

Allgemeines Verständnis des Druckwellenprozesses

Author: Dr ETH Mario A. Skopil

Datum: Stein am Rhein, 18.01.2021

Um die verschiedenen Variationsmöglichkeiten für motorische Anwendungen verstehen zu können, braucht es ein grundsätzliches Verständnis des Druckwellenprozesses im Compresx™ Druckwellenlader.

Dazu eignet sich am besten die Abwicklung des Rotors:

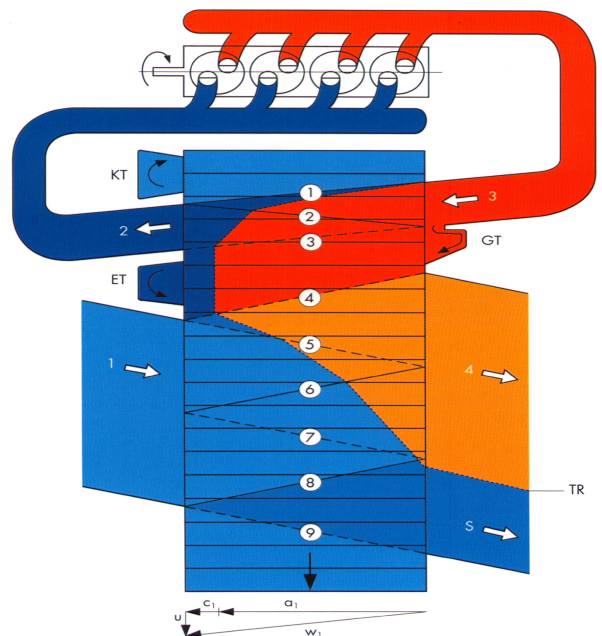
Druckwellenlader – Funktionsprinzip

- Die Primär- Druckwelle verdichtet die Frischluft in der Zelle
- Die Druckdifferenz zwischen Kanal 2 und der Rotorzelle generiert eine zweite Druckwelle, welche durch den Rotor zurückläuft
- Eine Expansionswelle bremst den Zellinhalt ab und verringert den Druck in der Zelle
- Eine starke Expansionswelle wird durch die Druckdifferenz generiert und entleert den Zellinhalt

Die hin und her laufenden Druck- und Expansionswellen symbolisieren dabei ganz grob den ablaufenden Druckwellenprozess. Die wichtigsten Druckwellen sind die Primärwelle ① und die Spülwelle ④. Die Primärwelle ist verantwortlich für das korrekte Ablaufen des Hochdruckprozesses, die Spülwelle ist verantwortlich für das Ablaufen des Spülprozesses (auch Niederdruckprozess genannt). Die vollständige Spülung des Rotors mit Frischluft ist bei dieser Anwendung wichtig damit der verwendete Verbrennungsmotor genug Frischluft zur Verfügung hat. Es kann aber auch gewünscht sein mit einer Abgasrückführung zu fahren dann ist dies mit dem COMPRESX Lader auch sehr einfach zu realisieren. Doch zurück zum Druckwellenprozess:

Die beiden Wellen können mit verschiedenen Massnahmen beeinflusst werden, worauf bei der Primärwelle später nochmals hingewiesen wird. Die Beeinflussung des Spülprozesses passiert mit der Variation der Energie, die vom Hochdruckprozess in den Niederdruckprozess abgezweigt wird.

Der Spülprozess funktioniert bei richtig ausgelegter Kanten geometrie (Die Kanten beschreiben die Breite und Umfangsposition der angeschlossenen Kanäle im Gehäuse) dann am Besten, wenn die Spülwelle möglichst stark ist und



mail@antrova.ch
www.antrova.ch

Allgemein gültige Effekte

Um zu verstehen an welchen Parametern man Einfluss nehmen kann, um den Druckwellenprozess zu verändern, sollen hier einige allgemein gültige Effekte aufgezeigt werden. Dabei geht es vor allem um die Position der wichtigsten Druckwelle, nämlich der Primärwelle, die beim Öffnen des Kanals 3 der Abgasseite aufgrund des Druckunterschiedes zwischen Kanal 3 und Rotorinhalt entsteht. Das optimale Timing dieser Primärwelle ist dann gegeben, wenn die Primärwelle im gleichen Augenblick auf der Luftseite ankommt, als auf der Luftseite der Kanal 2 zur Rotorzelle hin öffnet. Die Position der Primärwelle wird durch folgende Parameter beeinflusst:

