



Bernhard Stefan Hausmann, BSc

# Optimierte Auslegung einer Außenzahnrad- Ölpumpe für Großmotoren

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler

Institut für Fertigungstechnik

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

### ***AFFIDAVIT***

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

## Vorwort und Danksagung

Diese Masterarbeit entstand am Institut für Fertigungstechnik an der Technischen Universität Graz unter der Leitung von Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Haas. Der Anstoß zum Thema der Arbeit kam durch meine Tätigkeit als studentischer Mitarbeiter in der Nutzfahrzeug- und Großmotorenkonstruktion der AVL List GmbH.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinem Betreuer am Institut für Fertigungstechnik, Herrn Dipl.- Ing Dr. techn. Jörg Edler, bedanken, der mich mit viel Engagement und seiner Expertise bei meiner Arbeit unterstützt hat.

Daneben gilt mein Dank meinen Vorgesetzten und Kollegen bei der AVL, die maßgeblich daran mitgewirkt haben, dass diese Masterarbeit nun in dieser Form vorliegt. Ein spezieller Dank gilt meinem Betreuer der Masterarbeit, Wilhelm Greylinger, sowie dem Leiter der Abteilung Nutzfahrzeug- und Großmotorenkonstruktion Dipl.- Ing. Christian Seltenhammer, der es mir ermöglicht hat, diese Arbeit in Verbindung mit der AVL zu verfassen. Außerdem möchte ich mich bei Dipl.-Ing. Martin Rustler bedanken, der mich kontinuierlich motiviert und in schwierigen Situationen unterstützt hat.

Nicht zuletzt gebührt mein Dank meiner Familie für ihre Unterstützung während meiner schulischen und vor allem universitären Ausbildung.

## Kurzfassung

Der einfache Aufbau sowie die hohe Betriebssicherheit von Außenzahnradpumpen sprechen für deren Nutzung als Ölpumpe für Großmotoren. Die dabei verwendeten Pumpen sind im Vergleich zu Standardanwendungen mit wesentlich größeren Schluckvolumen ausgeführt, um die nötigen Volumenströme zu erzeugen. Dadurch ergeben sich, beispielweise durch das großvolumige Quetschöl, neue Anforderungen. Bei falscher Auslegung kann dies zu geringen Wirkungsgraden oder zu Schäden führen. Da bei Großmotoren sowohl die Betriebssicherheit als auch der gesamte Wirkungsgrad äußerst wichtig sind, ist eine optimale Auslegung der Komponenten erforderlich.

In der vorliegenden Arbeit wurde die Funktionsweise der Zahnradpumpe genauer betrachtet. Ausgehend vom Grundverständnis erfolgte eine Erarbeitung der optimalen Pumpen- und Verzahnungsparameter für den Einsatz in Großmotoren. Dabei war es das Ziel speziell die Massenstrompulsation gering zu halten und die Verluste durch das Quetschöl sowie dabei verursachte Druckspitzen zu reduzieren. Dies geschah mit der Untersuchung deren Ursachen sowie analytischen Auswertungen von verschiedenen Verbesserungsmaßnahmen. Für eine optimale Arbeitsweise, sowie hohe Wirkungsgrade sind des Weiteren geeignete Spaltbreiten zu ermitteln. Durch analytische Berechnungen der Spaltverluste sowie einer detaillierten Toleranzanalyse erfolgte die Erstellung eines Werkzeugs zur optimalen Auslegung von radial und axial Spalt. Abschließend wurde eine Vorgehensweise beschrieben, um die Zahnradpumpe für den betreffenden Fall richtig Auslegen zu können. Zusätzlich erfolgte eine Konstruktionsempfehlung für die einzelnen Komponenten. Aufbauend darauf entstand ein Tool zur Auslegung von Ölpumpen, welches unter anderem die Massenstrompulsation, das Quetschöl, Spaltverluste, die Belastung und die Lagerung berücksichtigt. Somit ist damit eine vollständige Auslegung für eine optimierte Ölpumpe möglich.

## Abstract

The simple design and the high reliability of the external gear pump makes it the favor pump as an oil pump for large engines. The used pumps have, compared to standard applications, a much larger displacement to generate the necessary volume flows. This results in new requirements. For example because of the high volume of squeezed oil. Incorrect design can lead to low efficiency or even damage. Since the operational safety, so as the overall efficiency of large engines are extremely important, an optimal design of the components is required.

In the present work, the operation of the gear pump was considered in detail. Starting from the basic understanding, optimal pump and the teeth parameters for the use in large engines were development. The pump functionality was analyzed to learn how to keep the mass flow pulsation low and to reduce the losses caused by the squeezed oil. This was done by working out their causes and analytical evaluations of various improvement measures. For optimum functionality and high efficiency, suitable gap widths have to be chosen. By analytical calculations of the gap losses and a detailed tolerance analysis the optimal gaps size can now be calculated. Finally, a procedure was described to make a layout for the gear pump parameters. In addition, there was done a design recommendation for the individual components. Based on this, a tool was created to calculate all the necessary parameters of an oil pump. This takes into account the mass flow pulsation, the squeezed oil, gap losses, the load and the bearings. With that it is possible to make a layout for the complete design of an optimized oil pump.

# Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagung .....	III
Kurzfassung .....	IV
Abstract .....	IV
Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen .....	VIII
1. Einleitung .....	1
1.1. Problemstellung .....	1
1.2. Ziele der Arbeit .....	1
1.3. Vorgehensweise .....	1
2. Allgemeine Grundlagen .....	2
2.1. Bauarten von hydrostatischen Pumpen .....	2
2.1.1. Außenzahnradpumpe .....	3
2.1.2. Innenzahnradpumpe .....	4
2.1.3. Flügelzellenpumpe .....	5
2.1.4. Schraubspindelpumpe .....	5
2.1.5. Axialkolbenpumpe .....	6
2.1.6. Radialkolbenpumpe .....	7
2.2. Berechnungsgrundlagen .....	8
2.2.1. Leistung .....	8
2.2.2. Volumenstrom .....	9
2.2.3. Druck .....	10
2.2.4. Wirkungsgrad .....	10
3. Anforderungen an Ölpumpen in Großmotoren .....	11
3.1. Allgemeine Anforderungen an Ölpumpen für Großmotoren .....	11
3.2. Der Ölkreislauf .....	12
3.3. Wirkungsgradbetrachtungen .....	14
3.3.1. Wirkungsgradeinfluss der Pumpe .....	14
3.3.2. Wirkungsgradeinfluss des Ölabscheidens .....	14
4. Detaillierte Betrachtung von Außenzahnradpumpen .....	17
4.1. Der Volumenstrom und die Pulsation .....	17
4.1.1. Analytische Berechnung .....	17
4.1.2. Massenstrompulsationsminderung .....	23
4.1.3. Zusammenfassung .....	26
4.2. Das Quetschöl .....	26
4.2.1. Allgemeine Einflüsse .....	28
4.2.2. Optimierung des Ausquetschvorgangs .....	29
4.2.3. Analytischer Berechnungsansatz .....	35

4.2.4.	Zusammenfassung.....	37
4.3.	Kavitation .....	41
4.4.	Spalte.....	41
4.4.1.	Radiale Spalte.....	42
4.4.2.	Axiale Spalte .....	45
4.4.3.	Spaltkompensation.....	47
4.5.	Mechanische Belastung .....	48
4.5.1.	Antriebsmoment .....	48
4.5.2.	Wellen- und Zahnradbelastung .....	49
5.	Analyse einer bestehenden Pumpe.....	54
5.1.	Allgemeine Daten.....	54
5.2.	Pumpenzahnrad.....	54
5.3.	Gehäuse .....	55
6.	Auslegung der Pumpe.....	57
6.1.	Grundauslegung.....	57
6.2.	Zahnradart .....	57
6.3.	Basisgrößen.....	58
6.3.1.	Zähnezahl .....	59
6.3.2.	Zahnradbreite.....	60
6.3.3.	Stirneingriffswinkel .....	61
6.3.4.	Profilverschiebung.....	61
6.3.5.	Schrägungswinkel .....	61
6.3.6.	Umfangsgeschwindigkeit.....	61
6.4.	Modulwahl.....	62
7.	Pumpenkomponenten .....	63
7.1.	Pumpenzahnräder.....	63
7.1.1.	Abmaße .....	63
7.1.2.	Flankenspiel.....	64
7.1.3.	Kopfkürzung.....	64
7.1.4.	Oberflächen .....	64
7.1.5.	Werkstoff.....	65
7.1.6.	Zusammenfassung.....	65
7.2.	Gehäuse .....	65
7.2.1.	Zu- und Ablauf.....	66
7.2.2.	Quetschnuten.....	66
7.2.3.	Ölversorgung.....	67
7.2.4.	Werkstoff.....	67
7.2.5.	Zusammenfassung.....	67

7.3. Lagerung.....	67
7.3.1. Auslegung.....	67
7.3.2. Verluste.....	69
7.3.3. Lagererwärmung.....	70
7.3.4. Werkstoff.....	70
7.3.5. Zusammenfassung.....	70
7.4. Antriebszahnrad.....	71
7.5. Toleranzen.....	71
8. Schlussfolgerung.....	75
8.1. Auslegungstool.....	75
8.2. Ausblick.....	77
Literaturverzeichnis.....	A-1
Abbildungsverzeichnis.....	A-3
Tabellenverzeichnis.....	A-5

## Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen

$A$	[m <sup>2</sup> ]	..... Fläche
$a_{ZR}$	[m,mm]	..... Achsabstand
$b$	[m,mm]	..... Zahnradbreite
$BSFC$	[g/kWh]	..... Brake Specific Fuel Consumption, spezifischer Verbrauch
$c_{spA}$	[m,mm]	..... axialer Spalt
$c_{spR}$	[m,mm]	..... radialer Spalt
$d$	[m,mm]	..... Durchmesser
$d_k$	[m,mm]	..... Kopfkreisdurchmesser
$d_L$	[m,mm]	..... Lagerdurchmesser
$d_w$	[m,mm]	..... Wälzkreisdurchmesser
$F$	[N]	..... Kraft
$I$	[mm <sup>4</sup> ]	..... axiales Flächenmoment 2. Grades
$m$	[m,mm]	..... Normalmodul
$m_t$	[m,mm]	..... Stirnmodul
$M_{rc}$	[Nm]	..... mechanische Momentenverluste
$M_{rv}$	[Nm]	..... viskose Momentenverluste
$M_{th}$	[Nm]	..... theoretische Antriebsmoment
$M_{ZRP}$	[Nm]	..... Antriebsmoment der Zahnradpumpe
$n$	[s <sup>-1</sup> , min <sup>-1</sup> ]	..... Drehzahl
$\Delta p_{2-1}$	[Pa, bar]	..... Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugraum
$P_h$	[W, kW]	..... hydraulische Leistung
$P_m$	[W, kW]	..... mechanische Leistung
$Q_{spA}$	[m <sup>3</sup> /s, l/min]	..... axiale Spalt-Volumenstromverluste
$Q_{spL}$	[m <sup>3</sup> /s, l/min]	..... Lager- Volumenstromverluste
$Q_{spR}$	[m <sup>3</sup> /s, l/min]	..... radiale Spalt-Volumenstromverluste
$Q_{th}$	[m <sup>3</sup> /s, l/min]	..... theoretischer Volumenstrom der Zahnradpumpe
$Q_{ZRP}$	[m <sup>3</sup> /s, l/min]	..... Volumenstrom der Zahnradpumpe
$t_o$	[m,mm]	..... Grundkreisteilung
$U$	[m/s]	..... Umfangsgeschwindigkeit
$u$	[m/s]	..... Strömungsgeschwindigkeit
$V$	[m <sup>3</sup> ]	..... Volumen
$V_c$	[m <sup>3</sup> , cm <sup>3</sup> ]	..... Schluckvolumen
$w$	[m/s]	..... Strömungsgeschwindigkeit
$x$	[-]	..... Profilverschiebungsfaktor
$z$	[-]	..... Zähnezahl

$\alpha$	[rad, °].....	Normaleingriffswinkel
$\alpha_t$	[rad, °].....	Stirneingriffswinkel
$\alpha_w$	[rad, °].....	Betriebsweingriffswinkel
$\alpha_k$	[rad, °].....	Eingriffswinkel am Kopfkreis
$\beta$	[%].....	Lagerbreitenverhältnis
$\beta_{ZR}$	[rad, °].....	Schrägungswinkel des Zahnrads
$\delta_Q$	[%].....	Volumenstromungleichförmigkeitsgrad
$\varepsilon$	[rad, °].....	Sprungüberdeckung
$\zeta$	[-].....	Strömungsverlustbeiwert
$\eta_{ZRP}$	[%].....	gesamt Wirkungsgrad der Zahnradpumpe
$\eta_{mh}$	[%].....	mechanisch- hydraulischer Wirkungsgrad
$\eta_{mv}$	[%].....	volumetrischer Wirkungsgrad
$\tau_R$	[N/mm <sup>2</sup> ].....	viskose Schubspannungen im Radialspalt
$\mu$	[Pa s].....	dynamische Viskosität
$\omega$	[rad <sup>-1</sup> ].....	Winkelgeschwindigkeit
$0$	.....	Umgebung/Ölwanne
$1$	.....	Saugraum
$2$	.....	Druckraum
$A$	.....	Axialspalt
$L$	.....	Lager
$R$	.....	Radialspalt
$Q$	.....	Quetschraum
$x,y,z$	.....	Koordinatenrichtungen x,y,z
$ZRP$	.....	Zahnradpumpe

# 1. Einleitung

## 1.1. Problemstellung

Für die AVL List GmbH gilt die Entwicklung von Großmotoren als ein wichtiges Geschäftsfeld. Durch immer häufigere Anfragen von Kunden in Bezug auf die zusätzliche Entwicklung der angebauten Ölpumpe besteht das Interesse darin erweitertes Knowhow aufzubauen. Dies ist dadurch begründet, dass Möglichkeiten geprüft werden sollen die Ölpumpen anstatt von einem Zulieferer anzukaufen kostengünstiger selbst herzustellen. Bisherige Versuche haben gezeigt, dass bei den Pumpen, speziell bei der Quetschläuspressung und der Lagerung, Optimierungsbedarf herrscht. Damit eine gewohnt ausreichend hohe Qualität gewährleistet wird, ist es notwendig sich detailliert in das Thema der Außenzahnradpumpen einzuarbeiten.

## 1.2. Ziele der Arbeit

Da der Gesamtwirkungsgrad sowie die Betriebssicherheit von Großmotoren von äußerster Wichtigkeit sind, ist auch die Ölpumpe dahingehend zu optimieren. Wichtige Punkte zum einwandfreien Betrieb sind die Größe der Massenstrompulsationen, Momentenverluste und Druckspitzen beim Ausquetschvorgang, die Spaltgrößen und deren Verluste sowie die Lagerauslegung. Damit eine optimierte Auslegung der Pumpe erfolgen kann müssen folgende Teilziele erreicht werden:

- Überblick über hydrostatische Pumpenvarianten
- Beschreibung der Anforderungen von Ölpumpen für Großmotoren
- Ausarbeitung der Funktionsweise von Außenzahnradpumpen
  - Ursache der Massenstrompulsation
  - Probleme durch das Quetschöl
  - Ursache von Kavitationserscheinungen
  - Spaltgrößen
  - Belastungssituation
- Analyse einer bestehenden Pumpe
- Auslegungs- und Konstruktionsempfehlung der Pumpenkomponenten
- Erstellung eines Auslegungstools

## 1.3. Vorgehensweise

Da die Arbeit auf die optimierte Auslegung einer Außenzahnradpumpe abzielt, muss vorerst deren Funktionsweise mittels einer Literaturrecherche verstanden werden. Dazu ist es erforderlich, die einzelnen Problemstellungen richtig zu interpretieren und mögliche Optimierungsmaßnahmen untereinander zu vergleichen.

Die Vergleiche sollen jeweils mit bekannten oder selbst entwickelten einfachen analytischen Beziehungen getätigt werden. Dadurch wird der Aufwand beschränkt und die Reproduzierbarkeit gewährleistet. Detaillierte Analysen mittels numerischen Methoden der 3-D CFD Rechnung würden die Arbeit deutlich übersteigen. Dies ist dadurch begründet, dass es für diese Berechnungsvorgänge keinen standardisierten Ablauf gibt. Des Weiteren ist für eine detaillierte Berechnung ein sehr komplexes Ölmodell notwendig.

Aufbauend auf daraus entstandenen Erkenntnissen und der Analyse einer bestehenden Pumpe, wird eine Empfehlung für die jeweiligen Komponenten zur optimierten Auslegung erarbeitet. Daraus erfolgt die Erstellung eines umfangreichen EXCEL- Tools zur Auslegung einer Großmotoren Ölpumpe.

## 2. Allgemeine Grundlagen

Als Einführung soll ein kleiner Überblick über hydrostatische Pumpen, deren Bauweisen und Berechnungsgrundlagen von Zahnradpumpen gegeben werden.

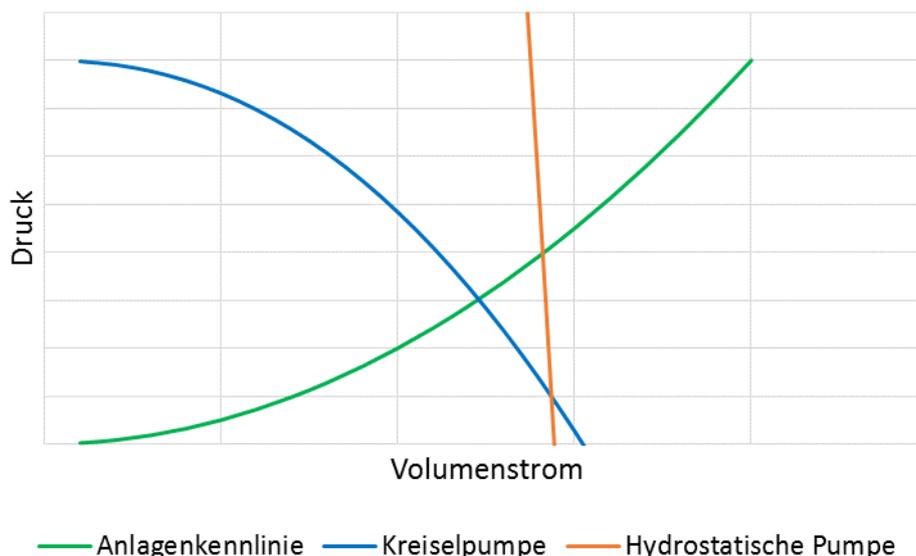
### 2.1. Bauarten von hydrostatischen Pumpen

Folglich wird ein kurzer Überblick über die gängigsten Arten von hydrostatischen Pumpen sowie deren Anwendungsfälle und Eigenschaften gegeben. Dies soll dazu dienen, einen Überblick über die Thematik zu erhalten und die Unterschiede der verschiedenen Bauarten zur Außenzahnradpumpe kennen zu lernen.

Hydrostatische Pumpen wie die Zahnradpumpe werden Verdrängerpumpen genannt, da diese nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Dabei wird während eines Arbeitszyklus der Arbeitsraum zyklisch vergrößert und verkleinert, was zur Förderung des Fluids führt. Um die Verdrängung zu erzielen, gibt es unterschiedliche Lösungen. Die gängigsten Bauarten sind Zahnradpumpen, Schraubspindelpumpen, Flügelzellenpumpen und Kolbenpumpen. Anforderungen an hydrostatische Pumpen sind laut Literatur:<sup>1</sup>

- hohe Wirkungsgrade im gesamten Betriebsbereich
- möglichst niedrige Geräuschemissionen
- hohe Zuverlässigkeit auch bei hoher Belastung
- große Leistungsdichten
- Möglichkeiten zur Regelung und Steuerung
- Funktionsfähigkeit in einem breiten Viskositätsbereich, durch dessen hohe Temperaturabhängigkeit
- geringe Volumenstrompulsation

Abbildung 2-1 zeigt den Unterschied im Betriebsverhalten bei einer Drehzahl, einer Kreiselpumpe, also einer Strömungsmaschine und einer hydrostatischen Pumpe. Dabei gut zu erkennen ist die nur geringe Abhängigkeit des Volumenstroms vom Druck. Dieser reduziert sich bei hydrostatischen Pumpen nur bedingt durch den erhöhten inneren Leckstrom bei höheren Drücken. Es stellt sich jeweils der Betriebspunkt ein welcher sich durch Schneiden der Pumpenkennlinie mit der Anlagenkennlinie ergibt.



**Abbildung 2-1: Betriebsverhalten von Pumpen, Quelle: Eigene Darstellung.**

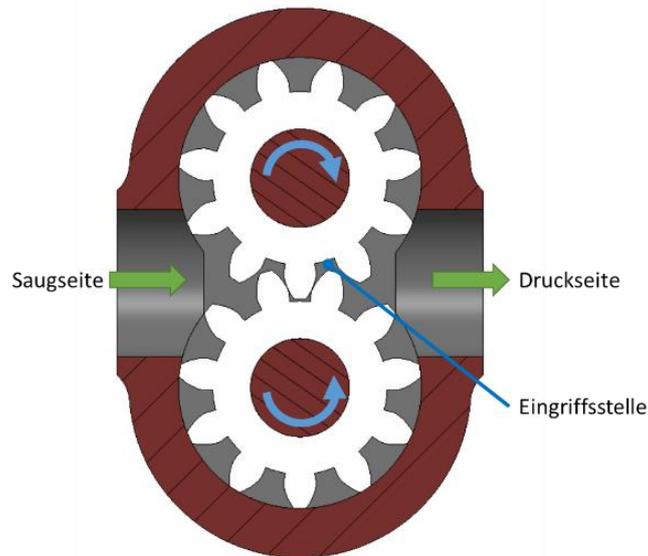
<sup>1</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 117

## 2.1.1. Außenzahnradpumpe

### 2.1.1.1. Grundsätzlicher Aufbau

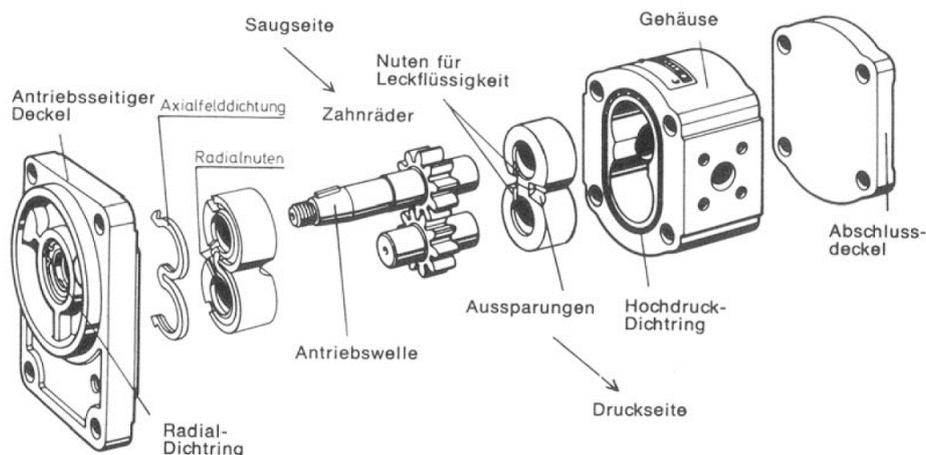
Die Außenzahnradpumpe stellt die einfachste Lösung einer hydrostatischen Pumpe dar. Durch das in den Zahnluken eingeschlossene Volumen wird das Fluid bei der Drehung des Zahnrads von der Saugseite auf die Druckseite gefördert. Dadurch erfolgt die Verdrängung an der Eingriffsstelle. Dies bewirkt somit ein Auspressen des Fördermittels in die Druckseite.<sup>2</sup>

Abbildung 2-2 zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Zahnradpumpe.



**Abbildung 2-2: Außenzahnradpumpe, Quelle: Eigene Darstellung.**

Durch die Spiele zwischen Zahnrad und Gehäuse entstehen Leckverluste, welche bei einfachen Bauarten den Druck auf max. 100bar beschränken. Für höhere Drücke werden druckkompensierte Zahnradpumpen (siehe Abbildung 2-3) verwendet. Dadurch werden die durch Verformung entstehenden Spalte durch Druckbeaufschlagung minimiert.<sup>3</sup>



**Abbildung 2-3 Zahnradpumpe mit Druckkompensation, Quelle: Bauer (2011), S. 83.**

<sup>2</sup> Vgl. Bauer (2011), S. 82

<sup>3</sup> Vgl. Bauer (2011), S. 83

### 2.1.1.2. Merkmale und Anwendung

Außenzahnradpumpen zeichnen sich durch den einfachen und robusten Aufbau aus, wodurch sie für harte Einsatzbedingungen geeignet sind. Des Weiteren haben sie ein kleines Bauvolumen und große Leistungsdichten. Nachteilig können dabei hohe Geräusch- und Pulsationsentwicklungen genannt werden. Des Weiteren besitzen sie, Prinzip bedingt, ein konstantes Verdrängungsvolumen. Bei Zahnradpumpen sind Baugrößen von bis zu 1000cm<sup>3</sup> Verdrängungsvolumen und Drücke bis max. 300bar möglich. Dabei ist jedoch zu beachten, dass im Bereich der Druckkompensation für hohe Drücke erheblicher Aufwand getätigt werden muss, um dabei vernünftige Wirkungsgrade zu erzielen. Verwendung findet diese Art von Pumpen in einfachen Anwendungen der Mobil- sowie Stationärhydraulik.<sup>4</sup>

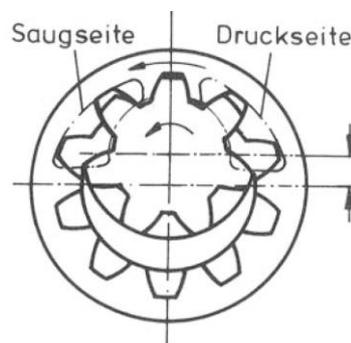
## 2.1.2. Innenzahnradpumpe

### 2.1.2.1. Grundsätzlicher Aufbau

Die grundsätzliche Funktionsweise einer Innenzahnradpumpe entspricht der einer Außenzahnradpumpe. Wie in Abbildung 2-4 ersichtlich wird das Fluid in den Zahnlücken von der Saugseite, über die mit dem Gehäuse versteift Sichel als Dichtelement, auf die Druckseite gefördert und dort durch den Zahneingriff ausgepresst. Das angetriebene innere Zahnrad dreht dabei das innenverzahnte äußere Zahnrad mit. Durch den wesentlich längeren Zahneingriff ergibt sich ein besserer Ungleichförmigkeitsgrad als bei Außenzahnradpumpen. Als Spezialfall einer Innenzahnradpumpe soll an dieser Stelle die Zahnringpumpe genannt werden. Diese arbeitet mit einer speziellen Verzahnung ohne Sichel, dies hat jedoch einen schlechteren Wirkungsgrad zur Folge. Trotzdem findet sie durch die sehr kompakte Bauweise und der relativ günstigen Ausführung Anwendung.<sup>5</sup>

### 2.1.2.2. Merkmale und Anwendung

Wie auch die Außenzahnradpumpe zeichnet sich die Innenzahnradpumpe durch einen robusten Aufbau aus. Des Weiteren besitzt sie im Vergleich zur Außenzahnradpumpe einen kleineren Bauraum und geringe Volumenstrompulsationen, welche eine geringere Geräuschentwicklung verursachen. Nachteilig können das prinzipbedingte konstante Verdrängungsvolumen und die aufwendige Fertigung genannt werden. Bei Innenzahnradpumpen sind Baugrößen von bis zu 700cm<sup>3</sup> Verdrängungsvolumen und Drücke bis max. 300bar möglich. Dabei ist jedoch zu beachten, dass im Bereich der Druckkompensation für hohe Drücke, ebenfalls wie bei Außenzahnradpumpen, ein hoher Aufwand getätigt werden muss, um vernünftige Wirkungsgrade zu erzielen. Verwendung findet diese Art von Pumpen als geräuscharmer Konstantverdränger für stationäre Anwendungen wie z.B. in Werkzeugmaschinen.<sup>6</sup>



**Abbildung 2-4 Innenzahnradpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 84.**

<sup>4</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 122

<sup>5</sup> Vgl. Bauer (2011), S. 84ff

<sup>6</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 122

### 2.1.3. Flügelzellenpumpe

#### 2.1.3.1. Grundsätzlicher Aufbau

Da es verschiedene Ausführungen von Flügelzellenpumpen gibt soll hier nur die grundsätzliche Funktionsweise beschrieben werden.

Abbildung 2-5 zeigt den Aufbau einer Flügelzellenpumpe mit folgender Funktionsweise: Im Rotor sind Schlitze angebracht, in denen Flügel gelagert sind und durch Federn, Fliehkraft oder Druckbeaufschlagung nach außen an die Lauffläche des exzentrisch angeordnete Gehäuses gedrückt werden. Dadurch entstehen abgedichtete Zellen, deren Volumen sich bei der Drehung an der Saugseite vergrößern und an der Druckseite verkleinern, wodurch dies den Fördervorgang erzeugt. Durch die Exzentrizität lässt sich, je nach Bauart das Verdrängungsvolumen einstellen, womit Flügelzellen als variable Verdrängerpumpen ausgeführt werden können. Durch den sich einseitig einstellenden Druck entstehen große Belastungen auf den Rotor und die Lagerstellen. Dies begrenzt den Förderdruck erheblich.<sup>7</sup>

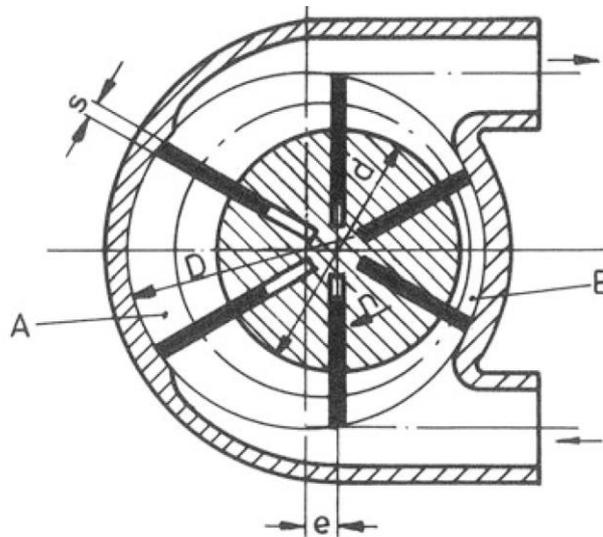


Abbildung 2-5 Flügelzellenpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 86.

#### 2.1.3.2. Merkmale und Anwendung

Flügelzellenpumpen besitzen durch die kompakte Bauweise ein geringes Bauvolumen. Des Weiteren erzeugen sie geringe Volumenstropulationen, was sich auf die Geräuschentwicklung positiv auswirkt. Wie bereits erwähnt können sie als verstellbare Pumpen ausgeführt werden und damit gut für Regel- und Steuerungen verwendet werden. Problematisch sind Druckspitzen da dies zum Bruch von Flügeln führen kann. Ein weiterer Nachteil ist der ungünstige Wirkungsgrad und die relativ geringen erreichbaren Druckniveaus, von maximal 200bar. Verwendung finden, die bis zu einem maximalen Verdrängungsvolumen von 400cm<sup>3</sup> ausgeführten Pumpen, in Werkzeugmaschinen sowie im allgemeinen Maschinenbau.<sup>8</sup>

### 2.1.4. Schraubspindelpumpe

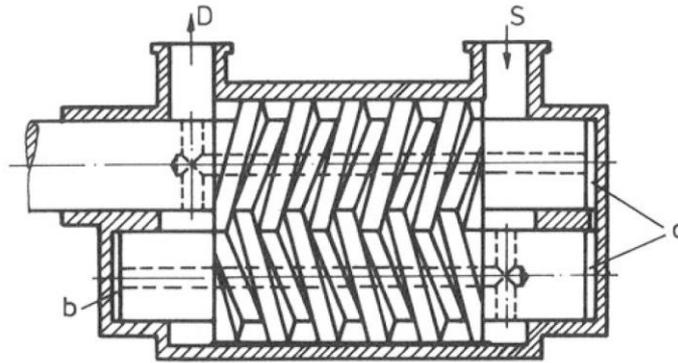
#### 2.1.4.1. Grundsätzlicher Aufbau

Schraubenspindelpumpen bestehen aus zwei oder mehreren rotierenden Schraubenspindeln. Durch das Ineinandergreifen der Spindeln bilden sie mit dem Gehäuse die Verdrängerkammern. Bei Drehung der Spindeln wandern diese ohne Volumenänderung von der Saug- zur Druckseite. Für die Dichtung maßgebend ist die Anzahl der dichtenden Flanken und somit die

<sup>7</sup> Vgl. Bauer (2011) S. 86

<sup>8</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993) S. 123

Gewindgänge. Daher sind für höhere Drücke mehr Gänge notwendig als für Niederdruckanwendungen. Bei richtiger Auslegung und Druckbeaufschlagung der Stirnflächen kann der auftretende Axial Schub mit dem Förderdruck ausgeglichen werden. Durch Auswuchten und dem Prinzip bedingten gleichbleibenden Verdrängervolumen können hohe Drehzahlen bis zu 30000U/min erreicht werden, ohne Druckpulsationen zu erzeugen. Dadurch können bereits bei kleinen Pumpenabmessungen große Fördermengen erzielt werden. Abbildung 2-6 zeigt den Grundsätzlichen Aufbau einer Schraubenspindelpumpe.<sup>9</sup>



**Abbildung 2-6 Schraubenspindelpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 85.**

#### 2.1.4.2. Merkmale und Anwendung

Schraubenspindelpumpen zeichnen sich, wie schon eingangs erwähnt, durch einen pulsationsfreien Volumenstrom und somit geräuscharmen Betrieb aus. Des Weiteren besitzen sie eine lange Lebensdauer und eine hohe Betriebssicherheit. Nachteilig an Schraubenspindelpumpen ist zu nennen, dass sie nur mit einem geringen Druckniveau von maximal 200bar betrieben werden. Zusätzlich weisen sie hohe Herstellungskosten auf und sind nur mit konstanten Verdrängungsvolumen ausführbar. Andererseits zeichnen sich diese Pumpen durch die großen möglichen Verdrängungsvolumina von bis zu 70000cm<sup>3</sup> und hohen mögliche Drehzahlen aus. Verwendung finden sie als Förderpumpen für Heizöle und hydraulische Aufzugsanlagen.<sup>10</sup>

### 2.1.5. Axialkolbenpumpe

#### 2.1.5.1. Grundsätzlicher Aufbau

Axialkolbenpumpen bestehen grundsätzlich aus mehreren axial zur Drehachse angeordneten Kolben die dabei in einer Richtung schräg stehen. Dadurch ergibt sich bei Weiterdrehung eine Hubbewegung der Kolben. Je nach Umsetzung gibt es verschiedenen Varianten der Axialkolbenpumpe.

Die dargestellte Pumpe links in Abbildung 2-7 ist eine Schrägachsenpumpe und rechts eine Schrägscheibenpumpe.

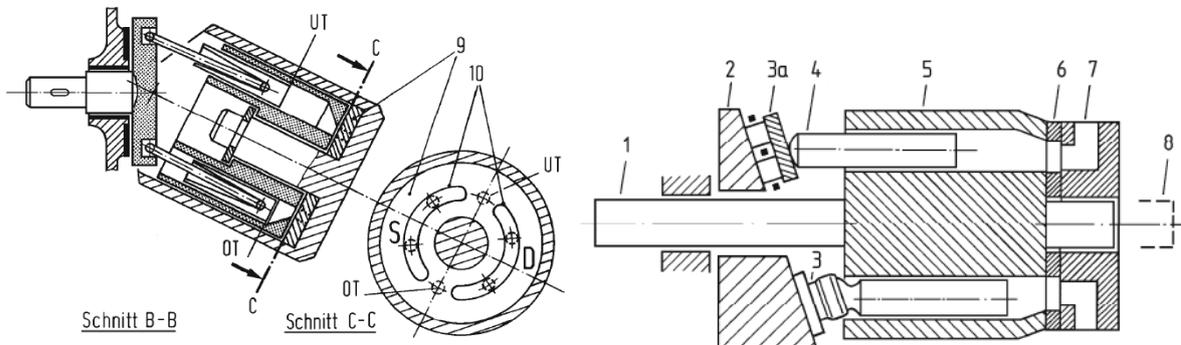
Bei der Schrägachsenpumpe handelt es sich um die ältere Bauweise. Hier läuft das Zylindergehäuse mit der Treibscheibe um. Durch die Schrägstellung erfahren die Kolben eine Hubbewegung, welche zur Förderung des Fluids führt. Erst später wurde die Schrägscheibenbauweise entwickelt. Hier gab es vorerst Herausforderungen durch die Reibkräfte auf der Scheibe, sowie die ungünstige Krafteinleitung auf die Kolben. Bei dieser Bauweise wird das Zylindergehäuse angetrieben und die Kolben gleiten auf der Scheibe. Beide Varianten sind zur Verstellung geeignet. Dies geschieht durch Veränderung des Schrägungswinkels der Achse bei Schrägachsenpumpen, sowie der Scheibe bei Schrägscheibenpumpen. Als weitere Bauweise

<sup>9</sup> Vgl. Bauer (2011), S. 85ff.

<sup>10</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 123

gibt es noch die Taumelscheibenpumpe bei der sich anstatt der Zylinder die Scheibe dreht und somit den Hub der Kolben verursacht.<sup>11</sup>

Vorzugsweise wird die Schrägscheibenbauweise als Pumpe und die Schrägachsenbauweise als Motor verwendet.<sup>12</sup>

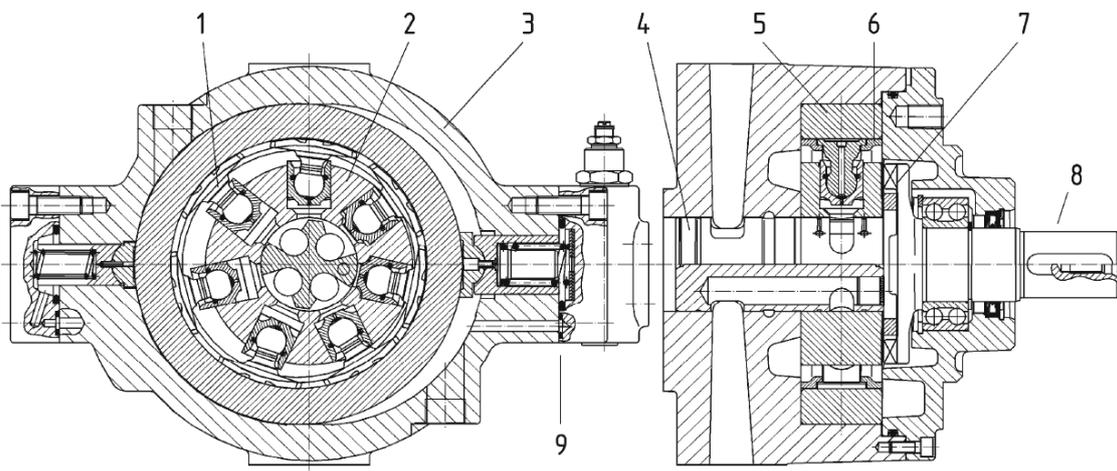


**Abbildung 2-7 Axialkolbenpumpe, Quelle: Matthies/Renius (2011), S. 60/63.**

### 2.1.5.2. Merkmale und Anwendung

Axialkolbenpumpen zeichnen sich durch relativ hohe maximal Drücke von bis zu 600bar aus. Ein großer Vorteil der Pumpen, bei gegebenem Aufbau, ist die Möglichkeit zur Verstellung. Des Weiteren haben sie ausgezeichnete Wirkungsgrade und eine geringe Massenträgheit der bewegten Teile. Als Nachteil ist der hohe Fertigungsaufwand zu nennen. Im Vergleich zu Radialkolbenmaschinen weisen Axialkolbenpumpen eine große Baulänge auf. Der Einsatzbereich ist sehr weitreichend, so können sie ein Verdrängungsvolumen im Bereich von 0,2cm<sup>3</sup> und bis zu 3000cm<sup>3</sup> besitzen. Außerdem sind Axialkolbenpumpen sehr universell einsetzbar wie z.B. in Fahrzeugantrieben, Baumaschinen, Landmaschinen, Fördermittel, im Schiffsbau, in Werkzeugbau sowie auch für die Flugzeughydraulik.<sup>13</sup>

### 2.1.6. Radialkolbenpumpe



**Abbildung 2-8 Radialkolbenpumpe, Quelle: Matthies/Renius (2011), S. 67.**

<sup>11</sup> Vgl. Matthies/Renius (2011), S. 60ff.

