



Untersuchungen zum Wärmetransport in Schneckengetrieben

P. Norgauer¹ · J. Kirsch¹ · M. Hein¹ · K. Stahl¹

Eingegangen: 18. Januar 2021 / Angenommen: 24. Mai 2023 / Online publiziert: 20. Juni 2023
© Der/die Autor(en) 2023

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden Ergebnisse experimenteller Untersuchungen an tauchgeschmierten Schneckengetrieben präsentiert. Ziel dieser Untersuchungen ist die experimentelle Bestimmung des Wärmestroms aus dem Zahnkontakt sowie die Evaluierung der aktuell verwendeten rechnerischen Wärmestromaufteilung auf Basis der gemessenen Komponententemperaturen.

Weiter wurden im Zuge der durchgeführten Versuche die derzeitigen Einflussfaktoren auf die Temperaturentwicklung innerhalb des Getriebes und den Wärmedurchgang getestet und mit der Normrechnung nach DIN 3996:2019-04 verglichen. Besonderer Fokus liegt hierbei auf der Entwicklung der Ölsumpf-, Radmassen- sowie der Schneckenmassentemperatur. Die Ergebnisse zeigen, dass die thermische Berechnung von Getrieben komplex ist, da diese von zahlreichen Parametern beeinflusst wird. Auf Basis der Versuchsergebnisse wird der Einfluss der untersuchten Parameter beurteilt, sodass der aktuelle Stand der Forschung experimentell erweitert und abgesichert wird. Die vorgestellten Ergebnisse bieten darüber hinaus Orientierungswerte für zukünftige Getriebeauslegungen und Forschungsthemen.

Studies on the heat transfer in worm gear boxes

Abstract

Within the scope of this publication experimental studies on dip lubricated worm gear drives were conducted. The aim was to carry out an analysis of the heat flow from the tooth contact into the gearbox based on the mass temperatures of the components. Furthermore the state of the art calculation is validated by the experimental results.

Furthermore, current influence parameters on the temperature development within the gearbox and the heat dissipation to the environment are investigated. The results of these experiments are compared to the most recent standard calculation of load carrying capacity of worm gear drives according DIN 3996:2019-04. Particular attention was paid to the development of the oil sump temperature and the mass temperatures of worm and worm wheel.

The results show that the thermal calculation of gearboxes is very complex, hence it depends on a variety of not quantifiable influence parameters. Concurrently the thermal behaviour affects the load capacity and the efficiency. The presented results provide reference values for future gearbox design and research topics.

Abkürzungen

DIN	Deutsches Institut für Normung
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme
GUM	Erweiterte Messunsicherheit
ISO	International Organization for Standardization

MO	Mineralöl
PG	Polyglykolöl
RS	Radsatz

1 Einleitung

Schneckengetriebe haben eine Vielzahl an Anwendungsbereichen. Sie werden in Stellantrieben, in der Fördertechnik, in Aufzügen, in Lenkgetrieben für Fahrzeuge und weiteren Bereichen eingesetzt. Schneckengetriebe ermöglichen bei geringem Bauraum hohe Übersetzungen und sind im Be-

✉ K. Stahl
Karsten.Stahl@tum.de

¹ FZG, Technical University of Munich,
Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, Deutschland



Abb. 1 Schneckenverzahnung

trieb geräusch- und schwingungsarm. Hierbei ist üblicherweise die Schnecke aus Stahl und das Schneckenrad aus einer Bronzelegierung oder Gusseisen gefertigt. In Abb. 1 ist eine typische Schneckenverzahnung dargestellt. Abhängig vom Steigungswinkel können Schneckengetriebe selbsthemmend und somit als zusätzliche Sicherung bei Antriebsausfall ausgeführt werden.

Aufgrund von Reibung im Zahnkontakt geht der Betrieb von Getrieben mit Verlustleistung einher, welche zu einer Erwärmung der Verzahnung, des Schmierstoffs und der im Getriebe enthaltenen Komponenten führt. Die primär im Zahnkontakt entstehende Wärme wird hauptsächlich an die Verzahnungspartner abgegeben, welche diese wiederum an den Schmierstoff oder über die Lager an das Getriebegehäuse abgeben. Dies gibt die Wärme an die Umgebung ab. Bei stationärem Betrieb entsteht ein thermischer Beharrungszustand der Komponenten, welcher auf dem thermischen Gleichgewicht der unterschiedlichen Wärmeströme beruht. In Abb. 2 ist die Temperaturverteilung eines Schneckengetriebes mittels einer Infrarotaufnahme dargestellt.

Aufgrund des signifikanten Einflusses der vorliegenden Temperatur auf den Schmierfilm im Zahnkontakt ist die

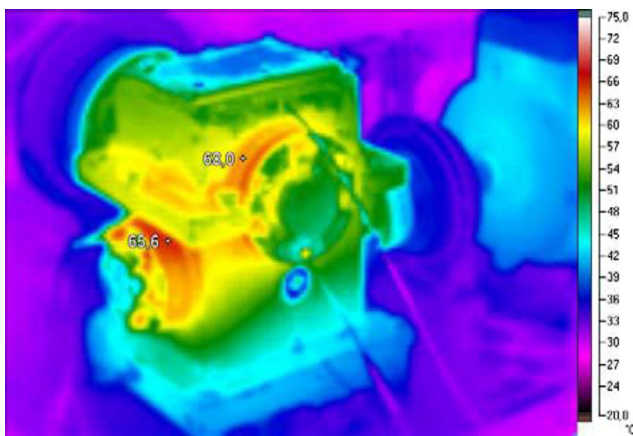


Abb. 2 Infrarot-Aufnahme Schneckengetriebe [14]

Kenntnis der tatsächlich im Betrieb auftretenden Temperaturen von großer Bedeutung.

Im Rahmen dieser Veröffentlichung wurden experimentelle Versuche durchgeführt und anschließend ausgewertet. Das Ziel der im Folgenden dokumentierten Untersuchungen an tauchgeschmierten Schneckengetrieben ist die Evaluation des Wärmestroms aus dem Zahnkontakt auf Basis der Komponententemperaturen. Weiter erfolgt die Evaluation des aktuell bei Schneckengetrieben verwendeten Ansatzes zur Aufteilung des Wärmestroms auf die Verzahnungspartner anhand eines entwickelten einfachen Wärmeleitmodells.

2 Stand der Technik

Relativbewegungen zwischen Bauteilen sind im Allgemeinen reibungsbehaftet. So treten diese auch an Getriebekomponenten wie Dichtungen, Lagern, Verzahnungen oder im Schmierstoff auf. Die Reibung in den Getriebekomponenten erzeugt Verlustleistung, welche zu einer Erwärmung des Getriebes führt. Die unterschiedliche Erwärmung der Getriebekomponenten führt zu Wärmeströmen innerhalb des Getriebes. Diese beeinflussen sich gegenseitig und bei stationären Bedingungen resultiert nach gewisser Zeit ein thermisches Gleichgewicht und damit ein thermischer Beharrungszustand mit konstanten Temperaturen.

Aufgrund des dominanten Einflusses der Temperatur auf Viskosität und Additivwirkung des Schmierstoffs, beeinflusst die Betriebstemperatur sowohl Tragfähigkeit als auch Wirkungsgrad von Schneckengetrieben. Somit stellt die Kenntnis des thermischen Betriebsverhaltens eine wichtige Basis dar, um präzise Aussagen zur Tragfähigkeit und zum Wirkungsgrad treffen zu können. Für eine präzise Berechnung der Wärmeströme und der resultierenden Temperaturen müssen die Verlust- und Kühlleistungen möglichst genau beziffert werden. Niemann und Winter [15] stellen hierfür Gleichungen zur Ermittlung von Wärmedurchgangszahlen bei verschiedenen Gehäusetypen und Betriebsbedingungen vor. Funck [7] untersucht umfassend die Wärmeabführung von Getrieben unter quasi-stationären Bedingungen. Durch Versuche an unterschiedlichen Getrieben unter variierenden äußeren Einflüssen bestimmt Funck Kenngrößen, die die Grundlage der thermischen Tragfähigkeitsberechnung für Getriebe nach der ISO/TR 14179-2 [9] darstellen. Mit der ISO/TR 14179-1 [8] können analog zu [9] Verlustleistungen bei verschiedenen Getriebearten, Lagern und Dichtungen bestimmt werden. Anhand einem analytischen Wärmebilanzmodell sind Rückschlüsse auf die übertragbare thermische Leistung möglich.

Über analytische Berechnungsgleichungen hinaus, können spezialisierte Berechnungsprogramme zur Temperaturberechnung verwendet werden. Ein Beispiel hierfür ist das Berechnungsprogramm WTplus [18]. Programme wie die-

ses berechnen üblicherweise die auftretenden Wärmeströme auf Basis der Thermalnetzwerkmethod. Diese wiederum geht auf Funck [7] zurück.

Changenet et al. [2] bilden ein Sechsgang-Schaltgetriebe unter Verwendung eines thermisches Netzwerkes ab und berechnen unter Verwendung dieses Ansatzes mit guter Übereinstimmung Massentemperaturen der Zahnräder bei isothermer Ölsumpftemperatur. Liu et al. [12] bilden ein thermisches Netzwerk eines Zweigang-Automatikgetriebes und erhalten mit diesem die Massentemperaturen von ausgewählten Schlüsselementen. Die Verwendung der Thermalnetzwerkmethod als höherwertiges Berechnungsmodell erlaubt somit eine effiziente Simulation der Temperaturverteilung und Wärmeströme im Getriebe. Die Bildung eines thermischen Netzwerkes setzt die Kenntnis über die physikalischen Wirkprinzipien Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung voraus. Die Qualität der Ergebnisse und damit die Übereinstimmung mit dem realen System wird maßgeblich durch den Abstraktionsgrad und die getroffenen Vereinfachungen und Randbedingungen beeinflusst. Schwierigkeiten der Berechnung ergeben sich aufgrund sensitiver Einflussfaktoren wie dem Strömungszustand, der Geometrie und der Komplexität bei hohem Detailgrad. Moderne Berechnungsprogramme, wie WTplus [18] unterstützen hierbei die Modellierung durch eine möglichst detaillierte Abbildung des thermischen Netzwerkes durch die Kombination passender Modelle einzelner Wärmeübergänge.

