Erfolgreiche Schadensanierung Kraftwerk Ruppoldingen

Autor(en): **Simmen, W. / Annen, H. / Angehrn, R.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Wasser Energie Luft = Eau énergie air = Acqua energia aria**

Band (Jahr): **94 (2002)**

Heft 1-2

PDF erstellt am: **31.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-939603

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Erfolgreiche Schadensanierung Kraftwerk Ruppoldingen

W. Simmen, H. Annen, R. Angehrn, U. Weller

Kurzfassung

Das neue 23-MW-Kraftwerk Ruppoldingen wurde im November 2000 in Betrieb genommen. Die zwei Getriebeschachtturbinen mit einem Laufraddurchmesser von 5,9 m mussten jedoch auf Grund eines Totalausfalles beider Getriebe bereits im Frühjahr 2001 wieder abgeschaltet werden. Beide Maschinen befanden sich beim Schadenereignis innerhalb der Garantiefrist. Nach einem Unterbruch von sechs Monaten konnte im November/Dezember 2001 die Produktion mit beiden Maschinengruppen wieder voll aufgenommen werden.

Von der umgehend ins Leben gerufenen Task Force, bestehend aus Kraftwerksbetreiber (Atel), Turbinenlieferant (VA Tech Hydro), Getriebehersteller (Maag Gear) und unabhängigen Sachverständigen (Colenco und Allianz Zentrum Technik, München) wurden breit angelegte Schadenermittlungen vorgenommen. Die Schadenabklärung gestaltete sich anfänglich schwierig, und die Gründe für die beiden ähnlichen Schäden lagen nicht einfach auf der Hand. Nach umfangreichen Untersuchungen hat sich schliesslich herausgestellt, dass mangelnde Stabilität des Getriebegehäuses und eine ungenügende Ausrichtung der Zahnräder als Folge davon für den Schaden verantwortlich waren.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen hat Maag in der Rekordzeit von nur sechs Monaten zwei komplett neue, im Design entsprechend modifizierte Getriebe geliefert.

Nach umfangreichen Tests an Turbine und Getriebe wurde die Inbetriebsetzung bei der ersten Maschinengruppe am 3. November und bei der zweiten am 11. Dezember erfolgreich abgeschlossen. Die beiden 11,5-MW-Maschinen stehen somit für die kommerzielle Stromproduktion wieder voll zur Verfügung.

Die Inspektion des ersten Getriebes nach ungefähr 1000 Betriebsstunden ergab ein absolut gleichmässiges Tragbild an allen Zähnen des Hohlrades und, soweit überprüfbar, auch an den Planeten. Dies ist der Nachweis, dass die getroffenen Massnahmen erfolgreich waren.

Résumé

La nouvelle centrale de Ruppoldingen de 23 MW a été mise en service en novembre 2000. Les deux turbines immergées en chambre, avec un rotor de 5,9 m de diamètre, ont dû être débrayées une nouvelle fois au printemps 2001, en raison d'une défaillance complète des deux réducteurs. Les deux machines étaient encore sous garantie lors de la survenance du sinistre. Après une interruption de six mois, la production a pu reprendre avec les deux groupes de machines en novembre/décembre 2001.

Une équipe d'intervention a été constituée sur le champ, comprenant l'exploitant de la centrale (Atel), le fournisseur de la turbine (VA Tech Hydro), le fournisseur des réducteurs (Maag Gear), ainsi que des experts indépendants (Colenco et Allianz Zentrum Technik, Munich), afin d'évaluer l'étendue des dommages. La déclaration de sinistre devait s'avérer difficile dans un premier temps. Les causes de ces deux sinistres identiques n'étaient pas manifestes. Après des investigations complètes, il a pu être établi que la stabilité insuffisante du châssis du réducteur avait engendré un défaut d'alignement des roues dentées, lequel était à l'origine du sinistre.

Sur la base de ces nouvelles connaissances, Maag a pu livrer deux nouveaux réducteurs, dont la conception avait été revue, en un temps record de six mois seulement.

Après de nombreux essais sur la turbine et les réducteurs, la mise en service a pu s'achever le 3 novembre pour le premier groupe de machine et le 11 décembre pour le second. Les deux machines de 11,5 MW sont aujourd'hui totalement disponible pour la production commerciale d'électricité.