<sup>12</sup> Vgl. Hochleitner (2009), S. 101

<sup>13</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 120

### 2.1.6.1. Grundsätzlicher Aufbau

Radialkolbenpumpen haben eine zum Außenring exzentrische Welle. Darauf sitzen radial angeordnete Kolben, welche durch die Weiterdrehung einen Hub ausführen. Es wird zwischen zwei Bauweisen unterschieden, der innen- sowie außenbeaufschlagten Pumpe. In Abbildung 2-8 ist eine innenbeaufschlagte Radialkolbenpumpe dargestellt. Dabei sind die Kolben-Gleitschuhelemente (1) radial im Zylinderstern (2) umlaufend angeordnet. Dieser rotiert um den fest am Gehäuse (3) verbundenen Steuerzapfen (4). Dabei entsteht durch die Exzentrizität eine Hubbewegung. Durch Verstellung der Exzentrizität kann die Pumpe geregelt werden.<sup>14</sup>

### 2.1.6.2. Merkmale und Anwendung

Radialkolbenpumpen zeichnen sich speziell durch ihre kompakte Bauweise sowie günstige Wirkungsgrade aus, wodurch sie eine hohe Leistungsdichte besitzen. Nachteilig sind der große Fertigungsaufwand und die damit verbundenen hohen Anschaffungskosten. Im Vergleich zu Axialkolbenpumpe hat die Radialkolbenpumpe eine nicht so kompakte Bauweise. Der Einsatz der Pumpen reicht von Verdrängungsvolumen von 2cm<sup>3</sup> bis zu äußerst großen Bauweisen mit 35000cm<sup>3</sup>. Die erreichbaren Höchstdrücke sind dabei bei ca. 700bar. Anwendung finden Radialkolbenpumpen beispielweise in Fahrzeugantrieben, Winden, Betonmischern oder im Pressenbau.<sup>15</sup>

## 2.2. Berechnungsgrundlagen

In diesem Kapitel soll ein kurzer Überblick über grundlegende Leistungsberechnungen von Außenzahnradpumpen gegeben werden. Dabei gelten die meisten Zusammenhänge allgemein für Verdrängerpumpen. Die Berechnung stützt sich auf die gemittelten Werte, da sowohl Massenstromschwankungen als auch Druckschwankungen auftreten. Diese verursachen zeitlich veränderliche Momente und Leistungen.

Die jeweiligen Verluste von Volumenstrom und Drehmoment werden im Detail weiter unten behandelt. Abbildung 2-9 zeigt den Leistungsfluss der Zahnradpumpe.

### 2.2.1. Leistung

Die Leistung der Pumpe entspricht einerseits der aufgenommenen mechanischen Leistung  $P_m$ , aus dem Drehmoment  $M_{ZRP}$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{ZRP}$  an der Antriebswelle:

$$P_m = M_{ZRP} \cdot \omega_{ZRP} \quad (2-1)$$

als auch der abgegebenen hydraulischen Nutzleistung  $P_h$  aus Förderstrom  $Q_{ZRP}$  und erzeugter Druckdifferenz  $\Delta p_{2-1}$ :

$$P_h = Q_{ZRP} \cdot \Delta p_{2-1} \quad (2-2)$$

Den Zusammenhang zwischen den beiden Leistungen liefert der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ZRP}$  der Pumpe:

$$\eta_{ZRP} = \frac{P_h}{P_m} \quad (2-3)$$

<sup>14</sup> Vgl. Matthies/Renius (2011), S. 67ff.

<sup>15</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 121

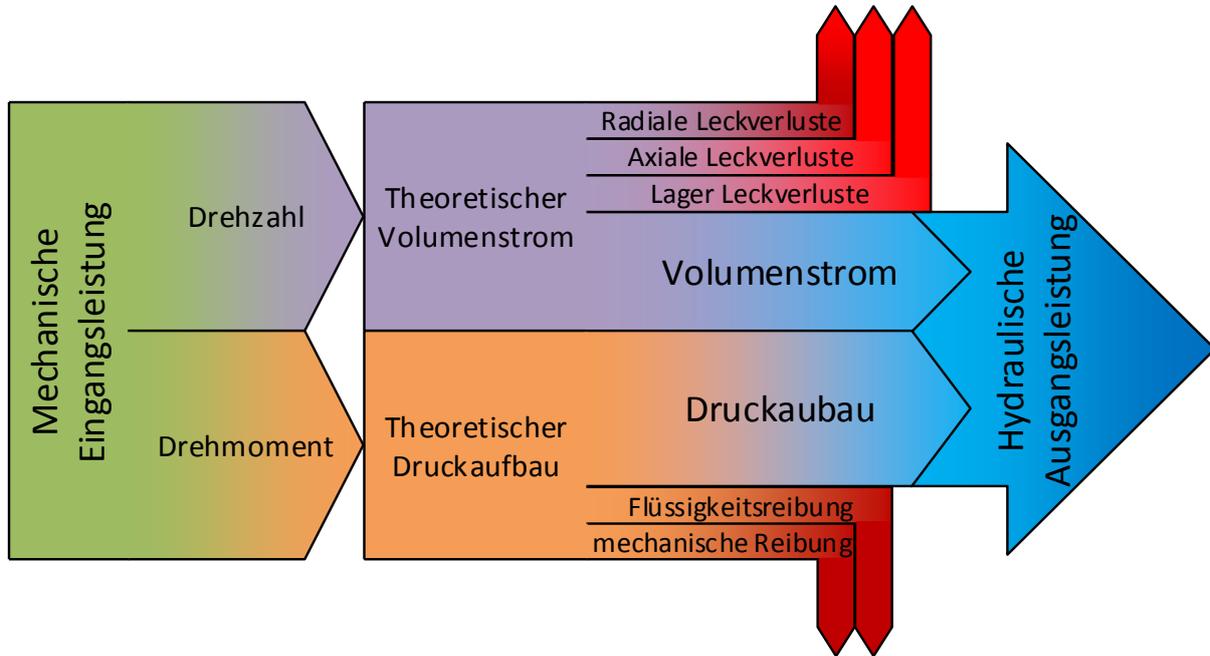


Abbildung 2-9 Leistungsfluss, Quelle: Eigene Darstellung.

## 2.2.2. Volumenstrom

### 2.2.2.1. Theoretischer Volumenstrom

Der theoretische Volumenstrom  $Q_{th}$  errechnet sich aus dem geometrischen Fördervolumen bei einer Umdrehung, auch Schluckvolumen  $V_c$  genannt, und der Drehzahl  $n$ . Das Schluckvolumen hängt von der jeweiligen Verzahnungsgeometrie sowie der Zähnezahl ab.

$$Q_{th} = V_c \cdot n \quad (2-4)$$

### 2.2.2.2. Realer Volumenstrom

Der reale Volumenstrom ist der durch innere Spaltverluste verminderte Volumenstrom. Bei Zahnradpumpen sind zwei wichtige Arten von Spaltverlusten von Bedeutung, der radiale Spaltverlust zwischen den Zahnrädern am Kopfkreis und dem Gehäuse sowie der axiale Spaltverlust an den Stirnseiten der Zahnräder. Des Weiteren ist auch der funktionsbedingte Verlust an den Lagerstellen durch deren Schmierung mit Drucköl zu berücksichtigen. Die Einflüsse des Volumenstromverlusts durch Einbußen infolge von Kavitation werden allgemein vernachlässigt. Durch diese Verluste reduziert sich der theoretische Volumenstrom somit zu:<sup>16</sup>

$$Q_{ZRP} = Q_{th} - (Q_{spR} + Q_{spA} + Q_{spL} + Q_{kav}) \quad (2-5)$$

$Q_{spR}$ ..... radiale Spaltverluste (Kapitel 4.4.1.1)

$Q_{spA}$ ..... axiale Spaltverluste (Kapitel 4.4.2.1)

$Q_{spL}$ ..... Verluste an den Lagern (Kapitel 7.3.2.2)

$Q_{kav}$ ..... Einbußen infolge von Kavitationserscheinungen durch unzureichende Füllung

<sup>16</sup> Vgl. Hochleitner (2009), S. 13

### 2.2.3. Druck

Der Druck in Zahnradpumpen oder allgemein in Verdrängerpumpen hängt, bei vorgegebenem Verdrängungsvolumen, theoretisch nur von der Last ab. Daraus folgt das erforderliche mittlere Drehmoment an der Pumpenwelle:

$$M_{th} = \frac{\Delta p_{2-1} \cdot V_c}{2\pi} \quad (2-6)$$

Um eine bestimmte Druckdifferenz zu erzeugen, ist das an der Pumpenwelle aufzuwendende Drehmoment jedoch um mechanische sowie hydraulische Verluste erhöht.<sup>17</sup>

$$M_{ZRP} = M_{th} + (M_{rv} + M_{rc} + M_{rp}) \quad (2-7)$$

$M_{rv}$ ..... Verlustmoment infolge viskoser Reibung (hydraulischer Anteil)

$M_{rc}$ ..... Verlustmoment Reibung zwischen den Teilen (mechanischer Anteil)

$M_{rp}$ ..... Verlustmoment infolge Deformation der Pumpenwelle (wird vernachlässigt)

Für den hydraulischen Verlust gibt es mehrere Ursachen. Dazu zählt die Reibung der Flüssigkeit an den radialen und axialen Spalten sowie durch die Quetschung des Öls beim Eingreifen der Zahnräder. Die Verluste in den Spalten sind noch relativ einfach, mit den Zusammenhängen unter Annahme von laminarer Strömung, abzuschätzen. Dagegen sind die Quetschverluste nur schwerer zu erfassen und stark geometrieabhängig. Diese sollen mit konstruktiven Mitteln soweit als möglich vermieden werden. Es können dadurch unangenehme Druckpulsationen und große Lastspitzen an den Lagern, sowie bei falscher Auslegung und fehlender Quetschnuten Verluste bis zur Selbsthemmung auftreten. Details zur Berechnung der Momentenverluste finden sich in Kapitel 4.5.1.

### 2.2.4. Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad setzt sich aus einem volumetrischen  $\eta_h$  und einem hydraulisch- mechanischen  $\eta_{mh}$  Anteil zusammen.

Durch ersteren tritt ein Verlust am theoretischen Volumenstrom auf und ist somit mit dem Verhältnis von realem zu theoretischem Volumenstrom definiert.

$$\eta_v = \frac{Q_{ZRP}}{Q_{th}} \quad (2-8)$$

Bei letzterem handelt sich um das Verhältnis von theoretisch aufzuwendenden Moment und wirklichen Moment an der Pumpenantriebswelle.

$$\eta_{mh} = \frac{M_{th}}{M_{ZRP}} \quad (2-9)$$

Der gesamt Wirkungsgrad ergibt sich aus Multiplikation der beiden Einzelwirkungsgrade.

$$\eta_{ZRP} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \quad (2-10)$$

<sup>17</sup> Vgl. Hochleitner (2009), S. 14

### 3. Anforderungen an Ölpumpen in Großmotoren

Bevor die Ölpumpe selbst besprochen wird soll ein kurzer Überblick zum Einsatzgebiet gegeben werden. Zusätzlich folgt eine kurze Betrachtung des Wirkungsgrads der Ölpumpe und deren Einfluss auf den gesamten Wirkungsgrad und damit spezifischen Verbrauch des Motors. Dabei werden auch das Betriebsverhalten des Ölkreislaufs und dessen Auswirkungen betrachtet.

#### 3.1. Allgemeine Anforderungen an Ölpumpen für Großmotoren

Die wichtigste Aufgabe der Ölpumpe ist die sichere Aufrechterhaltung des Systemdrucks. Deshalb werden die Pumpen direkt mechanisch vom Rädertrieb des Motors angetrieben. Durch die lange Einsatzzeit der Motoren, sowie deren speziellen Anwendungen wie z.B. als Marine Antrieb, ist die Betriebssicherheit der Pumpe äußerst wichtig. Daher bietet sich die Außenzahnradpumpe durch ihren einfachen und robusten Aufbau als Ölpumpe für diese Anwendung an.

Als Fördermittel dient zumeist Mineralöl SAE40 oder SAE30

Allgemein werden Großmotoren in verschiedenen Zylinderzahlvarianten hergestellt. Ausführung finden V und IL(Reihe) Anordnungen. Dabei kommen Zylinderzahlen von IL4-V24 zum Einsatz.

Beispielweise wird bei einer neuen Motorfamilie gleichzeitig der Motor für Zylinderzahlen V16, V18 und V20 entwickelt. Dabei werden für alle drei Motoren derselbe Rädertrieb, sowie dieselben Anschlussflansche verwendet. Dies führt dazu, dass jeweils die gleiche Bauart der Ölpumpe erforderlich ist. Jedoch haben die Motoren durch ihre unterschiedlichen Leistungen andere Anforderungen an das Fördervolumen. Durch den festgelegten Rädertrieb und somit fixierten Antriebsdrehzahlen erfolgt die Variation des Volumenstroms über die Zahnradbreite der Zahnradpumpe. Daher ist die Auslegung der Ölpumpe am größten Motor zu tätigen und anschließend an die kleineren Zylinderzahlen anzupassen.

Des Weiteren werden die Motoren in unterschiedlichen Bereichen eingesetzt (Abbildung 3-1). Der häufigste Anwendungsfall ist die Marine Anwendung. Dabei können die Motoren als direkter Antrieb, wie bei 2-Taktmotoren, oder über ein Getriebe zum Antrieb des Schiffes verwendet werden. In weiterer Folge werden Großmotoren zur Stromerzeugung sowohl an Land als auch auf Schiffen eingesetzt. Bei der Genset Anwendung ist zu beachten, dass die Motoren bedingt durch die Netzfrequenz mit einer konstanten Drehzahl drehen. Dabei ist speziell bei Powerplant Anlagen der Wirkungsgrad von äußerster Wichtigkeit. Sollte nun hier in diesem Drehzahlbereich ein großer Anteil des geförderten Öls ungenützt abgeschieden werden, führt dies zu einem unerwünschten Wirkungsgradverlust, welcher möglichst vermieden werden soll. Betrachtungen zum Wirkungsgrad finden Kapitel 3.3 statt.

Weitere Anwendungen von Großmotoren sind der Antrieb von riesigen Bergbaumaschinen z.B. im Tagebau, der Antrieb von Zuglokomotiven und in Industrieanlagen.

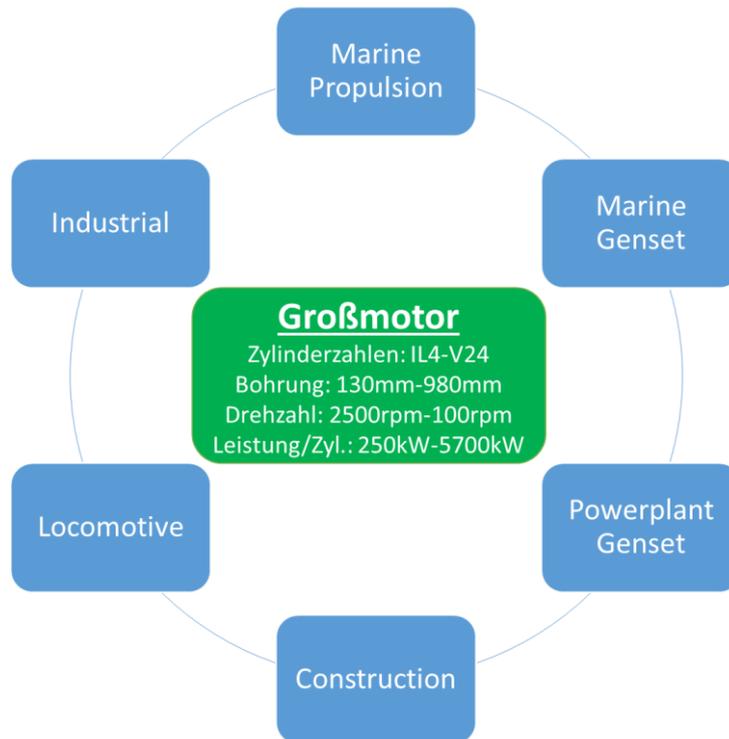
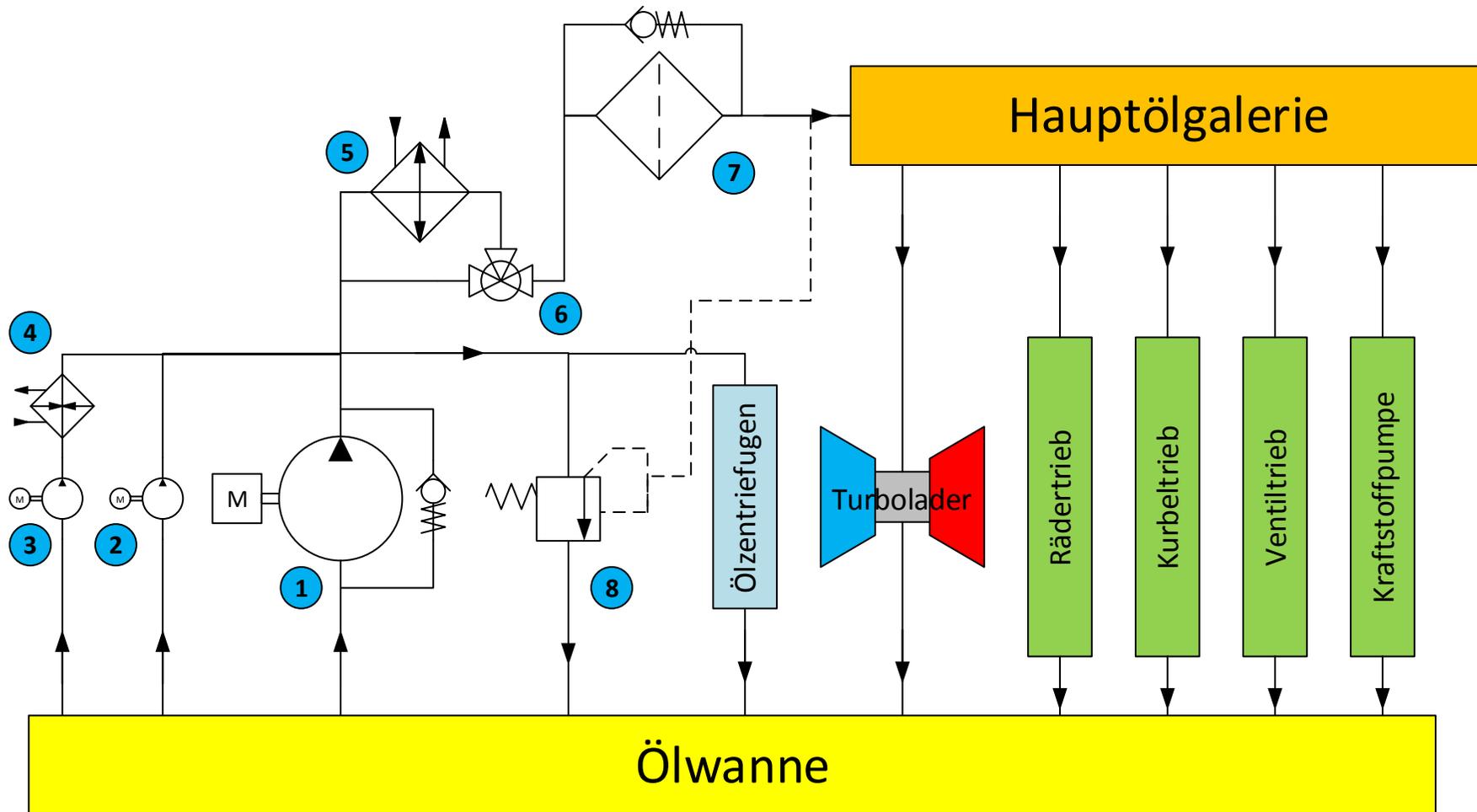


Abbildung 3-1 Großmotorenanwendung, Quelle: Eigene Darstellung.

### 3.2. Der Ölkreislauf

Um eine Ölpumpe auslegen zu können muss vorerst die Einsatzbestimmung bekannt sein. Dazu gehörend die Anforderungen sowie die erforderlichen Drücke und Volumenströme. Beim Motor müssen daher die der Ölpumpe folgenden Ölleitungen sowie die zu versorgenden Aggregate bekannt sein. Anhand derer können durch eine Simulation die erforderlichen Daten ermittelt werden.

Abbildung 3-2 zeigt ein vereinfachtes Ölschema für einen Großmotor mit den wichtigsten Verbrauchern und Komponenten. Der Motor wird üblicherweise vorkonditioniert betrieben, das heißt, dass das Öl bereits vorgewärmt ist. Dies geschieht über die elektrisch betriebene Vorwärmepumpe. Die Vorschmierpumpe übernimmt die Schmierung vor dem Start, damit die Festkörperreibung der Gleitlager minimiert werden kann. Durch die mechanische Kopplung der Hauptölpumpe mit dem Motor kann ein Fördervorgang nur bei laufendem Motor stattfinden. Dabei steigt der Volumenstrom der Ölpumpe mit steigender Drehzahl nahezu linear an. Für den Betrieb des Motors ist je nach Drehzahl ein gewisser Systemdruck notwendig. So kann bei niedriger Drehzahl zum Beispiel auf die Benützung der Kolbenspritzdüsen verzichtet werden. Damit diese ordnungsgemäß funktionieren, ist ein bestimmter Druck nötig. Da der Druck eine Funktion mit quadratischem und linearem Anteil des Volumenstroms ist, steigt dieser mit der Drehzahl und damit mit dem Volumenstrom an. Dadurch wird der maximal notwendige Systemdruck zur Versorgung aller Komponenten bereits vor Maximaldrehzahl erreicht. Um eine weitere Druckerhöhung zu verhindern, kann über das Überdruckventil der überschüssige Volumenstrom abgeschieden werden. Dadurch wird der Druck im System begrenzt, sowie Energie durch das niedrigere Druckniveau gespart. Jedoch treten Verluste wegen des Abscheidens von überflüssigem Volumenstrom auf. Da das Druckbegrenzungsventil über den Hauptölgaleriedruck geregelt wird, steigt der Druck nach der Ölpumpe trotz Abscheidens noch leicht an. Dies geschieht aufgrund parallelgeschalteter Aggregate.



- |                   |                  |                |                          |
|-------------------|------------------|----------------|--------------------------|
| ① Hauptölpumpe    | ③ Vorwärmerpumpe | ⑤ Ölkühler     | ⑦ Ölfilter               |
| ② Vorschmierpumpe | ④ Vorwärmer      | ⑥ Ölthermostat | ⑧ Druckbegrenzungsventil |

Abbildung 3-2 Ölschema , Quelle: Eigene Darstellung.

### 3.3. Wirkungsgradbetrachtungen

Die Ölpumpe trägt als Teil der Verlustleistung zur Reibleistung bei. Durch Optimierung des Ölkreislaufes kann somit auch der effektive Wirkungsgrad des Motors verbessert werden.

Einerseits kann dies durch die Verbesserung des Wirkungsgrads der Pumpe geschehen, wofür eine Optimierung der Pumpenparameter notwendig ist. Andererseits kann durch eine verbesserte Steuerung des Abscheidvorgangs dieser Verlust auf verschiedene Arten vermieden werden. In dieser Arbeit soll nur ein kurzer Überblick zum Einfluss der jeweiligen Anpassungen gegeben werden, da sich der Schwerpunkt auf die optimierte Auslegung einer Pumpe bezieht. Für genaue Kostenanalysen wäre eine „Total Cost of Ownership“ Analyse notwendig, um die laufenden Kosten durch den Kraftstoff den zusätzlichen Kosten für die Optimierung des Betriebs gegenüberzustellen.

Die hier getätigten Betrachtungen beziehen sich zumeist auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch *BSFC*.

#### 3.3.1. Wirkungsgradeinfluss der Pumpe

Aus untersuchten Motoren und Ölpumpen geht hervor, dass für die Ölversorgung (hydraulische Leistung) bei Volllast und maximalem Öldruck ca. 0,5% der effektiven Leistung des Motors aufgewendet wird. Bei den dabei verwendeten Ölpumpen wird ein auffällig niedriger Wirkungsgrad von ca. 50% angegeben. Das heißt, dass ca. 1% der effektiven Motorleistung für den Antrieb der Ölpumpe aufgewendet werden muss. Das entspricht somit einem Verlust von 1g/kWh bei 200g/kWh *BSFC*. Durch die Erhöhung des Wirkungsgrads der Pumpe auf 60% kann der Verbrauch in diesem Punkt somit um 0,2g/kWh gesenkt werden. Da 60% Wirkungsgrad für eine Zahnradpumpe ein durchaus realistischer Wert ist, können Entwicklungen dahingehend durchaus gewinnbringend sein. Tabelle 3-1 zeigt den Vergleich zweier ausgeführter Motoren.

**Tabelle 3-1 Wirkungsgrad Ölpumpen**

	Motor 1	Motor 2
Volllastleistung	3280kW	1440kW
BSFC	195g/kWh	194g/kWh
Ölpumpenantriebsleistung	26,3kW	17kW
Ölpumpenwirkungsgrad	47%	54%
Ölpumpenleistung bei 60% Wirkungsgrad	20,6kW	15,3kW
BSFC Einsparung	0,34g/kWh	0,23g/kWh
Einsparung an Treibstoff bei 2500h Vollastbetrieb	2780kg	824kg

#### 3.3.2. Wirkungsgradeinfluss des Ölabscheidens

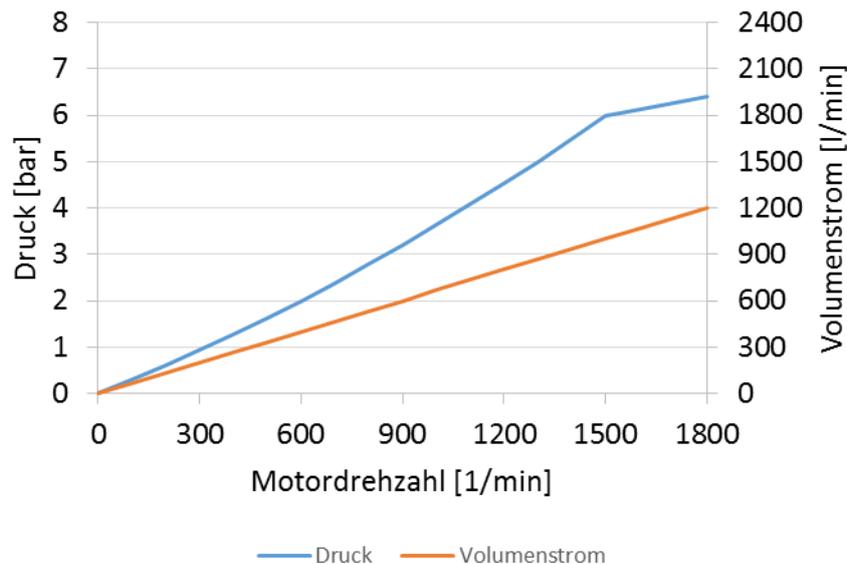
Wie bereits erwähnt, wird überschüssiges Öl bei Erreichen eines gewissen Hauptölgalerie-drucks über ein Druckbegrenzungsventil abgeschieden. Da nur der bis zum Öffnen benötigte Volumenstrom wirklich genützt wird, stellt der darüber hinausgehende einen Energieverlust dar. Dabei ist der Volumenstrom des Abscheidebeginns nicht immer gleich. Er ist abhängig von den Toleranzen und kann somit nicht vorhergesagt werden. Um die Verluste quantifizieren zu können, werden sie anhand eines Beispiels abgeschätzt.

Als Beispiel wurde Motor 1 aus Tabelle 3-1 gewählt (Abbildung 3-3). Der Motor besitzt eine maximale Drehzahl von 1800U/min. Bei nominalen Spielen der Bohrungen und Lager beginnt das Abscheiden bei einer Drehzahl von 1500U/min und einem Druck nach der Ölpumpe von ca. 6bar Überdruck. Der Ölkreislauf ist so ausgelegt, dass bei maximalem Spiel das Überdruckventil nicht aktiv wird und sich bei Maximaldrehzahl genau der gewünschte Druck einstellt. Daher soll der Verlust nur für das nominelle Spiel berechnet werden.

Bei der Drehzahl von 1500U/min ergibt sich ein Pumpenvolumenstrom von ca. 1000l/min und bei 1800U/min von ca. 1200l/min. Dies ergibt einen überschüssigen Volumenstrom von 200l/min. Da der Druck bis zur maximal Drehzahl, laut Simulation noch leicht steigt, erreicht dieser einen Endwert von ca. 6,4bar. Daraus ergibt sich ein Leistungsverlust von 2,1kW oder Verbrauchsverlust von 0,13g/kWh.

Vergleicht man diesen Wert mit dem Potential für die Verbesserung der Pumpe fällt, er eher gering aus. Wenn man weiter bedenkt, dass der Aufwand für eine Verbesserung unter Umständen kostenintensiver ausfällt, ist dieser Verlust zumeist hinnehmbar.

Als Verbesserungsmaßnahmen gibt es mehrere Möglichkeiten. Im Folgenden werden die variable Zahnradpumpe, Parallelgeschaltete Pumpen sowie die vergrößerte Vorschmierpumpe als Optimierungsmaßnahmen kurz betrachtet.



**Abbildung 3-3 Ölpumpen Druck- und Volumenstromverlauf, Quelle: Eigene Darstellung.**

### 3.3.2.1. Variable Zahnradpumpe

Das größte Potential zur Wirkungsgradoptimierung hat eine variable Zahnradpumpe. Dies ist jedoch gleichzeitig die kostenintensivste Variante. Durch Einsatz einer solchen Ölpumpe können die Verluste zur Gänze vermieden werden.

Als Beispiel gilt die Pumpe in Abbildung 3-4. Dabei wird durch einen druckbeaufschlagten Kolben ein Zahnrad gegenüber dem anderen verschoben, und somit die wirksame Zahnradbreite verringert. Um den Druckverlauf einstellen zu können, wirkt eine Feder auf der Gegenseite des Kolbens. Aus der steigenden Verschiebung mit ansteigendem Druck resultiert ein reduzierter Volumenstrom. Dadurch wird eine weitere Druckregulierung nicht mehr benötigt.

Wie in Abbildung 3-4 zu erkennen ist, handelt es sich im Gegensatz zu einfachen Außenzahnradpumpen um eine wesentlich aufwendigere sowie kostenintensivere Pumpe. Des Weiteren erfordert sie einen wesentlich größeren Bauraum.

### 3.3.2.2. Parallelschalten von Pumpen

Dabei besteht die Möglichkeit eine größere Hauptpumpe und eine kleinere Sekundärpumpe parallel zu schalten. Diese Möglichkeit ist bei Zahnradpumpen recht einfach darzustellen (siehe 4.1.2.1 Duo Pumpe). Durch druckloses Umlaufen der Sekundärpumpe ab einem bestimmten Betriebsdruck reduziert sich der Volumenstrom und damit sinkt der Druck ab. Der dadurch gesparte Volumenstrom gilt somit als Wirkungsgradvorteil. Real lässt sich dabei jedoch bei nominellem Spiel nur ca. die Hälfte der Verluste bei Vollast einsparen. Das ergibt

nach dem Beispiel in Abbildung 3-3, im Verbrauch einen Gewinn von weniger als einem Zehntelgramm. Der zusätzliche Aufwand ist mit dem geringen Wirkungsgradgewinn dabei nur schwer zu rechtfertigen.

### 3.3.2.3. Vergrößerte Vorschmierpumpe

Bei dieser Variante wird die elektrisch betriebene Vorschmierpumpe als Sekundärpumpe verwendet. In niedrigeren Drehzahlbereichen wird sie zur Unterstützung der etwas verkleinerten Hauptölpumpe verwendet. Mit Erreichen des Überdruckbereichs kann der Förderstrom dann kontinuierlich reduziert werden. Im Vollastbereich kann ein vollständiges Wegschalten erfolgen. Damit wird der volle Wirkungsgradgewinn ermöglicht. Durch die einfache Regelung von elektrisch betriebenen Pumpen und der ohnehin vorhanden Vorschmierpumpe ist dies eine sehr einfache und günstige Möglichkeit zur Optimierung des Ölkreislaufs. Da die Vorschmierpumpe im Allgemeinen nicht für den Dauerbetrieb ausgelegt ist, wird hier eine etwas robustere Ausführung erforderlich, um den Anforderungen Genüge zu tun.

Da die Pumpe speziell im niedrigeren Drehzahlbereich benötigt wird, um hier einen ausreichenden Systemdruck zu generieren und ein Ausfall der Elektrik des Pumpenantriebs möglich ist, bestehen jedoch denkbare Sicherheitszweifel. Speziell im Marinebereich muss dieser Fall genauer geprüft werden.

Besonders im Gensetbereich ergeben sich bei Benutzung dieses Konzepts im Idealfall Vorteile, da der Motor nur auf einer Betriebsdrehzahl arbeitet. Bei dieser kann die Hauptölpumpe die komplette Ölversorgung übernehmen und die Vorschmierpumpe wird nur für das kurze Hochfahren und zur Unterstützung benötigt.

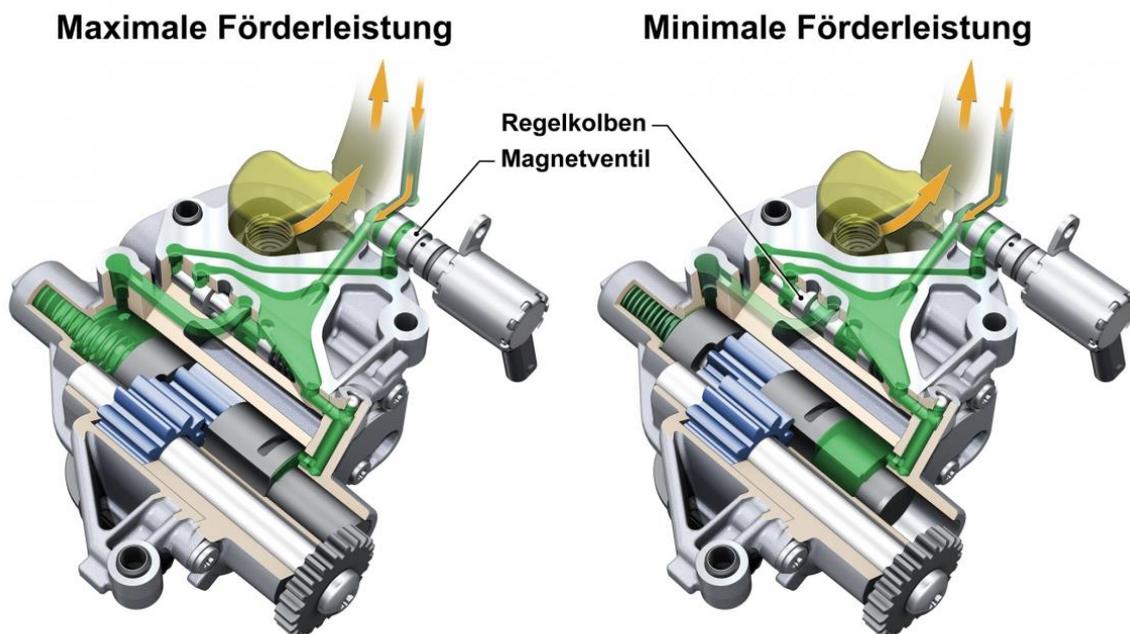


Abbildung 3-4 Förderstromgeregelte Ölpumpe, Quelle: Audi AG (2011), Onlinequelle [27.11.2015]

## 4. Detaillierte Betrachtung von Außenzahnradpumpen

In den folgenden Unterkapiteln sollen Grundlagen erarbeitet werden, die für Außenzahnradpumpen gelten. Anschließend werden im darauffolgenden Kapitel die daraus folgenden Erkenntnisse für den Gebrauchsfall einer Großmotorenölpumpe auf die Komponenten der Pumpe angewendet. Grundsätzlich werden im Folgenden evolventenverzahnten Pumpen betrachtet, jedoch sollen auch verschiedene Spezialverzahnungen sowie an Evolventenverzahnung angelehnte Zahnformen nicht unbetrachtet bleiben.

Nachkommend werden das Auftreten von Massenstropmpulsationen, die Vorgänge beim Auspressen des Quetschöls, die Funktionalität der Spalten, die Belastungssituation sowie die Kavitation diskutiert. Für die Betrachtungen werden auch hier bereits im speziellen die Geometrien für großvolumige Pumpen berücksichtigt.

### 4.1. Der Volumenstrom und die Pulsation

Für den Fördervorgang in Verdrängerpumpen ist ein Verdrängen des Fluids nötig. Dies geschieht bei Zahnradpumpen durch den Eingriff der Zähne, wobei durch deren ungleichförmigen Eingriff Pulsationen entstehen. Diese Pulsationen verursachen nicht nur Druckschwankungen in den folgenden Hydrauliksystemen, sondern rufen auch Geräusche hervor.

Beeinflussen lassen sich die Amplituden der Pulsation durch die Zahngeometrie, Zähnezahl sowie in großem Maße mithilfe von Schrägverzahnung. Sie kann auch mit Erhöhung der Übersetzung, Erhöhung der Zahnhöhe und mit positiver Profilverschiebung vermindert werden.<sup>18</sup>

Die Übersetzung wird hier vernachlässigt, da Zahnradpumpen zumeist mit dem Übersetzungsverhältnis von Eins arbeiten.

Um die Massenstropmpulsationen sowie die damit verbundene Druckschwankungen außerhalb der Pumpe zu dämpfen, bestehen Möglichkeiten dies anlagenseitig zu bewerkstelligen. Dabei gibt es mit Saugstromstabilisatoren, Druckstoßdämpfern, hydropneumatische Dämpfern, Flüssigkeitsschalldämpfern und aktiven Dämpfern je nach Bedarfsfall verschiedenste Möglichkeiten.<sup>19</sup>

Folglich werden bekannte analytische Beziehungen genutzt, um die Massenstropmpulsation zu berechnen und diese graphisch darzustellen.

#### 4.1.1. Analytische Berechnung

Für gerade evolventenverzahnte Zahnradpumpen gibt es grundsätzlich zwei verschiedene analytische Berechnungsmethoden des aktuellen Volumenstroms. Damit erfolgt die Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrads durch den maximalen und minimalen Volumenstrom. Des Weiteren kann daraus das theoretische mittlere Fördervolumen ermittelt werden. Einerseits kann die Berechnung indirekt über energetische Betrachtungen erfolgen<sup>20</sup> oder direkt über die Geometrie<sup>21</sup>. Die hier verwendete Methode mit energetischen Betrachtungen bietet den Vorteil, dass sie vorerst unabhängig von der Verzahnungsgeometrie die Einflussgrößen des Volumenstromverlaufs aufzeigt.<sup>22</sup> Auf die Herleitung der Zusammenhänge wird hier verzichtet, es werden nur die entwickelten Formeln angegeben.

---

<sup>18</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 318

<sup>19</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2008), S. 120ff.

<sup>20</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 311ff.

<sup>21</sup> Vgl. Hagen (1958), S. 13ff.

<sup>22</sup> Vgl. Schwuchow (1996), S. 14

#### 4.1.1.1. Volumenstrom

Für den momentanen Volumenstrom und damit der Berechnung der Volumenstrompulsation gelten folgende Zusammenhänge.

