitungsqualität der Zahnräder, was sich mit höheren angenommenen Werten der Festigkeitsgrenzen bildet. Es wurden auch wechselnde Ermüdungsbeanspruchungen der Zähne als Ursache der Drehversion der Räder berücksichtigt. Die Spannungswechselzahlen N_{FL} und N_{HL} wurden für geforderten Lebensdauer des Baggers $T_r = 8000$ h mit folgenden Voraussetzungen berechnet: die Zeit der Drehwerkarbeit beträgt 70% der Arbeitszeit des Baggers, was, bei der Zeit eines Umdrehungsspiels des Baggersaufbau mittels $T_z = 30$ s, den Umdrehungszahlen $N_u = 672 \cdot 10^9$ entspricht; die Zeit, in der das Getriebe belastet wird, wurde nur zu Anlauf- und Bremsphasen beschränkt und deswegen bis zu $T_g = 9$ s in einzelnen Umdrehungsspiel reduziert; die Aufnahme gleichförmig beschleunigter und verzögerter Bewegung in diesen Phasen legte die mittlere Drehgeschwindigkeit $n = 800 \text{ min}^{-1}$ der Antriebswelle des Getriebes in den Berechnungen der Lastwechselzahlen N_{FL} und N_{HL} zu Grunde.

Die Berechnungsergebnisse für Zentralrad der Umlaufsstufe des Getriebes sind beispielweise in Tafeln 2. und 3. und graphisch in Abbildung 4. dargestellt.

Tafel 2

Berechnungsergebnisse für einzelnen Belastungsstufen

Belastungsstufe	Umfangskraft $\times 10^5$ N	Häufigkeits- Verhältniss $\xi = \frac{n_j}{D \cdot j} \cdot 100$ %	Spannungen MPa	
			σ_{Fj}	σ_{Hj}
1	43,1	0,15	979,4	2379
2	40,0	0,24	864,3	2239
3	34,2	0,85	776,5	2127
4	26,7	2,70	627,2	1920
5	18,0	5,90	449,4	1640
6	10,4	18,56	299,5	1362
7	4,5	71,60	168,9	1059

Tafel 3

Berechnungsergebnisse mit Hilfe der angewandten Schadensakkumulation

Reduzierte Spannungen MPa		Ermüdungsgrenzen MPa		Grenzwech- selzahl $\times 10^6$		Sicherheitsfaktoren			
σ_F	σ_H	σ_{FLimk}	σ_{HLimk}	N_{FL}	N_{HL}	S_F	S_H	S_{Fat}	S_{Hel}
678,0	1586,0	691,0	1497,0	53,2	26,6	1,02	0,94	1,58	1,18

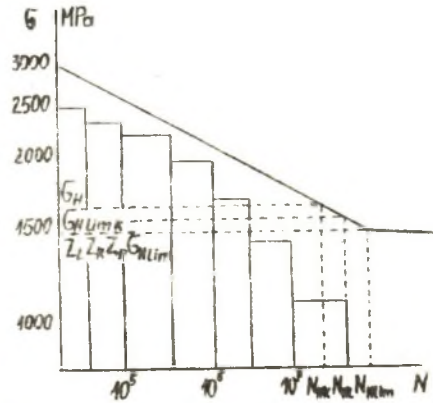
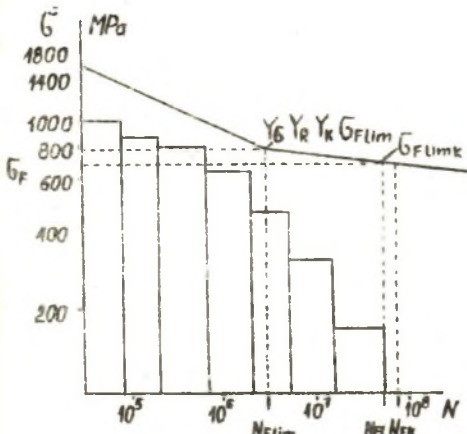


Abb. 4.

4. Erörterung der Ergebnisse und Folgerungen

Die Bestimmung der Lebensdauer von Baggersgetriebe auf Grundlage der Wertanalyse von Sicherheitsfaktoren verlangt die Anwendung der Wahrscheinlichkeitsrechnung. In einfacher Beabsichtigung kann man z.B. nach Dudley [1] bestätigen, daß bei $S_F \geq 1,5$ und $S_H \geq 1,2$ eine befriedigende Zuverlässigkeit zu erreichen ist. Diese Bedingungen in betrachtetem Getriebe erfüllen nur die Werte der statischen Sicherheitsfaktoren S_{Fat} und S_{Hst} . Die berechnete reduzierte Spannungen dagegen erreichen die Grenze der Ermüdungsfestigkeit der Zahnräder und deswegen keine Unstöranfälligkeit im Betrieb des Baggers zur Generalüberholung bis zu $T_r = 8000$ h versichert wird.

Es ist zu erwähnen, daß besprochene Rechnungsergebnisse ganz gut durch unabhängig ausgeführte Dauerversuchen des Getriebes bestätigt wurden [5].

SCHRIFTTUM

- [1] Dudley, D.N.: Gear Handbook. McGraw-Hill Book Comp., New York 1962.
- [2] Kocanda, S., Szala, J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1985.
- [3] Krukowski, A., Ozimowski, W.: Przekładnie zębate. Rozdział 1 w: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom IV. Pod red. M. Dietricha. PWN, Warszawa 1991.
- [4] Krukowski, A. i inni: Komputerowe wspomaganie projektowania i doskonalenia konstrukcji przekładni zębatach maszyn roboczych. Prace Naukowe CPBP 02.05, temat nr 02.12.02. Etapy I-IV. Realizacja-Wyniki-Wnioski. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [5] Płocharz, W.: Ocena trwałości przekładni mechanizmu obrotu koparek jednonaczyniowych. Rozprawa doktorska. WAT, Warszawa 1985.
- [6] Basic principles calculation of load capacity of spur and helical gears. ISO/DIS 6336/1-5.
- [7] Calculation of load capacity of spur and helical gears. Draft International Standard ISO/DIS 6336, 1990.
- [8] Rating the resistance and bending strength of generated gear teeth. ANSI/AGMA 2003-A86.

DURABILITY ESTIMATION FOR TURN MECHANISM TRANSMISSION OF SINGLE-BUCKET EXCAVATOR ON BASIC OF FATIGUE CALCULATIONS

Summary

This paper presents a durability estimation for a turn mechanism transmission of single-bucket excavator M250H in the required service life on basic of toothed wheels calculations allowing for a spectrum of duties and accumulation of fatigue failures.

OCENA TRWAŁOŚCI PRZEKŁADNI MECHANIZMU OBROTU KOPARKI JEDNONACZYNIOWEJ NA PODSTAWIE OBLICZEŃ ZMĘCZENIOWYCH

Streszczenie

W pracy przedstawiono ocenę trwałości przekładni mechanizmu obrotu koparki jednonaczyniowej M250H w wymaganym okresie eksploatacji na podstawie obliczeń kół zębatach z uwzględnieniem widma obciążeń i kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych.

Wpłynęło do redakcji w styczniu 1992 r.

Recenzent: Wojciech Cholewa