T3	T3 tief	T3 hoch
Effekt	Primärwelle langsam	Primärwelle schnell
Position Primärwelle	Primärwelle zu spät	Primärwelle zu früh

Füllung	Füllung tief	Füllung hoch
Effekt	Primärwelle langsam	Primärwelle schnell
Position Primärwelle	Primärwelle zu spät	Primärwelle zu früh

Sowohl mit der Drehzahl als auch der Zyklusabschaltung lassen sich nun diese teilweise unerwünschten Effekte betreffend zu frühem eintreffen oder zu spätem eintreffen kompensieren.

Die Variation der Laderdrehzahl hat einen Einfluss auf die Position des Abgases im Rotor. Ein zu langsam drehender Rotor ermöglicht ein zu tiefes Eindringen des Abgases in den Rotor, was zu unerwünschten Effekten kommen kann (z.B. Durchschlagen von Abgas auf die Luftseite). Besser ist es den Rotor schneller zu drehen. Sofern eine Zyklusabschaltung verwendet wird, wie es bei Antrova AG Standard ist, kann man auch mit einem fixen Gehäuseversatz auskommen und der Rotor dreht immer schnell, dadurch sind auch sehr plötzliche transiente Änderungen im Durchsatz gut beherrschbar.

Variation Rotordrehzahl

Die Rotordrehzahl wird dazu verwendet, die ausgelegte Kantengeometrie an den Motor Durchsatz anzupassen. Dabei sollte ein bestimmtes Verhältnis zwischen Motordrehzahl und Laderdrehzahl eingestellt werden. Das Verhältnis ist abhängig von Füllung und Abgastemperatur. Die Variation der Laderdrehzahl ist jedoch nur in einem relativ kleinen Bereich sinnvoll, da ansonsten die Eindringtiefe des Abgases in den Rotor zu stark beeinflusst wird. Damit wird auch der Druckwellenprozess beeinflusst. Bei zu tiefer Laderdrehzahl dringt das Abgas zu tief ein, der Kompressionswirkungsgrad sinkt, die Gefahr von AGR (Abgasrückführung) steigt. Bei zu hoher Laderdrehzahl taucht das Abgas zu wenig tief ein und der Ladedruck sinkt. Daher wird bei Antrova AG als Antrieb ein bürstenloser E-Motor mit freier Anpassung der Laderdrehzahl verwendet.

Spieleinflüsse am Comprex™ Lader

Versuche haben ergeben, dass der Spieleinfluss vor allem auf den Wirkungsgrad deutlich grösser sein kann als der Kanteneinfluss. Das Kaltspiel setzt sich zusammen aus dem Kaltspiel zwischen Rotor und Luftgehäuse, dem Kaltspiel zwischen Rotor und Gasgehäuse und dem Spiel zwischen den beiden Rotorhälften. Das einzustellende Kaltspiel zwischen den beiden Rotorhälften ist abhängig vom sich ergebenden Heisspiel. Dieses bleibt dank der verwendeten Wasserkühlung des Gasgehäuses konstant zwischen Rotor und Gehäusen nur das Spiel zwischen den Rotorhälften verringert sich auf fast Null. Der sich ergebende Temperaturunterschied, welcher auf die Rotorhälften einwirkt, ist maximal 400° C. Dementsprechend muss genügend Spiel vorgehalten werden für den Mittenspalt. Alle Spalte unter einer gewissen Grösse haben wenig Einfluss auf den Wirkungsgrad, was sich auch anhand von Messungen gezeigt hat.