Dabei gilt für den aktuellen Volumenstrom:<sup>23</sup>

$$Q_{ai}(u) = b \cdot \pi \cdot n \cdot 2 \left[ \left( \frac{d_k}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_w}{2} \right)^2 - u^2 \right] \quad (4-1)$$

$Q_{ai}(u)$ ..... aktueller Volumenstrom in Abhängigkeit des Eingriffpunktes

$u$ ..... Lage des Eingriffpunktes vom Wälzpunkt ausgehend (Abbildung 4-2)

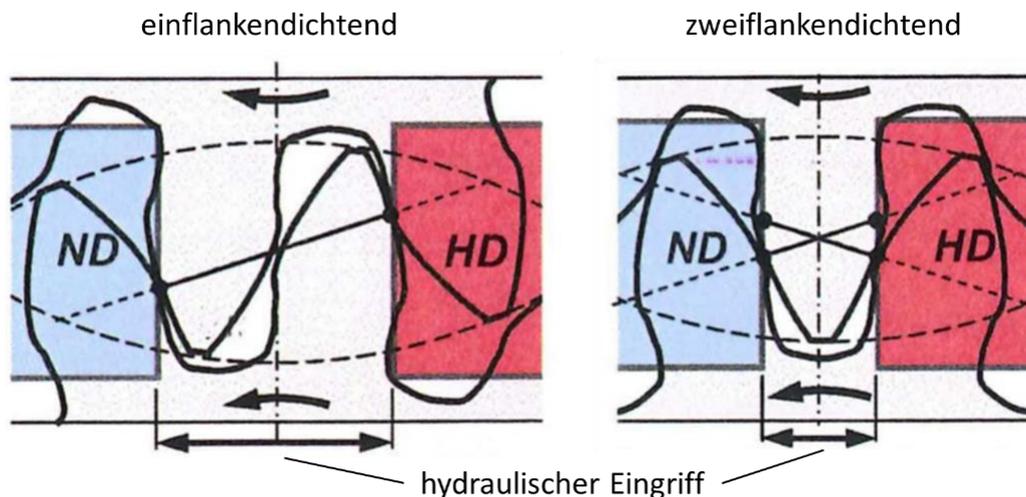
$b$ ..... Zahnradbreite

$n$ .....Drehzahl

$d_k$ ..... Kopfkreisdurchmesser

$d_w$ .....Wälzkreisdurchmesser

Grundsätzlich sind hierbei zwei Arten von Zahnradpumpen zu unterscheiden. Die konventionelle einflankendichtende Zahnradpumpe und die in Bezug auf Reduktion der Massenstrompulsation sehr effektive zweiflankendichtende Zahnradpumpe. Jedoch erfordert letztere eine äußerst genaue Fertigung, da dabei kein Flankenspiel vorhanden ist. In Abbildung 4-1 sind die beiden unterschiedlichen Varianten angeführt.<sup>24</sup>



**Abbildung 4-1 ein- und zweiflankendichtende Zahnradpumpe, Quelle: Wustmann (2010), S. 26.**

Bei der einflankendichtende Zahnradpumpen verdrängt ein Zahnradpaar Volumen im Bereich von  $-t_0/2 < u < +t_0/2$  wobei bei  $u=0$  der Volumenstrom maximal und bei  $\pm t_0/2$  minimal wird. Wie in Abbildung 4-2 erkennbar ist, sind durch ein vorhandenes Flankenspiel und eine für die Kraftübertragung erforderliche Überdeckung größer 1 immer zwei Zahnkammer miteinander verbunden, wodurch sich die Periodizität der Pulsation, über jeweils die Zahnteilung eines Zahnrads, ergibt. Die hierfür erforderlichen axialen Quetschnuten zur Abführung des Quetschöls werden zumeist mit einer Breite  $y$  zwischen  $2x\text{Modul}$  und  $2,2x\text{Modul}$  ausgeführt. Für die Stegbreite  $x$  gilt als Minimum:<sup>25</sup>

$$x = t_0 \cdot \cos \alpha_w \quad (4-2)$$

<sup>23</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 314

<sup>24</sup> Vgl. Wustmann (2010), S. 25ff.

<sup>25</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 321

$t_0$  ..... Grundkreisteilung mit:  $t_0 = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t$

$\alpha_t$  ..... Stirneingriffswinkel

$\alpha_w$  ..... Betriebseingriffswinkel

Hingegeben erfolgt bei einer zweiflankendichtenden Zahnradpumpe die Verdrängung im Bereich von  $-t_0/4 < u < +t_0/4$  wobei abermals bei  $u=0$  der Volumenstrom maximal jedoch bei  $\pm t_0/4$  minimal wird. Dies bewirkt eine Erhöhung der Frequenz der Pulsation auf das Doppelte.

Für die Stegbreite gilt hierbei:<sup>26</sup>

$$x = \frac{t_0}{2} \cdot \cos \alpha_w \quad (4-3)$$

Zu beachten ist dabei, dass trotz Volumenstromverluste im Fall der Einflankendichtung oft kleinere Stegbreiten verwendet werden, um erhöhte Quetschdrücke zu vermeiden.<sup>27</sup>

Die hier angegebene Form und angegebenen Maße der Quetschnut gelten als Richtwerte. In Kapitel 4.2.2.1 wird darauf genauer eingegangen, wobei auch eine Optimierung der axialen Quetschnut stattfindet.

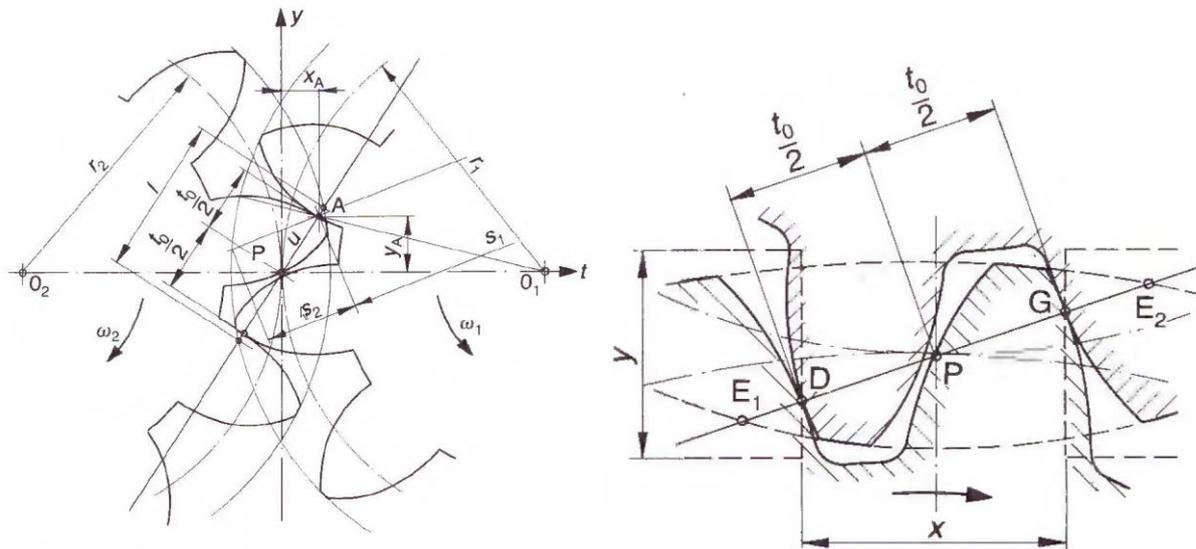


Abbildung 4-2 Zahnradengriff und Quetschvolumen, Quelle: (Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 314/319.

Für den Ungleichförmigkeitsgrad bei einflankendichtenden Zahnradpumpen mit einer Übersetzung von Eins gilt:<sup>28</sup>

$$\delta_Q = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{\left[ 4 \left( \frac{z}{2} + x + \frac{y}{2} \right)^2 - z^2 \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)^2 - \frac{\pi^2}{3} \cos^2 \alpha \right]} \quad (4-4)$$

$\alpha$  ..... Normaleingriffswinkel

$\alpha_w$  ..... Betriebseingriffswinkel

$x$  ..... Profilverschiebung

$y$  ..... Kopfhöhenfaktor (im Normalfall  $1 \rightarrow d_k = d + y 2m + x m$ )

In Abbildung 4-3 ist der Ungleichförmigkeitsgrad bezogen auf die Zähnezahlen dargestellt (negative Zähnezahlen gelten für Innenzahnradpumpen).

<sup>26</sup> Vgl. Hagen (1958), S. 22

<sup>27</sup> Vgl. Wustmann (2010), S. 26

<sup>28</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 317

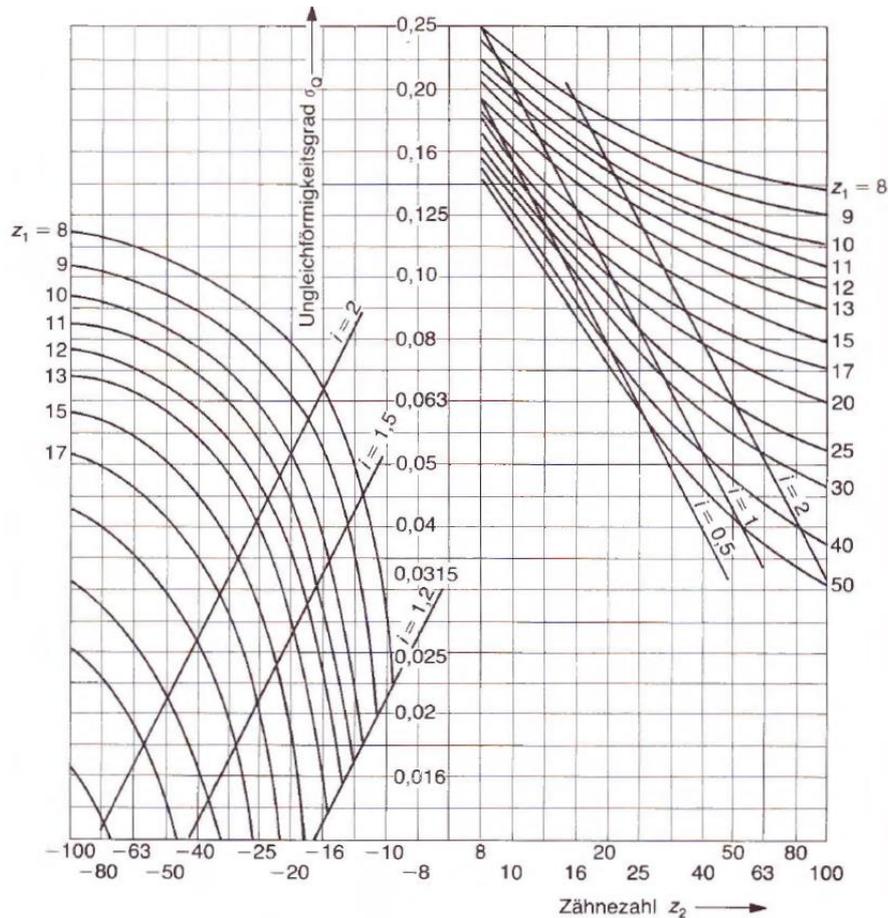


Abbildung 4-3 Ungleichförmigkeitsgrad, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 318.

Aus dem aktuellen Volumenstrom lässt sich der theoretische geometrische Volumenstrom berechnen:<sup>29</sup>

$$Q_{th} = b \cdot \pi \cdot n \cdot 2 \left[ \left( \frac{d_k}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_w}{2} \right)^2 - \frac{t_0^2}{12} \right] \quad (4-5)$$

$Q_{th}$ ..... geometrischer Volumenstrom       $b$ .....Zahnradbreite  
 $n$ ..... Drehzahl       $d_k$  .....Kopfkreisdurchmesser  
 $d_w$ ..... Wälzkreisdurchmesser

#### 4.1.1.2. Schrägverzahnung

Um auch Aussagen über die Schrägverzahnung machen zu können, wird vereinfacht nach dem in Abbildung 4-4 dargestellten Prinzips vorgegangen. Dabei wurde der für Geradverzahnung berechnete Massenstrompuls der verschiedenen Positionen addiert. Die sich, bedingt durch den Schrägungswinkel, geringfügig verändernde Zahngeometrie wurde vernachlässigt. Durch nur geringfügige Geometrieunterschiede ist diese Vernachlässigung für eine allgemeine Aussage zulässig. Bei einer Schrägverzahnung kann bei bestimmten Sprungüberdeckungen angenommen werden, dass sich die Massenstrompulsation aufhebt. Dieser Fall tritt bei einer Verdrehung der Zähne über die Zahnbreite um ein Vielfaches einer Zahnteilung, daher einer ganzzahligen Sprungüberdeckung, bei einflankendichtenden, sowie um ein Vielfaches eines halben Zahnes, bei zweiflankendichtenden Pumpen, auf. Dies ist durch das gleichzeitige Vorhandensein aller Volumenstromzustände bei der gleichen Winkelstellung begründet.

<sup>29</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 316

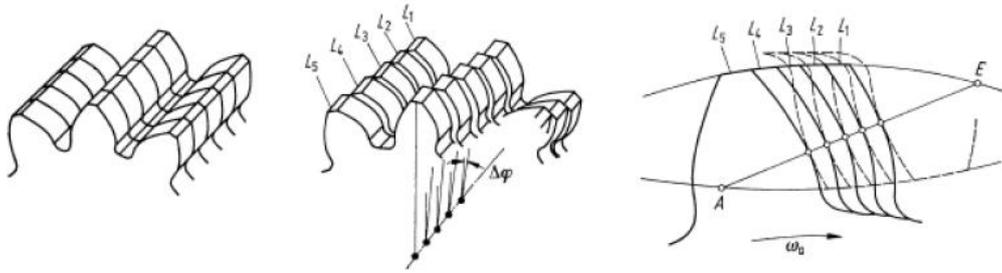


Abbildung 4-4 Zahnrad aus verdrehten, endlich dicken Zahnradscheiben, Quelle: Jürgens (2010), S. 17.

Der theoretisch ideale Schrägungswinkel für die Massenstrompulsation ist somit (Abbildung 4-5):

$$\tan \beta_{ZR} = \varepsilon_{\beta} \frac{m_t \cdot \pi}{b} \quad (4-6)$$

mit dem Stirnmodul  $m_t = \frac{m}{\cos \beta}$  erhält man:

$$\sin \beta_{ZR} = \varepsilon_{\beta} \frac{m \cdot \pi}{b} \quad (4-7)$$

- $\varepsilon_{\beta}$ ..... 1; 2,...            einflankendichtende Pumpen
- $\varepsilon_{\beta}$ ..... 0,5; 1; 1,5...      zweiflankendichtende Pumpen

Setzt man für die Zahnradbreite  $b=10 \times \text{Modul}$  ein, ergibt sich eine Schrägverzahnung mit  $\beta_{ZR} \sim 18,3^\circ$  für die Verdrehung um einen ganzen Zahn oder  $\beta_{ZR} \sim 9^\circ$  für die Verdrehung um einen halben Zahn.

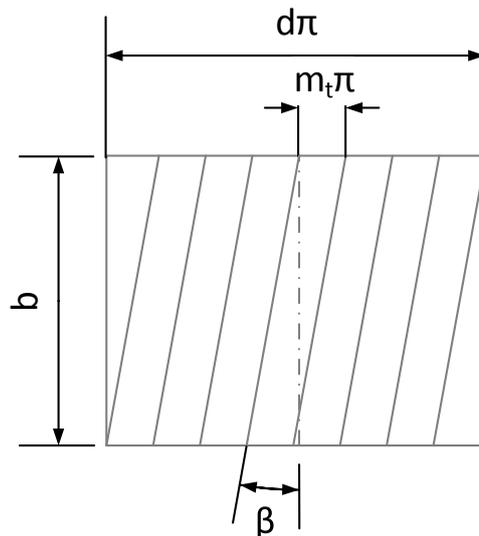
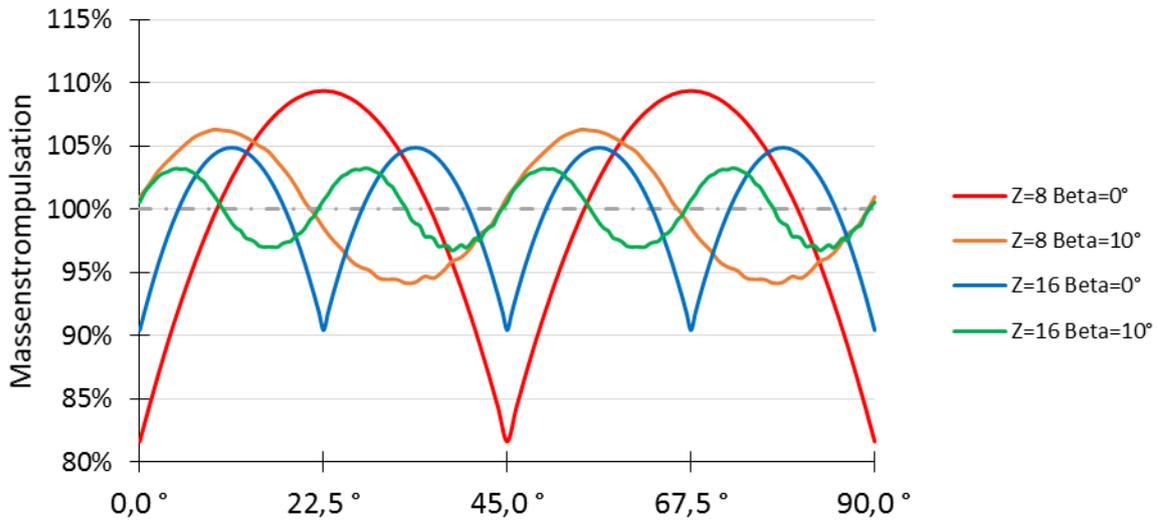


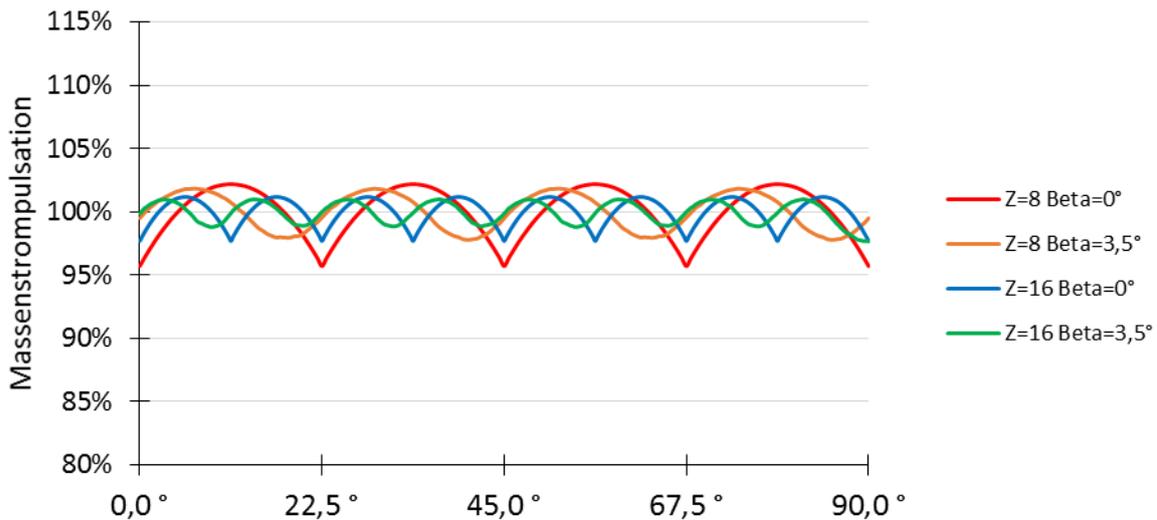
Abbildung 4-5 Zahnteilung Schrägverzahnung, Quelle: Eigene Darstellung.

Folglich soll die Berechnung von verschiedenen Varianten dargestellt werden. Dabei wurden sowohl die einflankendichtende sowie die zweiflankendichtende Variante ausgewertet. Bei der Analyse wurde für die Zahnbreite  $10 \times \text{Modul}$  gewählt sowie eine Profilverschiebung von  $+0,2$ . Die Ergebnisse geben die 4 Kombinationen aus Zähnezah 8 und 16 sowie Schrägungswinkel  $0^\circ$  und  $10^\circ$  (einflankendichtend) /  $3,5^\circ$  (zweiflankendichtend) wieder. Die Schrägungswinkel von

10°/3,5° wurden gewählt, um die Auswirkungen der Schrägverzahnung zu zeigen. Abbildung 4-6 und Abbildung 4-7 zeigen jeweils den Vergleich der Varianten.



**Abbildung 4-6 Massenstrompulsation einer einflankendichtenden Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung.**



**Abbildung 4-7 Massenstrompulsation einer zweiflankendichtenden Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung.**

Durch die analytischen Berechnungen ergeben sich für die Geradverzahnung symmetrische bogenförmige Kurven für je ein Zahnradpaar. Wobei sich die Schwankungen durch Erhöhung der Zähnezahl laut der Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades vermindern. Durch die Einführung von schrägverzahnten Pumpen stellt sich im Vergleich dazu, abhängig von der Sprunghöheüberdeckung, eine Dämpfung ein; zusätzlich ändert sich die Form zu einer Sinus ähnlichen Kurve. Es zeigt sich, dass durch die Verwendung einer zweiflankendichtenden Pumpe wesentliche Vorteile bei der Geradverzahnung im Vergleich zur einflankendichtenden Pumpe erzielt werden.

Es ist zu erkennen, dass sich der Puls bei symmetrischer Form unter Anwendung einer Schrägverzahnung bei Verdrehung der beiden Stirnseiten um ein Vielfaches der ganzen beziehungsweise der halben Zahnteilung, auslöscht. Jedoch ist diese Konfiguration nur bedingt möglich. Bei zu großen Schrägungswinkeln, bezogen auf die Zahnbreite, kann es zu einem

nicht durchgehenden Zahneingriff kommen. Diese Verbindung zwischen Saug- und Druckraum führt somit zu einem Kurzschluss, welcher zu Volumenstromverlusten führen kann. Deshalb wird eine Sprungüberdeckung von Eins empfohlen.

#### 4.1.2. Massenstrompulsationsminderung

Wie bereits in der Einleitung zur Massenstrompulsation erwähnt, kann die Pulsation bei Evolventenverzahnungen durch die Geometrie optimiert werden. Das Erfordernis geringer Geräusche sowie den unangenehmen Massenstrompulsationen und somit Druckschwankungen entgegenzuwirken führte zu weiteren Lösungen. Beispiele hierfür sind die Duo Pumpe mit zwei gegenseitig versetzten Zahnradpaaren, spielfreie Verzahnungen sowie spezielle Sonderverzahnungen. Bei all den folgenden Minderungsmaßnahmen werden die Pumpen als geradzahnt betrachtet, da bei Schrägverzahnung keine weiteren Pulsationsminderungsmaßnahmen notwendig wären.

##### 4.1.2.1. Duo Pumpe

Bei dieser Ausführung werden anstatt eines Zahnradpaars zwei um eine halbe Zahnteilung versetzte Zahnräder verwendet, dadurch tritt die Pulsation eines Zahnradpaars um eine halbe Teilung später auf. Durch gleiche Saug- und Druckleitungen überlagern sich die Förderströme, was zur Verringerung der Pulsation auf ein Viertel, im Vergleich zu einem Zahnradpaar, führt.<sup>30</sup>

Nachteilig an Duo Pumpen ist, dass dabei zusätzlich Bauraum sowie ein etwas größerer Aufwand, bei der Fertigung und Montage, als bei Einzelpumpen erforderlich ist.

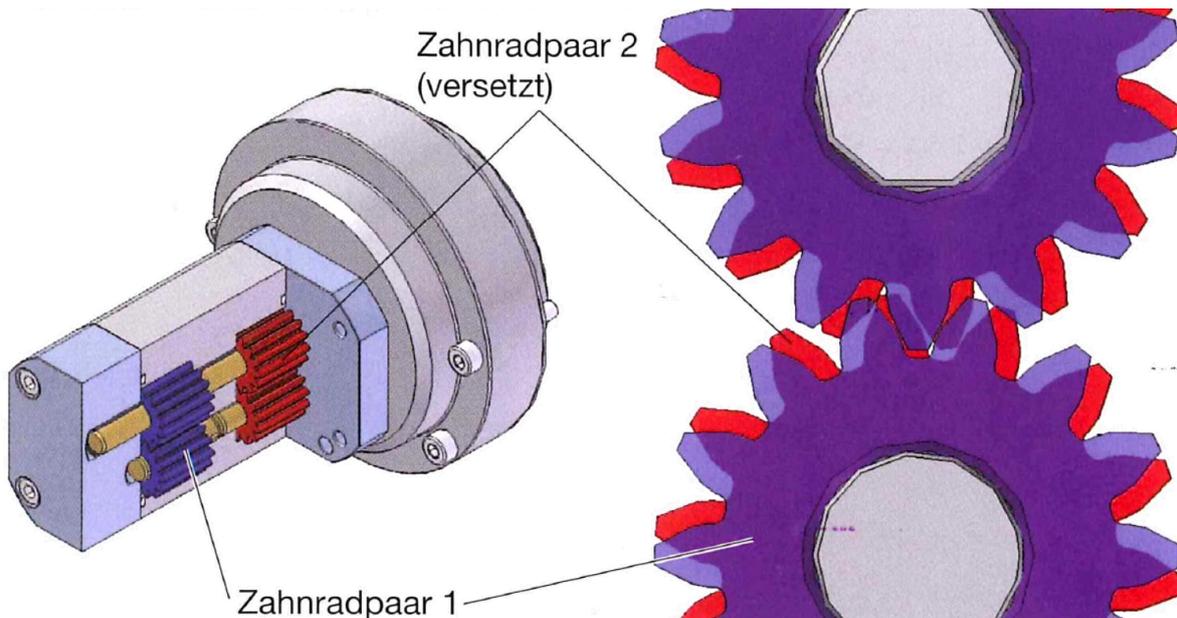


Abbildung 4-8 Duo Pumpe, Quelle: Ebner/King/Scheller/Willimsky, 2011), S. 14.

##### 4.1.2.2. Spielfreie Verzahnungen

Diese Arten von Pumpen besitzen theoretisch einen durchgehenden Eingriff. Durch Fertigungstoleranzen und Verformungen ist dies im Betrieb jedoch nicht möglich.

Als spezielles Beispiel einer spielfreien Verzahnung sei auf die Geometrie der Zahnradpumpe „Silence Plus“ von Bosch Rexroth verwiesen (Abbildung 4-9). Die Pumpe verwendet sehr große Radien am Fuß sowie Kopf des Zahnes und ein nicht weiter offiziell bekanntes Profil dazwischen. Jedoch gibt die Eingriffslinie, in Abbildung 4-9 durch die beiden Geraden in der „acht“ darauf Hinweis, dass es sich um eine Evolvente handelt. Der Einsatz eines solchen

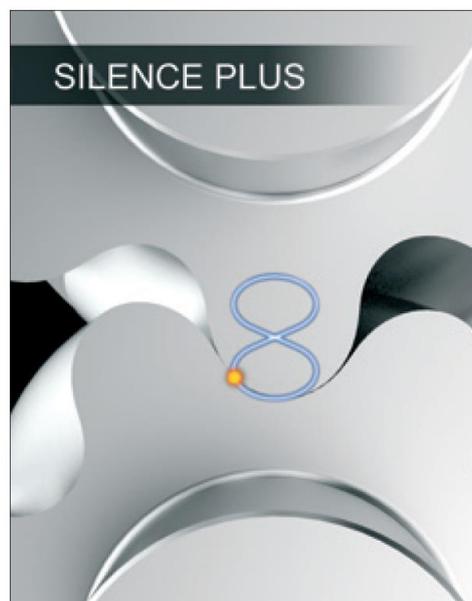
<sup>30</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011), S. 14

Zahnprofils erfordert spezielle Anforderungen an die Fertigung in Bezug auf Werkzeug und Genauigkeit.

Genauere Informationen zum Zahnprofil sind nicht vorhanden, lediglich dass es theoretisch eine durchgehende Berührung der beiden Zähne in Form einer „8“ geben soll.<sup>31</sup> Die dafür angegebene Patentschrift bezieht sich zwar auf eine Innenzahnradpumpe, jedoch handelt es sich dabei um dasselbe Zahnprofil.

Durch Nachmodellieren und Vergleichen mit den jeweilig zur Verfügung stehenden Bildern wurde die Verzahnung möglichst gut ermittelt. Es handelt sich dabei um eine Evolventenverzahnung mit folgenden Daten:

$z=7$ .....	Zähnezahl	$x=0.2$ .....	Profilverschiebung
$r=0.75m_n$ ...	Radial am Kopf- und Fußkreis	$\alpha=20^\circ$ .....	Normaleingriffswinkel
$b\sim 8m_n$ .....	Zahnbreite	$\beta\sim 21^\circ$ .....	Schrägungswinkel
$m_n$ .....	Normalmodul		



**Abbildung 4-9 Zahnform „Silence Plus“, Quelle: Bosch Rexroth (2012), S. 2.**

Um eine Aussage über die Massenstrompulsationen einer solchen Pumpe machen zu können, wurde dieselbe Vorgehensweise wie bei der Berechnung der Massenstrompulsation direkt über die Geometrie gewählt. Dabei werden mithilfe eines 3D-CAD Modells die notwendigen Daten durch Messungen von Volumina gesammelt und anschließend ausgewertet.

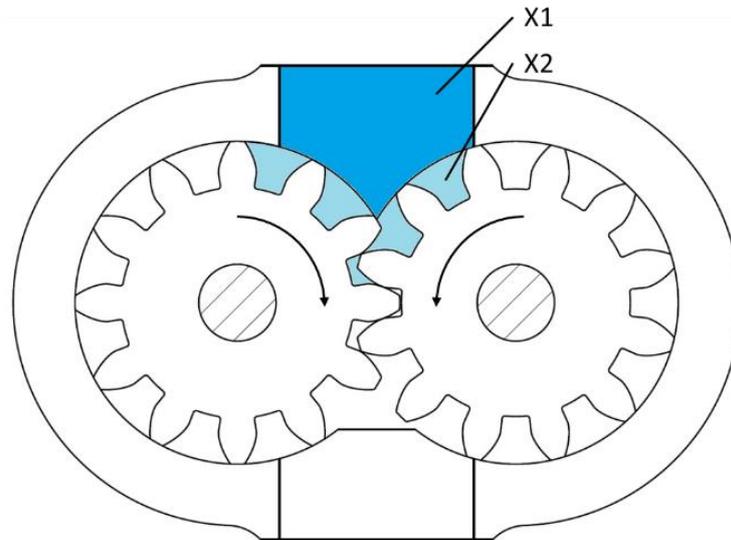
Bei dieser Art der Berechnung wird davon ausgegangen, dass die Veränderung des Volumens in den Zahnspalten  $X_2$ , für die Massenstrompulsation verantwortlich ist, das Volumen im Druckraum  $X_1$  bleibt dabei unverändert. Neue in den Druckraum eintretende Zahnspalten haben dabei keinen Einfluss, da sie das Volumen nicht verändern (Abbildung 4-10).<sup>32</sup>

Die Auswertung der Bosch Rexroth Silence Plus Pumpe erfolgte ohne Schrägverzahnung, um eine grundsätzliche Aussage zur Verzahnung machen zu können. Dabei ist darauf zu achten, dass die Verzahnung durch die geringe Zähnezahl, sowie der kurzen Evolventenstücke im Zahnprofil, eine Überdeckung  $<1$  besitzt und somit real nur mit Schrägverzahnung, oder durch zwei extern getriebenen Zahnräder umgesetzt werden kann. Hierbei muss angemerkt werden, dass diese Art von Spezialverzahnung vorwiegend darauf abzielt Quetschöl zu vermeiden und nicht die Massenstrompulsation zu vermindern, da dieser bereits mit der Schrägverzahnung

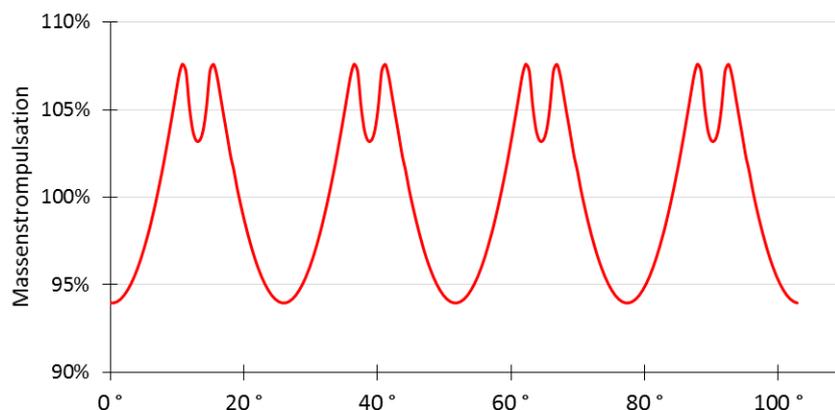
<sup>31</sup> Vgl. Lätzel/Griese (2011), Schutzrecht DE102011115010A1 S. 2ff

<sup>32</sup> Vgl. Hagen (1958), S. 78

entgegengewirkt wird. Abbildung 4-11 zeigt dazu den ausgewerteten Verlauf des Volumenstroms. Dieser weist trotz kleiner Zähnezahlen eine relativ geringe Schwankung auf.



**Abbildung 4-10 Massenstrompulsationsermittlung 3D-CAD Modell, Quelle in Anlehnung an Hagen (1958), S. 78.**



**Abbildung 4-11 Massenstrompulsation Bosch Silence Plus geradzahnt, Quelle: Eigene Darstellung.**

#### 4.1.2.3. Sonderverzahnungen

Um bei geradzahnten Zahnradpumpen eine möglichst pulsationsarme Förderung zu erreichen wird bei speziell entwickelten Sonderverzahnungen von der Evolventenverzahnung abgewichen. Da die Evolventenverzahnung speziell für die Kraftübertragung gut geeignet ist, wird hier eine Verzahnung entwickelt, die speziell auf das Fördern von Fluiden ausgelegt ist.

Die Evolventenverzahnung hat stets in jedem Eingriffspunkt eine konstante Übersetzung, da die Eingriffgerade durch den Wälzpunkt geht. Das Ziel von Sonderverzahnungen ist es, durch eine Übersetzungsschwankung die entstehenden Pulsationen auszugleichen. Dabei werden an beiden Zahnrädern zwei verschiedene Zahnprofile verwendet. In Abbildung 4-12 sind dabei die Eingriffslinien dargestellt. Des Weiteren wird die Pulsation einer dadurch entwickelten Verzahnung dargestellt. Diese weist eine äußerst geringe Pulsation von 3,3 bei einer Zähnezahl von 11 auf.<sup>33</sup>

<sup>33</sup> Vgl. Schwuchow (1996), S. 65ff.

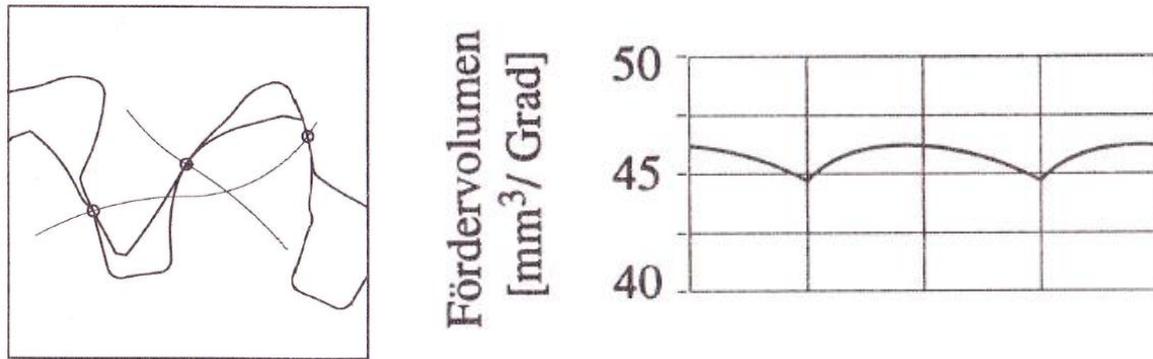


Abbildung 4-12 Sonderverzahnung, Quelle: Schwuchow (1996), S. 45/68.

### 4.1.3. Zusammenfassung

Zusammenfassend sind sehr große Unterschiede zwischen den verschiedenen Varianten zu erkennen (Abbildung 4-13). Sollte eine Geradverzahnung gewählt werden, empfiehlt es sich eine Duo Pumpe zu verwenden, da diese die Pulsationen stark reduziert. Die hier dargestellten Geradverzahnungen mit  $z=8$  und  $z=16$  gelten für einflankendichtende Pumpen. Diese beiden Varianten zeigen eine äußerst hohe Volumenstromschwankung, die zumeist nicht so akzeptiert werden kann, dies gilt speziell für die Zähnezahl von acht. Als Vergleich der Verzahnung, ist ebenfalls die spielfreie Verzahnung von Bosch dargestellt, wobei hier angemerkt werden muss, dass diese als Schrägverzahnung ausgeführt ist und somit real eine ausgeglichene Massenstrompulsation aufweist. Die Sonderverzahnung scheint auf den ersten Blick sehr gut geeignet, jedoch werden sich die großen Vorteile durch ein aufwändiges Herstellungsverfahren sowie eine äußerst komplexe Auslegung teuer erkauft. Dabei kann schon mit geringerem Aufwand eine Schrägverzahnung gewählt werden, die als Optimum allgemein empfohlen wird.

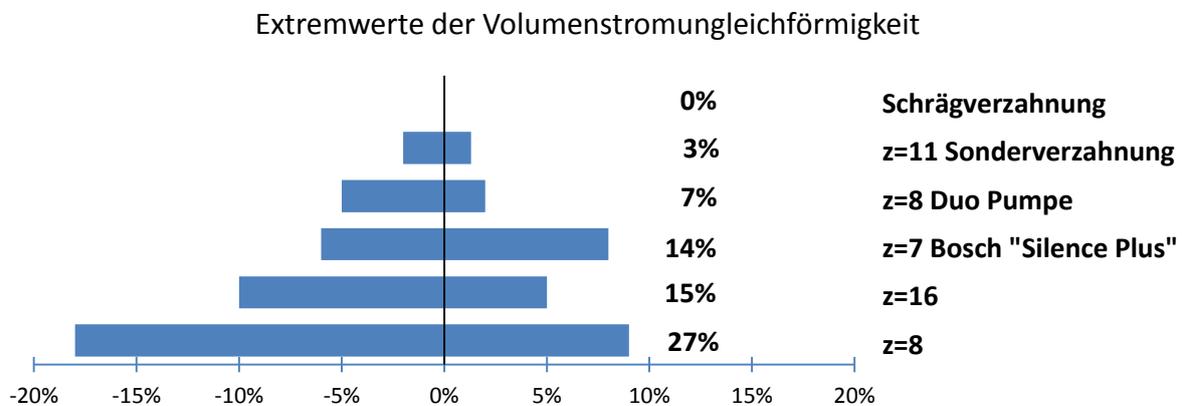


Abbildung 4-13 Vergleich der Pulsationsamplituden, Quelle: Eigene Darstellung.

## 4.2. Das Quetschöl

Unter Quetschöl versteht man das im Zahneingriff der Pumpe gequetschte Fluid. Dabei entstehen beim hinauspressen des Öls in den Druckraum Druckpulsationen. Verursacht werden diese durch den geschwindigkeitsenergiereichen Öleintritt in den Druckraum. Dies geschieht durch die Verdrängung des Fluids in den Zahnluken, bedingt durch den Zahneingriff, sowie gleichzeitigem Verschließen des Austrittsraumes zwischen den Zahnflanken. Dabei entstehen große Kompressionsverluste, Ungleichförmigkeiten, erhöhte Lagerbelastung sowie Geräuschbelastungen.<sup>34</sup> Die richtige Auslegung des Quetschraums ist ein entscheidendes Kriterium, um

<sup>34</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2008), S. 127

die Funktionsweise der Pumpe sicherzustellen. Dabei ist zu beachten, dass diese Effekte speziell bei den im Großmotorenbereich eingesetzten großvolumigen Pumpen verstärkt auftreten.

Wie schon zuvor bei der Massenstrompulsation ist wiederum zwischen ein- und zweiflankendichtenden Pumpen zu unterscheiden. Bei beiden Zahnradpumpen ist eine Abführungsmöglichkeit unbedingt erforderlich da das Quetschöl ansonsten teilweise komplett eingeschlossen ist und somit äußerst große Druckspitzen ( $p_{max}$  geht theoretisch gegen unendlich) ergeben.

Bei Überdeckungen größer Eins wechseln sich Einzel- und Doppeleingriff ab, was bedeutet, dass immer ein oder zwei Zähne zur gleichen Zeit im Eingriff. Dabei führen die Zahnradpumpen während des Einzeleingriffs, der sich bei kleinen Überdeckungen über einen großen Winkelbereich erstreckt, Quetschöl an den Flanken ab. Durch den zunehmend verkleinernden Austrittsquerschnitt aus der Zahnkammer steigt der Druck an. In dem darauf folgenden Doppeleingriff ist die Zahnkammer an den Flanken komplett verschlossen.

Abbildung 4-14 zeigt den generellen Unterschied zwischen den Pumpenarten und den Eingriffssituationen.

Nicht berücksichtigt wird in folgenden Annahmen die Möglichkeit zur Abführung über den axialen Spalt an den Stirnseiten der Zahnräder, da dieser im Vergleich zum Quetschvolumen vernachlässigbar klein ist.