L'inspection du premier engrenage après environ 1000 heures de service révéla des surfaces de contact identiques aux dents de la couronne et ainsi par déduction aux planétaires. Ceci est la preuve que les mesures prises étaient appropriées.

Summary

This 23-MW power plant was commissioned in November 2000, but the two geared pit turbines with 5.9 m diameter runners had to be shut down again in spring 2001 after the total failure of both gear drives. The machines were still under guarantee when this damage occurred. After an interruption of six months, full production capability was attained again with both units in November and December 2001 respectively.

A comprehensive investigation was immediately undertaken by a task force comprising the plant owner (Atel), the turbine supplier (VA Tech Hydro), the gear drive manufacturer (Maag Gear), and independent experts (Colenco and Allianz Zentrum Technik, Munich). The reasons for these gear drive failures, with similar damage in each case, were not easily discernible. After detailed troubleshooting analysis, the cause was found in the end to be instability of the gear drive housing and inaccurate gearwheel alignment.

Based on these findings, Maag delivered two completely new gear drives with modified design in the record time of only six months.

After thoroughly testing the turbines and gear drives, unit no. 1 was successfully recommissioned on November 3, 2001 and unit no. 2 followed on December 11. Both these 11.5-MW aggregates are now fully available again for commercial power generation.

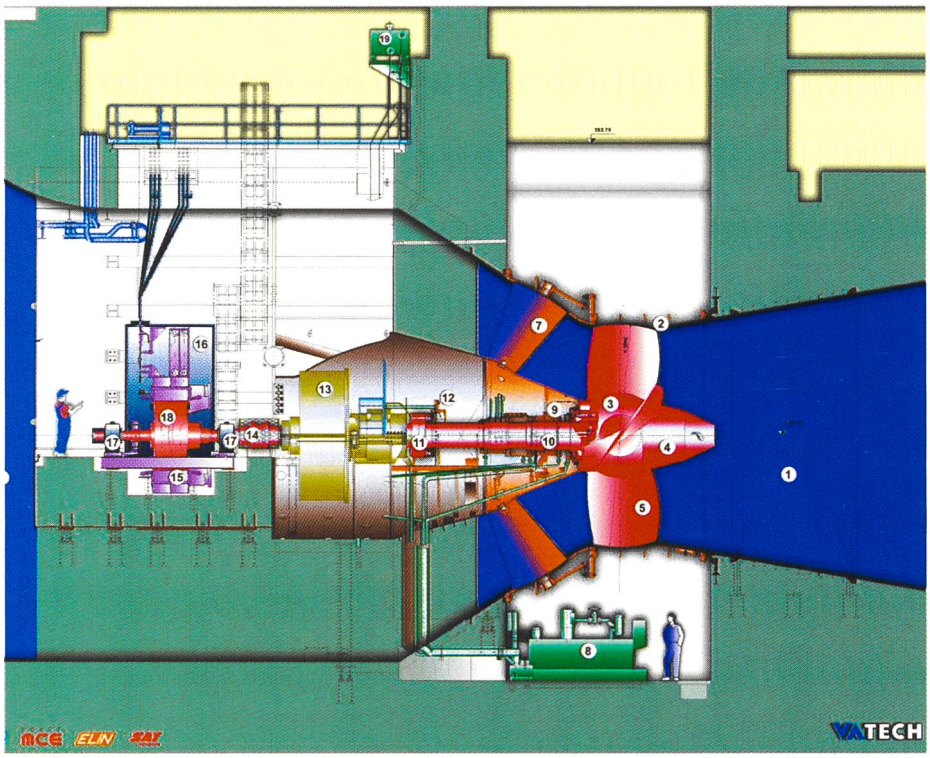
The inspection of the 1st gear after approx. 1000 operating hours showed a uniform tooth contact pattern on all annulus teeth and, as far as to be seen, on all planet teeth. This serves as a proof, that the right actions were taken.