Variation Kantengeometrie

a) Kanal 3

Die Grösse von Kanal 3 beeinflusst in einem geometrisch ähnlichen Lader folgende Grössen:

- Ladedruck
- Hochdruckdifferenz
- Mögliche Abblasemenge über VGT
- Antriebsleistung auf den Rotor
- Kompressionswirkungsgrad bei hohen Drehzahlen

Der Kanal 3 Einfluss auf diese Parameter ist nicht nur gegeben durch den Druckwellenprozess, sondern auch durch die Strömungssituation im Zuströmkanal. Bei geometrisch ähnlichen Ladern kann man sagen, dass je kleiner der Kanal 3 (Querschnitt) ist, desto höher sind dessen Strömungsverluste, als auch dessen Übergangsverluste vom Kanal in den Rotor durch die proportional grössere Versperrung der Zellwände. Durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit und der damit verbundenen grösseren Abgaseindringtiefe bei kleinerem Kanal 3 verringern sich auch der Kompressionswirkungsgrad bei höheren Drehzahlen und die Hochdruckdifferenz. Andererseits wird die Antriebsleistung reduziert und vor allem der Ladedruck bei geringem Durchsatz und tiefen Abgastemperaturen wird erhöht. Für einen grösseren Querschnitt des Kanal 3 gelten dann folgerichtig die umgekehrten Tendenzen.

b) Kanal 2

Die Grösse von Kanal 2 beeinflusst in einem geometrisch ähnlichen Lader folgende Grössen:

- Ladedruck
- Hochdruckdifferenz
- Kompressionswirkungsgrad bei hohen Drehzahlen

Interessanterweise ist der Einfluss dieses Kanals äusserst gering, wird nur dessen Breite variiert und alle anderen Parameter konstant gehalten.

Deshalb sollte der Kanal nur immer in Zusammenhang mit der Variation des Steges 2 – ET (Expansionstasche), der ET Breite und dem Gehäuseversatz betrachtet werden.

Die Kanal 2 Breite wird ausgehend von der Kanal 3 Breite bei einem fixen Gehäuseversatz festgelegt. Dieser fixe Gehäuseversatz ist zumeist der Auslegungspunkt der gesamten Kantengeometrie, welche zumeist beim Maximaldurchsatz liegt. Das Verhältnis Breite 3 zu Breite 2 wird Gehäuseversatz abhängig festgelegt. Je grösser der Grundgehäuseversatz, desto höher der Breitenunterschied um die Wellenlaufzeiten zu kompensieren.

c) Gastasche (GT)

Die Gastasche ist Teil des Spülsystems beim Comprex™. Sind die Öffnungen 3 und 2 für den Hochdruckprozess und die Öffnungen 1 und 4 für den Gasaustausch im Lader zuständig, so sind die beiden Taschen GT und ET zuständig für die Auslösung und teilweise Durchführung des Spülprozesses, wenn der Hochdruckbereich durch weiter drehen der betreffenden Rotorzelle schliesst.

Mit variablem Gehäuseversatz hat die Gastasche bei Volllast (GT geschlossen) nur einen kleinen Einfluss auf die Thermodynamik des Laders. Ob eine Tasche da ist oder nur eine Wand spielt jedoch scheinbar eine gewisse Rolle auf den Spülprozess bei Volllast. Möglicherweise stören Reflektionen von Druckwellen am vergrösserten Steg (3 – 4) den Spülprozess. Bei kleinen Hochdrucköffnungen und tiefen Drehzahlen trifft die bei 2 reflektierte Primärwelle genau auf diesen Steg und wird wieder als Druckwelle in Richtung Expansionstasche reflektiert. Bei grossen Hochdrucköffnungen läuft die Reflektion der Primärwelle ins Ende von Kanal 3 und bewirkt eine künstliche Verengung dieses Kanals bei tiefen Drehzahlen (was den Druck erhöht)

Wird die VGT geöffnet, verstärkt sich der Zufluss zur Gastasche, während der Zufluss zum Kanal 3 abnimmt. Die Hochdruckenergie wird also vom Hochdruckprozess zum Niederdruckprozess abgezweigt. Dabei verringert sich auch

der Druck im Kanal 3, während er in der Gastasche ansteigt. Der Gastaschengasstrom wird in Richtung Expansions-tasche geleitet und verdichtet dabei die im Rotor verbliebende Frischluft.

d) Expansionstasche (ET)