Es besteht weiter die Möglichkeit die Finite Elemente Methode (FEM) anzuwenden. Abb. 3 zeigt beispielhaft eine mittels FEM berechnete Temperaturverteilung für einen im Rahmen der Versuche durchgeführten Versuchspunkt. Anhand einer FEM-Simulation bestimmen beispielsweise Fernandes et al. [6] Flanken- und Massentemperaturen eines Kunststoffzahnrades. Weiter ist es möglich mittels Com-

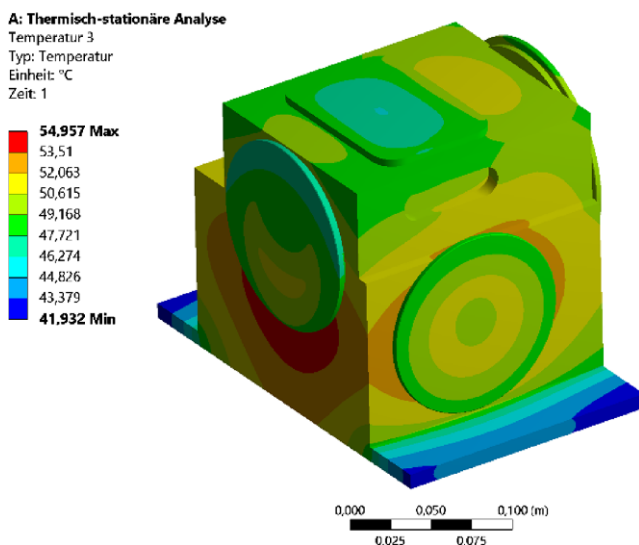


Abb. 3 Temperaturverteilung Schneckengetriebegehäuse mittels FEM

putational Fluid Dynamics (CFD) Simulation den Wärmeaustausch zu berechnen. Dies ist zum aktuellen Zeitpunkt Stand der Forschung.

Die im Betrieb auftretenden Temperaturen bei Schneckengetrieben können nach DIN 3996 [4], bzw. ISO/TS 14521 [10] auf analytischem Weg berechnet werden. Hiermit können die Ölsumpf- sowie Radmassentemperatur auf Basis der Geometrie und Verlustleistung berechnet werden. Die Berechnungen unterliegen Einschränkungen, welche auf dem empirischen Charakter der Gleichungen beruhen. Die Berechnungssystematik sowie die Gleichungen sind in Abschn. 2.2 dargestellt.

Darüber hinaus wurden in der jüngsten Vergangenheit verschiedene Berechnungsmodelle zur Temperaturberechnung bei Schneckengetrieben entwickelt, welche im Folgenden dokumentiert sind. Die Modelle basieren weitestgehend auf Versuchen, welche im Rahmen von Forschungsprojekten der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA) durchgeführt wurden.

Dinter [5] führt Versuche an einem tauchgeschmierten Schneckengetriebe mit Achsabstand $a = 100\text{ mm}$ durch und misst die Radmassen- und Schneckenmassentemperaturen im Betrieb. Die Differenz zwischen Ölsumpftemperatur und der jeweiligen Massentemperatur wird als Massenübertemperatur definiert. Die Ergebnisse zeigen einen linearen Zusammenhang zwischen Massenübertemperatur und Verzahnungsverlustleistung. Mit einer Steigerung der Antriebsdrehzahl treten bei [5] niedrigere Radmassenübertemperaturen auf, die im Allgemeinen über den Schneckenmassenübertemperaturen liegen.

Monz [14] beschreibt das thermische Verhalten fettgeschmierter Schneckengetriebe und analysiert die Wärmeströme des Getriebes anhand eines thermischen Widerstandsmodells. Durch die Reduzierung auf ein eindimensionales Problem stellt er, einen vereinfachten Berechnungsansatz für die Radmassentemperatur bei quasi-stationären Bedingungen für fettgeschmierte Schneckengetriebe vor. Das Modell wird von Reitinger im Forschungsvorhaben FVA 522 II [21] weiterentwickelt.

Magyar [13] berechnet mit dem Modell von Reißmann et al. [20] die Oberflächentemperaturen von Schnecke und Schneckenrad und daraus folgend die Temperaturverteilung des Schmierstoffs im Schmierpalt. Im Forschungsvorhaben FVA 729 I [17] wird ein thermisches Netzwerk eines Schneckengetriebes aufgebaut. Dabei wird ebenfalls die Verzahnungsverlustleistung nach [20] auf beide Kontaktpartner aufgeteilt.

Oehler [16] entwickelt die in FVA 729 I vorgestellte instationäre Temperatur- und Verlustleistungsberechnung für tauchgeschmierte Schneckengetriebe weiter. Hierzu wird das Getriebe in ein thermisches Netzwerk mit 23 Knotenpunkten zerlegt.

Ähnlich diesem Ansatz erweitert Paschold das Berechnungsprogramm WTplus um die Berechnung instationärer Temperaturen bei Schneckengetrieben. Paschold et al. [18] stellen im Forschungsvorhaben FVA 69 VII im Rahmen der Weiterentwicklung einen voll automatisierten Ansatz zur Berechnung des Wirkungsgrades und Wärmehaushalts von Schneckengetrieben vor.

Die vorgestellten Berechnungen der Wärmeströme mit der Thermalnetzwerkmethodete fußen auf Wärmeleitmodellen der einzelnen Wärmeübergänge. Das breit angewendete Modell von Reißmann et al. [20], welches auf der Blitztemperaturhypothese von Blok [1] basiert, stellt hierbei die Grundlage der Wärmeabfuhr aus dem Zahnkontakt dar. Dieses wurde für Schneckengetriebe unter theoretischen Betrachtungen von Stirnradverzahnungen abgeleitet. Die komplexen Eingriffsverhältnisse von Schneckengetrieben sowie die unterschiedlichen Verzahnungswerkstoffe beeinflussen die Wärmeübertragung.

Auf Basis der im Rahmen der vorliegenden Veröffentlichung vorgestellten Versuchsergebnisse wird die Anwendbarkeit des Wärmeleitmodells geprüft.

2.1 Verlustleistungsberechnung von Schneckengetrieben

Die Verluste der Getriebekomponenten stellen im Rahmen der thermischen Betrachtung Wärmequellen dar. Die Verlustleistung von Schneckengetrieben kann nach DIN 3996 [4] mittels der Gl. 1 berechnet werden. Es werden Verzahnungs- P_{VZ} , Lager- P_{VL} , Dichtungsverluste P_{VD} und Verluste weiterer Getriebekomponenten P_{VX} berücksichtigt.

$$P_V = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VLO} + P_{VD} + P_{VX} \quad (1)$$

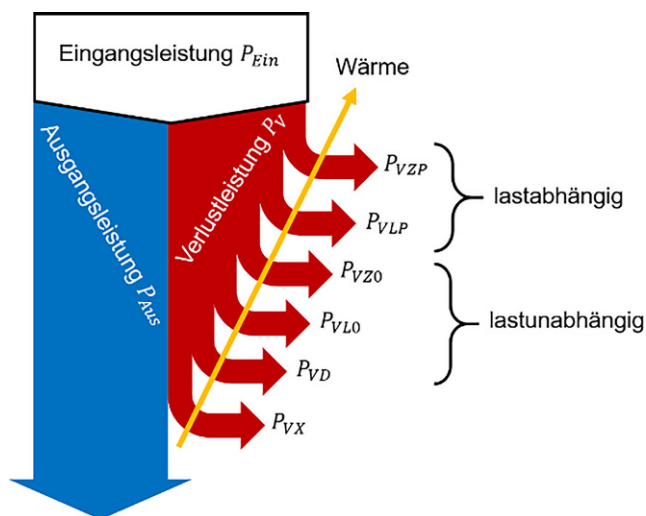


Abb. 4 Sankey-Leistungsfluss im Getriebe nach [19]

Dabei werden, wie in Abb. 4 zu erkennen ist, lastabhängige und lastunabhängige Verluste unterschieden. Die Verlustleistung wird in Form von Wärmeenergie aus dem Gehäuse transportiert.

Aufgrund der Reibung im Zahnkontakt tritt eine lastabhängige Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} auf. Die Berechnung dieser erfolgt nach DIN 3996 [4] sowie im von Oehler [17] entwickelten Ansatz maßgeblich anhand der mittleren Zahnreibungszahl. Die lastunabhängigen Verzahnungsverluste P_{VZ0} treten unter anderem durch Planschverluste im Ölsumpf auf. Für diese Einzelverluste wird in der aktuellen Norm auf den den Ansatz von Changenet und Pasquier [3] verwiesen. Nach Paschold [19] ist dies die derzeit genaueste Methode lastunabhängige Verzahnungsverluste zu berechnen.

Zur Bestimmung der lastabhängigen und lastunabhängigen Lagerverluste P_{VLP} und P_{VLO} sowie der Dichtungsverluste P_{VD} wird in der DIN 3996 [4] auf die Berechnungsverfahren der Hersteller verwiesen. Lagerverluste können beispielsweise mit dem SKF Verfahren zur Berechnung des Reibungsmoments bestimmt werden. Die Dichtungsverluste eines Radialwellendichtrings werden anhand der Reibleistung auf dem Wellenabsatz berechnet. Diese können beispielsweise nach [9, 10, 22] und Weiteren berechnet oder experimentell ermittelt werden.