Maschinenkonzept und Turbinenbeschreibung

Das an der Aare nahe bei Olten gelegene Kraftwerk Ruppoldingen betreibt seit November 2000 die zurzeit grössten zwei Schachtturbinen der Schweiz. Das Maschinenkonzept besteht aus einem verstellbaren, 4-schaufligen Laufrad mit 5,9 m Durchmesser und einer Leistung von je 11,5 MW. Der horizontale Wellenstrang wird durch ein Radiallager und ein kombiniertes Axial-/Radiallager geführt. Wegen der geringen Drehzahl ist aus wirtschaftlichen Überlegungen zwischen der Turbine und dem Generator ein Planetengetriebe eingebaut. Das einstufige Getriebe ist über einen Flansch starr mit der Turbinenwelle verbunden. Eine Zahnkupplung verbindet den Generator mit dem Planetengetriebe. Das Kombilager ist in diesem Getriebe integriert. Über einen Schacht sind Getriebe, Generator und Turbine (Bild 1) leicht zugänglich.

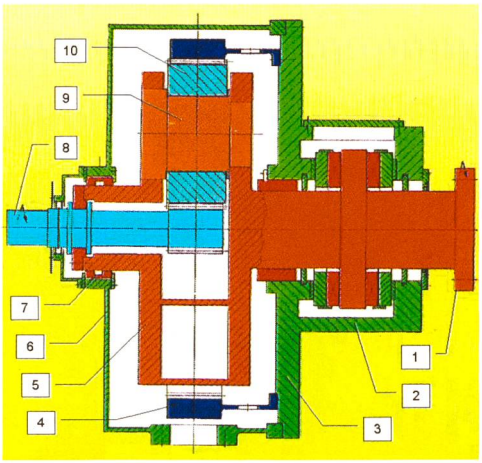
Das Planetengetriebe übersetzt die Drehzahl des Laufrades von 64 U/min auf die Generatordrehzahl von 600 U/min und besteht aus den getriebetypischen Komponenten (Bild 2): Gehäuse mit Hohlrad, drei Planeten und zentrales Sonnenritzel. Das Sonnenritzel ist frei und wird durch die umlaufenden Planeten zentriert. Das Getriebegehäuse ist einseitig am Turbinengehäuse befestigt.

Das Maschinenkonzept ist nicht neu und wurde früher beispielsweise in Wynau an der Aare und in Le Seujet an der Rhone bei Genf schon eingesetzt.



1 Saugrohr
2 Laufradmantel
3 Laufradnabe
4 Laufradservomotor
5 Laufradschaufeln
6 Einlauf
7 Leitschaufeln
8 Hydraulikaggregat
9 Turbinenführungslager
10 Turbinenwelle
11 Wellenverbindung
12 Mech. Überdrehzahlauslösung
13 Getriebe
14 Wellenverbindung Getriebe/Generator
15 Generatorstator
16 Generatorgehäuse
17 Generatorlager
18 Generatorrotor
19 Ölversorgung

Bild 1. Längsschnitt durch die Schachtturbine Ruppoldingen mit Bezeichnungen der Hauptkomponenten.



1 Kupplungsflansch der Getriebewelle, Turbinenseite
2 Lagergehäuse des kombinierten Trag- und Axiallagers
3 Konsolenplatte des Getriebegehäuses
4 Hohlrad mit Hohlradträger und Flanschverbindung mit der Konsolenplatte
5 Planetenträger und Trägerwelle
6 Verschalung des Getriebegehäuses (Verrippung nicht sichtbar)
7 Zusätzliches Lager zur Abstützung des Gehäuses auf der Planetenträgerwelle
8 Ritzelwelle mit Sonnenrad
9 Planetenradzapfen
10 Planetenrad, insgesamt drei Räder

Bild 2. Längsschnitt eines Planetengetriebes der Bauart Ruppoldingen (Prinzipskizze).

Schadenhergang

Am 24. April 2001 kam es an der Maschine 1 (M1) nach 5372 Stunden zu einer unvorhergesehenen, folgenschweren Havarie. Die Vibrationsüberwachung des Generators löste den Schnellschluss der Maschine aus. Nach kontrollierter Lastreduzierung stand die Maschine nach 80 Sekunden. Gemäss den aufgezeichneten Messwerten kam es demnach zu einem spontanen Schadenfall. Die visuelle Kontrolle im Kraftwerk zeigte eindeutig Zahnausbrüche beim Hohlrad und am Sonnenritzel und bestätigte damit den Totalschaden (Bilder 3, 4) der Verzahnung. Eine Kontrolle der kompletten Turbine und des Generators zeigte keine weiteren Schäden. Das Getriebe wurde demontiert, um im Herstellerwerk auf mögliche Ursachen untersucht zu werden.