Die Expansionstasche ist ebenso Teil des Spülsystems beim Comprex™. Ausgelöst wird die Spülwirkung sowohl durch eine kräftige Strömung (von der Gastasche), als auch durch die Reflektion, der bei Kanal 4 öffnet reflektierten starken Expansionswelle als Unterdruckwelle zurück in den Rotor. Die Gasströmung wird also verstärkt durch diese Druckwelle, welche in den Rotor hineinläuft und bei Kanal 1 öffnet, Frischgas in den Rotor hineinreisst. Die Expansionswelle aus Kanal 4 öffnet, trifft nur im abgestimmten Prozess in die Expansionstasche. Ist der Gehäuseversatz zu klein, trifft diese Welle auf den kleinen Steg zwischen ETs und 1 öffnet oder sogar direkt in 1. Dies hat eine Reduktion der Spülwirkung zur Folge, der Kompressionswirkungsgrad sinkt ab.

e) Kanal 1

Die Öffnungen 1 und 4 sind für den Gasaustausch im Lader zuständig. Da die beiden Kanäle auf einem Druck nahe an P_{Baro} arbeiten, ist die Aerodynamik dieser Kanäle mitbestimmend für den Erfolg des Spülprozesses. Das heisst für den Niederdruck – Druckwellenprozess, dass Kantenänderungen im Niederdruckbereich an einem vorhandenen Lader durch eine Änderung in der Aerodynamik beeinflusst werden können. Die beiden Grössen Aerodynamik und Thermodynamik im Niederdruckbereich sind in gewisser Weise gegenläufig. Während die Thermodynamik mit kleiner werdenden Niederdruckkanälen immer besser wird (Vorkompressionseffekte), so nehmen die Verluste durch Wandreibung und Transition (Kanal – Rotor) deutlich zu. Hier muss ein Kompromiss gefunden werden, der von Lader zu Lader unterschiedlich sein kann.

Neben dem eigentlichen Gasaustauschprozess ist der Kanal 1 aufgrund seines hohen Durchsatzes wichtig für die Antriebsleistung auf den Rotor. Vor allem ist darauf zu achten, dass der Rotor durch eine Falschanströmung nicht gebremst wird.

Zudem möchte man den Kompressionswirkungsgrad bei hohen Drehzahlen nicht noch durch eine Falschanströmung in 1 verringern.

f) Kanal 4

Die Kanal 4 Breite im Verhältnis zur Kanal 1 Breite ist ausschlaggebend für die Vorkompression. Vorkompression entsteht, wenn ausströmendes Frischgas (vom Spülteil) durch das Schliessen der Niederdruckschliessöffnung in 4 abgebremst und somit komprimiert wird. Kanal 4 kann aber nur so klein gewählt werden, dass bereits alles Restgas aus dem Rotor entfernt worden ist und nur noch Frischluft im Rotor ist. Dabei ist es sehr interessant, dass bei Kanten mit grossem Hochdruckbereich die Niederdrucköffnungen kleiner gewählt werden können als bei Kanten mit kleinem Hochdruckbereich. Da das Abgas bei grossen Hochdrucköffnungen nicht so tief in den Rotor eindringen, kann es auch schneller wieder aus dem Rotor gespült werden. Durch die kleinen Niederdrucköffnungen entsteht eine starke Abbremsung des ausströmenden Mediums wenn Kanal 4 schliesst. Durch die dabei entstehende Vorkompression wird der geringere Druck in 3 (der grossen HD Öffnungen) kompensiert, der Ladedruck wird höher als es durch den eigentlichen Hochdruckprozess generiert wird. Auch die Hochdruckdifferenz steigt an. Die Verluste im Hochdruckteil sind bei grossen Kanälen geringer, im Niederdruckteil steigen sie jedoch mit abnehmender Kanalbreite massiv an. Auch hier muss ein geeigneter Kompromiss gefunden werden.