2.2 Temperaturberechnung nach DIN 3996

Nach DIN 3996 [4] und ISO/TR 14521 [10] ist die Ölsumpftemperatur bei stationärem Betrieb abhängig von dem Betriebspunkt, der Gehäusegeometrie und Baugröße sowie vom Schmierstoff. Ist die Wärmedurchgangszahl des Getriebes nicht bekannt, so kann die Ölsumpftemperatur mit der Methode C nach den Gln. 2–5 berechnet werden. Die Gültigkeit dieser ist beschränkt auf Achsabstände von $a = 63$ mm bis $a = 400$ mm, Drehzahlen der Schneckenwelle von $n_1 = 60 \text{ min}^{-1}$ bis $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$, Übersetzungen von $i = 10$ bis $i = 40$ und gut verrippte Gehäuse aus Gusseisen. Die Ölsumpftemperatur ϑ_S berechnet sich nach Gl. 2 als Übertemperatur aufbauend auf die Umgebungstemperatur ϑ_0 .

$$\vartheta_S = \vartheta_0 + \left(c_1 \cdot \frac{T_2}{\left(\frac{a}{63} \right)^3} + c_0 \right) \cdot c_2 \quad (2)$$

Die Beiwerte $c_{0,1,2}$ wurden basierend auf Versuchsergebnissen empirisch entwickelt. Die Beiwerte c_0, c_1 berücksichtigen Gehäuse mit und ohne Lüfter, sowie die Antriebsdrehzahl der Schneckenwelle n_1 , die kinematische Viskosität des

Schmierstoffs v_{40} , den Achsabstand a und die Übersetzung i des Radsatzes.

$$c_0 = f(n_1, v_{40}, a, \text{Lüfter}) \tag{3}$$

$$c_1 = f(n_1, v_{40}, u, a, \text{Lüfter}) \tag{4}$$

Der Beiwert c_2 wird anhand der Schmierstoffart, der Antriebsdrehzahl der Schneckenwelle n_1 und der Übersetzung i des Radsatzes bestimmt.

$$c_2 = f(n_1, u, \text{Schmierstoffart}) \tag{5}$$

Zum aktuellen Zeitpunkt erfolgt im Normungsausschuss Schneckengetriebe der DIN die Entwicklung eines neuen Berechnungsansatzes nach Methode B. Hierbei wird die Verlustleistung P_V , die Umgebungstemperatur ϑ_0 , die mittlere Wärmedurchgangszahl k^* und die Gehäuseoberfläche A_{ges} berücksichtigt. Der neue Ansatz enthält neben Berechnungsmöglichkeiten der Beharrungstemperaturen auch mittlere und maximale Ölsumpftemperaturen bei einfachen Ein-/Aus-Zyklen.

Mit der Kenntnis über die Ölsumpftemperatur ist es nach DIN 3996 [4] Methode C möglich, die Radmasstentemperatur ϑ_M zu bestimmen. Hierbei berechnet sich die Radmasstentemperatur aus der Ölsumpftemperatur und einer Übertemperatur, welche sich im thermischen Gleichgewicht bei stationärem Betrieb einstellt.

$$\vartheta_M = \vartheta_S + \Delta\vartheta \tag{6}$$

Die Übertemperatur des Schneckenradzahnes über der Ölsumpftemperatur $\Delta\vartheta$ resultiert aus dem Wärmestrom des Getriebes und ist dabei abhängig von der lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung P_{VZP} , der maßgeblichen Kühlfläche des Rades A_R und dem Wärmeübergangskoeffizienten α_L .

$$\Delta\vartheta = \frac{1}{\alpha_L \cdot A_R} \cdot P_{VZP} \tag{7}$$

Die Kühlfläche des Rades A_R wird mit der Radkranzbreite des Schneckenrades b_{2R} und dem Mittenkreisdurchmesser des Schneckenrades d_{m2} berechnet:

$$A_R = b_{2R} \cdot d_{m2} \cdot 10^{-6} \tag{8}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient in Gl. 9 ist abhängig von der Antriebsdrehzahl der Schneckenwelle n_1 und dem Beiwert c_K , der wiederum durch ein im Ölsumpf eintauchendes oder nicht eintauchendes Schneckenrad beeinflusst wird.

$$\alpha_L = c_K \cdot (1940 + 15 \cdot n_1) \quad \text{für } n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1} \tag{9}$$

$$\alpha_L = c_K \cdot 4190 \quad \text{für } n_1 < 150 \text{ min}^{-1}$$

Mit dem Beiwert $c_k = 1$ für tauchendes Schneckenrad und $c_k = 0,8$ für nicht tauchendes Schneckenrad.

Die Gleichungen nach DIN 3996 basieren auf experimentellen Untersuchungen. Die Berechnungen bilden daher das thermische Verhalten von Schneckengetrieben um so besser ab, je geometrisch ähnlicher das zu berechnende Getriebe den getesteten Getrieben ist.

Für die Analyse des Wärmetransports wurden die Versuche mit Schneckengetrieben im Achsabstand $a=50 \text{ mm}$ durchgeführt. Die Versuchsergebnisse können so zur Erweiterung der Versuchsbasis der Normberechnung verwendet werden.

3 Versuchsaufbau

Für die Versuche wurde ein hydrostatisch verspannter Prüfstand verwendet. Dieser ist schematisch in Abb. 5 dargestellt.

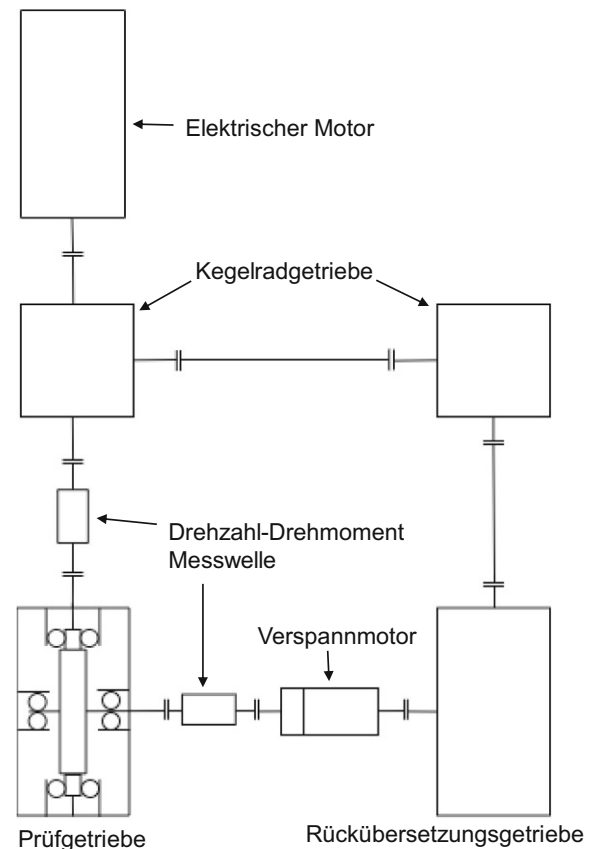
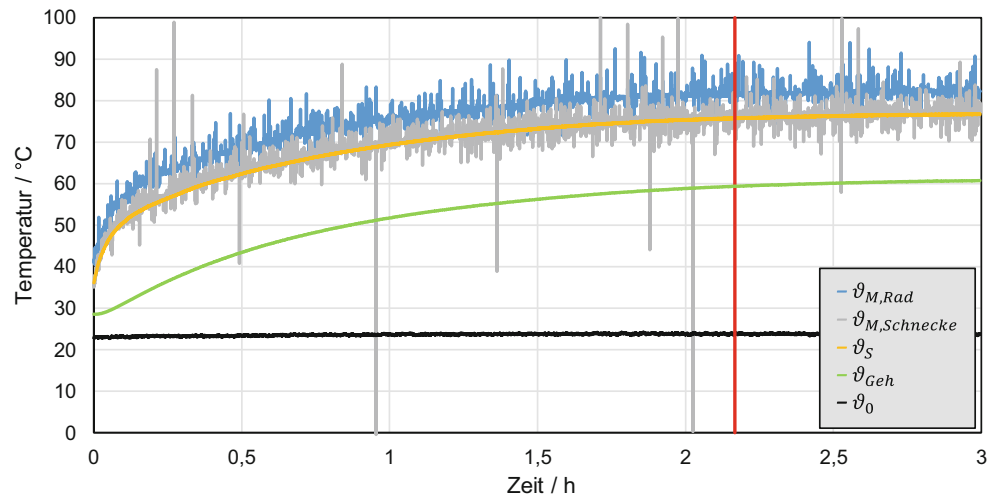


Abb. 5 Vereinfachter Prüfstands Aufbau

Abb. 6 Temperaturverlauf bis zum stationären Betrieb



Der Prüfstand besteht aus einem Elektromotor, zwei Kegelradgetrieben, dem Prüfgetriebe und dem Rückübersetzungsgetriebe. Beide Kegelradgetriebe sind mit einer Übersetzung von $i=1$ ausgeführt. Das Prüfgetriebe und das Rückübersetzungsgetriebe haben jeweils die gleiche Übersetzung. Die Verspannung erfolgt mittels eines hydrostatischen Verspannmotors. Dieser wird durch ein Hydraulikaggregat mit Öldruck versorgt und verspannt den durch die vier Getriebe gebildeten Verspannkreis mit dem vorgegebenen Drehmoment. Mithilfe des Elektromotors wird der Verspannkreis bei einer definierten Drehzahl betrieben, sodass die Leistung im Verspannkreis zirkuliert. Die Antriebsmaschine muss dabei lediglich die Verlustleistung in das System einbringen.

Während des Versuchslaufs werden kontinuierlich Eingangs- und Ausgangsleistung des Prüfgetriebes mittels Drehzahl-Drehmoment-Messwellen erfasst. Weiter werden die Raum-, Gehäuse-, Lager-, Sumpf- sowie Radmassentemperatur erfasst. Die Massentemperatur der Schnecke wird im Eingriffsbereich in der Drehachse der Schneckenwelle gemessen. Die Radmassentemperatur des Rades wird in der Zahnmitte gemessen.