Bei den unten angeführten Untersuchungen handelt es sich um ein geradzahnendes einflankendichtendes Zahnrad mit 12 Zähnen, einem Stirneingriffswinkel von  $30^\circ$ , und einer Profilverschiebung von  $+0,2$ . Der Modul beträgt  $7,5\text{mm}$  sowie die Zahnradbreite  $16 \times \text{Modul}$  und somit  $120\text{mm}$ . Für den Differenzdruck zwischen Saug- und Druckraum wird  $7,5\text{bar}$  gewählt. Als axiale Quetschnuten wird die optimale Form verwendet (Kapitel 4.2.2.1). Die Berechnungen erfolgen nach den Ansätzen in Kapitel 4.2.3.

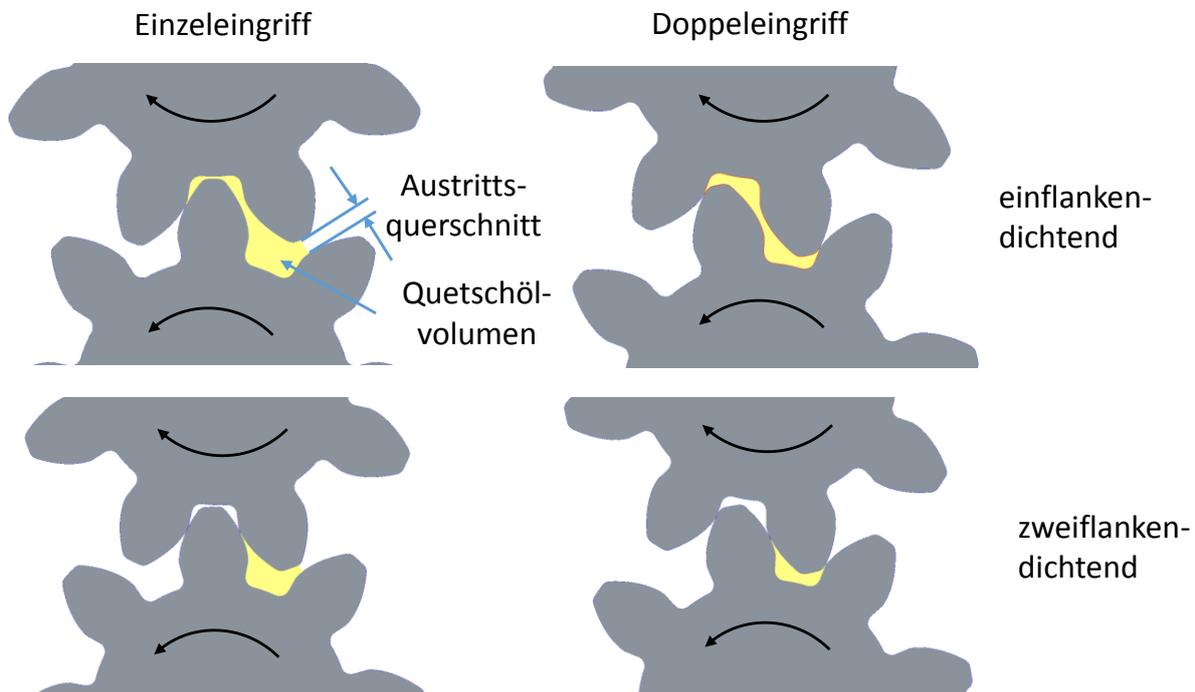


Abbildung 4-14 Ausquetschvorgang, Quelle: Eigene Darstellung.

## 4.2.1. Allgemeine Einflüsse

### 4.2.1.1. Modul

Das Auftreten von großen Quetschöldrücken bei Ölpumpen von Großmotoren, im Vergleich zu herkömmlichen Außenzahnradpumpen, resultiert aus den großen Förderströmen und die dadurch bedingten großen Module der Pumpen. Da das Schluckvolumen näherungsweise mit dem Quadrat des Moduls steigt, jedoch die Drehzahl bei einer bestimmten maximalen Umfangsgeschwindigkeit dabei nur linear abnimmt, kommt es bei großvolumigen Pumpen zu größeren Ausquetschbelastungen. Die Austrittsgeschwindigkeit steigt bei sich weniger stark vergrößernden radialen Austrittsquerschnitt somit linear mit dem Modul, dies verursacht einen Anstieg des Drucks.

In Abbildung 4-15 sind die Verläufe der Druckdifferenz zwischen Quetsch- und Druckraum, sowie des Momentenverlusts zu erkennen. Da der Druck bei kleineren Modulen stärker ansteigt führt dies auch zu einem Anstieg des Momentenverlusts. Durch Vergrößerung des Schluckvolumens mit dem Quadrat des Moduls steigt auch das theoretische Antriebsmoment an. Damit sinkt der Momentenverlust bei größeren Modulen wieder ab. Zu beachten ist hier, dass es sich dabei um eine optimierte Konfiguration in Bezug auf die Quetschnut sowie Zahngeometrie handelt. Ist dies nicht erfüllt, hat es auf beide Kennzahlen einen negativen Einfluss.

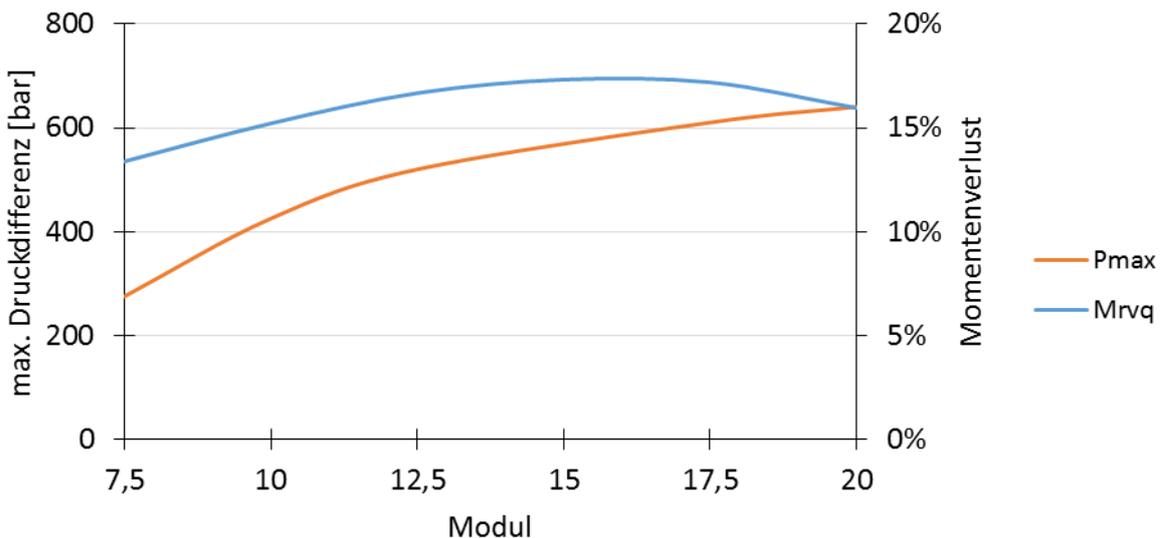


Abbildung 4-15 Moduleinfluss, Quelle: Eigene Darstellung.

### 4.2.1.2. Zähnezahl

Allgemein gilt für Zahnradpumpen zur Vermeidung von Quetschräumen möglichst kleine Überdeckungsgrade zu erzielen. Dabei ist eine Profilüberdeckung  $\varepsilon$  von knapp Eins wünschenswert. Dies kann durch eine kleine Zähnezahl erreicht werden, da dadurch ebenfalls die Profilüberdeckung sinkt. Jedoch muss darauf geachtet werden, dass die geometrischen Randbedingungen der Zahnräder, wie z.B. Vermeidung von Spitzenbildung<sup>35</sup>, eingehalten werden.

Abbildung 4-16 zeigt den Einfluss der Zähnezahl auf den Momentenverlust sowie die maximale Druckdifferenz zwischen Quetschraum und Druckraum. Da es sich hier mit einem Eingriffswinkel von  $30^\circ$  und einer Profilverschiebung von 0,2 um eine optimierte Form handelt hat die Zähnezahl nur geringe Auswirkungen. Es variiert die Profilüberdeckung zwischen 1,06 und 1,15 und bleibt somit noch in einem akzeptablen Bereich. Bei der Wahl eines kleineren Normaleingriffswinkel ist die Überdeckung größer sowie steigt auch stärker mit der Zähnezahl an. Dies führt auch bei Erhöhung der Zähnezahl zu einem Nachteil.

<sup>35</sup> Vlg. Frömel (1971), S. 35

Der sinkende maximale Druck ist auf ein sich verkleinernden Quetschvolumenstrom bei höheren Zähnezahlen zurückzuführen. Dadurch ergibt sich eine verbesserte Ausquetschung in den Axialnuten. Der relative Momentenverlust bleibt jedoch konstant hoch was auf die steigende Überdeckung zurückzuführen ist.

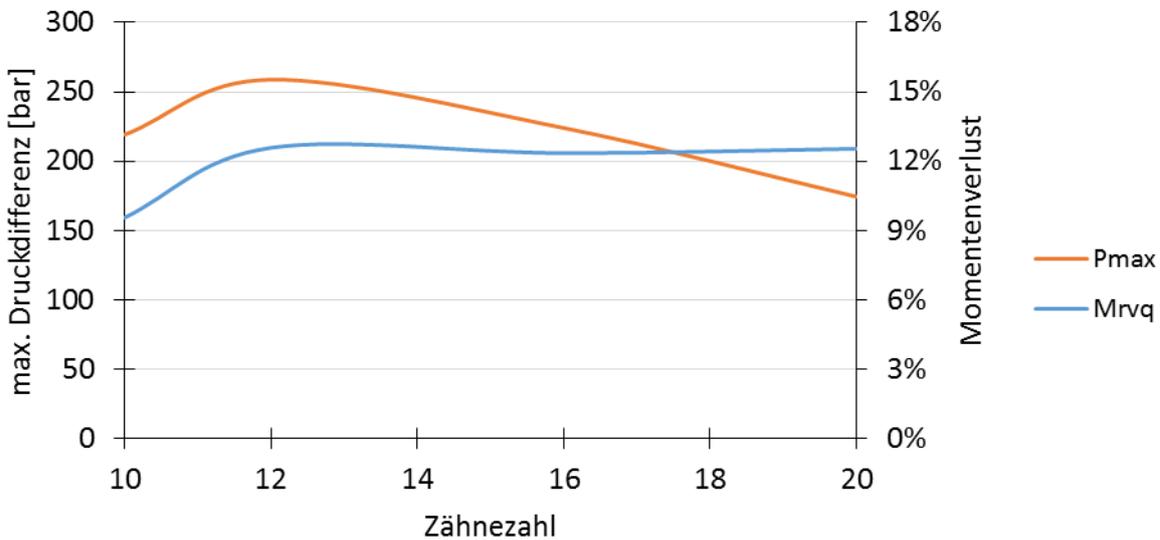


Abbildung 4-16 Zähnezahleneinfluss, Quelle: Eigen Darstellung.

#### 4.2.2. Optimierung des Ausquetschvorgangs

Folgend soll der Ausquetschvorgang genauer betrachtet werden, um diesen mit konstruktiven Mitteln zu optimieren und Verluste zu minimieren.

In Abbildung 4-14 ist der Ausquetschvorgang bei einem evolventenverzahnten Zahnradpaar dargestellt. Dabei ist leicht zu erkennen, dass bei nichtvorhandensein einer Möglichkeit zur Abführung des Fluids sich im Quetschraum sehr hohe Drücke einstellen. Um das Abfließen des Fluids zu gewährleisten gibt es verschiedene konstruktive Möglichkeiten. Anwendung finden axiale Quetschnuten, radiale Quetschnuten in den Zahnflanken, Schrägverzahnung sowie spezielle Zahnformen.

##### 4.2.2.1. Axiale Quetschnuten

Axiale Quetschnuten sind eine weit verbreitete Möglichkeit den Ausquetschvorgang zu optimieren. In Abbildung 4-17 ist die Abführung des Quetschöls mithilfe von axialen Quetschnuten dargestellt. Durch das Einschließen des Öls im Quetschraum (4), wird das Fluid verdichtet und an den axialen Aussparungen im Gehäuse (2) in den Druckraum (3) ausgequetscht. Bei Verwendung dieser Optimierungsmaßnahme ist besonders auf die Zahnradbreite zu achten, da das Quetschvolumen mit der Breite der Zahnräder steigt, jedoch der Austrittsquerschnitt der Quetschnuten gleich bleibt. Dabei verlieren diese bei zu großen abzuführenden Volumenströmen ihre Wirkung, da sie nur eine begrenzte Größe einnehmen können.

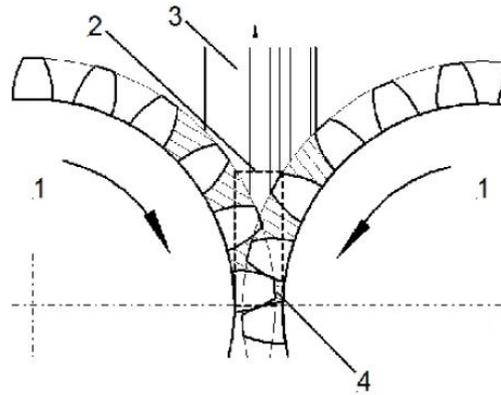


Abbildung 4-17 Quetschölabführung, Quelle: Will/Gebhardt (2008), S. 127.

Geradverzahnung:

Bei geradverzahnten Zahnrädern werden an beiden Stirnseiten Nuten im Saug- und Druckbereich verwendet. Einerseits um das Quetschöl abzuführen und andererseits den Ansaugvorgang in die Quetschnut zu verbessern.

Für die Abmaße standardmäßiger Quetschnuten sei auf Kapitel 4.1.1 verwiesen, jedoch kann die Geometrie der Quetschnut noch verbessert werden. Bei einflankendichtenden Zahnrädern kann dies wie in Abbildung 4-18 ersichtlich mit einer vergrößerten Einfräsung erfolgen.<sup>36</sup> Aufbauend auf dieser Verbesserungsmaßnahme wurde die Quetschnut weiter optimiert. Dabei ist zu beachten, dass es zu keinem Zeitpunkt eine Verbindung zwischen Druck- und Saugraum kommen darf, da dies ansonsten Volumenstromverluste zur Folge hat. Bei genauerer Betrachtung von Abbildung 4-18 erkennt man, dass die Quetschnut an der Druckseite im oberen Bereich bis maximal E1 reichen darf. Da der Quetschölraum bei Weiterdrehung der dargestellten Position immer über der Eingriffslinie sowie rechts von der Mittellinie ist, liegt es nahe die Quetschnut unterhalb der Eingriffslinie wie in Abbildung 4-19 dargestellt zu optimieren. Dabei ist zu beachten, dass bei den beidseitigen Einfräsungen parallel zur Eingriffslinie ausreichen Material übrig bleibt (Abstand 3-5mm). Die Tiefe der Nut sollte ca. 1xModul betragen. Für die Stegbreite gilt dabei:

$$x = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \alpha_w \quad (4-8)$$

$\alpha_w$ ..... Betriebseingriffswinkel

Wird die Stegbreite dabei weiter reduziert, kommt es zu einem Kurzschluss zwischen Saug- und Druckseite, was zu Volumenstromverlusten führt. Dies kann jedoch sinnvoll sein, da sich die Ausquetschfläche dadurch vergrößert und somit die Druckspitzen reduziert werden. Speziell bei geradverzahnten Pumpenrädern stellt dies eine sinnvolle Option dar.

Bei der Ausführung einflankendichtender Pumpen ist zusätzlich darauf zu achten, dass ein ausreichendes Flankenspiel vorhanden ist um einen guten Ausgleich zwischen den zwei Kammern des Quetschraums zu gewährleisten und somit eine zusätzliche Druckerhöhung zu verhindern.

Abbildung 4-20 zeigt den Unterschied zwischen einer standard Quetschnut und der optimierten Quetschnut in Bezug auf den jeweils wirksamen Querschnitt über den Verlauf einer halben Zahndrehung. Vergleicht man die Quetschnutflächen mit dem Druckverlauf in Abbildung 4-27 erkennt man, dass eine optimierte Variante wesentliche Vorteile bringt.

<sup>36</sup> Vgl. Morlok (1980) zitiert nach: Schwuchow (1996), S. 11

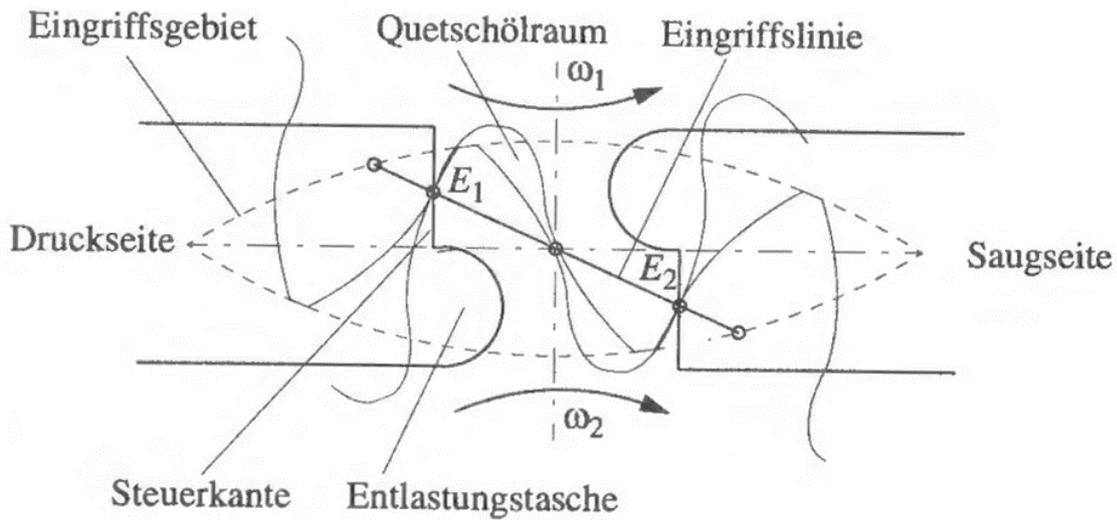


Abbildung 4-18 vergrößerte Quetschnuten, Quelle: Schwuchow (1996), S. 11.

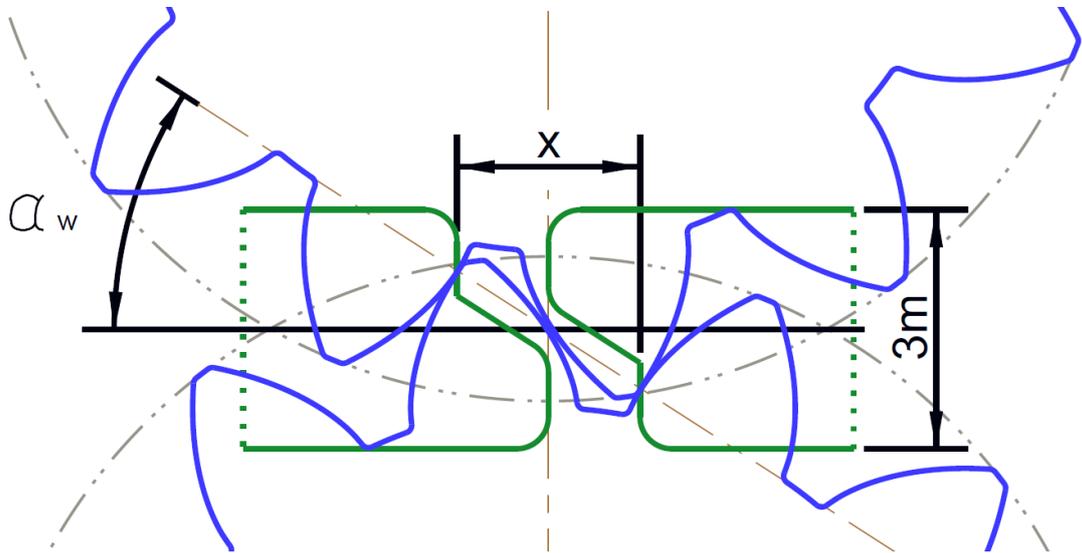


Abbildung 4-19 Optimierte axiale Quetschnut, Quelle: Eigene Darstellung.

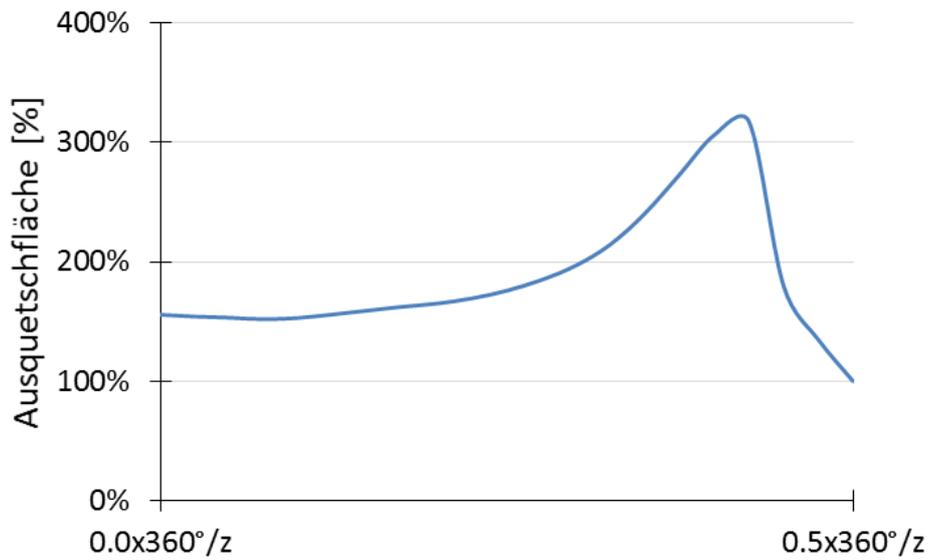


Abbildung 4-20 Vergleich der wirksamen Quetschnutfläche, Quelle: Eigen Darstellung.

### Schrägverzahnung:

Bei Anwendung schrägverzahnter Zahnräder findet der Ausquetschvorgang nur auf einer Stirnseite, sowie der Ansaugvorgang in die Quetschnut auf der gegenüberliegenden statt. Daher ist hier jeweils nur eine Quetschnut notwendig.

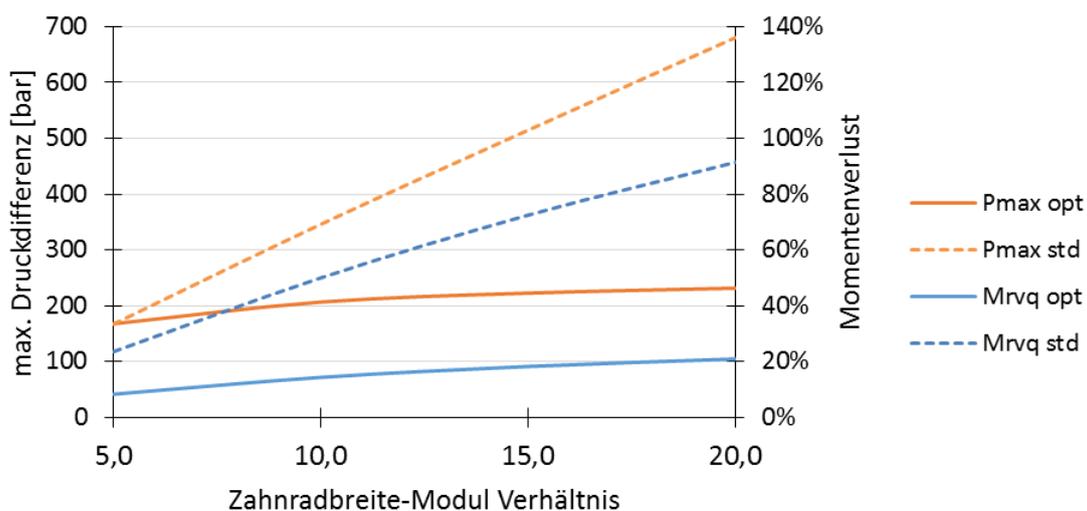
Wie aus einer untersuchten Pumpe der Fa. Rickmeier bekannt ist, wird hier auf die saugseitige Nut gänzlich verzichtet, sowie druckseitig die Nut bis zum Wälzpunkt der Zahnräder durchgezogen. Da durch die Schrägverzahnung in der Zahnücke eine Verbindung zwischen der saugenden und ausquetschenden Seite besteht, kann dies dadurch ausgeglichen werden. Die dadurch auftretenden Volumenstromverluste werden in Kauf genommen, um eine verbesserte Abführung des Quetschöls zu garantieren. Es ist anzunehmen, dass die dadurch verursachten Verluste durch das niedrige Druckniveau gering ausfallen. Um diese zu quantifizieren sind jedoch 3D-CFD Berechnungen bzw. Messungen notwendig.

### Zahnradbreite:

In Abbildung 4-21 ist der Einfluss der Zahnradbreite bei Geradverzahnung dargestellt. Diese zeigt die maximale Druckdifferenz zwischen Quetschraum und Druckraum und den durch den Ausquetschvorgang verursachten Momentenverlust. Der Druck und der Momentenverlust steigen dabei mit der Breite an. Der Momentenverlust ist auf das theoretisch erforderliche Moment bezogen. Es zeigt auch den Vergleich der optimierten mit einer standard Variante (standard Quetschnut und 20° Stirneingriffswinkel). Dabei zeigt sich, dass die optimierte Variante wesentliche Vorteile bringt.

Für das Zahnradbreiten zu Modul Verhältnis wird meist 6-14<sup>37</sup> gewählt. Dies gilt jedoch für Geradverzahnungen. Durch den verbesserten Ausquetschvorgang kann dieser Wert für Schrägverzahnungen durchaus auf 18 erhöht werden. Entscheidend bei der Zahnradbreite ist die Überdeckung. Durch eine kleine Überdeckung kann das Öl über einen großen Winkelbereich radial ausgequetscht werden. Da die radiale Ausquetschfläche im Gegensatz zu den axialen Ausquetschflächen mit der Zahnradbreite steigt hat die Zahnradbreite somit einen geringeren Einfluss. Wählt man eine Konfiguration mit sehr großen Überdeckungen kommt es zu einem wesentlich stärkeren Anstieg des Momentenverlusts sowie des maximale Drucks.

Zu beachten ist hierbei, dass durch die große Wirkung der axialen Quetschflächen bei kleinen Zahnbreiten der Momentenverlust mit einem kleineren Normaleingriffswinkel von 20° sogar geringer ist. Dies ist dadurch begründet, dass dabei die wirksame Ausquetschfläche im Gegensatz zur 30° Variante größer ist.



**Abbildung 4-21 Einfluss der Zahnradbreite, Quelle: Eigene Darstellung.**

<sup>37</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011)

#### 4.2.2.2. Radiale Quetschnuten

Eine weitere Möglichkeit um den Druckaufbau im Quetschraum zu minimieren, stellen Nuten in den Zahnflanken (Abbildung 4-22) dar, jedoch soll auf diese Art der Quetschölabführung möglichst verzichtet werden. Es findet in großen Bereichen kein durchgehender Zahneingriff und somit keine Abdichtung zwischen Druck- und Saugraum statt. Dies führt zu erheblichen Volumenstromverlusten durch das Ausquetschen in den Saugraum. Aus diesen Gründen wird hier auf diese Maßnahme nicht weiter eingegangen.



Abbildung 4-22 Radiale Quetschnuten, Quelle: Eigene Darstellung.

#### 4.2.2.3. Schrägverzahnung

Eine weitere Methode zur Optimierung ist die Schrägverzahnung, die ein sanftes Ausquetschen in radialer und axialer Richtung ergibt. So erfolgt im Gegensatz zur Geradverzahnung kein schlagartiges Verschließen des Quetschraums über die gesamte Zahnradbreite. In Abbildung 4-23 ist der Ausquetschvorgang eines schrägverzahnten Zahnradpaars dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich die radiale Ausquetschfläche mit zunehmenden Schrägungswinkel vergrößert. Um zusätzlich zu einem effizienten Ausquetschvorgang eine ausgeglichenen Massenstrompulsation zu erzielen wird eine Sprungüberdeckung von Eins empfohlen. Bei größeren Sprungüberdeckungen entsteht über weite Strecken eine Verbindung zwischen Saug- und Druckraum, was zu Volumenstromverlusten führt. Dadurch ist bei großer Zahnradbreite der Schrägungswinkel begrenzt und somit ist ein Kompromiss zwischen Zahnradbreite und Schrägungswinkel zu finden. Zu große Zahnbreiten ergeben somit kleine Schrägungswinkel wodurch diese ihre Wirkung verlieren.

Außerdem ist darauf zu achten, dass kurz vor Ende des Ausquetschvorgangs das verbliebene Volumen in der Zahnkammer durch die Zahnflanken abgeschlossen ist. Deshalb ist hier eine zusätzliche Maßnahme für den Ausquetschvorgang zu treffen. Hierbei werden in der Regel wie bereits in Kapitel 4.2.2.1 beschrieben axiale Quetschnuten verwendet und funktionsbedingt nur an einer Seite benötigt.

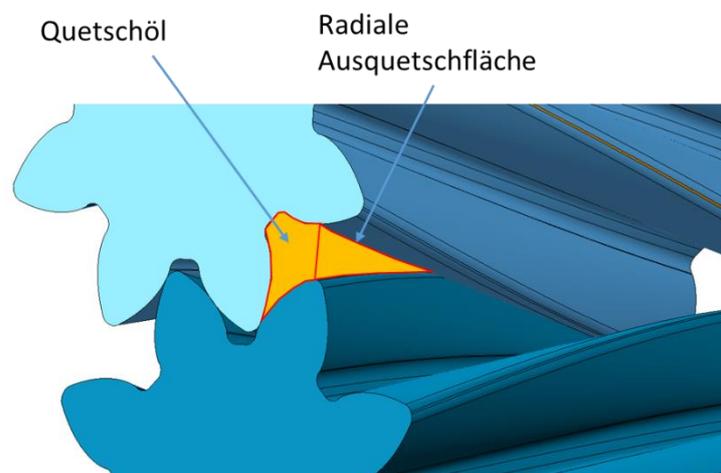


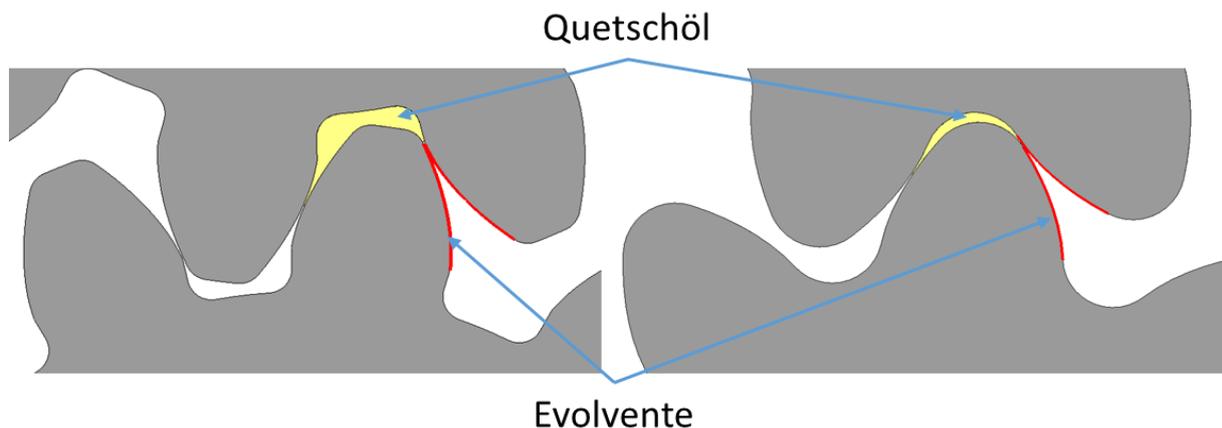
Abbildung 4-23 Ausquetschvorgang Schrägverzahnung, Quelle: Eigene Darstellung.

#### 4.2.2.4. Zahnform

Die Druckerhöhung, vor dem kompletten Abschluss der Zahnflanken, entsteht im Quetschraum durch das Ausquetschen gegen einen sich verkleinernden radialen Austrittsquerschnitt. Daher ist es naheliegend die Zahnform dahingehend zu optimieren um möglichst geringe Verluste und Druckspitzen zu erhalten. Einerseits ist eine schlanke und tiefe Zahnlücke, was ein großes Quetschvolumen zur Folge hat, sowie andererseits ein frühes Verschließen des Quetschvolumens, nachteilig. Evolventenverzahnte Zahnräder können daher mithilfe von erhöhten Stirneingriffswinkeln optimiert werden. Dies führt zu einem verminderten Quetschöl und somit kleineren Momentenverlusten, der Maximaldruck im Quetschraum lässt sich hingegen dadurch kaum verringern. Dabei tritt dieser jedoch über einen kleineren Winkelbereich auf. Um den Zahn weiter zu optimieren, ist es möglich, großen Radien am Kopf sowie am Fuß des Zahnrads anzubringen, jedoch ist dadurch eine Verkleinerung der Kopfhöhe nötig. Der dadurch entstehende Bauraumverlust, durch das geringere Schluckvolumen, kann durch eine geringere Zähnezahl ausgeglichen werden. Beim Anbringung der Radien ist darauf zu achten, dass dies meist nur in Kombination mit einer Schrägverzahnung, um eine ausreichende gesamt Überdeckung zu erhalten, funktioniert. Abbildung 4-24 zeigt den Vergleich von einer konventionellen Zahnform (links) mit einem Stirneingriffswinkel von  $20^\circ$  mit einem optimierten Zahn bei um 15% verringerter Zahnhöhe, einen optimierten Stirneingriffswinkel von  $30^\circ$  sowie großen Radien am Kopf und Fuß des Zahnes. Dabei ist sehr gut der spätere Abschluss des Quetschraums durch die Zahnflanken sowie das wesentlich geringer Quetschvolumen zu erkennen.

Die Verwendung von optimierten Zähnen kann sehr gut mit den vorhergenannten Optimierungsmaßnahmen kombiniert werden. Bei dem gezeigten optimierten Zahn ist eine Schrägverzahnung notwendig da er eine Profilüberdeckung kleiner als Eins besitzt.

Diese spezielle Form soll hier nur als Ergänzung gezeigt werden, da deren Fertigung aufwendiger ist als von Standardzahnrädern. In der abschließenden Zusammenfassung zeigt sich, dass bei richtiger Auslegung der Schrägverzahnung sowie der Quetschnuten bereits sehr gute Ergebnisse in Bezug auf das Verlustmoment und die Druckspitzen erzielt werden. Deshalb wird auf eine weitere Betrachtung dieser Zahnform verzichtet.



**Abbildung 4-24 Vergleich Zahnformen, Quelle: Eigene Darstellung.**

Als spezielles Beispiel einer Sonderverzahnung ohne Quetschraum sei abschließend noch einmal auf die Verzahnung der Zahnradpumpe „Silence Plus“ von Bosch Rexroth verwiesen, welche bereits in Kapitel 4.1.2.2 betrachtet wurde. Durch die Vermeidung von Quetschöl nutzt diese Pumpe ihren Bauraum optimal aus, sowie erreicht durch die Schrägverzahnung eine gleichmäßige Ausquetschung des Öls. Dies führt zu einer äußerst geringen Geräuschbildung

ohne besondere Druckspitzen.<sup>38</sup> Dadurch ist es auch möglich die Pumpe mit einer sehr geringen Zähnezahl von 7 zu betreiben was trotz verringerter Kopfhöhe zu einer vergleichsweise kompakten Bauform in Bezug auf den Volumenstrom führt.

### 4.2.3. Analytischer Berechnungsansatz

Im Folgenden soll eine vereinfachte Berechnung mit analytischen Mittel durchgeführt werden, um eine Abschätzung der Pulsationen der Lagerbelastungen, des Volumenstromverlusts und des Momentenverlusts zu ermitteln. Das Fluid wird dabei als inkompressibel angenommen. Die folgenden Berechnungen werden mit einfachen Beziehungen der Bernoulligleichung getätigt.

Weiter muss darauf geachtet werden, dass es durch verschiedenen Maßnahmen wie radiale Quetschnuten oder axiale Quetschnuten mit verkleinerten Stegbreiten zur Ausquetschung alleinig in den Druckraum sowie auch einer kombinierten Ausquetschung in Druck- und Saugraum kommt. Somit sind beide Fälle zu unterscheiden.

#### 4.2.3.1. Ausquetschung alleinig Druckseitig

Allgemein betrachtet erfolgt die Ausströmung des Quetschöls an mehreren Stellen, wobei sich durch die Parallelschaltung der Spalte in jedem Spalt das gleiche Druckgefälle einstellen muss. Dabei entspricht die Druckerhöhung im Quetschöl den Ausströmverlusten. Je nach Widerstandswert stellen sich unterschiedliche Geschwindigkeiten in den Spalten ein.

$$\Delta p_{D Q-2}(t) = \zeta_i(t) \cdot \frac{\rho}{2} w_i(t)^2 \quad (4-9)$$

Daraus folgt:

$$\zeta_1(t) \cdot w_1(t)^2 = \zeta_2(t) \cdot w_2(t)^2 = \dots \quad (4-10)$$

$$w_i(t)^2 = \frac{\zeta_1(t) \cdot w_1(t)^2}{\zeta_i(t)} \quad (4-11)$$

Woraus aus der Veränderung des Quetschölvolumens nun die Strömungsgeschwindigkeiten und in weiterer Folge die sich einstellende Druckerhöhung im Quetschraum berechnet werden können.

$$\frac{dV}{dt} = \sum w_i(t) \cdot A_i(t) \quad (4-12)$$

$i$ ..... Stelle des Spaltes (Radialspalt, Axialnut...)

$w_i$ ..... Strömungsgeschwindigkeit im Spalt

$\zeta_i$ ..... Verlustbeiwert

<sup>38</sup> Vgl. Bosch Rexroth (2012), S. 2

#### 4.2.3.2. Ausquetschung in die Saugseite

Da eine Kombination aus Ausquetschung in den Saug- und Druckraum entsteht muss deren Druckdifferenz berücksichtigt werden. Für die Ausquetschung Saugseitig gilt:

$$\Delta p_{S\ Q-2}(t) + \Delta p_{2-1}(t) = \zeta_{Si}(t) \cdot \frac{\rho}{2} w_{Si}(t)^2 \quad (4-13)$$

Sowie Druckseitig:

$$\Delta p_{S\ Q-2}(t) = \zeta_{Di}(t) \cdot \frac{\rho}{2} w_{Di}(t)^2 \quad (4-14)$$

Daraus folgt für die Ausquetschgeschwindigkeiten bei konstant angenommenen Druck zwischen Saug- und Druckraum:

$$w_{Di}(t)^2 = \frac{\zeta_{Si}(t) \cdot w_{Si}(t)^2 - \Delta p_{2-1}}{\zeta_{Di}(t)} = \dots \quad (4-15)$$

Für die Berechnungen wird vereinfacht jeweils angenommen, dass der Verlustbeiwert über den gesamten Bereich konstant bleibt. Dieser wird so abgeschätzt, dass er für den kleinsten Querschnitt gilt um die maximalen Drücke annähernd abschätzen zu können. Der dadurch verursachte Fehler in der Momentenberechnung wird vernachlässigt, da in den anderen Bereichen die Strömungsgeschwindigkeit stark absinkt und somit auch die Verluste klein werden.

Für die Strömungen an den Flanken wird ein Verlustbeiwert von 1 und für axiale Quetschnuten von 1,5 abgeschätzt.<sup>39</sup> Für eine genaue Erfassung der Verlustbeiwerte sind detaillierte 3D-CFD Analysen erforderlich, welche diese Arbeit übersteigen. Für eine Abschätzung des Druckanstiegs sind die abgeschätzten Werte ausreichend. Als Ergebnis soll eine Empfehlung für die Ausführung einer optimierten Pumpe, anhand der unterschiedlichen Verläufe von Druck und Verlustmoment, das Ziel sein.

#### 4.2.3.3. Volumenstrom- und Momentenverlust

Durch die zuvor erwähnten Maßnahmen zur Quetschölabfuhr entstehen z.B. bei radialen oder bei axialen Quetschnuten mit negativer Überdeckung Volumenstromverluste, da das Fluid zusätzlich zur Ausquetschung in den Druckraum auch in den Saugraum ausgequetscht wird.