Zu diesem Zeitpunkt gab es keine Hinweise für einen systematischen Fehler. Der Verdacht ging eher in Richtung Materialfehler als Schadenursache, weshalb die Maschine 2 (M2) nach einer Überprüfung wieder für den Betrieb freigegeben wurde.

Am 20. Mai 2001 trat jedoch an der M2 nach 4607 Stunden ein nahezu identischer Schaden ein. Damit wurde deutlich, dass es sich um einen systematischen Fehler handeln musste. Die Inspektion des Getriebes zeigte weniger stark beschädigte Zähne. Im Gegensatz zur M1 mit vielen zerstörten Zähnen als Sekundärschäden war jetzt stellenweise ein schlechtes Tragbild (Bild 5) an den belasteten Zahnflanken des Hohlrades deutlich sichtbar, was für die primäre Schadenursache wichtig war.

Ergebnisse der Task Force

Im Rahmen der Abklärungen wurden nebst anderen Untersuchungen auch umfangreiche statische und dynamische Berechnungen an allen wichtigen Komponenten des Getriebes und des gesamten Wellenstranges, hauptsächlich mit der Methode der Finite Elemente (FE) vorgenommen. Was den Wellenstrang betrifft, sei vorweggenommen, dass sich bei den Messungen der Wiederinbetriebsetzung der Verdacht auf eine stärker als übliche hy-

draulische Anregung von Drehschwingungen wegen der Wahl der Schaufelzahlen (4 Laufschaufeln, 16 Leitschaufeln, 2 Stützpfeiler) oder das Auftreten von Resonanzen mit derartigen Schwingungen nicht bestätigt hat. Es wird deshalb hier nicht weiter auf das Thema Drehschwingungen eingegangen.

Die absichtlich «weich» gewählte Konstruktion erfährt eine relativ grosse Verformung des Hohlrads (Bild 6) zu einem «dreieckartigen» Gebilde infolge der Verzahnungskräfte der drei Planetenräder beim Volllastbetrieb. Unzulässige Abweichungen von der gleichmässigen Belastungsverteilung über der Zahnbreite können daraus jedoch nicht abgeleitet werden. Das nachgiebige Design führt im Gegenteil zu einer Vereinheitlichung der Verzahnungskräfte unter den Planetenrädern beim Volllastbetrieb. Auch aus der nur einseitigen Befestigung des Hohlrads und der axial gerichteten Kraftableitung über den zylindrischen Hohlradträger in die Konsolenplatte kann nicht auf einen Nachteil hinsichtlich der Tragwirkung an den Zähnen geschlossen werden.

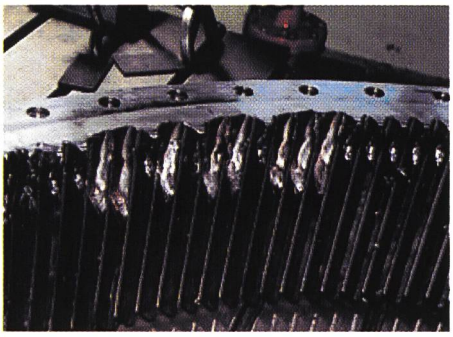


Bild 3. Sekundärschaden am Hohlrad der Maschine M2.

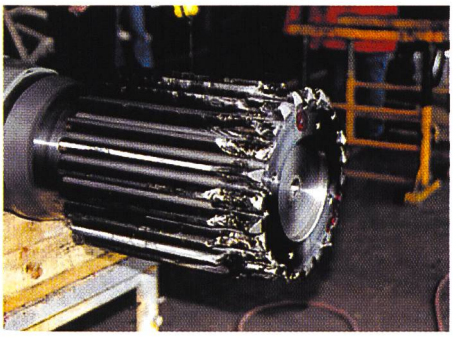


Bild 4. Sekundärschaden am Sonnenritzel der Maschine M1.