Allgemeines

Für Kennfelder wie man sie vom Turbolader kennt, wird es schwierig. Es gibt sehr viele Parameter, welche in den Druckwellenprozess eingreifen. Der Ladedruck ist demnach eine Funktion von $p_2 = f$ (Eintrittsdruck p_1 , Eintrittstemperatur T_1 , Frischluftmassenstrom m_1 , Abgasmassenstrom m_3 , Druck am Heissgaseintritt p_3 , Temperatur am Heissgaseintritt T_3 , Rotordrehzahl n_{CX} , Variabler Gastaschenstellung VGT, Verdrehung und Kantengeometrie). Ändert man mehr als nur einen Parameter ergibt sich ein neues Kennfeld. Zudem bestehen zwischen den Parametern teilweise noch weitere Verknüpfungen mit weiteren Parametern, wie z.B. $p_3 = f(m_2, m_3, T_3, n_{CX}, VGT, \text{Kantengeometrie, Brennstoffmenge})$ oder $m_1 = f(p_1, T_1, m_3, VGT, \text{Kantengeometrie, Gegendruck der Auspuffanlage})$. Man muss bedenken, dass man durch einen Druckwellenladerotor hindurchschauen kann und die Trennung von Abgas und

Frischluft nur durch deren Dichteunterschied ermöglicht wird. Das Füllen des Rotors mit Frischluft geschieht nur mit Hilfe der Gasdynamischen Prozesse im Rotor wie oben beschrieben.

Beim Turbolader sind die Zusammenhänge einfacher beschreibbar. Beim Verdichterkennfeld ist der Ladedruck $p_2 = f(p_1, T_1, n_{TL})$. Dabei muss aber auch hier eine Normierung vorgenommen werden, da sich das Kennfeld je nach Eintrittsdruck und Temperatur bezüglich des geförderten Mengenstromes verändert. Daher wird bei der Messung des Kennfeldes in der Regel der Eintrittsdruck und die Temperatur dokumentiert und auf das Kennfeld geschrieben.

Am besten werden die Kennfelder bei einer immer gleichen Ansaugtemperatur gemessen. Weshalb viele Prüfstände einen erheblichen Aufwand für die Ansaugluftkonditionierung auf 20°C betreiben. Um dieses Kennfeld in der Praxis zu nutzen kann bei anderen Ansaugbedingungen der sogenannte reduzierte Massen- oder Volumenstrom verwendet werden. Auch die aktuell zu verwendende Laderdrehzahl anhand der aktuellen Temperatur muss korrigiert werden.

Dazu wird bezogen auf die Temperatur, welche bei der Messung herrschte, ein Korrekturfaktor bestimmt in welchem die beiden Temperaturen ins Verhältnis gesetzt werden. Dies ist eine für die Simulationen ausreichende Beschreibung des Verdichtungsprozesses.

Analog geht man beim Turbinenkennfeld vor indem man einen Durchsatzkennwert (DKW) bestimmt welcher im Kennfeld eine Umrechnung auf den korrekten Durchsatz erlaubt. Die Einheit des DKW lautet $DKW [kg \cdot K^{0.5}/s/bar]$.
 $m_3 = f(\text{Abgasdruck } p_3, \text{Gegendruck } p_4, \text{Abgastemperatur } T_3, \text{Turbinenquerschnitt } A_{Tur}, \text{Durchflusskoeffizient } \alpha)$

Da sich der Druckwellenlader nicht in zwei Komponenten (Verdichter und Turbine) aufteilen lässt sondern als offenes System als Ganzes betrachtet werden muss, eignet sich eine Beschreibung mit Kennfeldern für Simulationen nicht. Dies wären Hunderte, wenn nicht gar Tausende Kennfelder, zwischen denen in mehreren Dimensionen interpoliert werden müsste. Dies können die gängigen Simulationsprogramme gar nicht leisten, zudem wäre der Messaufwand gewaltig, ohne zu wissen ob nun alles abgebildet ist was in Zukunft verlangt wird.

Daher wird beim Druckwellenlader ein physikalisches Simulationsmodell verwendet, welches die komplizierten Zusammenhänge berechnen kann. Dies ist glücklicherweise anhand eines wenig rechenzeitintensiven eindimensionalen Modells machbar und somit auch viel fortschrittlicher als mit Kennfeldern zu operieren.

Für Turbolader gibt es prinzipiell auch physikalische Simulationsmodelle, nur müssen diese für die benötigte Genauigkeit dreidimensional gerechnet werden, was die Rechenzeiten für die praktische Anwendung zu gross werden lässt. Daher greift man hier lieber zu überschaubaren Messungen, aus welchen Kennfelder für Simulationen abgeleitet werden.

TM Comprex ist eine eingetragene Marke der 3prex AG, Stein am Rhein, Schweiz