Der Volumenstromverlust wird durch die zuvor errechnete Strömungsgeschwindigkeit in den betreffenden Spalten sowie deren Durchtrittsfläche durch aufsummieren über den Winkelbereich ermittelt. Für einen Quetschraum gilt somit:

$$V_{QRsaug} = \int \left[ \sum (A_{Si}(t) \cdot w_{Si}(t)) \right] d\varphi \quad (4-16)$$

Bedingt durch den Ausquetschvorgang kommt es in den Spalten zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten und somit zu Reibverluste. Dabei kann die im Quetschraum angestaute Druckdifferenz und das dabei verdrängte Volumen als Momentenverlust angesehen werden. Dieser Momentenverlust nimmt bezogen auf das theoretische Moment, welches durch geringe Drücke bei Ölpumpen eher klein ist, vergleichsweise große Werte an. Für den Momentenverlust gilt:

$$M_{rvq}(t) = \frac{\Delta p_{Q-2}(t) \frac{dV(t)}{dt} \cdot z}{2\pi \cdot n}$$

<sup>39</sup> Vlg. Glück (1988), S. 469ff.

#### 4.2.3.4. Druckpulsationen

Durch das Ausquetschen des Öls entstehen im Druckraum Druckpulsationen. Verursacht werden diese durch die Einbringung des mit hohem Impuls austretenden Quetschöls. Die Pulsationen treten speziell bei höheren Drücken und kleinen Druckräumen auf, was auf die geringere innere Dämpfung des Fluids zurückzuführen ist. Abbildung 4-25 zeigt die Amplituden der Druckpulsationen einer Zahnradpumpe mit  $z_1=22$ ,  $z_2=15$ ,  $m=2\text{mm}$ ,  $\alpha=20^\circ$  und  $b=25\text{mm}$ , bei verschiedenen Größen von Druckräumen und Drücken.<sup>40</sup> Trotz des im Vergleich zu den hier behandelten Pumpen relativ kleinen Moduls und somit wie zuvor erwähnt vergleichsweise kleinen theoretischen Pulsationen können diese auch repräsentativ für großvolumige Pumpen verwendet werden, zumal das dämpfende Volumen im Druckraum gleichermaßen mit der Pumpengröße ansteigt. Da es sich bei den hierbei gemachten Betrachtungen um Förderdrücke bis max. 10bar handelt und empfohlen wird einen ausreichend großen Druckraum zu gestalten werden die Einflüsse der Druckpulsation nicht weiter betrachtet. Für detaillierte Berechnungen sind diesbezüglich 3D-CFD Berechnungen notwendig. Durch die Kompressibilität des Fluids kann mit analytischen Methoden darüber keine guten Aussagen getroffen werden.

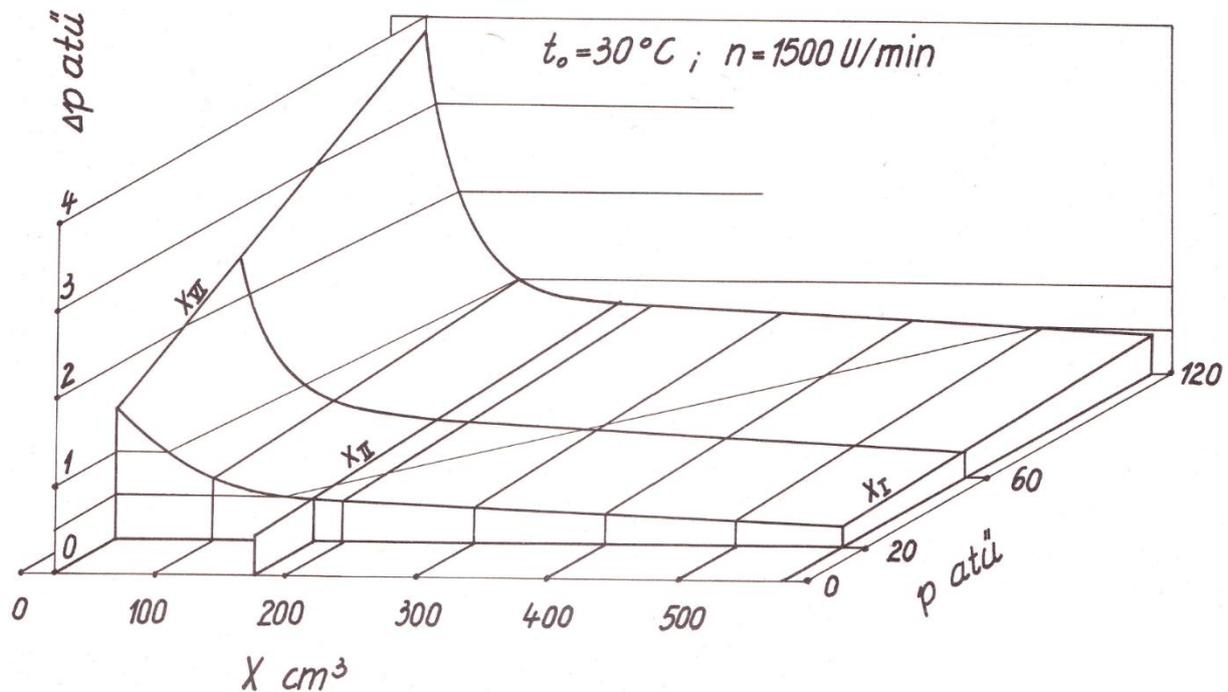


Abbildung 4-25 Auswirkungen von Druck und Druckraumgröße auf Pulsationen, Quelle: Hagen, (1958), S. 113.

#### 4.2.4. Zusammenfassung

Um eine Aussage über den Ausquetschvorgang machen zu können, wurden verschiedene Varianten ausgewertet. Die berechneten Größen sind der Druckverlauf, maximaler Druck sowie der Momentenverlust.

Dabei wurden die Strömungsgeschwindigkeiten beim Ausquetschen ermittelt. Mit Hilfe der Beziehungen unter Kapitel 4.2.3 wurde der im Quetschöl auftretende Druck berechnet. Der genaue Strömungsvorgang, sowie Verlustbeiwerte können nur mithilfe von numerischen Methoden berechnet werden. Daher erfolgte hier die Berechnung mit abgeschätzten Verlustbeiwerten. Als Kennzahlen gelten der berechnete Druck und das Verlustmoment für die jeweilige Verbesserungsmaßnahme.

<sup>40</sup> Vlg. Hagen (1958), S. 62ff.

Die erforderliche Strömungsgeschwindigkeit wurde aus der Veränderung des Quetschvolumens, welcher dem Volumenstrom entspricht, sowie deren Austrittsfläche ermittelt. Um eine Vergleichbarkeit der Varianten zu gewährleisten, war es von Nöten, die jeweiligen Kopfkreisdurchmesser, Zahnbreiten und Schluckvolumen auf einander abzustimmen um möglichst idente Volumenströme, bei einer vorgegebenen maximalen Umfangsgeschwindigkeit, zu erhalten. Die Ermittlung der Geometriedaten erfolgte mithilfe eines 3D-CAD Modells (Abbildung 4-14) in welchem die jeweiligen Volumina und Abstände gemessen wurden.

Als Austrittsquerschnitte gelten je nach Variante der radiale Abstand der Zahnflanken sowie die jeweils angewendete Maßnahme zur Quetschölabführung. Der Einfluss des axialen Spalts zwischen Zahnrad und Gehäuse wurde vernachlässigt.

In Abbildung 4-26 ist die Auswertung der Untersuchung zusammengefasst, wobei in Tabelle 4-1 eine Beschreibung der Varianten stattfindet. Dabei sind einerseits die maximale Druckdifferenz zwischen Quetschraum und Druckraum sowie der Momentenverlust bezogen auf das theoretische Antriebsmoment dargestellt. Abbildung 4-27 zeigt den Verlauf der Quetschraumdruckdifferenz zum Druckraum über den Winkelbereich einer halben Zahnteilung.

Gut zu erkennen sind in den Druckverläufen die Auswirkungen der einzelnen Maßnahmen. Dabei zeigt die Standardvariante einen steilen Druckanstieg mit Beginn des Doppeleingriffs und anschließend nahezu konstant hohen Druck im Quetschraum. Dieser hohe Druck führt über einen großen Winkelbereich zu einem großen Momentenverlust. Durch eine optimierte axiale Quetschnut, mit Hilfe welcher nach Verschließen der Zahnkammer durch die Zahnflanken das Quetschöl noch sehr gut abgeführt wird, kann der Ausquetschvorgang bereits wesentlich verbessert werden. Dabei steigt der Druck erst kurz vor Erreichen des Quetschvolumenminimums stark an. Dies führt zu einem vergleichsweise geringen Momentenverlust da nur mehr kleine Volumina bei einem großen Druck ausgepresst werden. Bedingt durch einen größeren Stirneingriffswinkel zeigt sich die verbessernde Wirkung auf den Momentverlust durch den späteren Druckanstieg. Wegen des verspäteten Eingriffs, durch die geringe Überdeckung, ergeben sich hier Vorteile. Sehr nachteilig wirkt die Zweiflankendichtung durch den vergleichsweise größeren gesamt Quetschvolumenstrom, welcher trotz einer geringeren Druckspitze zu einem großen Momentenverlust führt. Dafür verantwortlich ist hier der Abschluss des Quetschöls über ca. den doppelten Winkelbereich. Als durchaus positiv erweist sich die Schrägverzahnung durch welche die Druckspitze sowie im Wesentlichen das Verlustmoment erheblich gesenkt werden kann. Dies ist zurückzuführen auf die großen Austrittsquerschnitte und somit geringen Drücke über weite Winkelbereiche. Dadurch führen die ebenfalls geringen Druckspitzen im späten Winkelbereich in welchem durch die Schrägverzahnung vergleichsweise wenig Volumen ausgepresst wird zu sehr geringen Momentenverlusten. Der relativ große Momentenverlust der Bosch Rexroth Lösung ist auf das Verdrängen relativ großer Volumina bei gleichbleibenden Druck zurückzuführen, wobei dieser real durchaus geringer ausfallen kann. Dies ist darauf zurückzuführen, dass wegen der Verwendung derselben Verlustbeiwerte, wie bei den anderen Varianten, das Ergebnis schlechter dargestellt wird als in Realität anzunehmen.

Tabelle 4-1 Quetschöl Optimierungsmaßnahmen.

Kommentar	
1)	Geometrie: z=12, m=7,5mm, $\alpha=20^\circ$ , x=0,2, b=120mm - einflankendichtend Mit standard Quetschnuten an beiden Stirnseiten (Kapitel 4.1.1)
2)	Geometrie wie 1) Mit optimierten Quetschnuten an beiden Stirnseiten (Abbildung 4-19)
3)	z=12, m=7,5mm, $\alpha=30^\circ$ , x=0,2, b=120mm - einflankendichtend Mit standard Quetschnuten an beiden Stirnseiten (Kapitel 4.1.1)
4)	Geometrie: z=12, m=7,5mm, $\alpha=20^\circ$ , x=0,2, b=120mm - zweiflankendichtend Mit standard Quetschnuten an beiden Stirnseiten (Kapitel 4.1.1)
5)	Geometrie: z=12, m=7,5mm, $\alpha=20^\circ$ , $\beta=11^\circ$ , x=0,2, b=120mm - einflankendichtend Mit standard Quetschnuten an einer Stirnseiten (Kapitel 4.1.1)
6)	Optimierte Variante: z=12, m=7,5mm, $\alpha=30^\circ$ , $\beta=11^\circ$ , x=0,2, b=120mm - einflankendichtend Optimierte Quetschnut, erhöhter normal Eingriffswinkel- Schrägverzahnung
7)	Verzahnung von Bosch Rexroth Silence Plus (Ohne Axialnuten) z=7, m=10mm, $\alpha=20^\circ$ , x=0,2, b=120mm $r_k=7,5$ , $r_f=7,5$ mm $\beta=14^\circ$

z ..... Zähnezahl                      m ..... Modul                       $\alpha$  ..... Stirneingriffswinkel  
 $\beta$  ..... Schrägungswinkel    x ..... Profilverchiebung  
 $r_k$  ..... Radius am Kopf             $r_f$  ..... Radius am Fuß  
 $\Delta p_{max}$  .... maximale Druckdifferenz zwischen Quetschnut und Druckraum  
 $M_{rvq}$  ..... Momentenverlust durch den Ausquetschvorgang

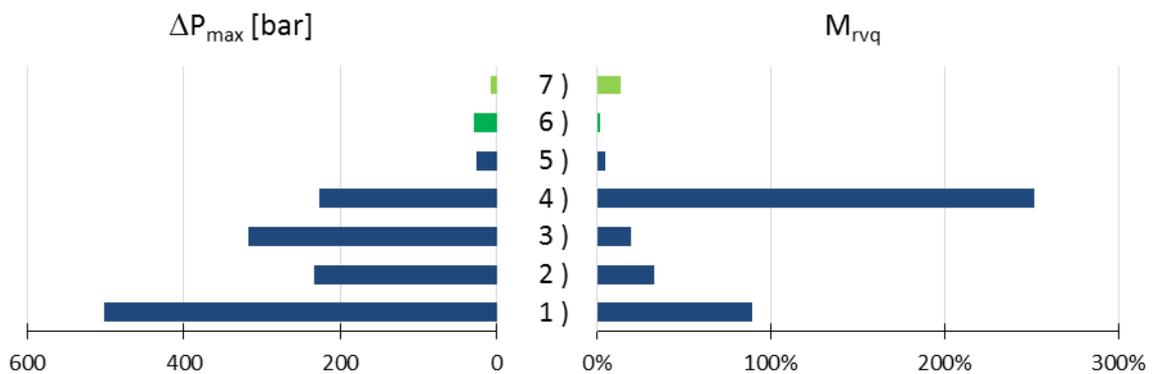
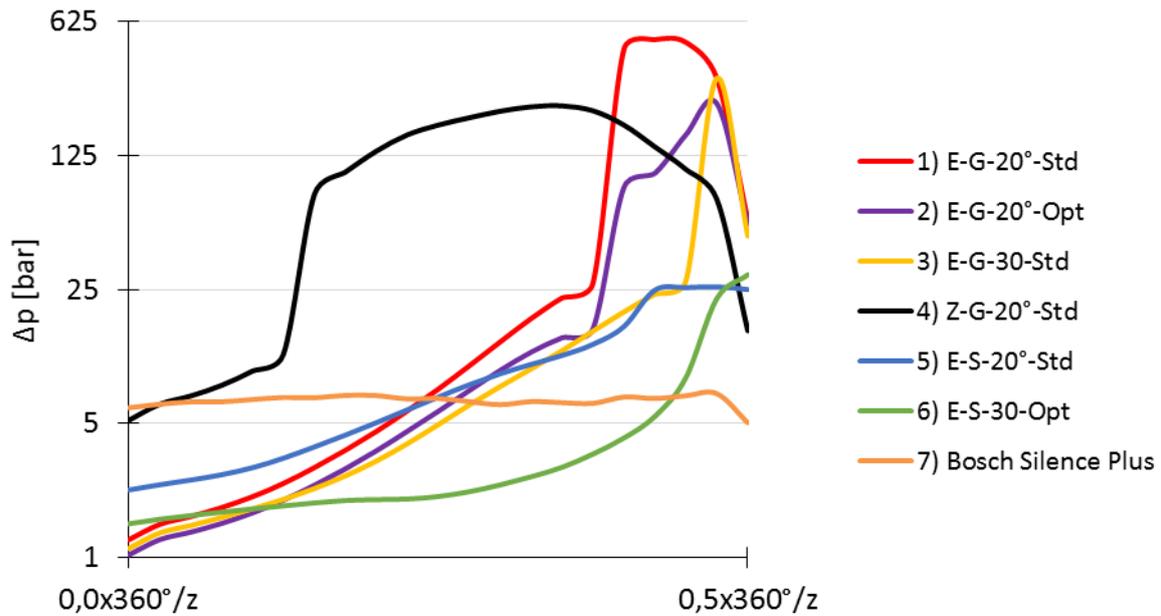


Abbildung 4-26 Übersicht Auswertung, Quelle: Eigene Darstellung.



**Abbildung 4-27 Druckverlauf in der Quetschnut, Quelle: Eigene Darstellung.**

Gut zu erkennen ist, dass der frühe Einschluss von Quetschvolumen weitgehend zu vermeiden ist. Daher ist eine Verzahnung zu wählen, bei der die Profilüberdeckung nahe Eins ist. Des Weiteren sind Maßnahmen hilfreich die das Quetschvolumen im Gesamten gering halten was durch Schrägverzahnung äußerst effektiv funktioniert. Außerdem darf auf die Abführung des verbleibenden Quetschöls nicht vergessen werden, was durch eine optimale Form der axialen Quetschnuten, im Vergleich zu den Standards in der Literatur, weiter verbessert werden kann. Zweiflankendichtende Pumpen sind wegen des Einschlusses des Quetschöls über einen großen Winkelbereich der einen großen Momentenverlust erzeugt, für die großen Schluckvolumina beim Einsatz als Ölpumpen für Großmotoren nicht geeignet. Es besteht zwar der Vorteil des geringeren minimalen Quetschöls und somit eines etwas größeren theoretischen Volumenstrom als bei einflankendichtende Pumpen mit gleicher Geometrie, jedoch ist dieser Unterschied vernachlässigbar.

### 4.3. Kavitation

Durch das Absinken des statischen Drucks unter einen bestimmten Wert, nämlich dem Dampfdruck, kommt es zu Kavitation. Daraus resultieren Volumenstromverluste, Kavitationsgeräusche und es kommt zur Beschädigung der Bauteile.<sup>41</sup>

Im Vergleich zum Fördermittel Wasser ist das Kavitationsverhalten von Öl wesentlich komplexer. Es kann wie auch bei Wasser zu Dampfkavitation kommen, bei der Öl verdampft und die Dampfblasen anschließend implodieren. Neben der unwahrscheinlichen Dampfkavitation tritt bei Öl Pseudokavitation auf. Dabei wird die im Öl gelöste Luft bei niedrigen Drücken frei und bei anschließender Druckerhöhung stark komprimiert. Dadurch entstehen örtlich hohe Temperaturen, die zu Ölalterung, Geräuschen sowie kavitationsähnlichem Verschleiß führen.<sup>42</sup>

In Zahnradpumpen können folgenden Kavitationsarten auftreten:<sup>43</sup>

- Saugraumkavitation:  
Sie tritt aufgrund des Unterdrucks im Saugstutzen auf. Dieser ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und der Saughöhe. Bei Ölpumpen für Großmotoren ist diese Art der Kavitation durch ausreichend große Eintrittsquerschnitte und geringe Saughöhen, unwahrscheinlich.
- Arbeitsraumkavitation:  
Durch die veränderliche Größe der Teilarbeitsräume, kommt es zu erhöhten örtlichen Geschwindigkeiten. Dadurch sinkt der örtliche statische Druck. Bei Zahnradpumpen sind hiervon die Zahnflanken beim Ausquetschvorgang und dem darauffolgenden Ansaugvorgang betroffen.
- Spaltkavitation:  
Durch Spaltvolumenströme zwischen Zahnrad und Gehäuse kommt es zum Absinken des statischen Drucks. Dies kann bei zu hohen Umfangsgeschwindigkeiten zur Kavitation führen.

Von den drei genannten Kavitationsarten lassen sich nur die Saugraumkavitation und die Spaltkavitation analytisch berechnen. Die Arbeitsraumkavitation kann wegen des komplexen Ausquetschvorgangs nur mit numerischen Methoden oder durch Messungen ermittelt werden. Dazu ist die Berechnung der örtlich stark veränderlichen statischen Drücke erforderlich. Da die Kavitation von der maximalen Drehzahl und somit maximalen Umfangsgeschwindigkeit abhängig ist kann dazu nur auf Werte in der Literatur<sup>44</sup> verwiesen werden. Diese sind mit 10m/s angegeben. Für die Spaltkavitation ergeben sich damit im Saugraum statische Drücke am Beginn der radialen Dichtkante von ca. 0,6bar.

Für detaillierte Aussagen zum Kavitationsverhalten sind Messungen beziehungsweise Simulationen mit komplexen Ölmodellen notwendig.

### 4.4. Spalte

Um die Funktionalität der Pumpe zu gewähren, sind jeweils radial und axial zwischen Zahnrad und Gehäuse Spalte zu gewährleisten. Diese Spalte sollen dabei einerseits nicht zu klein sein, um die Reibungsverluste zu vermeiden, und andererseits nicht zu groß sein, um Volumenstromverluste zu minimieren. In Abbildung 4-28 sind die unterschiedlichen Arten der Spaltverluste dargestellt.

---

<sup>41</sup> Vgl. Grote/Feldhusen (2005), S. P16

<sup>42</sup> Vgl. Matthies/Renius (2011), S. 30

<sup>43</sup> Vgl. Blume/Faragallah/Grabow/Neumaier/Reigner/Rothstein/Tehr/Surek (1996), S. 178f.

<sup>44</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011)

Für eine genaue Auslegung der Spaltbreiten ist vorerst eine optimale Spaltbreite zu berechnen und anschließend die zugehörigen Toleranzen dahingehend anzupassen. Dazu ist eine detaillierte Toleranzanalyse notwendig. Des Weiteren sind die Wärmedehnung und gegebenenfalls die Durchbiegung zu berücksichtigen. Detailliertere Ausführungen zu der Toleranzberechnung stehen in Kapitel 7.5 zur Verfügung.

Da bei der Großmotorenanwendung, im Vergleich zu Hochdruckanwendungen mit bis zu 300bar, nur geringe Drücke vorkommen, sind die Volumenstromverluste allgemein kleiner. Bei Anwendungen mit höheren Drücken kommen Spaltkompensationen zur Anwendung, um die Spalte auch unter hohen Belastungen möglichst klein zu halten. Auch wenn diese bei Ölpumpen für Großmotoren nicht benötigt werden, wird der Vollständigkeit halber kurz darauf eingegangen.

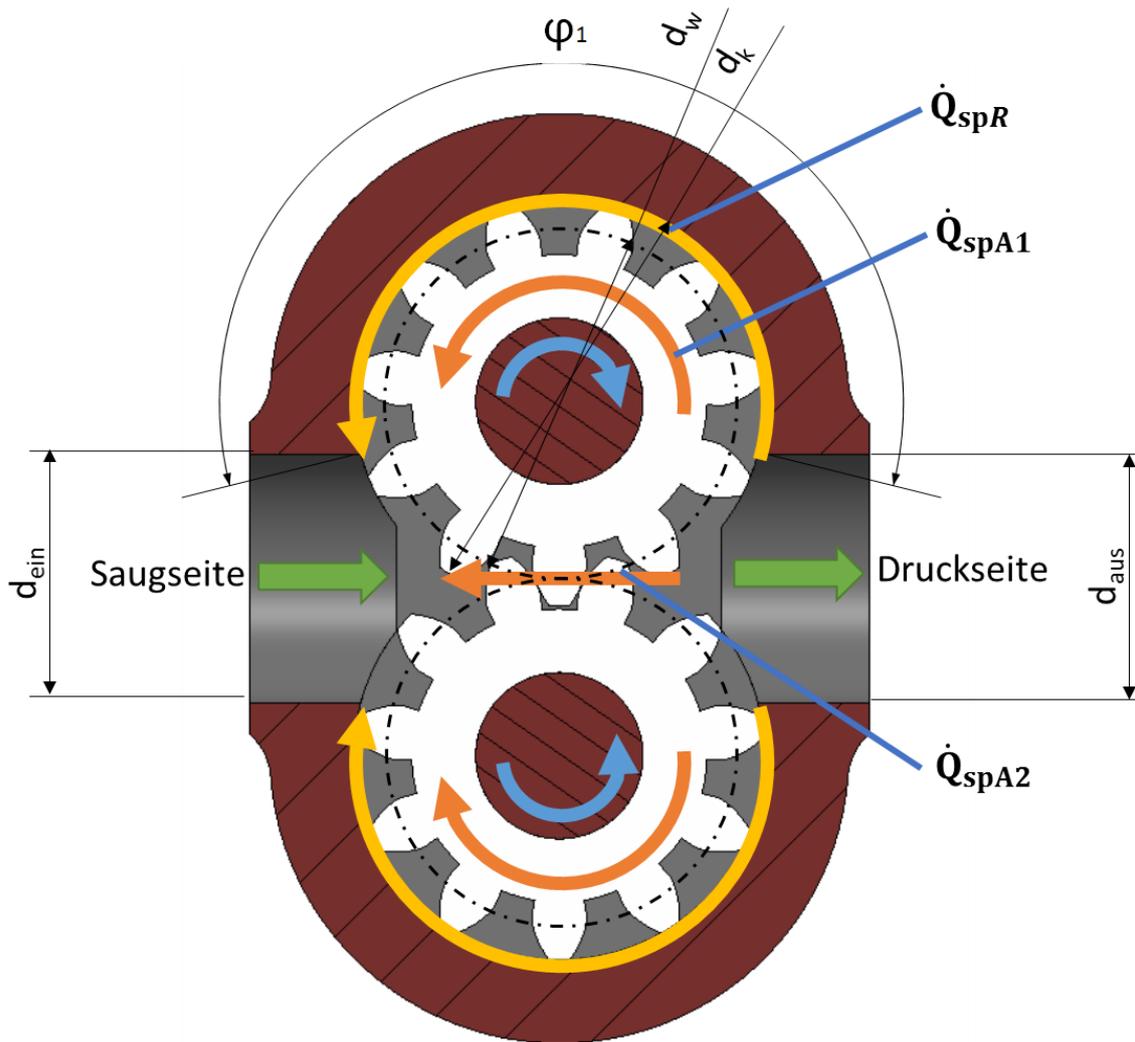


Abbildung 4-28 Spaltvolumenstrom, Quelle: Eigene Darstellung.

#### 4.4.1. Radiale Spalte

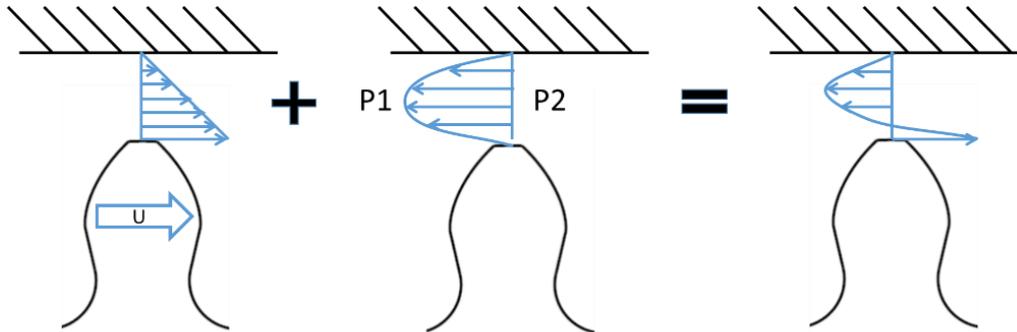
Allgemein sind ausreichend große radiale Spalte nötig, um trotz Durchbiegung anhand der mechanischen Belastung, dem hydraulischen Druck und der Wärmedehnungen, sowie der Fertigungstoleranzen keine Festkörperreibung von Zahnrädern und Gehäuse zu erhalten. Es ist ebenfalls darauf zu achten, dass bei zu großen Spalte verstärkte Volumenstromverluste entstehen, und zu kleine Spalte auch ohne Festkörperreibung Verluste durch viskose Reibung erzeugen.

#### 4.4.1.1. Spaltverluste

Im Folgenden soll ein Überblick über die Auswirkungen der Spaltgröße auf den volumetrischen und den hydraulischen Wirkungsgrad gegeben werden.

Es ist nicht möglich beide Arten von Spaltverlusten analytisch exakt zu ermitteln, daher werden mehrere Vereinfachungen getroffen, um sie abschätzen zu können. Die Annahme lautet, dass in den kleinen Spalten laminare Strömung mit einem inkompressiblen Fluid herrscht. Damit kann eine ausreichend genaue Abschätzung der Verluste getroffen werden. Für genauere Ergebnisse sind 3D-CFD Berechnungen und Messungen notwendig.

Im Radialspalt ergibt sich durch die Vereinfachungen, wie nachfolgend ersichtlich, eine Kombination aus einer Couette Strömung und einer Poiseuille Strömung:<sup>45</sup>



**Abbildung 4-29 radialer Spaltvolumenstrom, Quelle: In Anlehnung an Brenn/Meile (2011), S. 115f..**

Mit dem Geschwindigkeitsprofil:

$$u(y) = -U \left( 1 - \frac{y}{c_{spR}} \right) + \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{c_{spR}^2}{2} \left[ \frac{y}{c_{spR}} - \left( \frac{y}{c_{spR}} \right)^2 \right] \quad (4-18)$$

Durch Integration über die Spaltbreite und der Berücksichtigung der beiden Spalte auf jeder Seite des Zahnradpaars, erhält man den Volumenstrom:

$$Q_{spR} = 2 \int_0^{c_{spR}} b \cdot u(y) dy = 2 \frac{b \cdot c_{spR} \left( -6\mu \cdot U + c_{spR}^2 \cdot \frac{dp}{dx} \right)}{12 \cdot \mu} \quad (4-19)$$

Die Schleppegeschwindigkeit  $U$  entspricht dabei der Umfangsgeschwindigkeit des Zahnrads. Der Gradient des Drucks  $\frac{dp}{dx}$  ist eine Konstante, die von der Summe der Längen der Zahnradspitzen abhängt, welche mit dem Gehäuse einen Spalt  $c_{spR}$  bilden. Vereinfacht werden alle Längen addiert, obwohl der Druckaufbau in Wirklichkeit, bedingt durch Verformungen, nicht linear stattfindet<sup>46</sup>.

<sup>45</sup> Vgl. Brenn/Meile (2011), S. 113ff.

<sup>46</sup> Vgl. Hochleitner (2009), S. 30

Für die Länge einer Spitze bei evolventenverzahnten Zahnrädern, ohne Berücksichtigung des Flankenspieles, gilt:<sup>47</sup>

$$l_k = m_t \cdot z \cdot \left[ \frac{2x \cdot \tan \alpha_t}{z} + \frac{\pi}{2z} + \text{inv}(\alpha_t) - \text{inv}(\alpha_k) \right] \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_k} \quad (4-20)$$

$m_t$ ..... Stirnmodul  
 $x$ ..... Profilverschiebungsfaktor  
 $\alpha_k$ ..... Eingriffswinkel am Kopf  
 $z$ ..... Zähnezahl  
 $\alpha_t$ ..... Stirneingriffswinkel

Dabei gilt für die Evolventenfunktion (mit  $\alpha$  im Bogenmaß):

$$\text{inv}(\alpha) = \tan \alpha - \alpha \quad (4-21)$$

und bei dem Eingriffswinkel am Kopf, mit dem Kopfkreisdurchmesser  $d_k$ :

$$\alpha_k = \cos^{-1} \left( \frac{z}{d_k} m_t \cdot \cos \alpha_t \right) \quad (4-22)$$

Die Anzahl der dichtenden Zahnköpfe eines Zahnrades wird im Mittel über die Länge der Dichtfläche, sowie der Zahnteilung errechnet. Bei Schrägverzahnung ist die Anzahl um die Sprungüberdeckung vermindert.

$$n = \frac{z \cdot \varphi_1}{2\pi} - \varepsilon_\beta \quad (4-23)$$

mit:

$$\varphi_1 = 2\pi - \left[ \cos^{-1} \left( \frac{d_k}{d_w - d_{aus}} \right) + \cos^{-1} \left( \frac{d_k}{d_w - d_{ein}} \right) \right] \quad (4-24)$$

Zusätzlich zum Volumenstromverlust ergibt sich durch die laminare Strömung ein Momentenverlust anhand der Schubspannungen im Fluid:

$$\tau_R = \mu \frac{du}{dy} \Big|_{y=0} = \frac{c_{spr}^2 \cdot \frac{dp}{dx} + 2 \cdot \mu \cdot U}{2c_{spr}} \quad (4-25)$$

Durch Multiplikation mit der Kontaktfläche und dem Kopfkreisradius ergibt sich das Verlustmoment für beide Zahnräder zu:

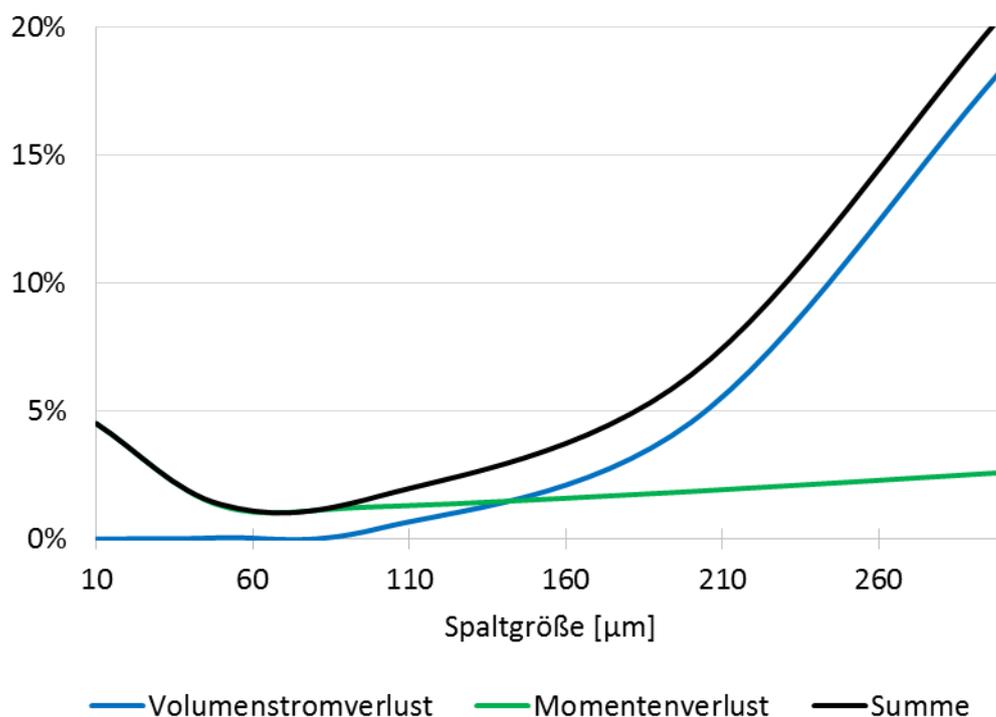
$$M_{rvR} = 2 \cdot \tau_R \cdot b \cdot \sum l_k \cdot \frac{d_k}{2} \quad (4-26)$$

Abbildung 4-30 zeigt den Volumenstromverlust bezogen auf den theoretischen Volumenstrom, bzw. den Momentenverlust bezogen auf das theoretische Moment in Abhängigkeit des Radialspalts. Die hier gezeigten Verluste gelten für die Konfiguration mit einem schrägverzahnten Zahnrad mit 12 Zähnen, einem Modul von 7,5mm und einer Profilverschiebung von +0,2. Die Sprungüberdeckung beträgt 1 und der Normaleingriffswinkel 30°. Für die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckraum werden dabei 7,5bar angenommen. Sehr gut zu erkennen ist,

<sup>47</sup> Vgl. Frömel (1971), S. 33f.

dass der Spalt im Vergleich zu den fertigungstechnischen Möglichkeiten möglichst klein gehalten werden soll. Die Volumenstromverluste steigen bei größeren Spalten stark an und gehen bei Spalten kleiner 0.1mm gegen null. Es ist darauf zu achten, dass bei größeren Zähnezahlen eine vergrößerte Dichtfläche besteht. Somit werden die Verluste durch Verlustströme reduziert, andererseits jedoch durch die viskose Reibung erhöht. Dasselbe gilt für den Stirneingriffswinkel durch vergrößerte Zahnköpfe. Dabei zeigt sich, dass sich das Minimum in Richtung größerer Spalte verschiebt, und der Gesamtverlust sich durch den Anstieg des Momentenverlusts in diesem Bereich erhöht. Bei größeren Spalten steigt der Volumenstromverlust jedoch nicht so stark an, was einen Vorteil ergibt.

Für minimale Verluste, bezogen auf den Radialspalt, ergeben sich je nach Zähnezahl unterschiedliche Konfigurationen. So bestehen bei größeren Zähnezahlen die Möglichkeiten größerer Spalte und eines größeren Normaleingriffswinkel. Andererseits sind bei kleinen Zähnezahlen möglichst kleine Spalte sowie kleinere Normaleingriffswinkel zu wählen, um ausreichend Dichtfläche zu erhalten.



**Abbildung 4-30 radialer Spaltverlust, Quelle: Eigene Darstellung.**

Die genaue Einhaltung des optimalen Spalts, ist mit diesen Zahnradparametern durch eine große Toleranzkette über die Lagerstelle im Gehäuse, den Lagerschalen, den Lagerstellen auf der Welle sowie dem Kopfkreisdurchmesser des Zahnrads bzw. dem Gehäuseinnendurchmesser nur schwer zu realisieren.

#### 4.4.2. Axiale Spalte

Neben den radialen Spalten, sind auch die axialen Spalte zu beachten. Im Allgemeinen gilt auch hier, dass die Spalte ausreichend groß zu wählen sind, um Festkörperreibung zu verhindern und die viskose Reibung zu vermindern. Zusätzlich ist jedoch auf die axialen Volumenstromverluste zu achten, und somit ein Optimum für die Spaltgröße zu finden.

##### 4.4.2.1. Spaltverluste

Für die axialen Spaltverluste wird angenommen, dass hier eine reine Druckströmung stattfindet. Die Schleppströmung ist zu vernachlässigen, da diese an den axialen Flächen keine Strömung in eine bestimmte Richtung erzeugt.

Der axiale Spaltverlust wird somit aus dem Anteil der Druckströmung berechnet. Dabei wird der Spaltstrom auf zwei Komponenten aufgeteilt (siehe Abbildung 4-28).

$$Q_{spA} = 2Q_{spA1} + Q_{spA2} \quad (4-27)$$

$$Q_{spA1} = \frac{\left[\frac{a_{ZR} - d_L}{2}\right] \cdot c_{spA}^3 \cdot \left(\frac{dp}{dx}\right)_1}{12 \cdot \mu} \quad (4-28)$$

$$Q_{spA2} = \frac{(a_{ZR} - d_L) c_{spA}^3 \cdot \left(\frac{dp}{dx}\right)_2}{12 \cdot \mu} \quad (4-29)$$

Wobei  $a_{ZR}$  für den Achsabstand und  $d_L$  für den Lagerdurchmesser steht. Zur Vereinfachung wird der Druckgradient  $\left(\frac{dp}{dx}\right)_1$  auf den Wälzkreisdurchmesser und den Winkel  $\varphi_1$  bezogen, sowie  $\left(\frac{dp}{dx}\right)_2$  auf den Mittelwert zwischen Fußkreis- und Lagerdurchmesser.

Die axialen Schubspannungen werden vereinfacht nur anhand der Schlepplströmung berechnet, da die Druckströmung in positiver und auch in negativer Richtung wirkt und sich somit nahezu ausgleicht.

$$\tau_A = \mu \frac{du}{dy} = \mu \cdot \frac{r \cdot \omega}{c_{spA}} \quad (4-30)$$

Durch Integration über den Winkel und den Radius von Lager- bis Wälzkreisdurchmesser, ergibt sich dabei das Verlustmoment von:

$$M_{rvA} = 2 \cdot 2\pi \int_{\frac{d_L}{2}}^{\frac{d_w}{2}} \tau_A \cdot r^2 dr = \frac{\pi \cdot \mu \cdot \omega}{4c_{spA}} \cdot [d_k^4 - d_L^4] \quad (4-31)$$

In Abbildung 4-31 ist der Einfluss des axialen Spalts auf den Momenten- bzw. Volumenstromverlust ersichtlich. Die Verluste sind auf die theoretischen Werte ohne Verluste normiert. Für die Geometrie des Zahnrads gilt abermals ein schrägverzahntes Zahnrad mit 12 Zähnen, einem Modul von 7,5mm und einer Profilverschiebung von +0,2. Die Sprungüberdeckung beträgt 1 und der Normaleingriffswinkel 30°. Für die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckraum wird 7,5bar angenommen.

Das Optimum bei dieser Konfiguration liegt bei ca. 0.18mm Spalt. Bei größeren Zähnezahlen verschiebt sich das Optimum in Richtung größerer Spalte, da durch den größeren Durchmesser erhöhte Momentenverluste auftreten.

Fertigungstechnisch sollte hier der Bereich der optimalen Spaltgröße ohne größeren Aufwand zu erreichen sein.