Bild 5. Tragbild an den belasteten Zahnflanken des Hohlrades der Maschine M2.

Das Tragverhalten kann jedoch an den Zahnflanken des Hohlrads in spezifischen Umfangsbereichen, nämlich bei den Positionen 3 Uhr und 9 Uhr, durch die Eigengewichtsverformung des Gehäuses (Bild 7) beeinträchtigt werden. Dies gilt insbesondere, wenn solche Effekte bei der Wellenausrichtung nicht ausreichend beachtet werden. Erschwerend kommt aber dazu, dass diese Verformung beim Betrieb nicht konstant ist. Mit der Grösse des übertragenen Drehmomentes zunehmende Auftriebskräfte im Getriebe führen zu einem Aufrichten des Getriebes entgegen der Wirkungsrichtung von Bild 7. Dies erschwert die Aufgabe einer perfekten Ausrichtung, gültig für alle möglichen Belastungszustände der Maschine. Was bei kleineren und mittelgrossen Getrieben offenbar funktioniert (z.B. Le Seujet, Wynau), hat sich bei den grösseren Dimensionen im Falle von Ruppoldingen nicht im selben Masse selber ausgeglichen.

Die vom Getriebelieferanten vorgeschlagene Idee einer Rückführung der vertikalen Kräfte am Getriebe (Gewicht, Auftrieb) über das in den Bildern 8 und 9 gezeigte Stützlager wurde nach entsprechenden Abklärungen von der Task Force als eine Hauptmassnahme zur Ausführung freigegeben.

Beim neuen Stützlager handelt es sich um ein systeminternes Lager, das keine Kräfte nach aussen ableitet, aber es dem Gehäuse ermöglicht, sich ausser auf den beiden Konsolen auch auf der steifen Planetenträgerwelle abzustützen. Dieses Lager erfüllt dabei die Aufgabe, bei allen möglichen Belastungszuständen eine optimale Lage der Planetenräder gegenüber dem Hohlrad sicherzustellen. Die beiden Beobachtungsluken oben und unten wurden durch weitere Öffnungen bei den Positionen 3 Uhr und 9 Uhr (in den Bildern nicht sichtbar) ergänzt, um die Überwachung und Inspektion des Tragbildes der Zähne zu erleichtern.

Die Untersuchungen anhand des Modells von Bild 9 hatten die Aufgabe, das Zusammenspiel der Biegelinie der Welle mit dem Getriebe abzuklären. Dabei waren Unterlagen für die optimale Wellenausrichtung bei der Wiedermontage zu erarbeiten und die beste radiale Position des neuen Stützlagers am Gehäuse zu finden.

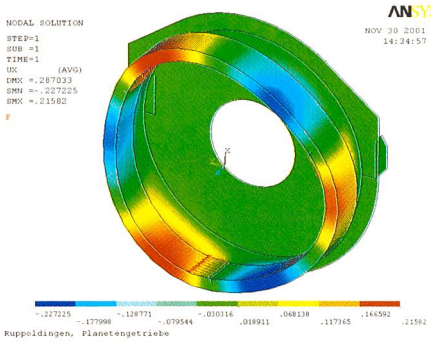


Bild 6. Mit FE berechnete Deformation des Hohlrades (Aussendurchmesser 3340 mm) im Volllastbetrieb und zu einem frei gewählten Zeitpunkt des Zahneingriffes der drei Planetenräder am Hohlrad. Eingefärbt ist die radiale Deformation. Die Kraftverteilung ist hier auf den Zahnflanken über der Zahnbreite von 450 mm gleichmässig angenommen worden.

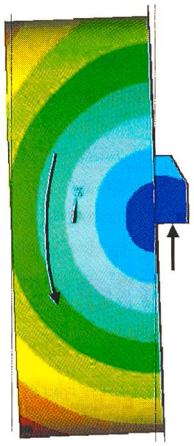


Bild 7. Mit FE berechnete Eigengewichtsverformung des Getriebegehäuses, das sich beim Design vor dem Schaden nur auf zwei Konsolen abgestützt hat. Es resultierte eine in diesem Ausmass vom Hersteller nicht erwartete Nachgiebigkeit mit ungünstigen Rückwirkungen auf den Kontakt der Zahnflanken zwischen Planetenrädern und Hohlrad.