In Abb. 6 ist der zeitliche Temperaturverlauf der erfassten Radmassen-, Schneckenmassen-, Sumpf-, Gehäuse- und Umgebungstemperatur eines Versuchspunktes dargestellt. Die Streuung der Massentemperaturen durch den Energieeintrag im Zahnkontakt ist deutlich zu erkennen. Vom Versuchsstart bis zu einer Laufzeit von etwa 2 h 10 min steigen die Temperaturen im Getriebe an. Dieser Zeitpunkt ist mit der roten vertikalen Linie gekennzeichnet. In der gezeigten Messung erreicht die Radmassentemperatur einen Wert von im Mittel 82 °C . Die Schwankung nach 2 h 10 min liegt zwischen 75 und 94 °C und es treten nur noch verhältnismäßig geringe Änderungen auf. Deutlich wird dies bei der Betrachtung der Ölsumpftemperatur, welche im Mittel 76 °C annimmt. Diese schwankt nur gering zwischen 75 und 77 °C . Gleiche Schwankungsbreiten zeigen ebenfalls Lager-, Ge-

häuse und Umgebungstemperaturen. Es liegen folglich annähernd stationäre Betriebsbedingungen vor. Die Radmassentemperatur $\vartheta_{M,Rad}$ weist stets die höchste Temperatur auf, gefolgt von der Schneckenmassentemperatur $\vartheta_{M,Schnecke}$, die in etwa der Ölsumpftemperatur ϑ_S entspricht. Die Gehäusetemperatur ϑ_{Geh} folgt dem Verlauf der Ölsumpf- und der beiden Massentemperaturen und liegt für den dargestellten Versuchspunkt etwa 15 K unter der Sumpftemperatur. Die Umgebungstemperatur ϑ_0 ist über die Betriebsdauer konstant.

Nach einer Betriebsdauer von 2 h und 10 min werden für 30 min die relevanten Messgrößen am Getriebe erfasst und gemittelt ausgewertet. Danach erfolgt direkt im Anschluss der lastfreie Betrieb des Getriebes. Die dabei erfasste Antriebsleistung entspricht der Leerlaufverlustleistung P_{V0} des Getriebes.

Für die gemessenen Temperaturen beträgt die erweiterte Messunsicherheit für ein Konfidenzniveau von 95 % nach GUM [11] $3,4\text{ K}$. Hinsichtlich der zu erwartenden Messunsicherheit ist jedoch zu beachten, dass vor Versuchsbeginn eine Kalibrierung der Sensoren durchgeführt wurde. Die relativen Abweichungen der verwendeten Sensoren liegen hierbei unter 1 K , sodass die rechnerische Messunsicherheit für die Absolutwerte anzuwenden ist, der relative Vergleich der Temperaturen ist jedoch mit einer Unsicherheit kleiner 1 K zu quantifizieren.

4 Versuchsprogramm

In den Experimenten wurden Schmierstoffe unterschiedlicher Viskosität, Zusammensetzung und Grundölart verwendet. Hierbei entstammen die Öle auf Polyglykolbasis PG1, PG2, PG3 und PG5 einer Produktfamilie. Der Unterschied dieser Öle besteht in der Viskosität. Gleiches gilt für die verwendeten Schmierstoffe auf Mineralölbasis MO 1, MO 2 und MO 3. Zusätzlich wurde das Polyglykolöl PG 4

Tab. 1 Versuchsschmierstoffe

Öl-ID	Viskositätsklasse nach DIN ISO 3448
PG 1	ISO VG 46
PG 2	ISO VG 100
PG 3	ISO VG 220
PG 4	ISO VG 220
PG 5	ISO VG 460
MO 1	ISO VG 100
MO 2	ISO VG 460
MO 3	ISO VG 460

Tab. 2 Verwendete Radsätze

Getriebespezifikation	Einheit	Radsatz-ID		
		RS 1	RS 2	
a	Achsabstand	mm	50	50
i	Übersetzung	–	15	39

verwendet, welches der gleichen Viskositätsklasse des Öls PG 3 entspricht, jedoch in seiner Zusammensetzung abweicht. Die Schmierstoffe sind in Tab. 1 mit ihrer jeweiligen Viskositätsklasse dargestellt. Die Versuche wurden bei Tauchschmierung durchgeführt. Als Ölstand wurde der Kopfkreis der untenliegenden Schnecke definiert, sodass die gesamte Schnecke im Öl liegt. Bei jedem Ölwechsel wurde des Prüfgetriebe demontiert und gereinigt, sodass eine Beeinflussung der Versuchsergebnisse durch Ölrückstände der vorhergehenden Versuche vermieden wird.

Bei allen Versuchen kommen einsatzgehärtete und geschliffene Schnecken aus 16MnCr5 zum Einsatz. Für die Schneckenräder wird behandelte Stranggussbronze CuSn12Ni2-C-GC verwendet. Die grundlegenden Geometriedaten der Radsätze sind in Tab. 2 dokumentiert.

Tab. 3 Prüfmatrix

Hertz'sche Pressung $p_{Hm}/N/mm^2$	$p_{Hm,L}$				$p_{Hm,M}$				$p_{Hm,H}$				
RS 1													
Antriebsdrehzahl n_1/min^{-1}	30	150	750	1500	30	150	750	1500	30	150	750	1500	
Öl-ID													
PG 1	–	–	–	–	–	X	–	X	X	X	X	X	
PG 3	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
PG 4	–	–	–	X	–	X	–	X	X	X	X	–	
PG 5	–	–	–	X	–	X	–	X	X	X	X	–	
MO 1	–	–	–	X	–	X	–	–	X	X	X	–	
MO 2	–	–	–	X	–	X	–	–	–	X	X	–	
MO 3	–	–	–	X	–	X	–	–	X	X	X	–	
RS 2													
Antriebsdrehzahl n_1/min^{-1}	150	750	1500	2000	30	150	750	1500	2000	30	150	750	1500
Öl-ID													
PG 1	–	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
PG 2	X	–	–	–	X	X	–	–	–	X	X	–	–
PG 3	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
PG 5	X	X	X	X	X	X	X	X	X	–	X	X	X

Die Prüfverzahnungen werden unter Variation von Antriebsdrehzahl n_1 und Abtriebsmoment T_2 getestet. Die Abtriebsmomente wurden so gewählt, dass für beide Verzahnungsvarianten gleiche mittlere Hertz'sche Pressungen p_{Hm} vorliegen.

Für beide Verzahnungen wurden drei Pressungen (low, medium, high) verwendet. Mit den gewählten Pressungen wird das üblicherweise zulässige Lastspektrum von Praxisverzahnungen abgebildet. Die untersuchten Betriebspunkte sind in Tab. 3 eingetragen.

5 Versuchsergebnisse

Nachfolgend werden die Ergebnisse zu Radmassen-, Schneckenmassen- und Ölsumpftemperatur vorgestellt.

Die Betriebsparameter (Antriebsdrehzahl n_1 , Abtriebsmoment T_2) beeinflussen den im Betriebspunkt vorliegenden Wirkungsgrad und damit die im Betrieb auftretende Verlustleistung. Die Verlustleistung beeinflusst die im Getriebe auftretenden Temperaturen. Für einen Vergleich der Wärmeleitung erfolgt die Auswertung der Getriebetemperaturen daher über die im Betrieb gemessene Verlustleistung.

5.1 Ölsumpftemperatur

Die Messergebnisse der Ölsumpftemperaturen nach DIN 3996 [4] über der Umgebungstemperatur sind in Abb. 7 zusammen mit den nach DIN 3996 [4] Methode C berechneten Werten über die Gesamtverlustleistung aufgetragen. Es werden bei beiden Radsätzen alle Lastfälle und Schmierstoffe berücksichtigt.

Anhand der Ausgleichsgeraden der Messwerte kann eine lineare Abhängigkeit der Ölsumpftemperatur von

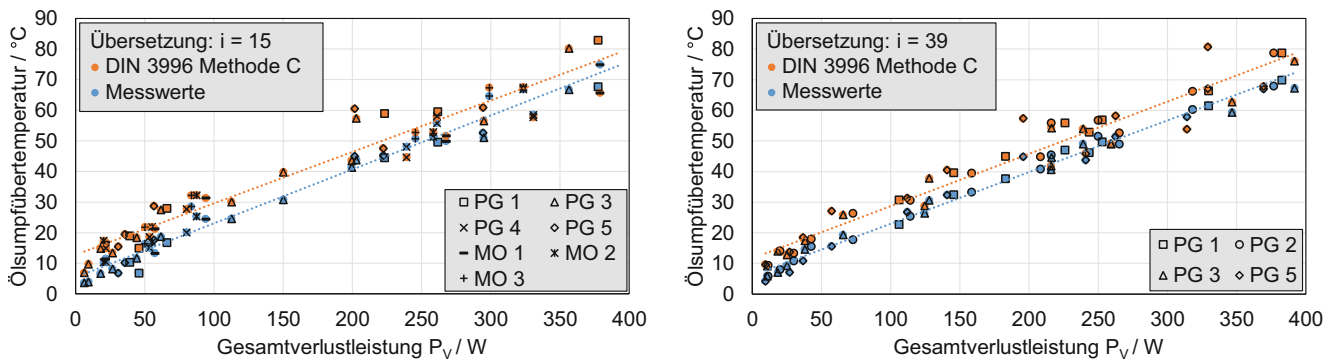


Abb. 7 Gemessene Ölsumpüber Temperaturen

der Gesamtverlustleistung bei beiden Übersetzungen festgestellt werden. Die Verläufe der ausmittelnden Geraden der Messwerte bei beiden Radsätzen ist nahezu identisch. Daraus folgt, dass bei gleicher Verlustleistung gleiche Ölsumpftemperaturen bei der Übersetzung $i=15$ und $i=39$ auftreten. Somit ist die aus dem Getriebe abgeführte Wärmeleistung identisch. Daraus kann gefolgert werden, dass der Einfluss der untersuchten Übersetzungen auf den Wärmetransport aus dem Getriebe als vernachlässigbar angesehen werden kann.

Die Berechnungsgleichungen der DIN 3996 [4] sind für die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen verwendeten Baugröße nicht abgesichert. Anhand der Ausgleichsgeraden wird deutlich, dass die berechneten Werte im Allgemeinen größer ausfallen, als die gemessenen Temperaturen. Die zu hoch berechneten Temperaturen deuten auf eine rechnerische Unterschätzung des Wärmetransports nach DIN 3996 bei kleinen Baugrößen hin.

In Abb. 8 sind die Messwerte der Ölsumpüber Temperatur der verschiedenen Schmierstoffe nach den Viskositätsklassen der DIN ISO 3448 dargestellt. Die Steigungen der gemittelten Ausgleichsgeraden sind für die Werte der verschiedenen Viskositätsklassen nahezu identisch. Die Geraden der Übersetzung $i=39$ verlaufen fast deckungsgleich. Die Ausgleichsgeraden bei der Übersetzung $i=15$ weisen

eine vertikale Verschiebung von maximal 3,9 K auf. Hierbei ist jedoch keine eindeutige Systematik hinsichtlich der Schmierstoffviskosität erkennbar. Aus dem Vergleich der Ausgleichsgeraden und der Schwankung der Messpunkte kann eine gute Übereinstimmung der Geraden aller Ölviskositäten abgeleitet werden. Für beide Radsätze wird hier daher der Einfluss der Grundölart, Viskosität oder der unterschiedlichen Additive auf die Entwicklung der Ölsumpüber Temperatur als vernachlässigbar gering eingeschätzt.