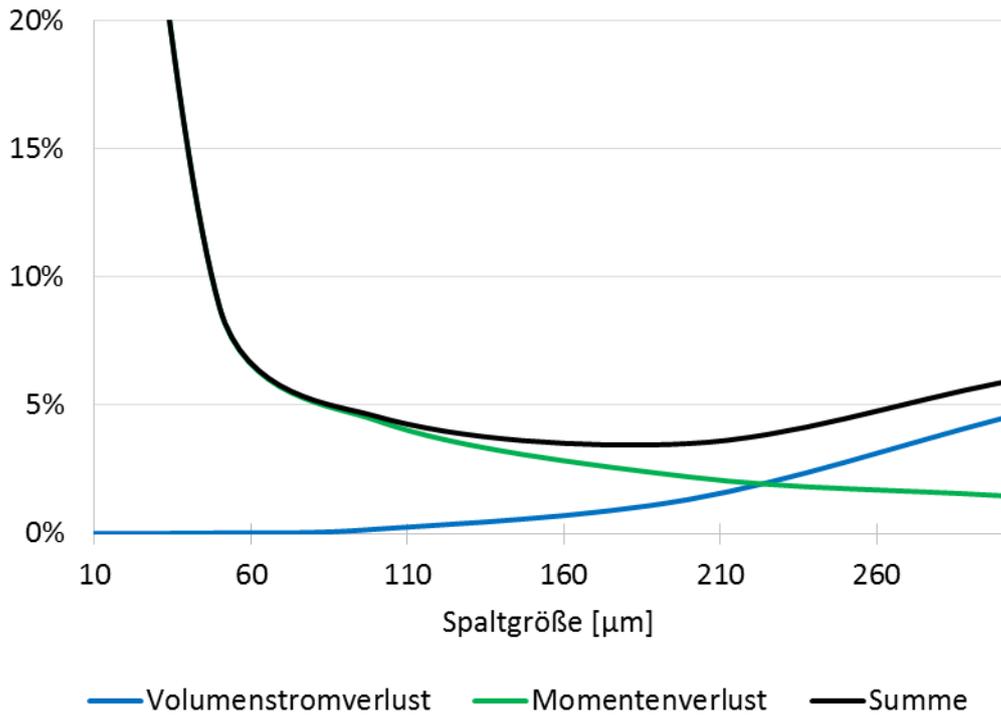


Abbildung 4-31 axialer Spaltverlust, Quelle: Eigene Darstellung.

#### 4.4.3. Spaltkompensation

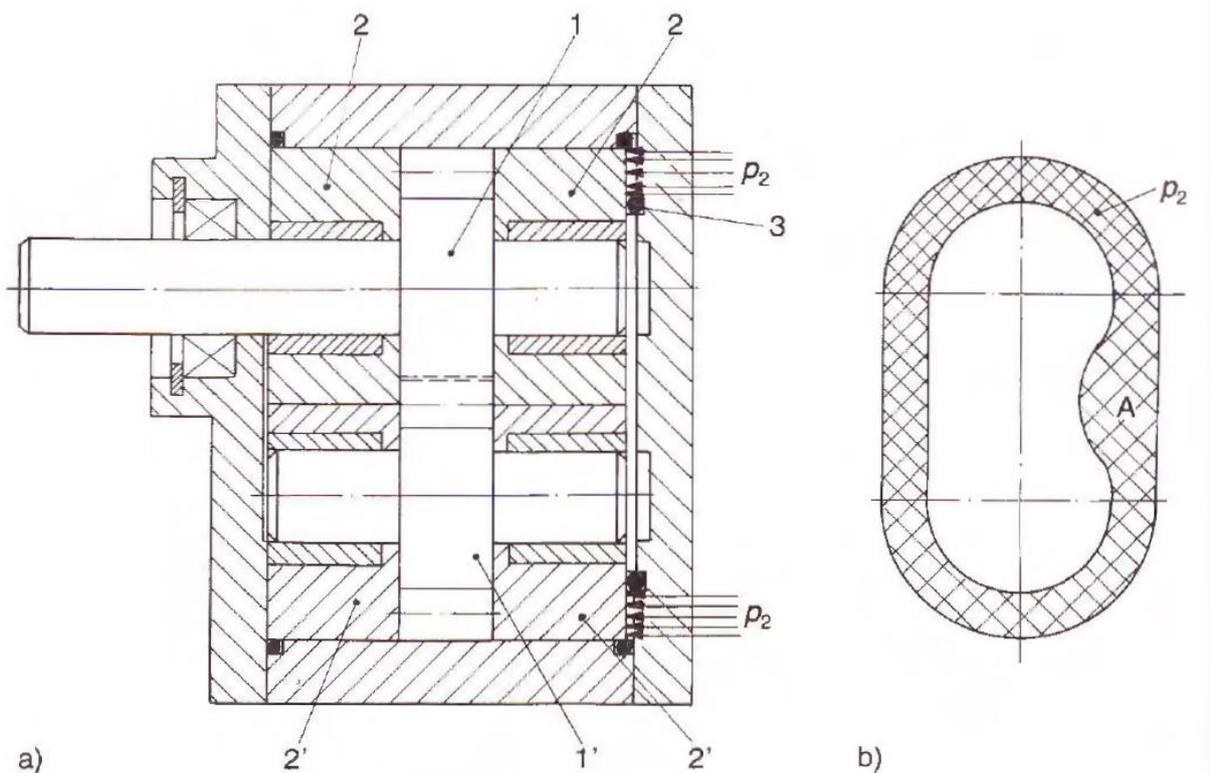


Abbildung 4-32 Axiale Spaltkompensation, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 340.

Für hohe Druckbelastungen ist es nötig den Spalt möglichst klein zu halten, da der Volumenstromverlust proportional mit dem Druckgradienten ansteigt. Dies wird durch axiale- und radiale Spaltkompensation verwirklicht. Bei der axialen Spaltkompensation werden die Lagerbrillen oder Buchsen verschiebbar ausgeführt. Durch Druckbeaufschlagung, auf eine bestimmte

Fläche auf der Rückseite, werden sie zum Zahnrad gedrückt. Dies bewirkt auch bei hohen Drücken einen gegenseitigen Ausgleich. Somit können bei hohen Drücken gute Wirkungsgrade erhalten werden. In Abbildung 4-32 ist das Prinzip der axialen Spaltkompensation dargestellt. Durch eine bestimmte Fläche, die etwas größer als die Druckfläche am Zahnrad und durch einen Dichtring (3) begrenzt ist, wird die Lagerbuchse (2) in Richtung Zahnrad(1) gedrückt.<sup>48</sup>

Die radiale Spaltkompensation ist speziell für Pumpen mit kurzen Druckfeldern, daher kurzen radialen Dichtflächen zwischen Saug- und Druckraum, geeignet. In Abbildung 4-33 ist die Lagerbuchse für eine radiale Spaltkompensation dargestellt. Dabei dichtet der saugseitige Kolben (1) durch Druckbeaufschlagung das Druckfeld ab und generiert gleichzeitig eine Kraft  $F_c$ , die die gesamte Lagerbrille, und somit die Zahnräder, nach oben an das Gehäuse drückt. Dadurch ergibt sich eine gute Abdichtung der Zahnköpfe gegen die kurze Dichtfläche, woraus ein guter volumetrischer Wirkungsgrad folgt. Die Federungsschlitze ermöglichen eine elastische Verformung der Lagerbrille.<sup>49</sup>

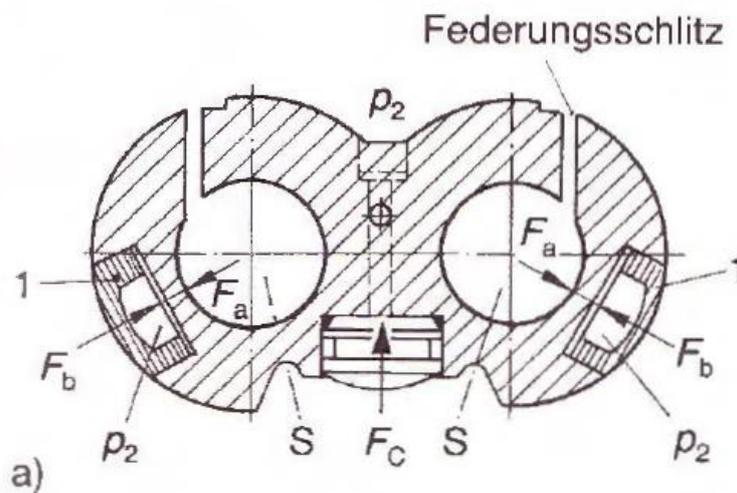


Abbildung 4-33 Radiale Spaltkompensation, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 341.

## 4.5. Mechanische Belastung

### 4.5.1. Antriebsmoment

Das Antriebsmoment setzt sich, wie einleitend beschrieben, aus dem theoretischen Antriebsmoment und den Verlustmomenten zusammen. Bei den Verlusten wird zwischen hydraulischen Verlusten, sowie mechanischen Verlusten unterschieden. Die Berechnung der Einzelverluste erfolgt laut den jeweiligen Kapiteln. Hier soll nur noch eine kurze Zusammenfassung der Verlustmomente aufgeführt werden.

Das erforderliche Antriebsmoment wird nach Gleichung 2-7 berechnet. Für das mittlere theoretische Antriebsmoment wird auf Gleichung 2-6 verwiesen.

<sup>48</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 339f.

<sup>49</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 341

Dabei besitzt das theoretische Antriebsmoment einen analogen Verlauf zum Volumenstrom (Kapitel 4.1.1) und ist speziell bei Geradverzahnungen zu berücksichtigen:<sup>50</sup>

$$M(u) = \Delta p_{2-1} \cdot b \cdot \left[ \left( \frac{d_k}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_w}{2} \right)^2 - u^2 \right] \quad (4-32)$$

#### 4.5.1.1. Hydraulischer Verlust

Der hydraulische Verlust setzt sich aus der viskosen Reibung in den radialen und axialen Spalten, sowie dem Verlust durch den Ausquetschvorgang zusammen:

$$M_{rv} = M_{rvR} + M_{rvA} + M_{rvQ} \quad (4-33)$$

$M_{rvR}$  ..... Verlustmoment durch radiale Flüssigkeitsreibung (Kapitel 4.4.1.1)

$M_{rvA}$  ..... Verlustmoment durch axiale Flüssigkeitsreibung (Kapitel 4.4.2.1)

$M_{rvQ}$  ..... Verlustmoment infolge des Ausquetschvorgangs (Kapitel 4.2.3.3)

#### 4.5.1.2. Mechanischer Verlust

Der mechanische Verlust ergibt sich sowohl aus der Reibung in den Lagern, als auch durch den Zahnradreingriff. Für den Verlust im Zahnradreingriff wird überschlägig 1% des theoretisch aufzuwendenden Drehmoments angenommen.<sup>51</sup> Genaugenommen kann jedoch davon ausgegangen werden, dass dieser Verlust geringer ausfällt, da durch die allseitige Umschmierung mit Drucköl bessere Reibungsverhältnisse als in Zahnradern zur Kraftübertragung vorliegen.<sup>52</sup> Für den Momentenverlust durch die Lagerreibung  $M_{LR}$ , wird auf Kapitel 7.3.2 verwiesen.

$$M_{rc} = 0.01 \cdot M_{th} + M_{LR} \quad (4-34)$$

### 4.5.2. Wellen- und Zahnradbelastung

Die in der Zahnradpumpe vorkommenden Belastungen sind die Druckbeaufschlagung der Zahnräder, sowie die Kräfte am Zahneingriff der Pumpenzahnräder und des Pumpenantriebszahnrad. Der hier beschriebene Rechengang widmet sich ausschließlich den Kräften. Eine detaillierte Darstellung der Berechnung von Belastung und Durchbiegung wird hier nicht weiter erarbeitet, da diese sehr stark von der Gesamtgeometrie der Welle abhängig ist und somit nicht allgemein gehalten werden kann. Außerdem erfolgt die Detailberechnung meist mit der FE-Methode.

Für die mechanische Beanspruchung einer Zahnradpumpe wird Bezug auf die Berechnungen laut Literatur<sup>53</sup> genommen, jedoch mit einer Erweiterung und einigen Vereinfachungen.

Grundsätzlich wird vereinfacht ein linearer Druckabfall im radialen Dichtspalt angenommen. Des Weiteren wird ein stillstehendes, positionsgemittelttes Druckfeld, unabhängig von der Position der Zähne, angenommen und dabei der Maximaldruck durch Ausquetschvorgang und Förderstrompulsation aufgelegt. Wie beim ebenfalls schwankenden Antriebsmoment, wird das Maximalmoment zugrunde gelegt. Damit werden die maximale Durchbiegung und die Maximalbelastung berechnet.

Als Erweiterung wird zusätzlich Rücksicht auf Schrägverzahnungen genommen.

<sup>50</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 325

<sup>51</sup> Vgl. Künne (2008), S. 398

<sup>52</sup> Vgl. Frömel (1971), S. 24

<sup>53</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 324 ff

Es erfolgt eine getrennte Berechnung der beiden Pumpenräder, da durch den Zahneingriff eine unterschiedliche Kraftsituation herrscht. Die Druckbelastung ist ident, jedoch gespiegelt.

#### 4.5.2.1. Druckbelastung

Zum vereinfachten Verständnis wird das Pumpenzahnrad als Abwicklung dargestellt (Abbildung 4-34). Dadurch ist der Einfluss der Schrägverzahnung leichter zu erkennen. Die schrägen Linien stellen dabei jeweils die Dichtkanten der Zahnköpfe dar. Dabei erkennt man, dass im Gegensatz zur Geradverzahnung, im Mittel, die Anzahl der dichtenden Zahnköpfe um die Sprungüberdeckung am Kopf reduziert ist. Des Weiteren kommt es durch die Füllung der Zahnköpfe zu einer Verschiebung des Druckfeldes und einer asymmetrischen Belastung über die Zahnradbreite, wobei letztere vernachlässigt wird. Die durch das Quetschöl auftretende Kraft, wird bei Schrägverzahnung und richtiger Auslegung der Pumpe, durch ihren vergleichsweise geringen Betrag vernachlässigbar. Für Berechnungen bei Geradverzahnung wird empfohlen diese zu berücksichtigen. Bei der Geradverzahnung sind die Druckschwankungen analog zur Massenstrompulsation, und somit der richtige maximale Druck, zu beachten.

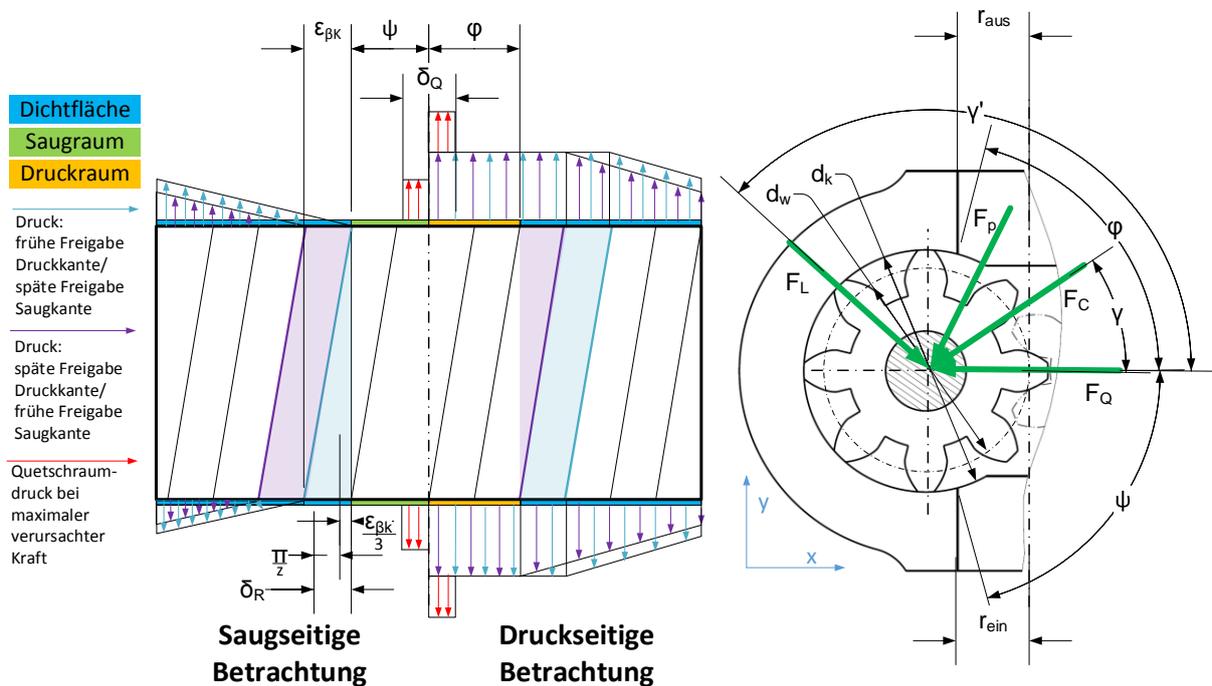


Abbildung 4-34 Druckbeaufschlagung des Zahnrad, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Betrag der Druckkraft in x-Richtung ist eine Kombination aus dem konstanten Anteil  $F_{C-x}$ , linear abnehmenden Anteil  $F_{L-x}$  und der Kraft resultierend aus dem Quetschöl Druck  $F_Q$ :

$$F_{P-x} = F_{C-x} + F_{L-x} + F_Q \quad (4-35)$$

und analog in y-Richtung:

$$F_{P-y} = F_{C-y} + F_{L-y} \quad (4-36)$$

Für den konstanten Anteil der Kraft in x-Richtung gilt:

$$F_{C-x} = \int_0^{\varphi+\delta_R} p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot \cos \chi \, d\chi = p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot \sin(\varphi + \delta_R) \quad (4-37)$$

und in y-Richtung:

$$F_{C-y} = \int_0^{\varphi+\delta_R} p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot \sin \chi \, d\chi = p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot [1 - \cos(\varphi + \delta_R)] \quad (4-38)$$

Die Kraft durch den linear abnehmen Druck in x-Richtung ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} F_{L-x} &= \int_{\chi_1}^{\chi_2} p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot \left[ \left( 1 - \frac{\chi - \chi_1}{K} \right) \cos \varphi \right] d\chi \\ &= p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \frac{1}{K} [\sin \chi_2 \cdot (K + \chi_1 - \chi_2) - \cos \chi_2 - K \sin \chi_1 + \cos \chi_1] \end{aligned} \quad (4-39)$$

und in y-Richtung:

$$\begin{aligned} F_{L-y} &= \int_{\chi_1}^{\chi_2} p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \cdot \left[ \left( 1 - \frac{\chi - (\varphi + \delta_R)}{2\pi - (\varphi + \psi + 2\delta_R)} \right) \sin \varphi \right] d\chi \\ &= p_{max} \cdot b \frac{d_k}{2} \frac{1}{K} [\cos \chi_2 \cdot (-K + \chi_1 - \chi_2) + \sin \chi_2 + K \cos \chi_1 - \sin \chi_1] \end{aligned} \quad (4-40)$$

Die dabei verwendeten Abkürzungen sind:

$$\begin{aligned} \chi_1 &= \varphi + \delta_R \\ \chi_2 &= 2\pi - (\psi + \delta_R) \\ K &= 2\pi - (\varphi + \psi + 2\delta_R) \end{aligned}$$

Die Kraft des Quetschöls wirkt bei richtiger Auslegung der schrägverzahnten Pumpenräder nur auf eine kleine Breite und kann somit durch ihre geringe Wirkung vernachlässigt werden. Bei Geradverzahnung wird empfohlen, diese zu berücksichtigen:

$$F_Q = \max \left( 2p_Q(\varphi) b \cdot \frac{d_k}{2} \sin \frac{\delta_Q(\varphi)}{2} \right) \quad (4-41)$$

und die jeweiligen zugehörigen Winkel:

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{\frac{d_w}{2} - r_{aus}}{\frac{d_w}{2}} \quad (4-42)$$

$$\psi = \cos^{-1} \frac{\frac{d_w}{2} - r_{ein}}{\frac{d_w}{2}} \quad (4-43)$$

$$\delta_R = \frac{\pi}{z} \left( \frac{2}{3} \varepsilon_\beta + 1 \right) \quad (4-44)$$

#### 4.5.2.2. Kräftesituation

Durch die unterschiedliche Kräftesituation in Bezug auf die Antriebskraft, stellen sich folgende Kraftkomponenten, wie in Abbildung 4-35 zu erkennen, ein (für  $F_{ZR-t}$  mit Vorzeichen + und  $F_{ZR-g}$  mit -):

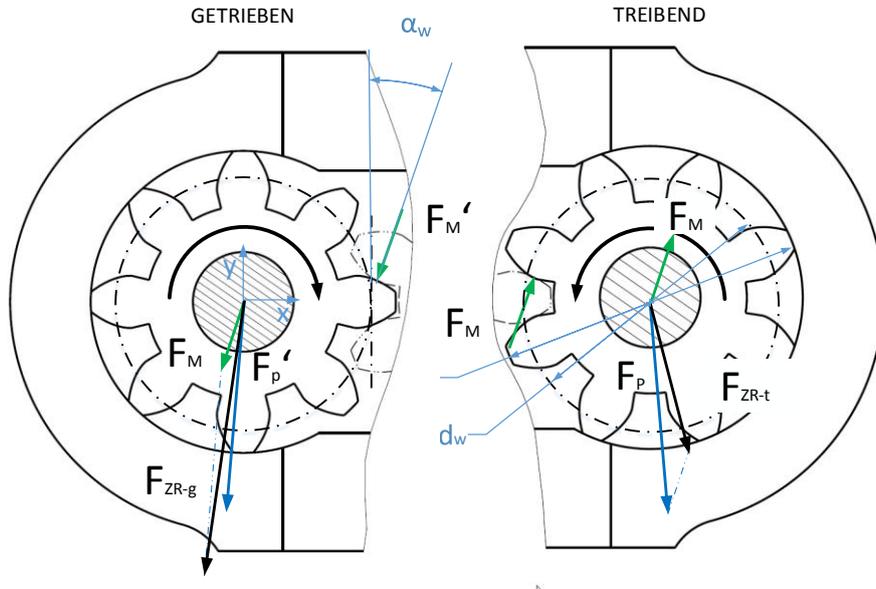


Abbildung 4-35 Kräftesituation der Zahnräder, Quelle: In Anlehnung an: Ivantysynova & Ivantysynova (1993), S. 325.

In x-Richtung:

$$F_{ZR-x} = \pm \left( \frac{M_{ZRPmax}}{\frac{d_w}{2}} \cdot \tan \alpha_w + F_{P-x} \right) \quad (4-45)$$

und in y-Richtung:

$$F_{ZR-y} = \left( \pm \frac{M_{ZRPmax}}{\frac{d_w}{2}} - F_{P-x} \right) \quad (4-46)$$

Die Axialkraft berechnet sich wie bei Zahnrädern zur Kraftübertragung:

$$F_{ZR-z} = \frac{M_{ZRPmax}}{\frac{d_w}{2}} \cdot \tan \beta \quad (4-47)$$

#### 4.5.2.3. Belastung

Aus der resultierenden Kraft kann nun in weiterer Folge die Berechnung der Belastung von der Zahnradwelle und deren Durchbiegung, sowie die Auslegung der Lagerung erfolgen. Die beiden ersteren sind jedoch abhängig von der Geometrie der Welle und können somit nicht allgemein formuliert werden. Meist kann durch die geringen Belastungen, wegen der relativ kleinen Drücke, auf eine Festigkeitsüberprüfung verzichtet werden. Die Durchbiegung der Welle kann ebenfalls vernachlässigt werden, da sich die maximale Werte der Durchbiegung im zehntel  $\mu\text{m}$  Bereich befinden.

Sollte trotz allem eine analytische Kontrollberechnung erforderlich sein, kann die Berechnung des axialen Flächenmoments 2. Grades für Ringquerschnitte wie folgt erfolgen:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (4-48)$$

$D$  ..... Außendurchmesser:  $\sim 0.87 d_k$

$d$  ..... Innendurchmesser bei Hohlwellen

## 5. Analyse einer bestehenden Pumpe

Zum genaueren Verständnis von Zahnradpumpen für Großmotoren wurde eine Pumpe der Fa. Rickmeier zerlegt und die wichtigsten Maße vermessen. Dabei handelt es sich um die Zahnradpumpe R79/490, wobei die Zahl 490 auf das Schluckvolumen hinweist. Die Pumpe wird für einen V12 Motor mit der Leistung von 1.440kW bei 2.100 U/min verwendet (Motor 2 in Tabelle 3-1).

In Tabelle 5-1 sind die ermittelten Daten der Pumpe, durch Vermessen (M), aus dem Pumpendatenblatt (DB), sowie berechnen (R), aufgelistet.

Folgend sind einige Merkmale der Pumpe zusammengefasst.

### 5.1. Allgemeine Daten

Die untersuchte Zahnradpumpe weist laut Datenblatt einen erwartungsgemäß hohen volumetrischen Wirkungsgrad auf, welcher auf die geringen Spaltverluste, bedingt durch das niedrige Druckniveau, zurückzuführen ist. Auffällig ist jedoch ist der berechnete mechanische Wirkungsgrad, der relativ niedrig erscheint. Mögliche Ursachen dabei sind die geringen Spiele im Radial- und Axialspalt, verglichen mit den Erkenntnissen in Kapitel 4.4. Dabei fällt speziell beim Radialspalt auf, dass trotz einer langen Toleranzkette die Durchmesserdiffferenz von Gehäuse und Kopfkreisdurchmesser sehr gering ist. Dies könnte im Zusammenbau zu örtlich sehr geringen Spaltbreiten und somit großen Reibungsverlusten führen. Die Wahl eines geringeren axialen Spalts, kommt möglicherweise von der durch die Schrägverzahnung verursachten einseitigen Kraft. Diese führt einseitig zu einer Vergrößerung des Spalts, welcher somit gering gehalten wird. Dadurch werden hier Volumenstromverluste vermieden.

### 5.2. Pumpenzahnrad

Das Zahnrad (Abbildung 5-1) der schrägverzahnten Pumpe weist eine Sprungüberdeckung von circa Eins auf, was mit den vorhergehenden Erkenntnissen in Einklang geht. Dasselbe gilt für den Eingriffswinkel von  $30^\circ$ , der den Ausquetschvorgang durch eine niedrige Profilüberdeckung und einem kleinen Quetschvolumen begünstigt. Die Breite des Zahnrads beträgt ca.  $15,8 \times \text{Modul}$ . Auffällig an der Geometrie des Zahnrads ist eine geringere Kopfkürzung als bei Zahnradern zur Kraftübertragung. Damit trotzdem ausreichend Kopfspiel vorhanden ist, wurde stattdessen eine unübliche Erhöhung der Fußhöhe vorgenommen. Dies ist erforderlich um ausreichend Kopfspiel zu erzeugen. Dadurch ergibt sich ein vergleichsweise größerer theoretischer Volumenstrom, als nur durch Kopfkürzung.



Abbildung 5-1 Pumpenzahnrad, Quelle: Eigene Darstellung.

An der tragenden Axialfläche des Pumpenzahnrads sind keine besonderen Keilflächen angebracht, welche die axiale Gleitlagerung begünstigen würde. Dies ist möglicherweise auch ein

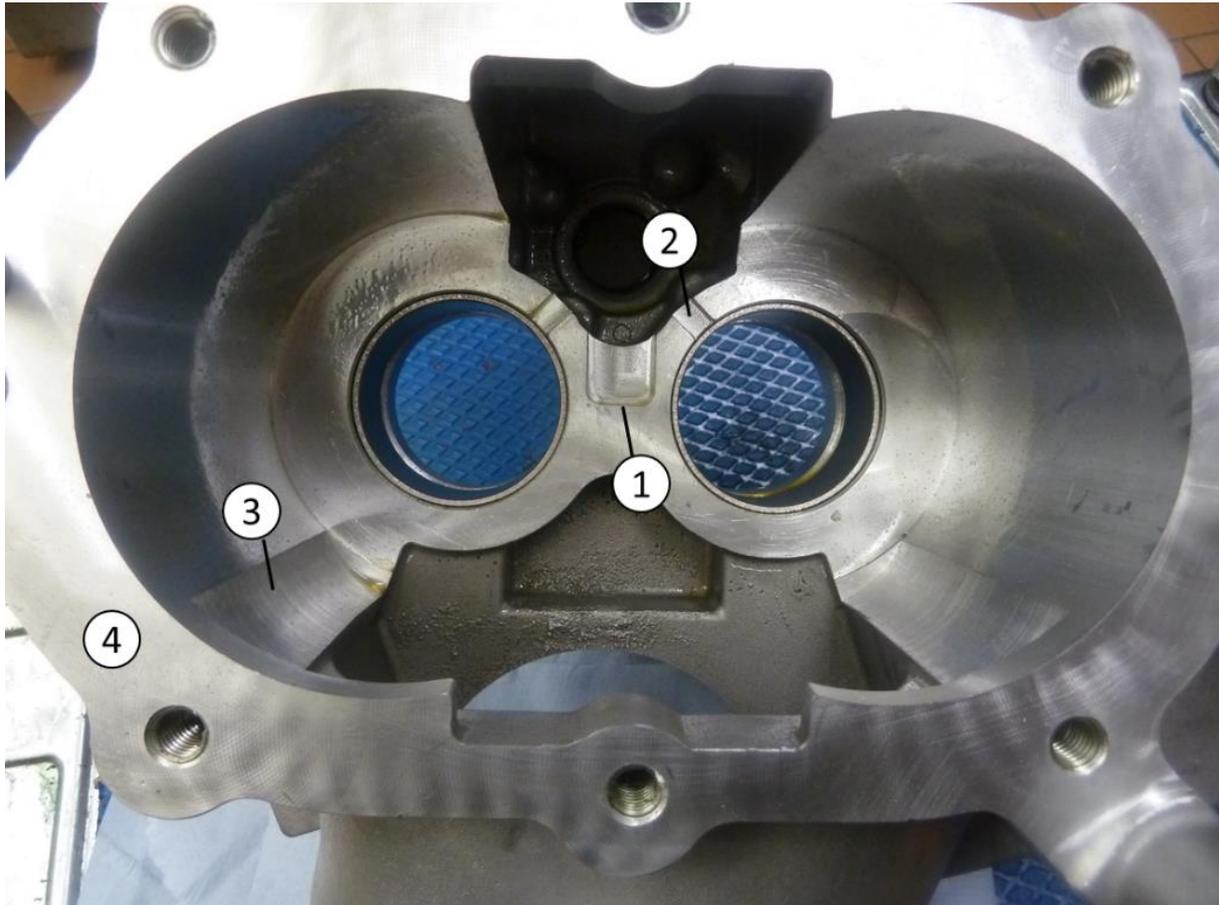
Grund für den verhältnismäßig geringen mechanischen Wirkungsgrad. Durch die flache Axialfläche bildet sich nur erschwert ein Schmierfilm aus, was zu erhöhten Reibungsverlusten führen kann.

Für die maximale Geschwindigkeit am Umfang des Kopfkreises wurden 9,7m/s berechnet, was die Empfehlung der Literatur von 10m/s<sup>54</sup> widerspiegelt.

Das Pumpenzahnrad besteht erwartungsgemäß aus Einsatzstahl (16MnCr5).

### 5.3. Gehäuse

Das Gehäuse der Pumpe ist aus Aluminiumgusswerkstoff hergestellt. Die Abbildung 5-2 zeigt das Pumpengehäuse von innen.



**Abbildung 5-2 Pumpengehäuse, Quelle: Eigene Darstellung.**

Die Quetschnut (1) der Pumpe geht mit voller Breite bis zum Wälzpunkt. Dies ermöglicht einen sehr guten axialen Ausquetschvorgang, welcher jedoch mit geringen Volumenstromverlusten durch einen Kurzschluss zwischen Saug- und Druckseite, einhergeht. Wegen des geringen Druckniveaus sind diese Verluste jedoch verhältnismäßig gering.

Die Ölnuten (2) zur Versorgung der Lager sind mit ca. 45° im Druckraum angeordnet. Durch zurückversetzten der Lager, bis auf die Tiefe der Ölnut, kann ein guter Ringspalt zur Versorgung der Lagerstellen ausgebildet werden.

Die Einfürsungen (3) an der Gehäusebohrung führt zu einem gemäßigteren Geschwindigkeitsaufbau im Spalt, wodurch sich ein Kavitationsvorteil ergibt. Durch den Saugraumunterdruck und den örtlich hohen Strömungsgeschwindigkeiten, sind diese Stellen besonders Kavitations-

<sup>54</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011)

gefährdet. Sehr gut zu erkennen sind auch der breite Einlass- sowie der schmalere Auslasskanal. Der breite Einlass ist notwendig, damit eine ausreichend niedrige Strömungsgeschwindigkeit erzielt wird. Durch die geringere Breite des Auslass wird die am Einlass verlorene Dichtfläche des Radialspalts wiedergewonnen.

Die Gegenseite des Gehäuses wird durch einen Deckel, welcher die gegenüberliegenden Lagerstellen trägt, abgedichtet. Die Dichtung erfolgt über eine ebene Fläche (4) mithilfe einer Flüssigkeitsdichtung.

Bei der Lagerung ist das relativ große Lagerspiel auffällig. Dies ist notwendig, um ausreichend Öldurchfluss zu gewährleisten und die Lagerstellen ausreichend zu kühlen. Ohne Berücksichtigung der Kühlleistung würde sich bei der Auslegung ein Lagerspiel von circa einem Viertel bis der Hälfte des gewählten Lagerspiels ergeben.

**Tabelle 5-1 Rickmeier R79/490**

	R79/490	
Zähnezahl	12	
Modul	7,5mm	R
Normaleingriffswinkel	30°	R
Profilverschiebung	0,3	R
Sprungüberdeckung	1	M
Profilüberdeckung	1,05	R
axialer Spalt (halbe Zahnradlänge-Bohrungstiefendifferenz)	70µm	M
radialer Spalt (halbe Durchmesserdiffferenz)	46µm	M
Antriebsleistung	17kW	DB
Förderstrom	731l/min	DB
Schluckvolumen	490 cm <sup>3</sup>	DB
Druckdifferenz	7,5bar	DB
hydraulische Leistung	9,14kW	R
Gesamtwirkungsgrad	54%	R
maximale Drehzahl	1571 1/min	DB
volumetrischer Wirkungsgrad	95%	R
mechanischer Wirkungsgrad	57%	R
maximale Umfangsgeschwindigkeit	9,7m/s	R
Lagerdurchmesser	60mm	M
Lagerspiel $\psi_0$	0,22%	M
Lagerbreite $\beta$	50%	M
Zahnradwerkstoff	16MnCr5	DB
Gehäusewerkstoff	AlSi10Mg	DB
Antriebszahnrad	20MnCr5	DB

## 6. Auslegung der Pumpe

Aufbauend auf den Erkenntnissen der vorangegangenen Kapiteln soll in diesem, und dem darauffolgenden Kapitel, eine Empfehlung zur Konstruktion von Zahnradpumpen für den Einsatz als Ölpumpen bei Großmotoren abgegeben werden. Dabei werden die jeweiligen Komponenten betrachtet und genauer beschrieben. Des Weiteren werden speziell die Konstruktionsdetails, wie Spaltgrößen und Toleranzen sowie grundlegende Abmaße, betrachtet. Die Ölpumpe als Ganzes wird dabei nicht näher beschrieben, da der Aufbau für den jeweiligen Fall grundsätzlich variiert. Zusätzlich wird auch auf die Beschreibung des Aufbaus verschiedener Bauarten wie z.B. Duo Pumpe verzichtet. Hierfür ist die Pumpe je nach Anwendungsfall zu entwickeln.

Im Folgenden handelt es sich um evolventenverzahnte einflankendichtende Zahnradpumpen. Zweiflankendichtende Pumpen sind durch den höheren Aufwand und die großen entstehenden Momentenverluste beim Ausquetschvorgang nicht als Ölpumpen für Großmotoren geeignet.

### 6.1. Grundausslegung

Die Auslegung der Pumpe erfolgt anhand der wichtigsten Eingangsgröße, nämlich dem erzielbaren Volumenstrom. Grundsätzlich sind mehrere Parameter festzulegen und daraus ist ein erforderliches Modul zu errechnen. Der Ablauf der Pumpenauslegung ist in Abbildung 6-1 dargestellt.

Der erforderliche Volumenstrom wird aus der Simulationen des gesamten Ölkreislaufs gewonnen. Um daraus den für die Pumpe relevanten theoretischen Volumenstrom zu berechnen, ist dieser durch einen aus Erfahrungswerten gewonnenen volumetrischen Wirkungsgrad zu dividieren.

Nach der Berechnung eines geeigneten Moduls, kann die Ermittlung der geometrischen Daten der Pumpenzahnräder beginnen. In weiterer Folge werden durch die Druckbeaufschlagung und den dadurch berechneten Kräften die Lagerdimensionen bestimmt. Über eine Untersuchung der Spaltverluste, wie in Kapitel 4.4 beschrieben, kann die optimale Spaltbreite für die radialen und axialen Spalte ermittelt werden. Abschließend muss eine detaillierte Toleranzanalyse für die beiden Spalte erfolgen, damit die Zielwerte erreicht werden und somit der Wirkungsgrad hochgehalten werden kann.

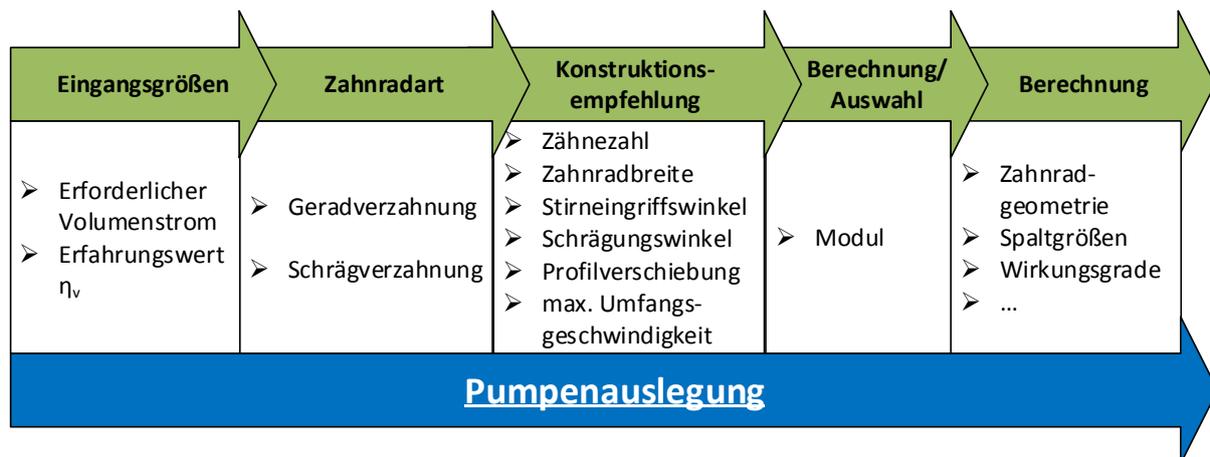


Abbildung 6-1 Berechnungsablauf, Quelle: Eigene Darstellung.

### 6.2. Zahnradart

Grundsätzlich ist für die Verwendung von Außenzahnradpumpen als Ölpumpen für Großmotoren eine Schrägverzahnung empfohlen. Dem Nachteil eines kleineren radialen Dichtwinkels und somit größere radiale Volumenstromverluste, stehen zahlreiche Vorteile im Vergleich zur Geradverzahnung gegenüber. Zu den größten Vorteilen zählt eine wesentlich platzsparendere

Konstruktion, durch die Möglichkeit geringerer Zähnezahlen und einer größeren Zahnradbreite. Die erhöhten Zähnezahlen bei Geradverzahnungen sind durch die bei kleinen Zähnezahlen unerwünschten starken Massenstrompulsationen erforderlich. Des Weiteren besitzen schrägverzahnte Zahnradpumpen einen wesentlich gleichmäßigeren Ausquetschvorgang, durch den sie einen bedeutend geringeren Momentenverlust erfahren. Ausgehend von den unterschiedlichen Anforderungen je Zahnradart, sind auch die Basisgrößen abweichend voneinander zu wählen, um die Pumpe zu optimieren. Im Folgenden sollen dabei jeweils die Erfordernisse für Schräg- und Geradverzahnung betrachtet werden.

### 6.3. Basisgrößen

Um für die Pumpe ein Modul zu berechnen und auszuwählen, sind vorab bestimmte Größen zu wählen. Dazu zählen die Zähnezahl, die Zahnradbreite, der Stirneingriffswinkel, der Schrägungswinkel, die Profilverchiebung und die maximale Umfangsgeschwindigkeit. Tabelle 6-1 zeigt einen Überblick über die empfohlenen Werte der Basisgrößen bei Unterscheidung zwischen Gerad- und Schrägverzahnung.