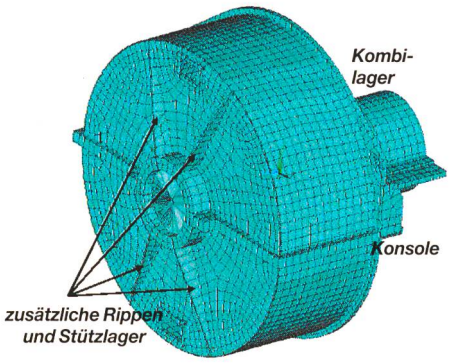
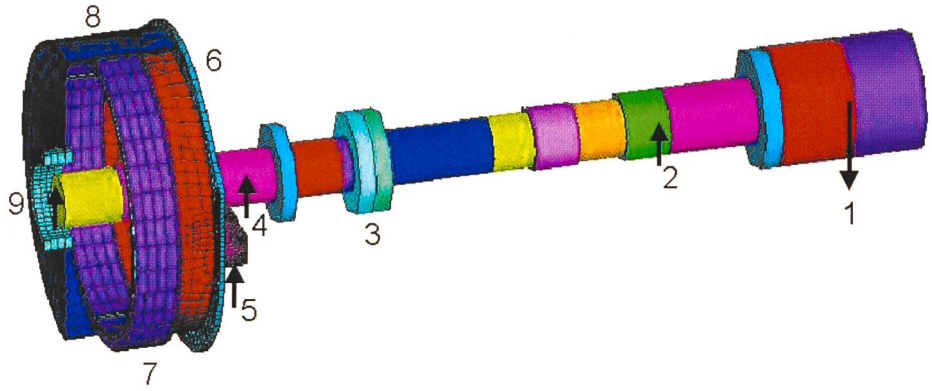


Bild 8. Finite-Elemente-Modell des neuen Getriebegehäuses mit dem zusätzlichen Stützlager (links) und Rippenversteifungen zur Verbesserung der Stabilität von Gehäuse und Lagerschale.



1 Mitte Turbinenlaufrad, Gewichtspfeil im Massen-SP
2 Turbinentraglager
3 Kupplung der Turbinen- und Getriebewelle
4 Kombiniertes Trag- und Axiallager integriert im Getriebe
5 Konsolenabstützung des Getriebegehäuses
6 Konsolenplatte des Getriebegehäuses
7 Hohlrad, am linken Rand frei und rechts über einen zylindrischen Träger mit der Konsolenplatte verbunden
8 Halbgeöffnete Verschalung des Getriebegehäuses
9 Neues Lager zur Abstützung des Gehäuses auf der Planetenträgerwelle

Bild 9. FE-Modell zur Abklärung des Zusammenspiels der Wellenbiegelinie mit den Deformationen am Getriebe.

Überprüfungen bei der Montage und der Inbetriebsetzung

Die Einstellungen wurden mittels einer Vielzahl am Gehäuse fest installierter Messaufnehmer im Stillstand und beim Wiederanfahren überprüft und wo erforderlich nachjustiert. Die günstige Wirkung des neuen Stützlagers wurde durch die Berechnungen mit den FE-Modellen, wie in den Bildern 8 und 9 gezeigt, nachgewiesen.

Die Ergebnisse haben sich bei den Messungen bestätigt. Auch die Nachkontrolle des ersten Getriebes nach ungefähr 1000 Betriebsstunden ergab ein absolut gleichmässiges Tragbild an allen Zähnen des Hohlrades und, soweit überprüfbar, auch an den Planeten. Dies ist der Nachweis, dass die getroffenen Massnahmen erfolgreich waren.