Ausgehend von der gemessenen Umgebungstemperatur ϑ_0 und Ölsumpftemperatur ϑ_S kann die Ölsumpüber Temperatur berechnet werden. Damit ist nach Gl. 10 die Wärmedurchgangszahl k^* unter Verwendung Gehäusefläche A_{ges} und der Verlustleistung P_V bestimmbar.

$$\vartheta_S - \vartheta_0 = \frac{P_V}{k^* \cdot A_{ges}} \quad (10)$$

Nachfolgend sind die aus den gemessenen Temperaturen berechneten Wärmedurchgangszahlen dargestellt. Die Darstellung ist um die mittels DIN 3996 berechneten Wärmedurchgangszahlen ergänzt. Für die Berechnung wurde die gemessene Gesamtverlustleistung sowie die nach Norm berechnete Sumpftemperatur verwendet.

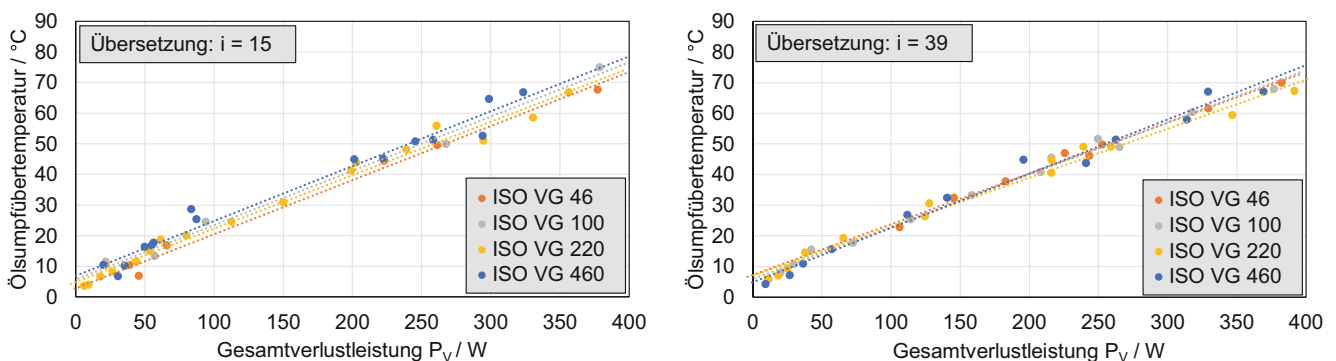
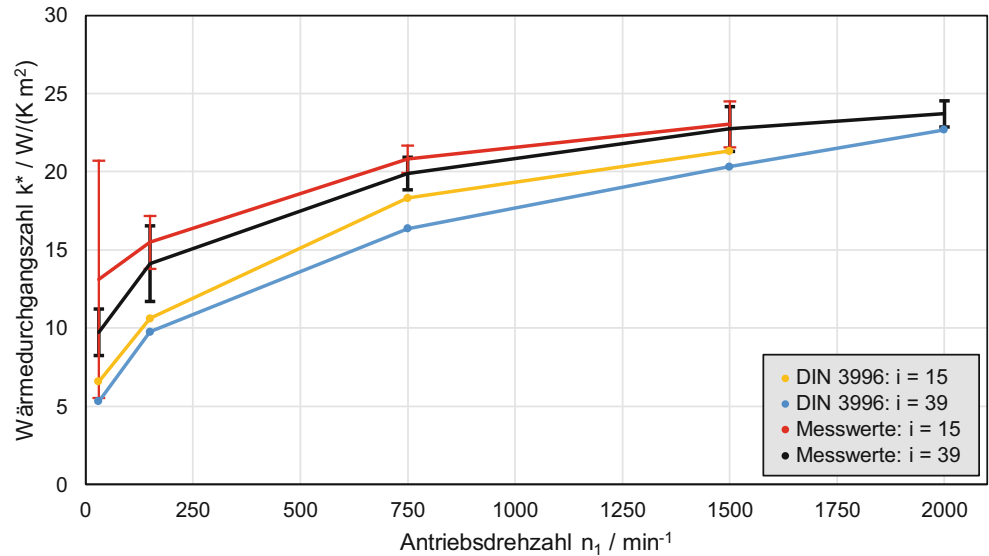


Abb. 8 Gemessene Ölsumpüber Temperaturen verschiedener Viskositätsklassen

Abb. 9 Wärmedurchgangszahlen



5.2 Wärmedurchgangszahlen

Die aus den Messwerten bestimmten und die mit der Ölsumpfübertemperatur nach Norm ermittelten Wärmedurchgangszahlen der untersuchten Betriebspunkte sind in Abb. 9 für beide Radsätze über die Antriebsdrehzahl eingetragen. Es sind die Mittelwerte bei der jeweiligen Antriebsdrehzahl mit der zugehörigen Standardabweichung angegeben.

Die Wärmedurchgangszahlen steigen für die durchgeführten Versuche mit der Drehzahl an. Wie vermutet, liegen die Wärmedurchgangszahlen des verwendeten Prüfgetriebes für die untersuchten Betriebspunkte stets über den berechneten Werten bei Berücksichtigung der rechnerischen Normtemperatur. Dies zeigt, dass der Wärmedurchgang durch das Getriebe mittels der Näherungsgleichungen nach Methode C der DIN 3996 unterschätzt wird. Jedoch liegen die Werte im nach DIN 3996 angegebenen üblichen Bereich zwischen 5 und 50 $W / (K m^2)$. Die Messwerte zeigen einen Verlauf, welcher mit zunehmender Antriebsdrehzahl gegen einen Grenzwert zu streben scheint. Für niedrige Drehzahlen liegen die Wärmedurchgangszahlen für die

Temperaturwerte nach Normrechnung etwa 5 $W / (K m^2)$ unter denen der Messwerte. Mit Zunahme der Antriebsdrehzahl gleichen sich die Verläufe bei beiden Übersetzungen an.

Für die niedrigere Übersetzung liegen die berechneten Wärmedurchgangszahlen über den Werten der höheren Übersetzung, siehe Abb. 9. Mit Zunahme der Antriebsdrehzahl nimmt der Unterschied ab. In Anbetracht der Streuung um die jeweiligen Mittelwerte wird der Einfluss der Übersetzung auf den Wärmedurchgang jedoch als gering eingeschätzt.

5.3 Radmassenübertemperatur

In Abb. 10 sind die gemessenen Radmassenübertemperaturen über der Schmierstofftemperatur eingetragen. Auf der horizontalen Achse ist die Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} angetragen. Diese wurde unter Verwendung der gemessenen Leerlaufverlustleistung P_{V0} durch Rückrechnung aus den separat ermittelten Einzelverlusten von Lager und Dichtungen bestimmt.

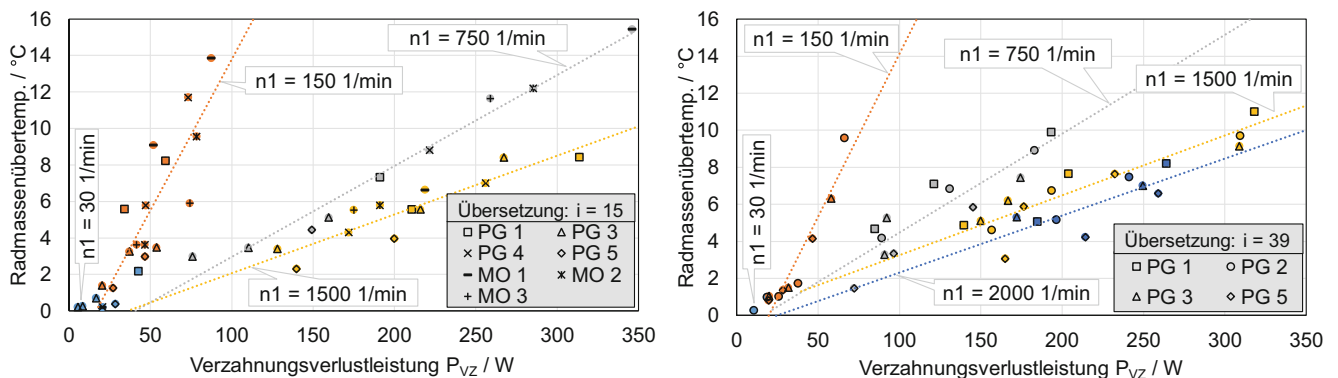


Abb. 10 Radmassenübertemperatur bei verschiedenen Übersetzungen, Antriebsdrehzahlen und Schmierstoffen

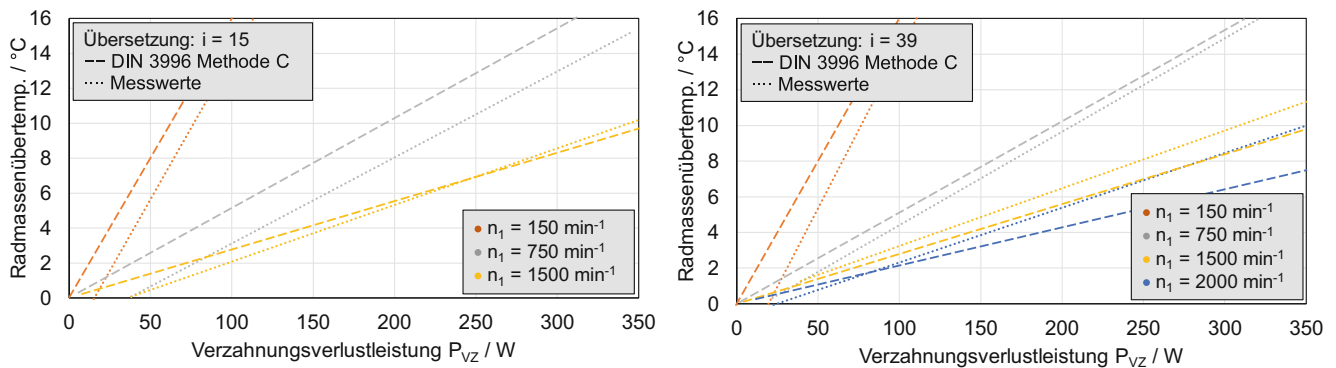


Abb. 11 Radmassenübertemperaturen aus den Messwerten und nach DIN 3996

Für beide untersuchten Übersetzungen kann hier ein funktionaler Zusammenhang der Radmassenübertemperatur von der Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} festgestellt werden. Anhand der Ausgleichsgeraden der Versuche unterschiedlicher Drehzahlen wird ebenfalls ein Einfluss der Antriebsdrehzahl n_1 deutlich. Mit der Zunahme der Antriebsdrehzahl werden allgemein geringere Übertemperaturen gemessen. Die Temperaturen bei gleicher Antriebsdrehzahl und Übersetzung $i=39$ liegen tendenziell über den Temperaturen des Radsatzes mit Übersetzung $i=15$. In den beiden Darstellungen sind die Messwerte bei Schmierung mit allen untersuchten Schmierstoffen je Übersetzung berücksichtigt, siehe Prüfmatrix in Tab. 3. Ein Einfluss der unterschiedlichen Viskositäten und Grundölartern auf die Entwicklung Radmassenübertemperatur ist hier nicht erkennbar.

