

DAMPF UND KONDENSAT FÜR PAPIERMASCHINEN **TEIL2/2**

Fortsetzung Kapitel zu Dampf und Kondensat für Papiermaschinen

Inhaltsverzeichnis Teil 1/2

- Seite 3 bis 5 Aufbau eines Kaskadensystems mit Hilfe der Differenzdruckregelung
- Seite 6 bis 13 Sattedampf oder überhitzter Dampf - Das ist hier die Frage.
- Seite 14 bis 31 Entwässerungssysteme in Trockenzylindern
- Seite 31 bis 45 Dampfeinsparung, Nutzung des Durchström- und Entspannungsdampfes,
Was ist ein Dampfblaskasten?

Inhaltsverzeichnis Teil 2/2

- Seite 2 bis 12 Wie ermittelt man den Dampfbedarf einer Papiermaschine?
Einfache Berechnungsprogramme
Dampfeinsparung durch Wärmerückgewinnung an einer PM
Wärmerückgewinnung Kondensat
- Seite 12 bis Was stören Störleisten in Trockenzylindern?
Wer kennt noch Stauringe?

1. Wie ermittelt man den Dampfbedarf einer Papiermaschine

Wie ab Seite 31 im Teil 1 des Kapitels beschrieben, sollte man eine PM immer als geschlossenes kleines Mikroklima betrachten. Wird an der einen Stelle eine Wärmemenge eingespart, so fehlt diese Wärmemenge an einer anderen Stelle der PM. Die Papiertrocknung an einer PM lässt sich auch mit einem Topf gefüllt mit Wasser vergleichen, welches verdampft werden soll. Zum Verdampfen wird eine bestimmte Wärmemenge benötigt, welche beim gleichen Topf mit der gleichen Menge Wasser auch immer annähernd gleich wäre. Die Menge der zum Verdampfen notwendigen Wärmemenge lässt sich ab einem bestimmten Maß nicht mehr verringern. Werden aber Fehler beim Aufwärmen des Topfes gemacht, kann sich die ursprünglich geringe Wärmemenge schnell verdoppeln. Beachtet werden muss, wie dick das Material vom Topf ist, aus welchem Material der Topf besteht und wie die Wärmemenge zum Topf übertragen wird. Eigentlich ganz logisch.

Derzeit wird dies ganz aktuell in den Medien auch als Energieeffizienz beschrieben. Informiert man sich bei WIKIPEDIA was Energieeffizienz bedeutet, so ist dies: „...ein Maß für den Energieaufwand zur Erreichung eines festgelegten Nutzens. „...Ein Vorgang ist dann effizient, wenn ein bestimmter Nutzen mit minimalem Energieaufwand erreicht wird. ...“ (*Zitat aus Freie Enzyklopädie WIKIPEDIA*)

Umgangssprachlich ausgedrückt kann man diesen Begriff für eine PM auch noch so umschreiben: „Am besten, weil kostengünstig wäre es, wenn das Papier an der Luft und durch die Sonnenstrahlen trocknen würde. Das funktioniert aber nur bei ganz, ganz, ganz langsamen PM und auf Grund der Sonnentage nur manchmal im Sommer. Um den Lebensunterhalt aller Mitarbeiter an einer PM bestreiten zu können, müssen aber mindestens z.B. 40-60 t/h Papier produziert und verkauft werden. Deshalb wird der teure, heiße Dampf für die Papiertrocknung benötigt. Mit dem heißen Dampf wird das Papier schneller trocken als durch die Sonnenwärme. Wenn es aber unumgänglich ist diesen Dampf zur Trocknung einzusetzen, so soll dieser Vorgang möglichst verlustfrei und direkt verlaufen.“ Mit verlustfrei ist gemeint, das die Menge an Dampf welche zur PM strömt auch komplett zur Trocknung verwendet wird. Wie im Teil 1 des Kapitels beschrieben, sollte es das Ziel sein ein geschlossenes System aufzubauen. Bei Dampf- und Kondensatanlagen, welche Dampf in die Atmosphäre abblasen, bzw. bei welchen das Kühlwasser für den Hilfskondensator zur Beheizung ganzer Stadteile verwendet werden könnte, besteht ein Problem.