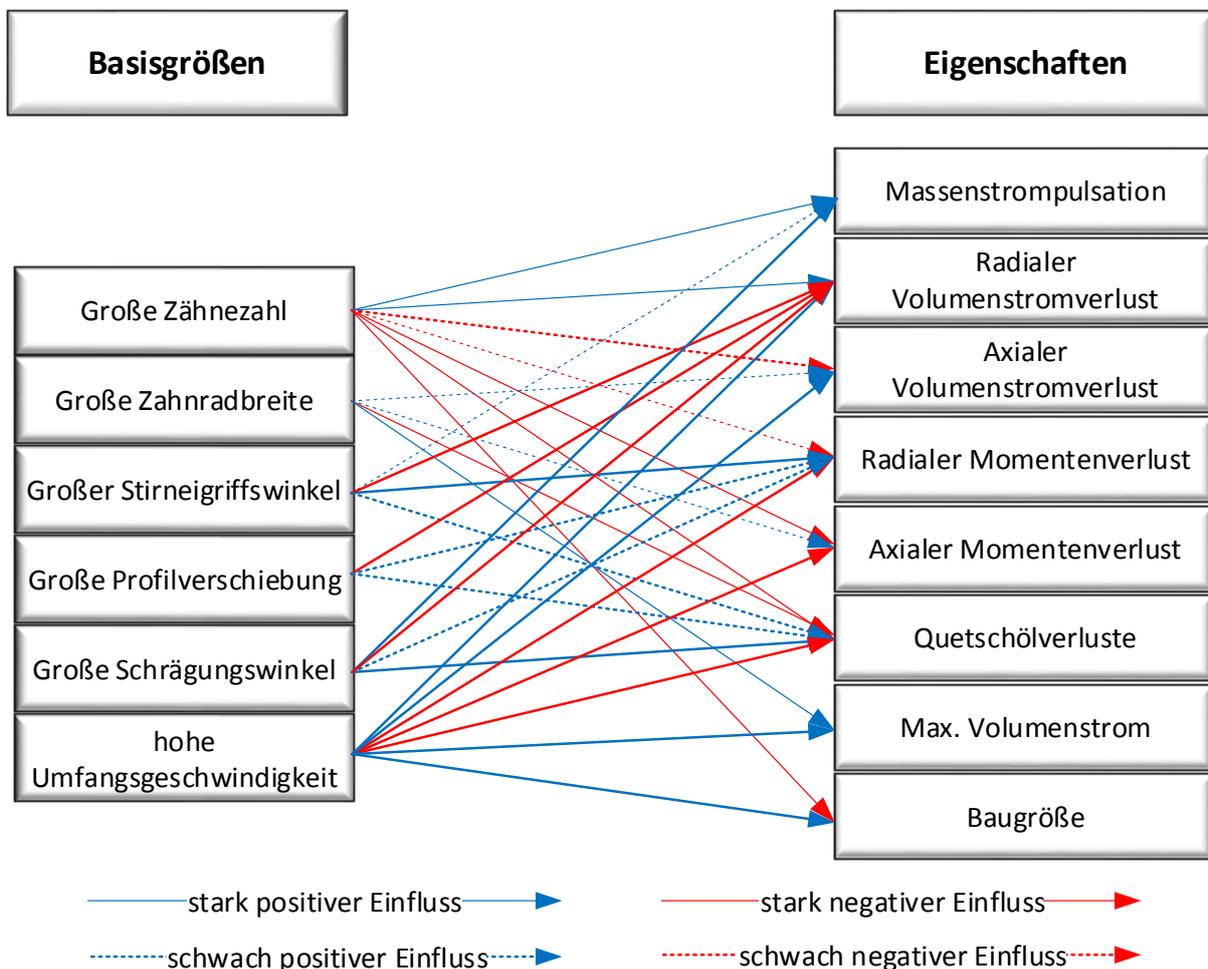


Abbildung 6-2 Eigenschaftenbeeinflussung, Quelle: Eigene Darstellung.

Diese Basisgrößen haben unterschiedliche Auswirkungen auf die Eigenschaften der Pumpe, welche in Abbildung 6-2 zusammengefasst sind. Je nach Konfiguration und Auslegungskriterien, lässt sich die Pumpe durch die richtige Auslegung optimal betreiben.

**Tabelle 6-1 Überblick der Pumpen Basisgrößen**

	Geradverzahnung	Schrägverzahnung
Zähnezahl	12-16 Zähne	8-12 Zähne
Zahnradbreite	empfohlen 8, max. 10xModul	14-18xModul
Stirneingriffswinkel	30°	30°
Schrägungswinkel $\beta$	-	Sprungüberdeckung von $1 \rightarrow \beta$
Profilverschiebung $x$	Profilüberdeckung $1,1 \rightarrow x$	Profilüberdeckung $1,05 \rightarrow x$
Umfangsgeschwindigkeit	9m/s	10m/s

### 6.3.1. Zähnezahl

Grundsätzlich hat die Zähnezahl den größten Einfluss auf die jeweiligen Eigenschaften der Zahnradpumpe. Sie beeinflusst sowohl die Massenstrompulsation, jede Art der Spaltverluste, die Momentenverluste durch den Ausquetschvorgang und als sehr wichtiges Kriterium auch die Baugröße. Durch die teils gegenseitige Beeinflussung ist ein Kompromiss für die Anzahl der Zähne zu finden. Dabei ist zu unterscheiden, ob es sich um ein geradverzahntes oder schrägverzahntes Zahnrad handelt.

#### 6.3.1.1. Geradverzahnung

Bei der Geradverzahnung treten durch eine ungleichmäßige Verdrängung Massenstrompulsationen auf, diese werden durch eine höhere Zähnezahl gesenkt. Da diese Pulsationen unerwünscht sind, empfiehlt sich grundsätzlich eine höhere Zähnezahl als bei der Schrägverzahnung. Entgegen der positiven Wirkung auf die Massenstrompulsation, hat eine höhere Zähnezahl, bedingt durch den Ausquetschvorgang, eine negative Auswirkung auf die Momentenverluste. Dies ist daraus zu schließen, dass das Quetschöl durch eine größere Überdeckung über einen größeren Winkelbereich durch den Doppeleingriff eingeschlossen ist. Durch eine ausreichende Profilverschiebung kann die Überdeckung jedoch reduziert werden und dem entgegenwirken.

Ist eine kleine Massenstrompulsation gewünscht und die Verluste sekundär, kann beispielweise ein Zahnradpaar mit 16 Zähnen verwendet werden. Durch eine optimale Auslegung kann der Momentenverlust durch den Ausquetschvorgang relativ gering gehalten werden. Dabei werden Werte im Bereich von 13% des theoretischen Antriebsmoments erreicht. Wobei die Massenstrompulsation immerhin noch bei einem relativ hohen Wert von 14% liegt. Daher empfiehlt es sich hier eine Duo Pumpen-Bauweise zu verwenden. Bei einer Zähnezahl von 12 reduziert sich die Massenstrompulsation auf ca. 4%. Zusätzlich sinken die Momentenverluste um ca. ein Drittel. Ein weiterer Vorteil dieser Konfiguration ist die geringere Baugröße im Durchmesser, wobei jedoch mit einer geringfügig vergrößerten Länge zu rechnen ist. Trotz der im Allgemeinen großen Einflüsse der Zähnezahl auf den Volumenstromverlust, fällt dieser durch die geringen Betriebsdrücke gering aus. Deshalb ist der Verlust dafür in Kauf zu nehmen, da er wesentlich geringer als die Verluste durch den Ausquetschvorgang ausfällt. Zu beachten ist, dass sich durch die Verdopplung der axialen Flächen auch der axiale Spaltverlust verzweifacht.

Bei der Verwendung von geringen Zähnezahlen ergeben sich kleine Überdeckungen. Der Wert von Eins für die Profilüberdeckung darf dabei nicht unterschritten werden. Dieser ist zu kontrollieren und gegebenenfalls, sind die anderen Parameter, wie Normaleingriffswinkel und Profilverschiebung, anzupassen.

#### 6.3.1.2. Schrägverzahnung

Grundsätzlich ist die Schrägverzahnung der Geradverzahnung vorzuziehen. Der einzig relevante Nachteil durch die verringerte radiale Dichtwirkung hat, wie bereits erwähnt, durch das niedrige Druckniveau nur geringe Auswirkungen. Bei der Schrägverzahnung ist eine Sprungüberdeckung von eins anzustreben, um eine ausgeglichene Massenstrompulsation zu erreichen.

Dabei hat die Zähnezahl keinen Einfluss auf deren Größe. Bei den anderen Eigenschaften verhält sich eine schrägverzahnte Pumpe analog zu einer geradverzahnten Pumpe.

Im Vergleich zu einer geradverzahnten Duo Pumpe ist die schrägverzahnte Pumpe, durch einen besseren mechanischen Wirkungsgrad und einer einfacheren Gehäusebauweise, im Vorteil.

Bei der Auslegung der Zähnezahl ist ein Kompromiss in Bezug auf größere Wirkungsgrade und der Baugröße einzugehen. Für einen besseren volumetrischen Wirkungsgrad empfiehlt sich eine Zähnezahl von 12, wobei auch Zähnezahlen bis 8 ohne Probleme möglich sind. Dabei reduziert sich der Kopfkreisdurchmesser bei gleichem Volumenstrom um ca. 25%. Durch eine kleinere Dichtfläche erhöhen sich die Volumenstromverluste um ca. 30% - 40%. Jedoch ist dabei zu beachten, dass dies auf einen an sich sehr hohen Wirkungsgrad bezogen ist, und somit absolut kaum ins Gewicht fällt. Der Einfluss des Momentenverlusts durch das Ausquetschen ist durch die Schrägverzahnung gering, was zu starken Freiheiten hinsichtlich der Auslegung führt. Im Vergleich zur Geradverzahnung ist die Überdeckung durch eine Sprungüberdeckung von Eins unproblematisch.

### 6.3.2. Zahnradbreite

Die Zahnradbreite ist neben dem Modul und der maximalen Umfangsgeschwindigkeit eine maßgebende Größe für den Volumenstrom. Da größere Breiten bei Ölpumpen für Großmotoren platzbedingt unproblematischer als große Durchmesser sind, wird hier das Maximum angestrebt. Dies führt jedoch oft zu einer falschen Auslegung und somit zu Problemen im Betrieb.

Bei Entwicklung einer neuen Motor-Familie werden für unterschiedliche Zylinderzahlen jeweils der gleiche Rädertrieb sowie die gleichen Flanschanschlüsse für die Hilfsaggregate wie die Ölpumpe verwendet. Aus diesem Grund wird die Ölpumpe mit maximaler Zahnradbreite für den Motor mit der höchsten Zylinderzahl und somit dem höchsten Volumenstrombedarf ausgelegt. Für kleinere Zylinderzahlen wird dieselbe Pumpe mit einer geringeren Zahnradbreite verwendet, um den Volumenstrom anzupassen.

#### 6.3.2.1. Geradverzahnung

Speziell bei Geradverzahnung ist die Zahnradbreite begrenzt. Da die axialen Quetschnuten eine von der Breite unabhängige Größe haben ist darauf zu achten, dass der abzuführende Volumenstrom keine unzulässigen Werte annimmt. Dies spiegelt sich schnell in einem starken Momentenverlust beim Ausquetschvorgang wieder. Deshalb wird ein Breiten/Modul-Verhältnis bei der Geradverzahnung von 8 empfohlen. Dies führt bei kleinvolumigeren Pumpen mit einem Modul von 7,5mm zu einem akzeptablen Momentenverlust von ca. 15% des theoretischen Momentenbedarfs. Die geringen Vorteile bei den axialen Spaltverlusten können dagegen vernachlässigt werden. Auch hier ist die Ausführung einer Duo Pumpe von Vorteil, da zwei Zahnradpaare mit einer geringeren Breite parallelgeschaltet werden können und somit der Momentenverlust durch den Ausquetschvorgang reduziert wird. Auch in der Literatur<sup>55</sup> werden für das Breite/Modul-Verhältnis Werte von 6 bis maximal 10 angegeben.

#### 6.3.2.2. Schrägverzahnung

Bei schrägverzahnten Zahnrädern ist die Zahnradbreite unproblematischer, da hier ein gleichmäßiger Ausquetschvorgang stattfindet und somit der Momentenverlust stark reduziert ist. Mit zunehmender Zahnradbreite und Verwendung einer Sprungüberdeckung von Eins, sinkt jedoch der Schrägungswinkel ab. Dabei verliert die Schrägverzahnung ihre positive Wirkung auf den Ausquetschvorgang. Anzustreben ist eine Zahnradbreite von  $16 \times \text{Modul}$ , was zu einem Schrägungswinkel von  $11,3^\circ$  entspricht. Auch ein Schrägungswinkel von  $10^\circ$ , was einem Verhältnis von 18 zwischen Zahnradbreite und Modul entspricht, ist noch akzeptabel.

<sup>55</sup> Vgl. Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 342

### 6.3.3. Stirneingriffswinkel

Der Stirneingriffswinkel ist im Vergleich zu kraftübertragenden Zahnradpaaren größer auszuführen. Dadurch ergeben sich geringere Überdeckungen, welche Vorteilhaft für den Ausquetschvorgang sind. Des Weiteren wirkt sich hier ein größerer Wert positiv auf die Massenstrompulsation aus. Durch den vergrößerten Eingriffswinkel kommt es jedoch zu einer verstärkten Spitzenbildung und somit einer verkleinerten radialen Dichtfläche, was allgemein zu einem verringerten volumetrischen Wirkungsgrad führt. Dieser Einfluss wirkt sich bei dem niedrigen Druckniveau im Betrieb jedoch nicht aus.

Somit ist für Gerad- und Schrägverzahnung ein Stirneingriffswinkel von 30° anzustreben, da die bei Geradverzahnung auftretenden starken Massenstrompulsationen möglichst gering gehalten werden sollen. Des Weiteren hat es einen positiven Einfluss auf den Ausquetschvorgang. Die Verluste durch eine geringere Dichtfläche sind hier im Vergleich zu den zuvor genannten Vorteilen nicht relevant. Dies betrifft auch die Schrägverzahnung obwohl hier die Dichtfläche durch die Sprungüberdeckung weiter verringert wird.

### 6.3.4. Profilverschiebung

Grundsätzlich hat die Profilverschiebung die gleichen Auswirkungen wie der Stirneingriffswinkel. Ausgehend von der Wahl der anderen Parameter, wie der Zähnezahzahl und Stirneingriffswinkel, ist er positiv und möglichst groß auszuführen, da dabei ein möglicher Unterschnitt vermieden wird. Dieser führt zu einem vergrößerten Quetschvolumen, welches vermieden werden soll. Jedoch muss auch darauf geachtet werden, dass eine ausreichend große Kopfspitze bleibt. So gilt für gehärtete Zähne eine Spitzenlänge von minimal 0,4xModul und bei ungehärteten Zähnen von minimal 0,2xModul.<sup>56</sup> Diese Spitzenlänge ist wegen dem geringen Druckgradienten als Dichtfläche ausreichend. Durch eine möglichst große Profilverschiebung soll eine sehr kleine Profilüberdeckung im Bereich von 1,05-1,1 angestrebt werden was, zu einem wesentlichen Vorteil beim Ausquetschvorgang führt. Deshalb ist auch bei Zahnradern mit größeren Zähnezahlen eine größere Profilverschiebung zu verwenden, um deren große Profilüberdeckung entgegenzuwirken.

### 6.3.5. Schrägungswinkel

Bei der Schrägverzahnung sind Sprungüberdeckungen von Eins anzustreben. Dies führt zu einer ausgeglichenen Massenstrompulsation. Bei größeren Sprungüberdeckungen kann es zu einer direkten Verbindung von Saug- und Druckseite über die Zahnücke kommen. Dadurch entstehen Volumenstromverluste, was zu vermeiden ist.

Der Schrägungswinkel ist von der Zahnradbreite und dem Modul abhängig. Es gilt:

$$\sin \beta_{ZR} = \frac{m_n \cdot \pi}{b} \quad (6-1)$$

### 6.3.6. Umfangsgeschwindigkeit

Die maximale Umfangsgeschwindigkeit hat einen proportionalen Einfluss zum maximalen Volumenstrom. Daher kann bei größeren Umfangsgeschwindigkeiten die Pumpe kleiner ausgeführt werden. Begrenzt ist sie durch ansteigende Momentenverluste beim Ausquetschvorgang und durch die Kavitation. Eine Berechnung der Kavitation ist nur durch numerischen Methoden mit speziellen Ölmodellen möglich. Des Weiteren hat die Umfangsgeschwindigkeit auch Auswirkungen auf die Spaltverluste. So wirkt sich eine erhöhte Geschwindigkeit durch einen höheren Förderstrom positiv auf die Volumenstromverluste aus. Andererseits jedoch entstehen durch einen vergrößerten Geschwindigkeitsgradienten erhöhten Wandschubspannungen, und somit größere Reibungsverluste.

<sup>56</sup> Vgl. Künne (2008), S. 583

Für die Größe der maximalen Umfangsgeschwindigkeit werden in der Literatur unterschiedliche Werte angegeben. So wird einerseits zum Beispiel allgemein 10m/s als Maximalwert empfohlen<sup>57</sup>, sowie andererseits auch eine Umfangsgeschwindigkeit abhängig von der Viskosität des Fördermittels, mit ca. 9m/s (SAE40 bei 95°C)<sup>58</sup> angegeben.

#### 6.3.6.1. Geradverzahnung

Durch die positive Wirkung auf die Ausquetschverluste bei Reduzierung der Umfangsgeschwindigkeit wird hier ein Wert von 9m/s empfohlen.

#### 6.3.6.2. Schrägverzahnung

Die wesentlich verbesserten Ausquetschbedingungen lassen hier höhere Umfangsgeschwindigkeiten zu. Daher wird 10m/s als Maximum empfohlen.

### 6.4. Modulwahl

Nach einer Festlegung der Basisgrößen kann die Berechnung des Moduls stattfinden.

Durch umformen der Gleichung 4-5 für den Volumenstrom erhält man ein detaillierte Berechnung für den Modul:

$$m = \sqrt{\frac{Q \cdot \eta_V \cdot (z + 2 - 2c + 2x)}{\frac{1}{2} f_b \cdot U \cdot \left[ (z + 2 - 2c + 2x)^2 - (z + 2x)^2 - \frac{(\pi \cos \alpha)^2}{3} \right]}} \quad (6-2)$$

- $Q$ ..... erforderlicher Volumenstrom
- $\eta_V$ ..... Volumetrischer Wirkungsgrad, abgeschätzt 90%
- $f_b$ ..... Zahnradbreiten- Modulverhältnis
- $c$ ..... Kopfkürzungsfaktor
- $x$ ..... Profilverschiebungsfaktor
- $\alpha$ ..... Normaleingriffswinkel
- $U$ ..... Umfangsgeschwindigkeit

Nach Ermittlung des geeigneten Moduls kann in weiterer Folge die Auslegung der einzelnen Komponenten der Pumpe erfolgen.

<sup>57</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011)

<sup>58</sup> Vgl. Blume/Faragallah/Grabow/Neumaier/Reigner/Rothstein/Tehr/Surek (1996), S. 204).

## 7. Pumpenkomponenten

Da Ölpumpen für Großmotoren bei vergleichsweise geringem Arbeitsdruck betrieben werden, kann auf eine axiale, sowie auch radiale Spaltkompensation verzichtet werden. Dies führt zu einer relativ einfachen Bauweise. In Abbildung 7-1 ist diese schematisch dargestellt. Grundsätzlich besteht die Pumpe aus zwei Zahnrädern, wobei eines durch ein Antriebszahnrad über den Rädertrieb des Motors angetrieben wird, einem Gehäuse mit Deckel und den darin befindlichen Lagerschalen. Im Folgenden werden die verschiedenen Komponenten genauer beschrieben.

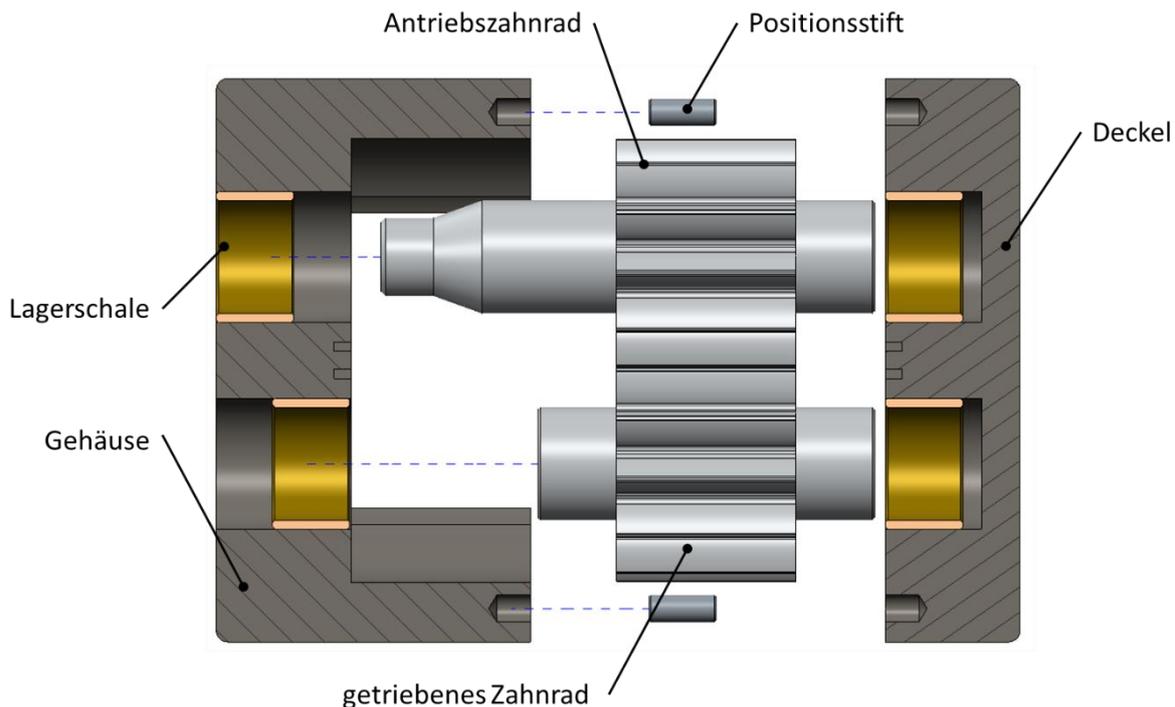


Abbildung 7-1 Pumpenaufbau, Quelle: Eigene Darstellung.

### 7.1. Pumpenzahnräder

Die Hauptkomponenten der Zahnradpumpe sind die beiden kämmenden Zahnräder. Der Zahnradsatz besteht aus einem treibenden und einem getriebenen Zahnrad. Das treibende Zahnrad wird durch ein Antriebszahnrad über den Rädertrieb des Motors angetrieben. Das Antriebszahnrad wird meist über einen Kegelsitz, mit oder ohne Passfeder, auf das Pumpenzahnrad gesetzt und mit einer Schraubenmutter festgezogen.

#### 7.1.1. Abmaße

Bei den Pumpenzahnrädern handelt es sich um evolventenverzahnte Zahnräder. Somit sind die Geometrie und die Abmessungen der Verzahnung durch die zuvor festgelegten Basisgrößen und dem gewählten Modul weitestgehend festgelegt.

Für die jeweiligen Toleranzen, speziell der Form- und Lagertoleranzen, wird auf Kapitel 7.5 verwiesen, da dabei nur eine gesamtheitliche Betrachtung sinnvoll ist. Bei den Pumpenwellen sind speziell die Toleranzen an den Axialflächen der Zahnräder und am Kopfkreisdurchmesser, durch die damit einhergehenden Spaltgrößen, von Bedeutung. Des Weiteren ist auch die richtige Wahl des Lagertoleranzfeldes (siehe Kapitel 7.3.1.2) von Bedeutung.

### 7.1.2. Flankenspiel

Um einen einwandfreien Betrieb zu gewährleisten, ist ein ausreichend großes Flankenspiel vorzusehen. Einerseits durch toleranzbedingte Unsicherheiten des Achsabstands und andererseits, um unerwünscht hohe Quetschdrücke zu vermeiden. Dazu muss bei einflankendichtenden Zahnradpumpen immer eine ausreichend große Verbindung zwischen den gemeinsamen Zahnkammern vorhanden sein (Abbildung 7-2). Dies ist notwendig, damit es zu einem guten Druckausgleich und somit zu keinen überhöhten Druckspitzen kommt. Deshalb wird ein Flankenspiel von 5%-8% des Moduls empfohlen, wobei für Geradzahnungen durch den schlechteren Ausquetschvorgang, eher der größere Wert zu verwenden ist. Durch das Flankenspiel befindet sich ca. 1% des geförderten Volumens in der Zahnkammer und kann somit nicht zum Volumenstrom beitragen.

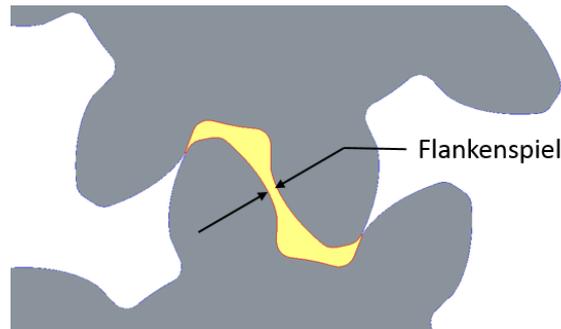


Abbildung 7-2 Flankenspiel, Quelle: Eigene Darstellung.

### 7.1.3. Kopfkürzung

Da der Volumenstrom direkt mit der Größe des Kopfkreisdurchmessers zusammenhängt, ist anstatt einer Kopfkürzung eine Vergrößerung der Fußhöhe vorzunehmen. Damit kann gleichermaßen das erforderliche minimale Kopfspiel eingestellt werden. Dies ermöglicht eine kompaktere Bauweise der Pumpe. Wird zum Vergleich das Kopfspiel durch Kopfkürzung erzielt, reduziert sich bei gleichem Kopfspiel und Verzahnungsdaten der theoretische Volumenstrom bei einem Modul von 7,5mm um ca. 15%.

Zumeist ist jedoch eine Kombination von beidem notwendig, um die Spitzenbildung zu vermindern und die Profilüberdeckung gering zu halten.

### 7.1.4. Oberflächen

Abbildung 7-3 zeigt einen Überblick über die Rauigkeitswerte.

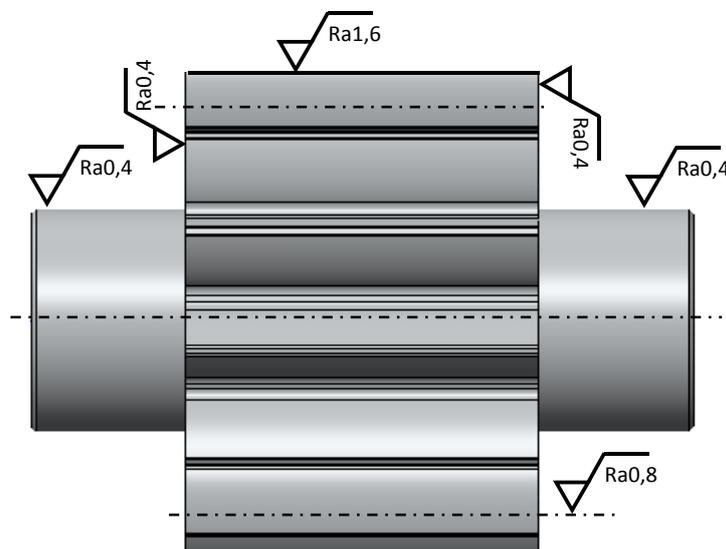


Abbildung 7-3 Wellenrauigkeitswerte, Quelle: Eigene Darstellung.

Für die Lagerstellen ist ein Rauigkeit  $R_a$  von  $0,4\mu\text{m}$  durch schleifen zu generieren, sofern nicht anders vom Lagerhersteller angegeben. Für die axialen Anlaufstellen gelten ebenfalls die gleichen Rauigkeitswerte, da diese speziell bei schrägverzahnten Pumpenrädern als Axiallager dienen. Um die Schmierfilmbildung zu begünstigen wird empfohlen, hier keilförmige Nuten anzubringen. Für die Zahnflanken gilt eine Rauigkeit  $R_a$  von  $0,8\mu\text{m}$ . Am Kopfkreis ist ein  $R_a$  von  $1,6\mu\text{m}$  ausreichend.

### 7.1.5. Werkstoff

Die Pumpenzahnräder werden aus Einsatzstählen hergestellt. Dafür üblich sind die Stähle 16MnCr5 sowie 20MnCr5. Da an den betriebswichtigen Stellen wie Lagern, Axialflächen und den Zahnradflanken eine ausreichende Härte nötig ist, werden sie zumindest dort Einsatzgehärtet.

### 7.1.6. Zusammenfassung

Tabelle 7-1 zeigt einen kurzen Überblick über die wichtigsten Daten der Pumpenwellen.

**Tabelle 7-1 Überblick Pumpenwellendetails**

Flankenspiel	5% (Schrägverzahnung) bzw. 8% (Geradverzahnung) x Modul
Lagerstellen	$R_a 0,4\mu\text{m}$
Zahnrad Axialflächen	$R_a 0,4\mu\text{m}$
Zahnflanken	$R_a 0,8\mu\text{m}$
Werkstoff	16MnCr5, 20MnCr5 Einsatzgehärtet

## 7.2. Gehäuse

Das Gehäuse der Zahnradpumpe besteht weitgehend aus zwei Teilen. Diese werden hier Gehäuse und Deckel genannt. Wegen der geringen Drücke wird weder eine radiale noch eine axiale Spaltkompensation benötigt. Dadurch fällt der Aufbau des Gehäuses relativ einfach aus.

Im Gehäuse befinden sich grundsätzlich nur zwei Lagerstellen für die beiden Zahnräder. Die beiden Bohrungen zur Abdichtung an den Zahnköpfen sowie die Zulauf- und Druckleitung. Für den einwandfreien Betrieb werden zusätzlich noch Quetschnuten und Nuten zur Ölversorgung der Lager benötigt.

Die Funktion des Deckels ist die Abdichtung gegenüber der Umgebung und die Lagerung auf der Gegenseite. Für die Abdichtung werden je nach Anwendungsfall O-Ringe oder flüssige Silikondichtungen verwendet. Auch in den Lagerstellen des Deckels sind Nuten zur Ölversorgung vorzusehen. Dabei ist eine Möglichkeit zur Abführung des Lagerlecköls in die Ölwanne zu schaffen. Bei Geradverzahnung sind des Weiteren auch Quetschnuten vorzusehen. Ist eine Schrägverzahnung in Verwendung, hängt dies von der Drehrichtung sowie vom Konstruktionskonzept ab. Der Deckel ist über Passstifte zum Gehäuse positioniert.

Die axialen Anlaufflächen am Gehäuse und Deckel sind mit einer Oberflächenrauigkeit von  $R_a 0,8\mu\text{m}$  auszuführen. Für die Gehäusebohrung gilt eine Rauigkeit  $R_a$  von  $1,6\mu\text{m}$ . Dasselbe gilt für die Dichtfläche zwischen Deckel und Gehäuse (Abbildung 7-4).

Die Größe der Bohrungen für die Lagerstellen wird durch den Presssitz der Lagerstellen bestimmt. Diese, sowie die dafür erforderlichen Oberflächen und Toleranzen, sind mit dem Lagerhersteller abzustimmen.

Für Tiefe und Durchmesser der Gehäusebohrung wird auf Kapitel 7.5 verwiesen.

### 7.2.1. Zu- und Ablauf

Der Zulaufdurchmesser muss dementsprechend angepasst werden, sodass die Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung 2,5m/s nicht überschreitet. Für die Druckleitung gilt eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von 4,5m/s.<sup>59</sup>

Für die Zuströmung zu den Zahnrädern wird der Einlass zu einem Rechteck mit der Breite der Zahnradbreite und einer Länge von ca. 1,5xKopfkreisdurchmesser erweitert. Dabei wird ein kurzes Stück als Einlaufläche verwendet. Dies geschieht, um eine mögliche Kavitation an dieser Stelle zu verhindern.

Druckseitig gilt dasselbe jedoch mit einer verkleinerten Länge die ca. dem Durchmesser des Ablaufs entspricht (Abbildung 7-4).

### 7.2.2. Quetschnuten

Für die Ausführung der Quetschnuten wird empfohlen, sich an die optimierte Quetschnut in Kapitel 4.2.2.1 zu halten. Abbildung 4-19 zeigt dabei eine gespiegelte Anordnung, welche für geradzahnte Zahnradpumpen zu verwenden ist. Dabei sind die beiden Nuten jeweils am Deckel und Gehäuse anzubringen. Die saugseitige Nut verbessert den Ansaugvorgang in die Zahnluke wogegen die druckseitige Nut den Ausquetschvorgang optimiert.

Bei schrägverzahnten Zahnradpumpen ist jeweils nur einseitig eine Quetschnut notwendig, da der Ausquetschvorgang an einer Seite endet und daher dort eine druckseitige Quetschnut erforderlich ist. Der Ansaugvorgang beginnt hingegen an der gegenüberliegenden Seite. Somit ist an dieser Seite die saugseitige Quetschnut anzubringen.

Bei schrägverzahnten Pumpen besteht des Weiteren die Möglichkeit, nur eine druckseitige Nut zu verwenden und diese bei voller Breite bis zum Wälzpunkt durchzuziehen. Für weitere Details wird auf Kapitel 4.2.2.1 verwiesen.

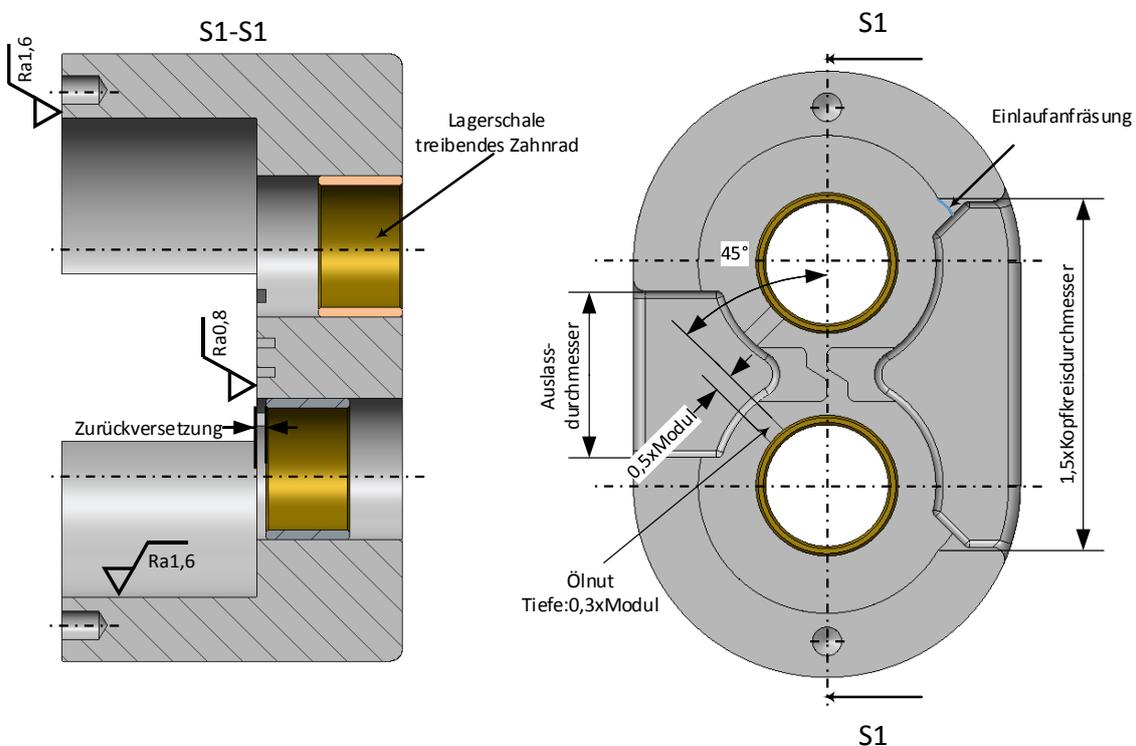


Abbildung 7-4 Pumpengehäuse, Quelle: Eigene Darstellung.

<sup>59</sup> Vgl. Ebner/King/Scheller/Willimsky (2011), S. 34

### 7.2.3. Ölversorgung

Die Gleitlager der Ölpumpen benötigen Kühlung durch einen ununterbrochenen Zufluss von Drucköl. Betriebsbedingt ist dies bei Zahnradpumpen recht einfach zu gewährleisten. Dafür wird direkt von der Druckseite der Pumpe über eine Nut Schmieröl dem Lager zugeführt. Dabei ist zu beachten, dass die Größe der Nut ausreichend ist. Das Lager sollte um die Tiefe der Ölnut zurückversetzt sein, damit sich im dadurch bildenden Ringspalt das Öl verteilen und axial gut in den Lagerspalt einströmen kann. Die Lagerschale des treibenden Zahnrads soll möglichst weit außen angebracht werden, um die Kräfte des Antriebszahnrads aufnehmen zu können. Für die Ausbildung der Ölnut siehe Abbildung 7-4.

### 7.2.4. Werkstoff

Das Gehäuse und der Deckel sind Gussbauteile. Sie werden aus Grauguss oder Aluminiumgusswerkstoffen hergestellt. Verwendung findet vorwiegend GJL-250 bzw. AISi10Mg.

### 7.2.5. Zusammenfassung

Tabelle 7-2 zeigt einen kurzen Überblick über die wichtigsten Daten der Pumpenwellen.

**Tabelle 7-2 Überblick Gehäusedetails**

axiale Anlaufflächen	Ra 0,8µm
Gehäusebohrung	Ra 1,6µm
Dichtfläche	Ra 1,6µm
breite Ölnut	50% des Moduls
tiefe Ölnut	30% des Moduls
Zulaufleitung	maximale Strömungsgeschwindigkeit 2,5m/s
Zulauf zum Zahnradpaar	Breite: Zahnradbreite, Länge: 1,5xKopfkreisdurchmesser
Ablaufleitung	maximale Strömungsgeschwindigkeit 4,5m/s
Ablauf vom Zahnradpaar	Breite: Zahnradbreite, Länge: Ablaufdurchmesser
Werkstoff	GJL-250 bzw. AISi10Mg

## 7.3. Lagerung

Bei der Lagerung von Ölpumpen gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten. Einerseits kann die Lagerung mit Wälzlagern erfolgen und andererseits mit Gleitlagern. Gleitlager bieten sich durch die betriebsbedingte Drucköl Umgebung an, womit diese zum größten Teil Verwendung finden. Folgend soll ein Überblick über die Auslegung der Lagerung, speziell für den Anwendungsfall von Ölpumpen für Großmotoren, dargestellt werden, um die jeweiligen erforderlichen Größen abzuschätzen. Für eine detaillierte Auslegung der Oberflächen sowie Form und Lagertoleranzen ist Rücksprache mit dem Lagerhersteller zu halten. Die Berechnung erfolgen nach Angaben in der Literatur<sup>60</sup>.

### 7.3.1. Auslegung

Als grundlegende Eingangsparameter für die Gleitlagerung gelten die Umfangsgeschwindigkeit und die Last. Der durch die Welle bestimmte Lagerdurchmesser sei ebenfalls vorgegeben. Dabei empfiehlt sich ein Durchmesser von ca. 60%-65% des Fußkreisdurchmessers.

Berechnet werden die Lagerbreite und das Lagerspiel. Daraus wird in weiterer Folge der Durchfluss und somit Volumenstromverlust über die Lagerstellen, sowie der Reibungsverlust ermittelt. Des Weiteren ist die verursachte Wärmeleistung zu beachten und ob ausreichend Öldurchfluss stattfindet, um das Lager zu kühlen.

<sup>60</sup> Vgl. Künne (2008) S. 64ff.