In Abb. 11 sind die mit Gl. 6–9 nach DIN 3996 [4] berechneten Radmassenübertemperaturen zusammen mit den Ausgleichsgeraden der Messwerte der Versuchspunkte der beiden Radsätze über die Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} eingetragen. Die Betriebspunkte mit der niedrigsten Antriebsdrehzahl von $n_1 = 30 \text{ min}^{-1}$ werden nicht berücksichtigt, da die Radmassentemperatur nahezu der Schmierstofftemperatur entspricht. Für beide Übersetzungen werden bis zu einer Antriebsdrehzahl von $n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$ gegenüber

den Versuchswerten höhere Radmassenübertemperaturen nach DIN 3996 Methode C berechnet. Der Vergleich der Gerade zeigt dies deutlich. Bei den höheren Antriebsdrehzahlen stimmen die Werte bei der Übersetzung $i=15$ nahezu mit den Messungen überein. Für den Radsatz mit der Übersetzung $i=39$ und Antriebsdrehzahlen $n_1 \geq 1500 \text{ min}^{-1}$ liegen die berechneten Werte dagegen unter den aus der Messung ermittelten Werten.

Für niedrige bis mittlere Antriebsdrehzahlen verlaufen die gestrichelten Ausgleichsgeraden der berechneten Werte gegenüber den Geraden der Messwerte nahezu parallel. Bei den höheren Drehzahlen treten aufgrund der unterschiedlichen Steigungen mit Zunahme der Verzahnungsverlustleistung größere Abweichungen auf. Grundsätzlich bestätigt sich die Abhängigkeit von der Verzahnungsverlustleistung.

Die Abweichungen können durch die Berechnung der drehzahlabhängigen Wärmeübergangszahl α_L mit Gl. 9 bei den höheren Antriebsdrehzahlen erklärt werden. Für das verwendete Prüfgetriebe kleiner Baugröße erscheint daher eine Anpassung und Abgrenzung dieser Berechnungsgleichungen für die höchsten Drehzahlen sinnvoll, um eine treffsichere Tragfähigkeitsberechnung gewährleisten zu können.

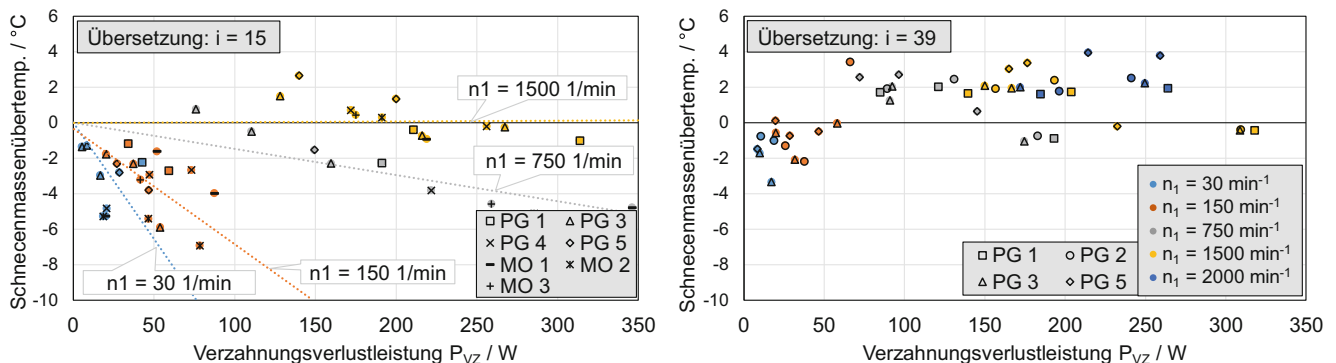


Abb. 12 Schneckenmassenübertemperatur bei verschiedenen Übersetzungen, Antriebsdrehzahlen und Schmierstoffen

5.4 Schneckenmassenübertemperatur

In Abb. 12 sind die Schneckenmassenübertemperaturen über der Schmierstofftemperatur eingetragen. Es werden analog zur Radmassenübertemperatur die Versuchspunkte aller, in der Prüfmatrix aufgeführten, Betriebspunkte berücksichtigt.

Für den Radsatz mit der niedrigen Übersetzung, siehe linke Darstellung, kann ein funktionaler Zusammenhang von der Verzahnungsverlustleistung und der Antriebsdrehzahl festgestellt werden. Bei den Versuchen mit der höheren Übersetzung weisen die Schneckenmassenübertemperaturen eine große Streuung auf, sodass hier kein funktionaler Zusammenhang festgestellt werden kann.

Ein Grund für diesen Unterschied kann die Lage der Messstellen darstellen. Bei den Messungen mit Übersetzung $i = 39$ wird die Temperatur direkt unter der Mitte des Eingriffsgebiets erfasst. Bei der kleineren Übersetzung $i = 15$ liegt die Temperaturmessstelle am Rande des Zahneingriffs, bzw. den an die Verzahnung anschließenden Wellenabschnitt. Das in axialer Schneckenrichtung vorliegende Temperaturgefälle führt ausgehend von der größten Temperatur im Eingriffsgebiet mit steigendem axilen Abstand zu niedrigeren Temperaturen. Das Temperaturprofil wiederum ist abhängig von der Antriebsdrehzahl n_1 . In diesem Temperaturprofil wird die Verlustwärme aus dem Zahnkontakt vor allem bei kleinen Antriebsdrehzahlen primär im Verzahnungsbereich an den Schmierstoff abgegeben. Der Schmierstoff wird wiederum durch die bei kleinen Antriebsdrehzahlen anteilig an der Gesamtverlustleistung größeren Lager- und Dichtungsverluste zusätzlich beheizt. Die Wärmeleitung durch die Schneckenwelle an die Anbauteile des Getriebes führt zusätzlich Energie ab, sodass die Schneckenwelle in den Randbereichen niedrigere Temperaturen als der Schmierstoff aufweist und dort wiederum Wärmeenergie vom Ölsumpf an die Schneckenwelle abgegeben wird. Dadurch ergeben sich kleinere Temperaturen an der Messstelle am Rande des Zahneingriffs.

Ein Einfluss der unterschiedlichen Viskositäten und Grundölartern auf die Temperaturentwicklung ist, wie bei der Radmassenübertemperatur, nicht erkennbar. Die Temperatur der Schneckenwelle liegt für beide verwendeten Radsätze im Allgemeinen unter der des Rades. Die Untersuchungen von Dinter et al. [5] zeigen gleich Tendenzen.

Die höheren Radmassentemperaturen deuten daraufhin, dass ein größerer Wärmestrom aus dem Zahnkontakt in Richtung des Schneckenrades fließt als in Richtung der Schneckenwelle. Um dies zu überprüfen, wird nachfolgend die Wärmestromaufteilung anhand eines einfachen thermischen Netzwerks berechnet.

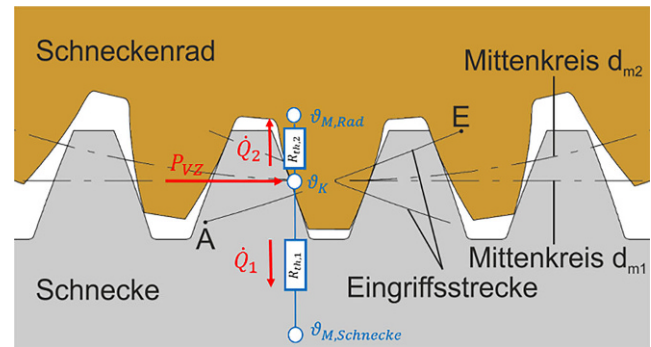


Abb. 13 Thermisches Netzwerk

6 Wärmestromaufteilung aus dem Zahnkontakt

Auf Basis der Messergebnisse der Rad- und Schneckenmassentemperatur wird anhand eines einfachen Wärmeleitmodells die Aufteilung der Verlustwärme aus dem Zahnkontakt auf Schneckenrad und Schnecke berechnet. Auf Basis der Berechnung erfolgt im Anschluss die Beurteilung der Anwendbarkeit der Wärmestromaufteilung nach Reißmann und Plote [20] auf Schneckenverzahnungen.