1.2. Die Papiertrocknung an einer PM

Zum Verlauf der Papiertrocknung oder besser formuliert zum Entwässerungsprozess an einer PM oder KM gibt es umfangreiche Untersuchungen namhafter Firmen. Im Internet findet man eine Vielzahl von Informationen zur mechanischen und thermodynamischen Entwässerung. Bei allen Veröffentlichungen zu diesem Thema ist zu lesen, dass nach der mechanischen Entwässerung in der Sieb- und Pressenpartie die Trocknung in den Trockengruppen mit den Trockenzyklindern am kostenintensivsten ist. Die 45% bis 55% in der Papierbahn verbliebene Feuchtigkeit lässt sich nicht so einfach mechanisch entfernen. Wie wichtig eine gute mechanische Entwässerung für die Reduzierung des Dampfbedarfs in der Trockengruppe ist bemerkt man, wenn nach Umbauten in der Sieb- und Pressenpartie der Trockengehalt nach der Presse um 3% steigt und der Dampfverbrauch teilweise um 15-20% zurück geht.

Eine Papiermaschine, welche immer Papier mit dem gleichen Flächengewicht produziert, hat nicht immer den gleichen Dampfbedarf.

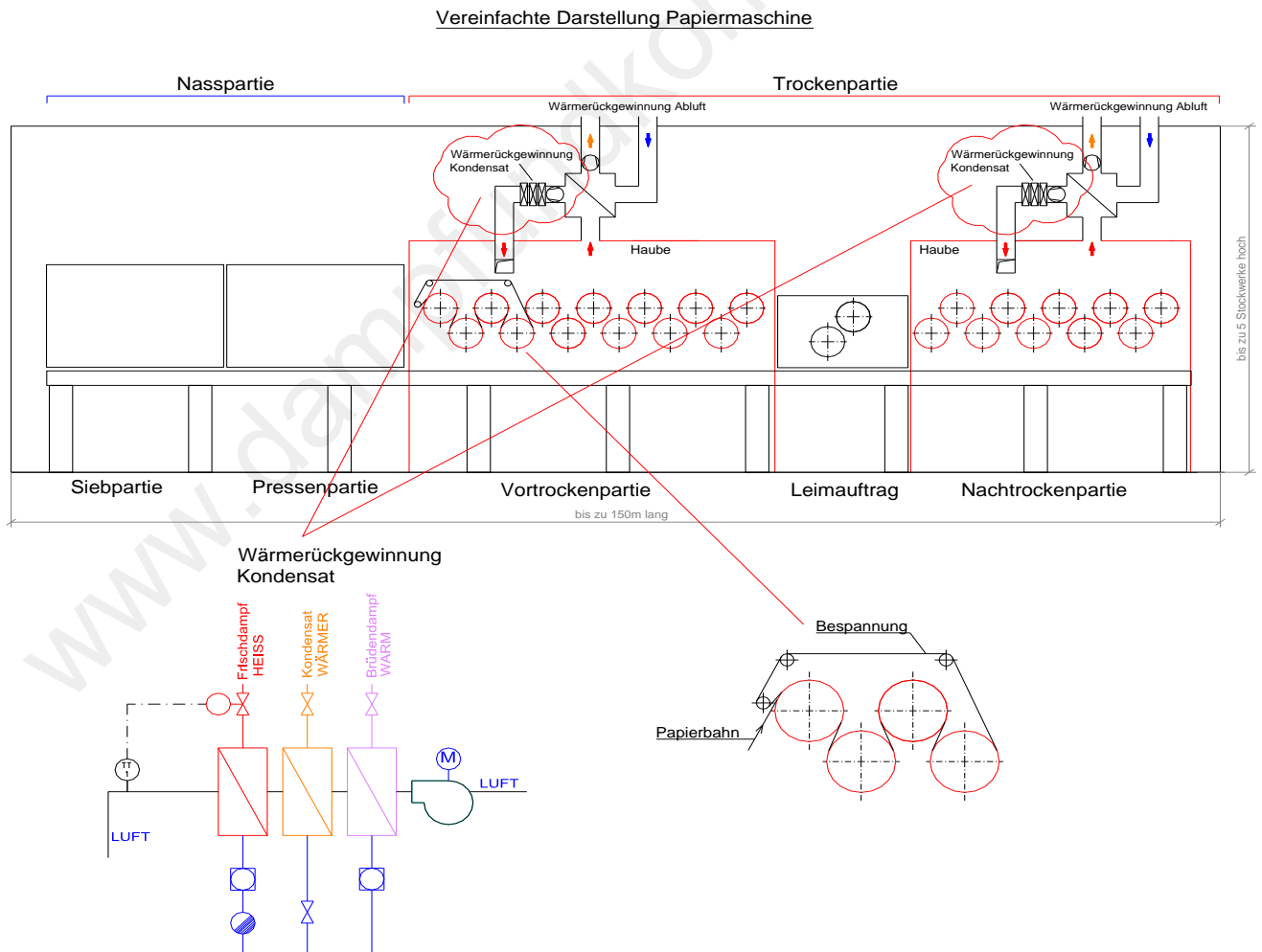
Warum ändert sich der Dampfbedarf, obwohl Papier immer mit dem gleichen Flächengewicht produziert wird und sich der Einlauftrockengehalt am Trockenzylinder 1 nicht ändert?