Bei der Berechnung von Gleitlagern werden überwiegend bezogene Größen verwendet. So gilt für das Lagerbreitenverhältnis  $\beta$  und dem relativen Lagerspiel  $\psi$ :

$$\beta = \frac{b}{d_2} \quad (7-1)$$

$$\psi = \frac{s}{d_2} \quad (7-2)$$

$b$ ..... Lagerbreite  $d_2$ .....Lager- Bohrungsdurchmesser  
 $s$ ..... Lagerspiel mit:  $s=d_2-d_1$   $d_1$ .....Wellendurchmesser

Die wichtigste Kennzahl für Gleitlager ist die Sommerfeldzahl  $S_o$ , sie beschreibt den Betriebsbereich und die Tragfähigkeit im Bereich der Flüssigkeitsreibung:

$$S_o = \frac{F_N \cdot \psi^2}{d \cdot b \cdot \mu \cdot \omega} \quad (7-3)$$

Je nach Sommerfeldzahl unterscheidet man den Schnelllaufbereich welcher bei  $S_o < 1$  auftritt und den Schwerlastbereich bei  $S_o > 1$ . Abhängig vom Bereich ergibt sich ein unterschiedlicher Ansatz für die Auslegungsberechnung, wie auch unterschiedliche Ansätze zur Reibwertberechnung.

#### 7.3.1.1. Lagerbreite

Für das Verhältnis  $\beta$  werden für schwach belastete Lager kleine Lagerbreiten gewählt, da sich hier leicht ein Schmierfilm aufbaut. Als Grundsätzliche Richtwerte gelten  $0,3 < \beta < 1,3$ . Gewählt wird daher ein  $\beta$  zwischen 0,5 und 0,7.

#### 7.3.1.2. Lagerspiel

Für die Ermittlung des erforderlichen Lagerspiels ist die Berechnung der relativen Schmierfilmdicke erforderlich. Ausgehend von der Annahme einer Sommerfeldzahl von Eins, wird im ersten Rechengang die erforderliche Schmierfilmdicke berechnet:

$$\delta_{(S_o=1)} = 0,5 \frac{2\beta}{1 + \beta} \quad (7-4)$$

Anschließend wird ein relatives Lagerspiel aus dem Diagramm in Abbildung 7-5 bei berechneten Ordinatenwert gewählt. Mit einer Vorabberechnung der Sommerfeldzahl durch Annahme einer relativen Spaltgröße von 0,1% kann nun ein Bereich des Diagramms zugeordnet werden. Bei abgeschätzten Sommerfeldzahlen größer Eins ist der Bereich links von der relativen Schmierfilmdicke für  $S_o=1$  zu wählen und bei kleineren Sommerfeldzahlen der Bereich rechts davon. Nach der Wahl einer relativen Spaltgröße ist die Sommerfeldzahl zu kontrollieren. Gegebenfalls muss dann das Lagerspiel neu gewählt werden.

Das hier gewählte Lagerspiel gilt für den Betrieb, daher ist die Berechnung des Fertigungsspiels anhand der Wärmedehnung erforderlich:

$$\psi_0 = \psi + [\alpha_W(\vartheta - \vartheta_0) - 0.7\alpha_L(\vartheta - \vartheta_0)] \quad (7-5)$$

Davon ausgehend ist eine Passung zu wählen, in dessen Mitte das Lagerspiel liegt. Für die Toleranzen ist die ISO Grundtoleranz IT6 zu wählen. Zur Sicherheit sollen die Maximal- sowie Minimalwerte der Toleranzen berechnet und kontrolliert werden.

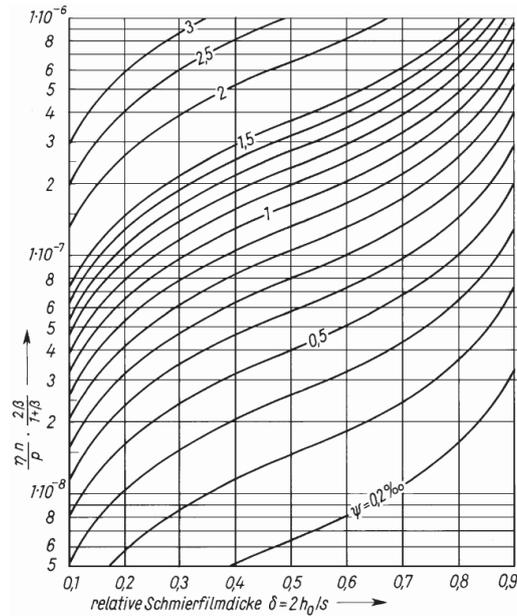


Abbildung 7-5 relatives Lagerspiel, Quelle: Künne (2008), S. 98.

### 7.3.2. Verluste

Grundsätzlich tritt in Gleitlagern ein Reibungsverlust auf. Zusätzlich lässt sich für die Anwendung in einer Ölpumpe auch der Volumenstrom durch die Lager als Verlust darstellen.

#### 7.3.2.1. Reibungsverlust

Bei niedrig belasteten Lagern mit Sommerfeldzahlen  $So < 1$  kann die Lagerreibung über die Schubspannungen des Fluids berechnet werden. Dabei gilt für die Reibzahl  $\mu = 3 \frac{\psi}{So}$  und somit ergibt sich für das Lagerreibmoment:

$$M_{LRi} = F_N \cdot 3 \frac{\psi}{So} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (7-6)$$

Für höher belastete Lager oder bei größeren Spaltbreiten verändert sich die Situation durch die größere Exzentrizität im Lager. Dabei gilt für Sommerfeldzahlen  $So > 1$  die Reibzahl  $\mu = 3 \frac{\psi}{\sqrt{So}}$  und somit das Lagerreibmoment:

$$M_{LRi} = F_N \cdot 3 \frac{\psi}{\sqrt{So}} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (7-7)$$

Durch Summieren aller Lagermomente erhält man den Gesamtlagerreibverlust:

$$M_{LR} = \sum M_{LRi} \quad (7-8)$$

#### 7.3.2.2. Volumenstromverlust

Die Zuströmung zu den Lagerstellen erfolgt axial an den Stirnflächen des Gleitlagers durch das Öl im Druckraum. Dafür sind Nuten im Gehäuse vorzusehen, um eine einwandfreie La-

gerschmierung zu gewährleisten. Die Abführung des Öls erfolgt zurück in die Ölwanne. Vereinfacht wird angenommen, dass das Schmiermittel mit einer laminaren Druckströmung über die Länge des Lagers abgeführt wird. Durch die Exzentrizität im Spalt gilt somit laut Literatur:<sup>61</sup>

$$Q_{spLi} = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot c_{spL}^3 \cdot \frac{dp}{dx}}{12 \cdot \mu_V} (1 + 1,5\varepsilon^2) \quad (7-9)$$

$c_{spL}$ ..... Lagerspalt mit  $c_{spL} = \psi \frac{d_2}{2}$

$d_2$ ..... Lagerbohrungsdurchmesser

$\frac{dp}{dx}$ ..... Druckabfall zwischen Ein-(Druckseite) und Austritt(Ölwanne) bezogen auf die Lagerbreite

$\varepsilon$ ..... relative Exzentrizität mit:  $\varepsilon = 1 - \delta$

Durch Summieren aller Lagerverluste erhält man den gesamten Volumenstromverlust in den Lagerstellen:

$$Q_{spL} = \sum Q_{spLi} \quad (7-10)$$

### 7.3.3. Lagererwärmung

Das Lager wird durch die Reibungswärme erwärmt und muss somit ausreichend gekühlt werden. Die Kühlung erfolgt einerseits durch Wärmeübertragung auf das Gehäuse und durch Kühlung des durchströmenden Öls. Dabei wird die Leistungsaufnahme des Öls mit der Verlustleistung verglichen. Dadurch kann die damit einhergehende Temperaturzunahme des Öls berechnet werden. Bei der Annahme, dass die gesamte Energie über das Öl abgeführt wird gilt:

$$\Delta T = \frac{P_{LRi}}{Q_{spLi} \cdot \rho \cdot c_p} \quad (7-11)$$

$P_{LRi}$ ..... Lagerreibleistung eines Lagers mit:  $P_{LRi} = M_{LRi} \cdot \omega$

$Q_{spLi}$  ..... Durchfluss durch eine Lagerstelle

$\rho$ ..... Dichte

$c_p$ ..... spezifische Wärmekapazität

Gegebenenfalls ist ein größeres Lagerspiel zu wählen, um ausreichend kühlendes Öl zur Verfügung zu stellen.

### 7.3.4. Werkstoff

Für den Lagerwerkstoff ist Rücksprache mit dem Lagerhersteller zu halten.

### 7.3.5. Zusammenfassung

Tabelle 7-2 zeigt einen kurzen Überblick über die wichtigsten Daten der Lagerung.

<sup>61</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2008), S. 70

**Tabelle 7-3 Überblick Lagerdetails**

Lagerdurchmesser	60%-65% des Fußkreisdurchmessers
Lagerbreite	50%-70% des Lagerdurchmessers

## 7.4. Antriebszahnrad

Die Größe des Antriebszahnrad wird durch die benötigte Drehzahl an der Pumpe sowie der Anordnung des Rädertriebs bestimmt. Deshalb ergeben sich Modul und Zähnezah meist aus den beiden zuvor genannten Randbedingungen.

Die Befestigung des Antriebszahnrad auf das Pumpenzahnrad erfolgt überwiegend durch einen mit einer Schraubenmutter gespannten Kegelsitz. Zur Unterstützung wird zumeist noch eine Passfeder angebracht.

Die Festigkeit des Antriebszahnrad ist zumeist unproblematisch, da es sich im Vergleich zur Größe der Zahnrad im Rädertrieb um ein kleines zu übertragendes Moment handelt.

Als Werkstoff wird beim Antriebszahnrad vorwiegend Einsatzstahl wie 20MnCr5 verwendet.

## 7.5. Toleranzen

Ein wichtiger Aspekt bei Zahnradpumpen sind die Toleranzen an den Lagerstellen sowie radialen- und axialen Spalten. In Abbildung 7-6 ist ein Überblick über die wichtigsten Maß- Form- und Lagetoleranzen der Pumpe gegeben. Für eine enge Tolerierung sind diese richtig auszuführen, da ansonsten lange Toleranzketten zu stande kommen, welche eine große Variabilität der Spalte zulassen.

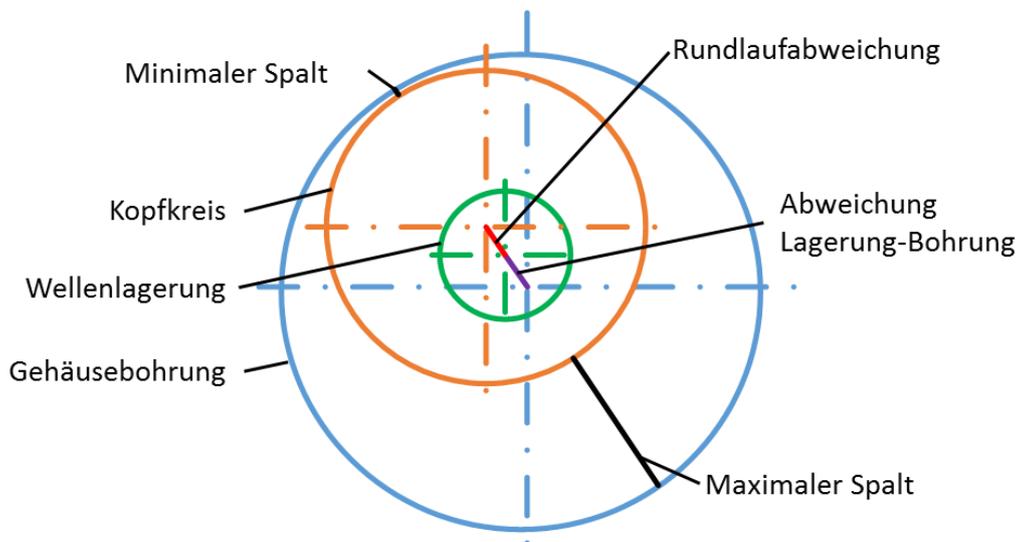
Die Toleranzen an den Lagerstellen sind mit dem Lagerhersteller abzusprechen. Die dafür gezeigten Toleranzen sollen nur als Anhaltswerte gelten.

Einer speziellen Betrachtung bedarf es der radialen und axialen Spalte. Trotz Optimierung kommt es durch das Zusammenspiel mehrerer Bauteile zu einer relativ langen Toleranzkette. Die längste Toleranzkette erhält man am deckelseitigen Zahnradaußendurchmesser. Die beiden Toleranzketten für den radialen und den axialen Spalt sind in Abbildung 7-7 dargestellt. Um einen geeigneten Spalt einzustellen, muss die Passung von Kopfkreisdurchmesser/Gehäusebohrungsdurchmesser für den radialen Spalt, sowie von Zahnradbreite/Gehäusebohrungstiefe für den axialen Spalt richtig angepasst werden. Dabei ist zu beachten, dass es durch den relativ hohen Unterschied zwischen Umgebungstemperatur und Betriebstemperatur zu Wärmedehnungen kommt. Im Allgemeinen sind diese eher unproblematisch, da der Unterschied zwischen den Wärmedehnungen des Graugussgehäuses und der Stahlwelle eher gering sind, sowie bei der Verwendung von Alugussbauteilen sich das Gehäuse stärker ausdehnt und somit die Spalte vergrößert. Um die Verluste zu minimieren wird jedoch empfohlen, die Wärmedehnung zu berücksichtigen.



Bereich gelegt in dem zumindest Spiel vorhanden ist und wenn möglich die Mitte des Toleranzfeldes dem optimalen Spalt entspricht, wird das Optimum statistisch deutlich verfehlt. Da jede Toleranz einer bestimmten Verteilung, meist Normalverteilung, unterworfen ist, wird der Worst- Case-Fall praktisch nicht erreicht.

Deshalb ist als richtige Vorgehensweise ein statistischer Ansatz zu wählen. Dabei ist speziell beim radialen Spalt zusätzlich zu beachten, dass die Lagetoleranzen in zwei Richtungen gelten und somit ein rein lineares addieren hier nicht zielführend ist. Um nun eine optimierte Passung für die Spaltgröße zu erhalten, ist dies mit einem speziellen nichtlinearen Ansatz zu tätigen. Unter Berücksichtigung der statistischen Verteilung werden die Toleranzfelder vektoriell in x und y Richtung addiert. Dadurch erhält man ein realistisches Feld in dem sich der Spalt bewegt, anhand dessen man die Passung zwischen Gehäuse und Zahnrad anpassen kann bis ein optimaler Spalt eingestellt ist. Zu beachten ist dabei zusätzlich die Wärmedehnung, die Selbstzentrierung im Gleitlager und die Durchbiegung.



**Abbildung 7-8 Radiale Spalttoleranzen, Quelle: Eigene Darstellung.**

Abbildung 7-8 zeigt vergrößert das Modell um die radiale Spaltgröße zu ermitteln. Über die Lagetoleranzen ist die Abweichung der deckelseitigen Lagerstelle von der Gehäusebohrung zu ermitteln. Diese und der Kopfkreisradius werden vom Radius der Gehäusebohrung abgezogen. Um nun den maximalen Spalt zu erhalten, addiert man die um den Wellenlagerungsmittelpunkt umlaufende Rundlaufabweichung bzw. für den minimalen Spalt zieht man diese ab. Dabei erhält man eine statistische Verteilung für Maximal-, sowie Minimalspalt. Sollten die Spaltgrößen angepasst werden müssen, kann das mit Variation der Gehäusebohrung und dem Zahnradkopfkreisdurchmesser geschehen. Dabei soll jedoch der errechnete Kopfkreisdurchmesser erhalten bleiben und wenn möglich die Gehäusebohrung angepasst werden, um den maximal zu erzielenden Volumenstrom nicht zu reduzieren.

Die Toleranzkette beim axialen Spalt ist dabei einfacher zu ermitteln, da es sich um eine lineare Kette handelt. Auch hier ist die erforderliche Passung zwischen Bohrungstiefe und Zahnradbreite optimal einzustellen. Für diese vier Bemaßungen wird die ISO Toleranz *IT6* empfohlen.

Der Unterschied zwischen einer Worst-Case Betrachtung und einer optimierten Toleranzanalyse mit Berücksichtigung der Wärmedehnung und Lagerzentrierung kann im Wirkungsgrad durch Spaltverluste mehr als 5% ausmachen. Abbildung 7-9 zeigt den Unterschied der Verteilung des Mittelwerts (zur einfacheren Darstellung) von Maximal- und Minimalspalt bei einer reinen Worst-Case Betrachtung und einer optimierten Toleranzanalyse eines radialen Spalts.

Die optimale Spaltbreite beträgt dabei  $89\mu\text{m}$ . Dabei wird die Toleranzkette für die jeweilige Auswahl simuliert. Zu erkennen ist, dass bei einer reinen Worst-Case Betrachtung die Spaltbreite vom Ziel abweicht. Durch eine detaillierte Toleranzanalyse kann das Ziel relativ genau erreicht werden und somit der Wirkungsgrad der Pumpe verbessert werden.

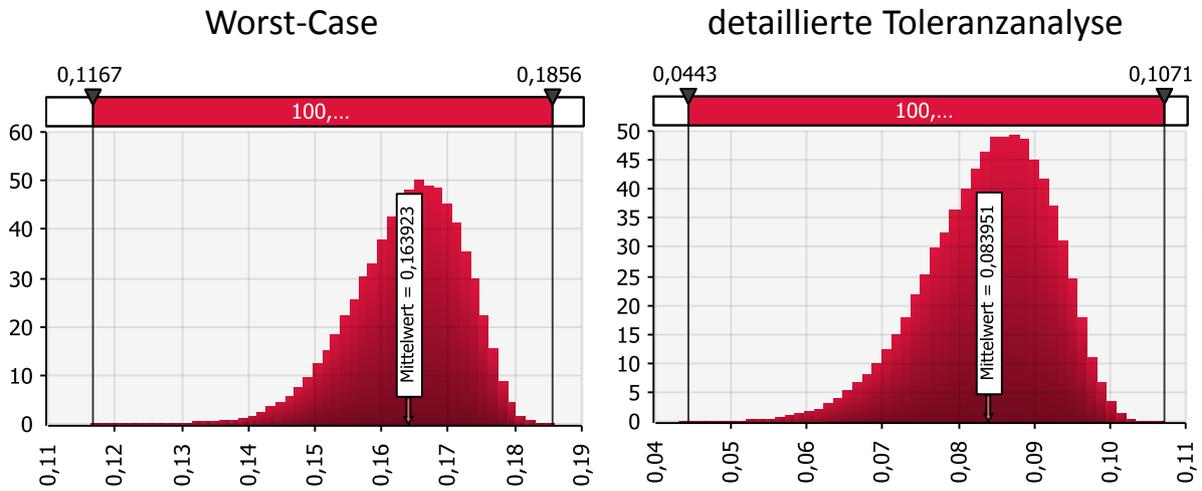


Abbildung 7-9 Toleranzsimulation radialer Spalt, Quelle: Eigene Darstellung

## 8. Schlussfolgerung

### 8.1. Auslegungstool

Um eine schnelle Auslegung aller Parameter der Ölpumpe durchführen zu können, wurde abschließend ein EXCEL-Tool erstellt, welches die in den vorangegangenen Kapiteln erarbeiteten Erkenntnisse umsetzt.

In einer Eingabemaske werden die erforderlichen Daten zur Ermittlung der Geometrie eingegeben (Abbildung 8-1). Die wichtigsten Eingaben werden aus der Simulation des Ölkreises ermittelt. Diese sind z.B. der Volumenstrom, der Maximaldruck und der Druckverlauf. Das Tool lässt dem Benutzer relativ große Freiheiten, so kann er anhand einer Empfehlung die verschiedenen Grundparameter wie Zähnezahl, Normaleingriffswinkel oder Profilverchiebung wählen. Daraus wird der minimal erforderliche Modul berechnet. Durch diese Eingaben ist die Geometrie der Zahnräder weitgehend festgelegt.

Eingaben			
Grundeingaben			
Eingabe	Wert	Einheit	Kommentar
Öltemperatur	120	°C	
Umgebungstemperatur	20	°C	
max. Förderdruck	8,5	bar	Auslegungsdruck für die Lager und Belastung (Absolutdruck)
Betriebsdruck	6,5	bar	Druck für Wirkungsgradberechnungen (Absolutdruck)
max. Förderstrom	600	l/min	Erforderlicher Volumenstrom
max Umfangsgeschwindigkeit	10,0	m/s	Empfohlen: Geradverzahnung 8-9m/s, Schrägverzahnung 10m/s
Volumetrischer Wirkungsgrad	90%	-	Abgeschätzter Wirkungsgrad + Sicherheitsfaktor: ~90%
Sprungüberdeckung	1,0	-	0-Geradverzahnung, 1-Schrägverzahnung (empfohlen)
Zähnezahl	12	-	Empfohlen 12-16 Zähne Geradverzahnung / 8-12 Zähne Schrägverzahnung
Zahnradbreite/Modul	16	-	Gerad Verzahnung: 6-10 Empfohlen 8 ; Schrägverzahnung 12-18-Empfohlen 16
Normaleingriffswinkel	30	°	Empfohlen: 30°, Bei zu geringer Überdeckung verringern (Geradverzahnung)
Profilverschiebung	0,15	-	Maximal mögliche Profilverschiebung wählen, Achtung: Spitzenbildung, Profilüberdeckung
Kopfkürzungsfaktor	0,13	-	Kopfkürzungsfaktor minimal wählen (~0,1-0,15), Achtung auf ausreichend Kopfspiel
Flankenspiel	0,30	mm	Empfohlen ~5%(Schrägverzahnung)-8%(Geradverzahnung) des Moduls=0,3mm bzw. 0,5mm

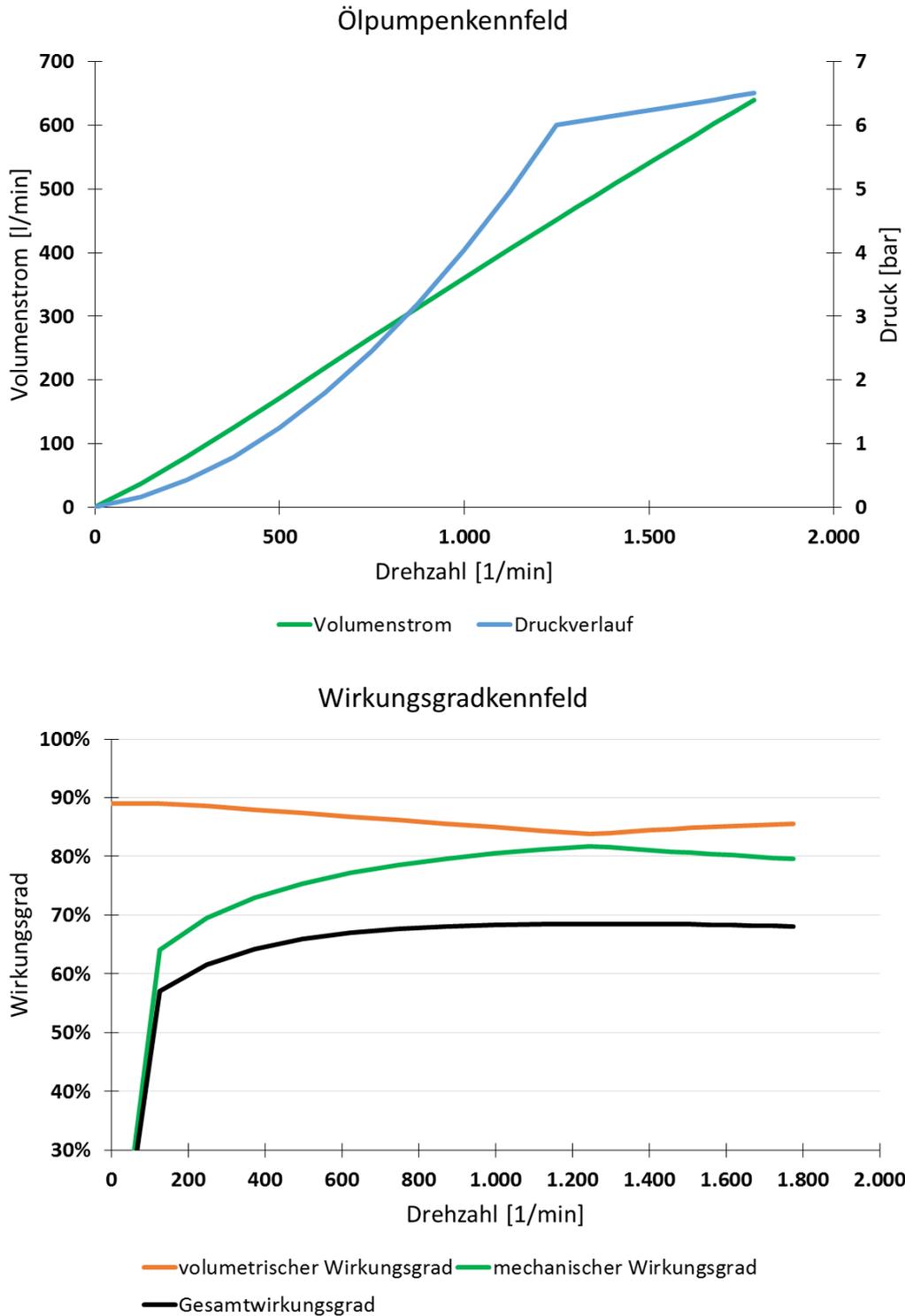
Abbildung 8-1 Eingabemaske, Quelle: Eigene Darstellung.

Anhand des Drucks und der Geometrie wird die Belastung berechnet. Daraus kann mit Hilfe des Tools eine einfache Auslegung der Lagerung erfolgen. Grundsätzlich dient diese der Vorauslegung, da eine detaillierte Auslegung mit Rücksprache des Lagerherstellers erfolgen soll. Bei der Lagerauslegung berücksichtigt werden die erforderlichen Lagerspiele sowie Verluste und die Kühlwirkung des Öls auf die Lager.

In einem weiteren Rechengang werden die Verluste ermittelt. Dabei ist die Spaltbreite ein wichtiger Parameter für den Wirkungsgrad. Dies gilt sowohl für Axial- als auch für den Radialspalt. Für eine optimale Spaltbreite wird diese mit Hilfe des „Solvers“ berechnet. Dabei werden die jeweiligen Verluste durch Variation der Spaltbreite minimiert. Um anhand der berechneten optimalen Spaltbreiten auch die jeweils richtigen Abmaße für den Kopfkreisdurchmesser und dem Bohrungsdurchmesser bzw. der Zahnradbreite und der Bohrungstiefe zu ermitteln, ist eine detaillierte Toleranzanalyse durchzuführen. Aus einer vorbereiteten Analyse können die optimalen Toleranzen gewählt werden. Durch Verknüpfung der Toleranzanalyse mit dem Auslegungstool minimiert sich die Eingabe des Benutzers dabei auf die jeweiligen Maße und Toleranzen. Anhand einer ausgewerteten Statistik kann nun der Maximal- und Minimal Spalt in das Auslegungstool übertragen werden. Damit werden die Minimalwerte für einen abgeschätzten Wirkungsgrad ermittelt.

Das Tool gibt schlussendlich die berechnete Verzahnungsgeometrie und verschiedenste festgelegte Pumpenparameter aus. Für einen besseren Überblick wird der Druck- und Volumenstromverlauf dargestellt. Zur Veranschaulichung des abgeschätzten Wirkungsgrades kann dessen Verlauf ausgewertet werden. Dabei werden sowohl der volumetrische, der mechanische und der gesamt Wirkungsgrad abgebildet. Beide Kennfelder sind beispielhaft in Abbildung 8-2 dargestellt.

Im Aufbau des Tools wurde darauf geachtet, es erweiterbar auszuführen. Damit können spätere Erkenntnisse in die Auslegung, beispielweise in den Wirkungsgradberechnung oder der Lagerauslegung, einfließen.



**Abbildung 8-2 Pumpenkennfelder, Quelle: Eigene Darstellung.**

## 8.2. Ausblick

Da grundsätzlich in der Motorenentwicklung und speziell im Bereich der Großmotoren das Thema Verbrauch sehr wichtig ist, wird jegliche Möglichkeit untersucht, um diesen zu verbessern. Es zeigt sich, dass durch eine Optimierung der Ölpumpe durchaus Potential vorhanden ist. Jedoch sollte dabei auch der gesamte Ölkreislauf Berücksichtigung finden. Dieser trägt einen erheblichen Teil zur Reibleistung bei. Durch optimales Zusammenspiel aller Komponenten kann der Verbrauch minimiert werden.

Die in der Masterarbeit ausgearbeitete Optimierung der Außenzahnradpumpe als Ölpumpe, beruht auf durchwegs einfachen analytischen Mitteln. Für genauere Aussagen kann nicht mehr auf analytische Berechnungen zurückgegriffen werden. Dafür sind numerische oder experimentelle Untersuchungen erforderlich.

Die verursachten Verluste durch das Quetschöl sind dabei besonders interessant. Da die Großmotorölpumpe bei einem geringen Druckniveau arbeitet, verursachen die Quetschölverluste schnell einen großen Anteil am benötigten Antriebsmoment. In dieser Arbeit wurden Verbesserungsmöglichkeiten des Ausquetschvorgangs erarbeitet, jedoch können genaue Quantifizierungen der Verluste nur mit detaillierten Berechnungen oder Messungen erfolgen.

Einen relativ großen Einfluss auf die Baugröße hat die Umfangsgeschwindigkeit. Besteht die Möglichkeit eine hohe Umfangsgeschwindigkeit zu erreichen, kann folglich eine kleinere Pumpe verwendet werden. Für zulässige Werte gibt es nur grundlegende Anhaltswerte aus der Literatur. Deshalb besteht hier mit weiterführende Berechnungen durchaus Potential zur Optimierung. Dabei speziell zu beachten ist das Kavitationsproblem. Dieses ist bei der Verwendung von Öl äußerst komplex und Bedarf bei der Verwendung von CFD- Berechnungen eines speziellen Ölmodells, damit das gesamtheitliche Verhalten realistisch abgebildet wird.

Für weiterführende Untersuchungen besteht daher das Interesse an speziellen CFD-Modellen zur Berechnung der Vorgänge in Zahnradpumpen, sowie an den dafür erforderlichen Ölmodellen.

## Literaturverzeichnis

Audi AG- Audi Technology Portal (2011): <http://www.audi-technology-portal.de/de/antrieb/motor-effizienztechnologien/bedarfsgeregelte-oelpumpe> [Stand 27. 11 2015]

Bauer, Gerhard (2011): *Ölhydraulik*, 10. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden

Blume, Peter; Faragallah, William; Grabow, Gerd; Neumaier, Robert; Reigner, Dieter; Rothstein, Martin; Surek, Dominik (1996): *Rotierende Verdrängermaschinen*, W. H. Faragallah, o.O

Bosch Rexroth, (Mai 2012): <http://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=de&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261586,g261592,p662698> [Stand 02. 04 2015]

Brenn, Günther; Meile, Walter (2011): *Strömungslehre und Wärmeübertragung I (Vorlesungsskriptum)*, TU Graz-Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Graz

Ebner, Dieter; King, Thomas; Scheller, Christine; Willimsky, Erich (2011): *Zahnradpumpen - Schlüsselkomponente für das präzise Fördern von Flüssigkeiten*, Süddeutscher Verlag onpact, . o.O.

Frömel, Ingo (1971): *Verlustanalyse an Zahnradpumpen, Theoretische und Experimentelle Untersuchungen*, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt

Glück, Bernd (1988): *Hydrodynamische und Gasdynamische Rohrströmung – Druckverluste*, Verlag für Bauwesen Berlin, Berlin

Tschöke, Helmut; Hörz, Herbert (2014): *Verdrängerpumpen* in: Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg, S. P14-P26

Hagen, Karl (1958): *Volumenverhältnisse, Wirkungsgrade und Druckschwankungen in Zahnradpumpen*, Technische Hochschule Stuttgart, Stuttgart

Hochleitner, Heinrich (2009): *Fluidtechnik II. Institut für Fertigungstechnik (Vorlesungsskriptum)*, TU Graz-Institut für Fertigungstechnik, Graz

Ivantysynova, Jaroslav; Ivantysynova, Monika (1993): *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. 1 Auflage, Vogel Verlag, Würzburg

Jürgens, Gunter. (2010): *Maschinenelemente I - Zahnräder (Vorlesungsunterlagen)* TU Graz-Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Graz

Künne, Bernd (2008): *Köhler/Rögnitz Maschenteile 2*, 10.Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden

Lätzel, Marc; Griese, Klaus (2011): *Innenzahnradmaschine*, Robert Bosch GmbH(Anmelder) Schutzrecht. DE102011115010A1

Matthies, Hans Jürgen; Renius, Karl Theodor (2011): *Einführung in die Ölhydraulik*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden

Morlok, Joachim (1980): *Geräuschkinderung bei Hochdruck Konstantpumpen*, Universität Stuttgart- Institut für Werkzeugmaschinen

Schwuchow, Dietmar (1996): *Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen*, Universität Stuttgart-Institut für Maschinenelemente, Stuttgart

Will, Dieter; Gebhardt, Norbert. (2008): *Hydraulik*, 4.Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg

Wustmann, Walter (2010): *Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömungsvorgänge in hydrostatischen Verdrängereinheiten am Beispiel von Außenzahnrad- und Axialkolbenpumpe*, Shaker Verlag, Aachen

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Betriebsverhalten von Pumpen, Quelle: Eigene Darstellung. ....	2
Abbildung 2-2: Außenzahnradpumpe, Quelle: Eigene Darstellung. ....	3
Abbildung 2-3 Zahnradpumpe mit Druckkompensation, Quelle: Bauer (2011), S. 83. ....	3
Abbildung 2-4 Innenzahnradpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 84. ....	4
Abbildung 2-5 Flügelzellenpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 86. ....	5
Abbildung 2-6 Schraubenspindelpumpe, Quelle: Bauer (2011), S. 85. ....	6
Abbildung 2-7 Axialkolbenpumpe, Quelle: Matthies/Renius (2011), S. 60/63. ....	7
Abbildung 2-8 Radialkolbenpumpe, Quelle: Matthies/Renius (2011), S. 67. ....	7
Abbildung 2-9 Leistungsfluss, Quelle: Eigene Darstellung. ....	9
Abbildung 3-1 Großmotorenanwendung, Quelle: Eigene Darstellung. ....	12
Abbildung 3-2 Ölschema , Quelle: Eigene Darstellung. ....	13
Abbildung 3-3 Ölpumpen Druck- und Volumenstromverlauf, Quelle: Eigene Darstellung. ....	15
Abbildung 3-4 Förderstromgeregelte Ölpumpe, Quelle: Audi AG (2011), Onlinequelle [27.11.2015] ....	16
Abbildung 4-1 ein- und zweiflankendichtende Zahnradpumpe, Quelle: Wustmann (2010), S. 26. ....	18
Abbildung 4-2 Zahnradeingriff und Quetschvolumen, Quelle: (Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 314/319. ....	19
Abbildung 4-3 Ungleichförmigkeitsgrad, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 318. ....	20
Abbildung 4-4 Zahnrad aus verdrehten, endlich dicken Zahnradscheiben, Quelle: Jürgens (2010), S. 17. ....	21
Abbildung 4-5 Zahnteilung Schrägverzahnung, Quelle: Eigene Darstellung. ....	21
Abbildung 4-6 Massenstrompulsation einer einflankendichtenden Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung. ....	22
Abbildung 4-7 Massenstrompulsation einer zweiflankendichtenden Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung. ....	22
Abbildung 4-8 Duo Pumpe, Quelle: Ebner/King/Scheller/Willimsky, 2011), S. 14. ....	23
Abbildung 4-9 Zahnform „Silence Plus“, Quelle: Bosch Rexroth (2012), S. 2. ....	24
Abbildung 4-10 Massenstrompulsationsermittlung 3D-CAD Modell, Quelle in Anlehnung an Hagen (1958), S. 78. ....	25
Abbildung 4-11 Massenstrompulsation Bosch Silence Plus geradverzahnt, Quelle: Eigene Darstellung. ....	25
Abbildung 4-12 Sonderverzahnung, Quelle: Schwuchow (1996), S. 45/68. ....	26
Abbildung 4-13 Vergleich der Pulsationsamplituden, Quelle: Eigene Darstellung. ....	26
Abbildung 4-14 Ausquetschvorgang, Quelle: Eigene Darstellung. ....	27
Abbildung 4-15 Moduleinfluss, Quelle: Eigene Darstellung. ....	28
Abbildung 4-16 Zähnezahleneinfluss, Quelle: Eigen Darstellung. ....	29
Abbildung 4-17 Quetschölabführung, Quelle: Will/Gebhardt (2008), S. 127. ....	30
Abbildung 4-18 vergrößerte Quetschnuten, Quelle: Schwuchow (1996), S. 11. ....	31

Abbildung 4-19 Optimierte axiale Quetschnut, Quelle: Eigene Darstellung.....	31
Abbildung 4-20 Vergleich der wirksamen Quetschnutfläche, Quelle: Eigen Darstellung. ....	31
Abbildung 4-21 Einfluss der Zahnradbreite, Quelle: Eigene Darstellung.....	32
Abbildung 4-22 Radiale Quetschnuten, Quelle: Eigene Darstellung. ....	33
Abbildung 4-23 Ausquetschvorgang Schrägverzahnung, Quelle: Eigene Darstellung. ....	33
Abbildung 4-24 Vergleich Zahnformen, Quelle: Eigene Darstellung.....	34
Abbildung 4-25 Auswirkungen von Druck und Druckraumgröße auf Pulsationen, Quelle: Hagen, (1958), S. 113. ....	37
Abbildung 4-26 Übersicht Auswertung, Quelle: Eigene Darstellung.....	39
Abbildung 4-27 Druckverlauf in der Quetschnut, Quelle: Eigene Darstellung.....	40
Abbildung 4-28 Spaltvolumenstrom, Quelle: Eigene Darstellung. ....	42
Abbildung 4-29 radialer Spaltvolumenstrom, Quelle: In Anlehnung an Brenn/Meile (2011), S. 115f. ....	43
Abbildung 4-30 radialer Spaltverlust, Quelle: Eigene Darstellung. ....	45
Abbildung 4-31 axialer Spaltverlust, Quelle: Eigene Darstellung. ....	47
Abbildung 4-32 Axiale Spaltkompensation, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 340. .....	47
Abbildung 4-33 Radiale Spaltkompensation, Quelle: Ivantysynova/Ivantysynova (1993), S. 341. ....	48
Abbildung 4-34 Druckbeaufschlagung des Zahnrads, Quelle: Eigene Darstellung.....	50
Abbildung 4-35 Kräftesituation der Zahnräder, Quelle: In Anlehnung an: Ivantysynova & Ivantysynova (1993), S. 325. ....	52
Abbildung 5-1 Pumpenzahnrad, Quelle: Eigene Darstellung. ....	54
Abbildung 5-2 Pumpengehäuse, Quelle: Eigene Darstellung. ....	55
Abbildung 6-1 Berechnungsablauf, Quelle: Eigene Darstellung.....	57
Abbildung 6-2 Eigenschaftenbeeinflussung, Quelle: Eigene Darstellung. ....	58
Abbildung 7-1 Pumpenaufbau, Quelle: Eigene Darstellung. ....	63
Abbildung 7-2 Flankenspiel, Quelle: Eigene Darstellung. ....	64
Abbildung 7-3 Wellenrauigkeitswerte, Quelle: Eigene Darstellung.....	64
Abbildung 7-4 Pumpengehäuse, Quelle: Eigene Darstellung. ....	66
Abbildung 7-5 relatives Lagerspiel, Quelle: Künne (2008), S. 98. ....	69
Abbildung 7-6 Toleranzen Überblick, Quelle: Eigene Darstellung.....	72
Abbildung 7-7 Toleranzketten, Quelle: Eigene Darstellung.....	72
Abbildung 7-8 Radiale Spalttoleranzen, Quelle: Eigene Darstellung.....	73
Abbildung 7-9 Toleranzsimulation radialer Spalt, Quelle: Eigene Darstellung.....	74
Abbildung 8-1 Eingabemaske, Quelle: Eigene Darstellung. ....	75
Abbildung 8-2 Pumpenkennfelder, Quelle: Eigene Darstellung.....	76

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1 Wirkungsgrad Ölpumpen .....	14
Tabelle 4-1 Quetschöl Optimierungsmaßnahmen.....	39
Tabelle 5-1 Rickmeier R79/490 .....	56
Tabelle 6-1 Überblick der Pumpen Basisgrößen .....	59
Tabelle 7-1 Überblick Pumpenwellendetails .....	65
Tabelle 7-2 Überblick Gehäusedetails .....	67
Tabelle 7-3 Überblick Lagerdetails .....	71