In Abb. 13 ist der Zahnkontakt von Schnecke und Schneckenrad im Axialschnitt sowie das im Folgenden verwendete thermische Netzwerk dargestellt. Es wird angenommen, dass die gesamte Verzahnungsverlustleistung P_{VZ} in Form der Wärmeströme \dot{Q}_1 auf die Schnecke und \dot{Q}_2 auf das Schneckenrad übergeht. Gl. 11 beschreibt diesen Zusammenhang.

$$P_{VZ} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \tag{11}$$

mit

$$\dot{Q}_{1/2} = \frac{\vartheta_k - \vartheta_{M,1/2}}{R_{th,1/2}} \tag{12}$$

Bei dieser Betrachtung wird die gesamte Wärmeenergie im Eingriffsfeld mit der Eingriffsfeldlänge AE und der Breite b_{2H} erzeugt. Dieser Betrachtung folgend, wird die Wärmeleitung der Schnecke als Wärmeleitung eines an der Mantelfläche beheizten Zylinders modelliert. Von der Mantelfläche aus erfolgt der Wärmetransport radial zur Zylinderachse und von dort aus zu beiden Seiten der Schneckenwelle. Die Berechnung des thermischen Widerstandes verwendet die radiale Wärmeleitung des Zylinders, der durch den Zahnkontakt im Eingriff definiert wird. Als Zylinderlänge wird die Eingriffsstrecke AE verwendet, da nur in diesem Bereich der Verzahnung Wärmeenergie durch den Kontakt von Schnecke und Schneckenrad entsteht. Als Durchmesser des Zylinders wird der Mittenkreisdurchmesser d_{m1}

verwendet. Der thermische Widerstand der Schnecke $R_{th,1}$ ist somit nach Gl. 13 definiert.

$$R_{th,1} = \frac{\ln\left(\frac{d_{m1}}{2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot AE \cdot \lambda_1 \cdot 10^{-3}} \tag{13}$$

Aufgrund der Temperaturmessstelle im Schneckenrad wird die Wärmeleitung in das Schneckenrad als radiale Wärmeleitung in einem Hohlzylinder modelliert. Entsprechend ergibt sich der thermische Widerstand $R_{th,2}$ des Schneckenrades nach Gl. 14. Hierbei ist die Breite des Zylinders durch die Breite des Schneckenrades b_{2H} , der Außendurchmesser des Hohlzylinders durch den Mittenkreisdurchmesser d_{m2} und der Innendurchmesser durch den Fußkreisdurchmesser d_f definiert.

$$R_{th,2} = \frac{\ln\left(\frac{d_{m2}}{d_f}\right)}{2 \cdot \pi \cdot b_{2H} \cdot \lambda_2 \cdot 10^{-3}} \tag{14}$$

Die Messungen zeigen bei stationären Bedingungen keine nachhaltige Änderung der gemessenen Massentemperatur beim Durchlauf des Messpunktes am Schneckenrad durch den Zahneingriff. Dies kann auf die große thermische Masse des Schneckenrades, sowie die, hinsichtlich Wärmetransport, hoch frequente Drehung der Schnecke zurückgeführt werden. Diese Messergebnisse bestätigen die Zulässigkeit dieser Vereinfachung.

Im Zahnkontakt berühren sich Schnecken Zahn und Schneckenrad Zahn. Da im Kontakt die Verlustenergie entsteht, wird angenommen, dass für Schnecken- und Schneckenrad Zahn die gleiche Kontakttemperatur ϑ_K vorliegt. Mit dieser Annahme kann der Anteil des Wärmestroms,

der in die Schneckenwelle und in das Schneckenrad fließt, mit Gl. 15 bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_1}{P_{VZ}} &= \left(1 - \frac{\dot{Q}_2}{P_{VZ}}\right) \\ &= \frac{P_{VZ} \cdot R_{th,2} + (\vartheta_{M, Rad} - \vartheta_{M, Schnecke})}{P_{VZ} \cdot (R_{th,1} + R_{th,2})} \end{aligned} \tag{15}$$

In den vorgestellten Ansätzen zur Berechnung von Getriebetemperaturen mittels thermischer Netzwerke wird üblicherweise der Ansatz von Reißmann und Plote verwendet. Dieser Ansatz wurde für die Berechnung der Wärmeströme bei Strinradverzahnungen entwickelt und für Schneckengetriebe entsprechend adaptiert. Aufgrund der gegenüber Stirnrädern unterschiedlichen Werkstoffpaarung sowie der unterschiedlichen Kinematik und daraus resultierenden Gleitverhältnisse ist der adaptierte Ansatz bislang nicht weitreichend experimentell geprüft.

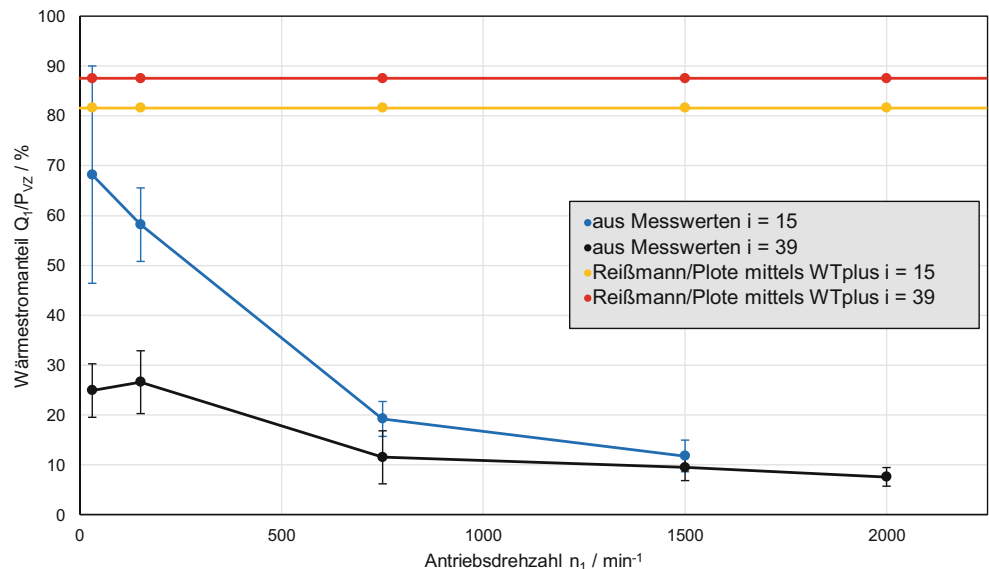
Hierbei wird die Reibleistung im Zahnkontakt anhand der werkstoffabhängigen Wärmeeindringungskoeffizienten b und der unterschiedlichen tangentialen Geschwindigkeiten der Kontaktpartner im Eingriff v_i aufgeteilt.

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \sqrt{\frac{v_{t1} \cdot b_1}{v_{t2} \cdot b_2}} \quad \text{Mit : } \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = P_{VZP} \tag{16}$$

$$b_{1,2} = \sqrt{\lambda_{1,2} \cdot \rho_{1,2} \cdot c_{1,2}}$$

Die tangentialen Geschwindigkeiten der Schneckenverzahnung ändern sich entlang einer Berührlinie [13]. Bei verschiedenen Berührlinien treten ebenso unterschiedliche tangentiale Geschwindigkeiten auf. Paschold [19] berechnet daher für eine Vielzahl an Eingriffspositionen die Aufteilung der Wärmeströme mit Gl. 16 und wertet diese gemittelt aus. Dabei wird eine typische Wärmeeinteilung bei Schneckengetrieben mit $\dot{Q}_1/\dot{Q}_2 \approx 0,8/0,2$ angegeben.

Abb. 14 Anteil des Wärmestroms in die Schneckenwelle



Im Folgenden werden die rechnerischen Werte des adaptierten Modells zur Wärmestromaufteilung mit den nach der oben vorgestellten Wärmestromberechnung auf Basis der Messwerte verglichen. In Abb. 14 ist der auf Basis der Messdaten und unter Verwendung des vorgestellten Wärmeleitungsmodells berechnete Wärmestromanteil der Schnecke über der Antriebsdrehzahl n_1 für beide Verzahnungen dargestellt. Für die Messwerte werden Mittelwerte mit der zugehörigen Standardabweichung angegeben. Darüber hinaus ist der Wärmestromanteil nach der für Schneckengetriebe adaptierten Berechnung von Reißmann et al. [20] aufgetragen. Dieser wurde mit dem Berechnungstool WT-plus [18] bestimmt.

Die Wärmestromaufteilung nach Reißmann et al. [20] ist für beide Übersetzungen unabhängig von der Antriebsdrehzahl n_1 , da das Verhältnis der tangentialen Geschwindigkeiten in Gl. 16 gleich bleibt. Für die Übersetzung $i = 15$ fließt demnach 81,6% und für die Übersetzung $i = 39$ fließt 87,5% der Verzahnungsverlustleistung in die Schneckenwelle.

Die aus dem thermischen Netzwerk resultierende Wärmestromaufteilung und die nach dem vorgestellten Modell auf Basis der Messwerte berechnete Wärmestromaufteilung zeigen abweichende Verläufe über die Antriebsdrehzahl. Für den Radsatz mit der Übersetzung $i = 15$ fließt bei niedriger Drehzahl ein Großteil der Verzahnungsverlustleistung in die Schneckenwelle. Mit Zunahme der Antriebsdrehzahl wird der Anteil des Wärmestroms, der in die Schnecke fließt stets geringer und für die Betriebspunkte mit der Drehzahl $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ beträgt das Verhältnis der Wärmeströme $\dot{Q}_1/\dot{Q}_2 \approx 0,1/0,9$. Die Versuche mit Übersetzung $i = 39$ zeigen eine vergleichbare Systematik. Dieser Zusammenhang ist aus den in Abb. 12 dargestellten Messergebnissen sichtbar. Dadurch, dass die Schneckenmassenüber-temperatur bei hohen Antriebsdrehzahlen gegen 0K verläuft, ist der Wärmeübergang auf die Schnecke entsprechend limitiert, da diese durch den fehlenden Potentialunterschied nicht an das Öl abgegeben werden kann. Folglich ergeben sich bei hohen Antriebsdrehzahlen reduzierte Wärmestromanteile für die Schneckenwelle.

Die unterschiedlichen Verläufe der beiden Radsätze gleichen sich für hohe Antriebsdrehzahlen an. Die Streuung der berechneten Wärmestromaufteilungen um die Mittelwerte nimmt generell mit steigender Drehzahl ab, weshalb neben der Übersetzung hier keine weiteren Einflussparameter berücksichtigt werden.