Da gibt es mehrere Möglichkeiten:

Probleme mit der Lufttechnik (Haubenluftbilanz) der PM. Wie verlaufen die Luftströmungen in der Haube? Wird die Feuchtigkeit aus der Verdampfung abgeführt? Funktioniert die Wärmerückgewinnung der Haubenabluft? Reicht die Haube bis in den PM-Keller und wie dicht und wie isoliert ist die Haube? Und, und, und...Über die Haube/Lufttechnik kann man ein eigenes Buch schreiben. Dem Verfasser fehlt aber das Detailwissen um darüber zu berichten.

Probleme mit der Bespannung. Für Bespannungen gibt es diverse Bezeichnungen. Bespannungen waren in der Vergangenheit Filze und sind heute endlos Bahnen aus Kunststoff, welche den Trockenzylinder in VTP und NTP ca. 2/3 umschlingen. Diese Bespannungen drücken die Papierbahn an die heiße TZylinderoberfläche. Man sagt dazu auch es kommt zu einer Kontakttdrocknung. Die Durchlässigkeit dieser auch als Trockensiebe bezeichneten endlos Bahnen, ist wichtig für den Wärmedurchgang und für den „Abtransport“ der verdampften Feuchtigkeit. Auch darüber kann der Verfasser hier nicht berichten.

Probleme mit der Entwässerung der TZ. Im Teil 1 des Kapitels ab Seite 14 wird darüber informiert.



Probleme mit der Dampf- und Kondensatanlage. Wie eine Dampf und Kondensatanlage aufgebaut ist, und zu welchen Problemen es möglicherweise kommt, wurde bereits im Teil 1 des Kapitels (Seite 3 bis 45) beschrieben. Eine Dampf- und Kondensatanlage ist dann gut geplant, wenn fast kein Kühlwasser am Hilfswärmetauscher benötigt wird und kein Dampf über Dach abströmt.

Die Jahreszeit. Ganz richtig gelesen. Die Jahreszeit und die entsprechenden Außentemperaturen können den Dampfbedarf einer PM um bis zu 10% ansteigen lassen. Wie hoch ist der Sollwert der Siebwassertemperatur? Wird das Siebwasser mit Kondensat oder mit Dampf beheizt? Wie erfolgt die Beheizung? Mit einem Wärmetauscher, welcher ständig verkalkt oder durch Dampfeintag in den Siebwasserbehälter mit Hilfe von Düsen? Stehen die Klarfiltrat- Trübfiltratbütten außerhalb vom PM-Gebäude? Falls diese Behälter im Außenbereich stehen: Sind diese Behälter isoliert und besitzen einen Behälterdeckel? Wie kalt ist das Frischwasser welches z.B. zu Reinigungszwecken auf 40-50°C und für das Verdünnungswasser der Stärkeanlage auf ca. 80°C aufgeheizt werden muss? Erfolgt dieses Aufheizen mit Dampf oder mit Kondensat? Wie funktioniert die Wärmerückgewinnung für das Kondensat in der Luftanlage? Welche Nebenverbraucher werden mit Dampf beheizt? Geht das eventuell auch mit Kondensat? Usw., usw.