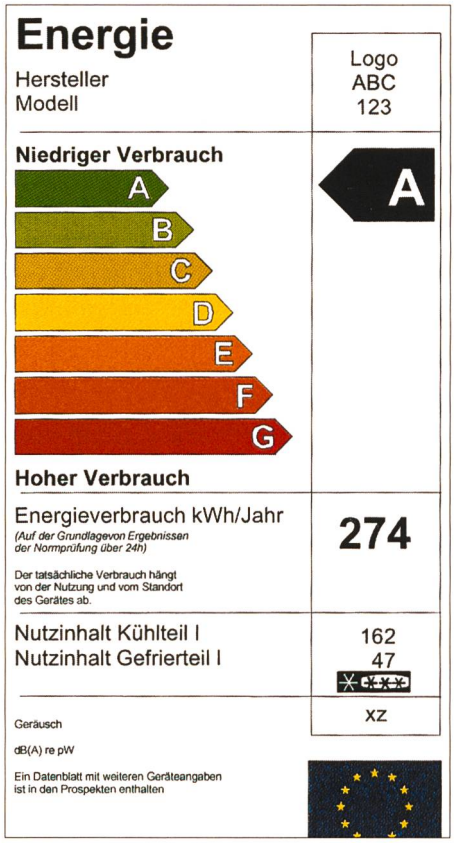
Anschrift der Verfasser
W. Simmen, VA Tech Hydro, CH-6010 Kriens.
H. Annen, R. Angehrn, VA Tech Hydro, CH-8005 Zürich.
U. Weller, Maag Gear AG, Hardstrasse 219, CH-8005 Zürich.

Die energieEtikette zeigt Wirkung

Die energieEtikette bringt Markttransparenz: Ab 1. Januar 2002 sind die Warendeklarationen gemäss EU-Richtlinien auch in der Schweiz verbindlich. Der Energieverbrauch von Kühl- und Gefriergeräten, Waschmaschinen, Wäschetrocknern, kombinierten Wasch- und Trocknungsgeräten, Haushaltslampen und Geschirrspülern wird in Zukunft mit der Etikette angezeigt. Alle diese Geräte müssen zukünftig deklariert werden.

Was erklärt die energieEtikette?

Das Hauptziel der Etikette ist eine klare und einfach lesbare Deklaration der Energieeffizienz der Elektrogeräte. Die Länge der Balken, von A bis G, symbolisiert die Energiemenge, die das Gerät benötigt. Die Grundauswahl ist damit sehr einfach, A-Geräte benötigen am wenigsten Energie, G-Geräte am meisten. A-Geräte benötigen 30% bis 40% weniger Strom als D-Geräte und bieten wesentliche weitere Vorteile: Mit dem Kauf eines A-Gerätes schonen Hausbesitzer und Konsumenten das Portemonnaie und gleichzeitig die Umwelt. Gar nicht energieeffizient sind die Geräte D, E und F; G-Geräte sind reine Energiefresser. Die energieEtikette macht klar, dass sich der Kauf solcher Geräte nicht lohnt. Gleichzeitig mit der Etikette werden in der Schweiz Strafbestimmungen zur Durchsetzung dieser Normen eingeführt. Diese sind insbesondere gegenüber Billiggeräten wichtig.



Mehr Information dank energieEtikette

Die energieEtikette zeigt aber noch mehr:

- Der Energieverbrauch des Geräts ist genau angegeben.
- Bei Kühl- und Gefriergeräten ist der Nutzinhalt ersichtlich.
- Der Geräuschpegel kann angegeben sein.
- Bei Waschmaschinen und Geschirrspülern werden die Wasch- und die Trockenwirkung deklariert.
- Lampen weisen das Mass für das abgegebene Licht und die Lebensdauer aus.

Die wichtigsten fünf Stichdaten zu Elektrohaushaltgeräten:

- Im Durchschnitt besitzt jede Schweizer Haushaltung 23 Elektrogeräte.
- Die Konsumentinnen und Konsumenten kaufen jährlich für 10 Milliarden Franken Elektrogeräte.
- 5 Milliarden Franken geben die Haushalte für die Stromkosten der Elektrogeräte aus.
- Die ab 1. Januar 2002 mit der energieEtikette zu deklarierenden Haushaltgeräte machen in der Schweiz 13 % des gesamten Stromverbrauchs aus.
- Das Stromsparpotenzial eines A-Geräts gegenüber einem G-Gerät beträgt über 50 %.

Die Informationen zur energieEtikette finden sich ab dem 1. Februar 2002 unter der Adresse: www.energieetikette.ch, bereits heute dokumentiert www.topten.ch die besten energieeffizienten Geräte auf dem Markt.

Bundesamt für Energie BFE, Ittigen