Der Vergleich der Ergebnisse zeigt, dass das Modell von Reißmann und Plote für den hier betrachteten Versuchsaufbau nur im Bereich kleinster Drehzahlen ähnliche Ergebnisse wie die Messung liefert. Im Bereich üblicher Drehzahlen zeigen die Versuchsergebnisse eine inverse Wärmestromaufteilung zu Reißmann und Plote. Hierbei ist zu beachten, dass die Wärmestromaufteilung im Zahnkontakt maßgeblich von der Wahl der thermischen Ersatzwiderstände ab-

hängig ist. Je nach Wahl der Ersatzgeometrie variiert das Verhältnis der Wärmeströme \dot{Q}_1/\dot{Q}_2 . Bei einer quantitativen Veränderung der Wärmestromaufteilung bleiben jedoch die gegenläufigen Verläufe über der Drehzahl bestehen. Die gegensätzlichen Verläufe der Wärmestromaufteilung nach dem Modell aus der Literatur und dem definierten thermischen Netzwerk zeigen, dass hier noch Forschungsbedarf besteht. Hierbei ist insbesondere die Frage zu erläutern, ob die maßgebliche Beeinflussung der Massentemperaturen durch die Wärmeaufteilung im Kontakt erfolgt oder viel mehr durch die Wärmeabfuhr von Schneckenrad und Schnecke an das Getriebegehäuse.

7 Zusammenfassung und Schluss

Aufgrund einer fehlenden Datenbasis zum thermischen Betriebsverhalten von tauchgeschmierten Schneckengetrieben kleiner Baugröße wurden im Rahmen von Prüfstandsversuchen die Einflüsse verschiedener Übersetzungen, Schmierstoffe, Viskositätsklassen und Lastfälle auf den Temperaturhaushalt von Schneckengetrieben im stationären Betrieb untersucht. Weiter wurde ein Wärmeleitmodell vorgestellt, welches die Berechnung der Wärmestromaufteilung aus dem Zahnkontakt von Schneckengetrieben erlaubt. Dieses wurde mit dem aktuellen Stand der Technik auf Basis der Versuchsergebnisse abgeglichen.

Die Ölsumpftemperatur der Versuche zeigt eine lineare Abhängigkeit von der Gesamtverlustleistung. Die Messwerte wurden mit der Berechnung nach der DIN 3996 [4] verglichen. Die Berechnung nach DIN 3996 weicht hierbei von den Messergebnissen ab. Durch eine Anpassung der Wärmedurchgangszahl ist eine treffsichere normfähige Berechnung vorstellbar. Die durchgeführten Versuche zeigen, dass mit Kenntnis der Wärmedurchgangszahl die Sumpftemperatur für alle getesteten Parameter allein aus der Gesamtverlustleistung berechenbar ist. Das bedeutet, dass die Grundölart, Viskositätsklasse, Übersetzung sowie Betriebsparameter den Wärmetransport im Getriebe für die durchgeführten Versuche nicht direkt beeinflussen.

Während der Versuche wurden Radmassentemperatur, Schneckenmassentemperatur, Ölsumpftemperatur, Gehäuse-temperatur, Umgebungstemperatur sowie Lagertemperaturen gemessen.

Hierbei zeigen die Messergebnisse eine Abhängigkeit der Radmassenüber- und der Schneckenmassenüber-temperaturen von der Antriebsdrehzahl und der Verzahnungsverlustleistung. Die Ergebnisse zeigen, dass bei Betriebspunkten gleicher Verlustleistung bei unterschiedlicher Drehzahl unterschiedliche Radmassenüber-temperaturen auftreten. Die kleineren Temperaturen liegen bei größerer Drehzahl vor. Die Massentemperatur der Schnecke entspricht für die

Tab. 4 Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Benennung
a	mm	Achsabstand
b	$J / (K \cdot m^2 \cdot \sqrt{s})$	Wärmeeindringungskoeffizient
b_{2H}	mm	Breite des Rades
b_{2R}	mm	Radkranzbreite des Schneckenrades
c	$J / (kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
$c_{0,1,2}$	–	Beiwerte zur Ölsumpfemperaturberechnung nach DIN 3996
c_K	–	Eintauchfaktor
d_f	mm	Fußkreisdurchmesser
d_m	mm	Mittendurchmesser
i	–	Übersetzung
k^*	$W / (m^2 \cdot K)$	Wärmedurchgangszahl
n_1	$1/min$	Antriebsdrehzahl der Schneckenwelle
p_m	N/mm^2	Mittelwert der Hertz'schen Pressung
v_t	m/s	Tangentialgeschwindigkeit im Eingriff
AE	mm	Eingriffsstrecke
A_{Ges}	mm^2	Gehäuseaußenfläche
A_R	mm^2	Maßgebliche Kühlfläche des Rades
P_V	W	Gesamtverlustleistung
P_{V0}	W	Leerlaufverlustleistung
P_{VD}	W	Dichtverlustleistung
P_{VLO}	W	Lastunabhängige Lagerverluste
P_{VLP}	W	Lastabhängige Lagerverluste
P_{VX}	W	Verlustleistung weiterer Getriebekomponenten
P_{VZ}	W	Verzahnungsverlustleistung
P_{VZO}	W	Lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung
P_{VZP}	W	Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
R_{th}	K/W	Thermischer Widerstand
T_2	Nm	Moment am Schneckenrad
$\Delta\vartheta$	$^\circ C$	Übertemperatur des Schneckenradzahnes über der Ölsumpfemperatur
α_L	$W / (m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient für tauchende Radzähne
ϑ_0	$^\circ C$	Umgebungstemperatur
$\vartheta_M, \vartheta_{M, Rad}$	$^\circ C$	Radmassentemperatur
$\vartheta_{M, Schnecke}$	$^\circ C$	Schneckenmassentemperatur
ϑ_S	$^\circ C$	Ölsumpfemperatur
λ	$W / (m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
ν_{40}	mm^2/s	Kinematische Viskosität bei $40^\circ C$
ρ	kg/m^3	Dichte

Tab. 5 Indizes

Index	Bezeichnung
1	Schneckenwelle
2	Schneckenrad

in den Versuchen verwendete Einbaulage des Getriebes über alle Versuchspunkte in etwa der Ölsumpfemperatur.

Versuchsbegleitend wurde ein Wärmeleitmodell für den Wärmetransport aus dem Zahnkontakt entwickelt. Dieses wurde basierend auf den Messdaten mit dem aktuellen Stand der Technik abgeglichen. Hierbei ergaben sich zum Teil deutliche Unterschiede in der Aufteilung der Wärmeströme in die Verzahnungspartner.

Die thermische Berechnung von Getrieben wird von zahlreichen Parametern beeinflusst. Gleichzeitig beeinflusst das thermische Verhalten wiederum die Tragfähigkeit sowie den Wirkungsgrad und damit die Funktion von Getrieben. Die vorgestellten Ergebnisse bieten Orientierungswerte für zukünftige Getriebeauslegungen und Forschungsthemen und sollten durch zukünftige Forschungsaktivitäten weiter ergänzt werden.

8 Nomenklatur

Die Nomenklatur ist in Tab. 4 dargestellt.

9 Indizes

Die Indizes ist in Tab. 5 dargestellt.

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

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. Blok H (1963) The flash temperature concept. Wear 6(6):483–494. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(63\)90283-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(63)90283-7)

2. Changenet C, Oviedo-Marlot X, Velex P (2006) Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox. *J Mech Des* 128(3):618–625. <https://doi.org/10.1115/1.2181601>
3. Changenet C, Pasquier M (1665) (2002) Power losses and heat exchange in reduction gears: Numerical and experimental results. *VDI-Berichte* 2, S 603–613
4. DIN 3996:2019-09: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen (2019)
5. Dinter R, Predki W, Jarchow F (1997) FVA Nr. 237 – Heft 518 – Schnecken­tragfähigkeit Abschlussbericht – Schnecken­tragfähigkeitsgrenzen ermitteln und erhöhen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
6. Fernandes C, Rocha D, Martins R et al (2018) Finite element method model to predict bulk and flash temperatures on polymer gears. *Tribol Int* 120:255–268. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.027>
7. Funck G (1985) Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. Dissertation, Technische Universität München
8. ISO/TR 14179-1:2001: Gears—Part 1: Thermal rating (2001)
9. ISO/TR 14179-2:2001: Gears—Part 2: Thermal load-carrying capacity (2001)
10. ISO/TR 14521:2009: Gears—Calculation of load capacity of wormgears (2009)
11. JCGM (2008) JCGM 100:2008: Evaluation of measurement data—Guide to the expression of uncertainty in measurement
12. Liu Y, Peng J, Wang B et al (2019) Bulk temperature prediction of a two-speed automatic transmission for electric vehicles using thermal network method and experimental validation. *Proc Inst Mech Eng Part D J Automob Eng* 233(10):2585–2598. <https://doi.org/10.1177/0954407018802667>
13. Magyar B (2012) Tribo-dynamische Untersuchungen von Zylinder-schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern
14. Monz A (2012) Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung von konsistenten Getriebefetten. Dissertation, Technische Universität München
15. Niemann G, Winter H (1983) *Maschinenelemente*, 2. Aufl. Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, Bd. 3. Springer, Berlin, Heidelberg, New York
16. Oehler M (2018) Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München
17. Oehler M, Magyar B, Sauer B (2017) FVA Nr. 729/I – Heft 1226 – Schneckengetriebewirkungsgrade Abschlussbericht – Schneckengetriebewirkungsgrade. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
18. Paschold C, Lohner T, Stahl K (2018) FVA Nr. 69/VII – Heft 1300 – WTplus – Wärmehaushalt Schneckengetrieben Abschlussbericht – Thermische Betrachtung von Schneckengetrieben in WTplus. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
19. Paschold C, Sedlmair M, Lohner T et al (2020) Efficiency and heat balance calculation of worm gears. *Forsch Ingenieurwes* 84:115–125. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00390-1>
20. Reißmann J, Plote H, Lüpfer H-P et al (1995) FVA Nr. 231/I+II – Heft 462 – Thermodynamik der Wälz-Gleit-Paarungen Abschlussbericht – Blitztemperatur. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
21. Reitinger E-M, Monz A (2014) FVA Nr. 522/II – Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetriebe bei Fettschmierung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt/Main
22. Tietze W, Riedl A (2005) *Taschenbuch Dichtungstechnik*, 2. Aufl. Vulkan, Essen