Das sind alles wichtige Themen. **Die regelmäßige Überprüfung und Bearbeitung dieser Themen ist die täglich gelebte Verbesserung der Energieeffizienz an einer Papiermaschine.** Zur Erinnerung: „...Ein Vorgang ist dann effizient, wenn ein bestimmter Nutzen mit minimalem Energieaufwand erreicht wird. ...“ (Zitat aus Freie Enzyklopädie WIKIPEDIA)

Tabelle mit Dampfmenen an einer PM

Dampfbedarf PM					
			Hinweise:	Abhängigkeit von der Jahreszeit	
Gesamtdampfbedarf		ca. 100 t/h		Sommer 25°C	Winter -5°C
Trockenzylinder		85 t/h	Papientrocknung	keine Abhängigkeit	keine Abhängigkeit
Siebwassererwärmung	Sollwerte (°C) 45°C - 48°C	2 - 4 t/h	4-7 t/h beim Anfahren der PM, wenn Siebwasser kalt	nur beim Anfahren danach nur geringer Dampfbedarf	ständiger Dampfbedarf
Verdünnungswasser Stärke	80°C	2 t/h		Frischwasser 22°C geringer Dampfbedarf	Frischwasser 13°C Dampfbedarf max.
Stärkeaufbereitung (Wasser Aufschlammung)		2-4 t/h		Frischwasser 22°C geringer Dampfbedarf	Frischwasser 13°C Dampfbedarf max.
Aufwärmung Zuluft PM pro Wärmerückgewinnung Annahme 4Stck. WR	von 60°C auf 105-115°C	4 X 1 - 2 t/h	eigentlich nur durch Kondensat und Brügendampf	Außenluft 25°C geringer Dampfbedarf	Außenluft -5°C Dampfbedarf max.
Hallenheizung (Heizung mit Wasser)	45°C	2 - 3 t/h		Außenluft 25°C geringer Dampfbedarf	Außenluft -5°C Dampfbedarf max.
Erwärmung Öl / Hydraulik	60°C	100 kg/h	nur beim Anfahren		
Verwaltungsgebäude und Sozialgebäude / Werkstätten (Heizung mit Wasser)	60°C	300 kg/h		Außenluft 25°C geringer Dampfbedarf	Außenluft -5°C Dampfbedarf max.

In der Tabelle oben sind Dampfmengen für eine PM aufgeführt. Nur die Dampfmenge für die eigentliche Kontakttrocknung auf den Trockenzylindern, sollte bei der gleichen Produktion und bei gut funktionierenden Entwässerungssystemen sowie der richtigen Wahl der Bespannungen immer gleich bleiben. Der Wärmedurchgang vom TZ zur Papierbahn lässt sich eventuell nur noch durch Störleisten verbessern. (über Störleisten wird noch berichtet)

Abgesehen von den geringen Dampfmengen zum Aufheizen der Hydraulik, sind je nach Aufbau der PM ca. 10% der benötigten Dampfmenge an einer PM abhängig von der Jahreszeit.

	Sommer	Bemerkung	Winter	Bemerkung
Papiertrocknung	<u>Dampf t/h</u> 85		<u>Dampf t/h</u> 85	
Siebwasser	2	oder kein Dampfbedarf Stehen die Büten im Außenbereich und sind nicht isoliert, wird in der warmen Jahreszeit fast kein Dampf benötigt (oder nur beim Anfahren der PM, wenn Siebwasser kalt)	4	Siebwasser wird ständig abgekühlt, wenn die Büten im Außenbereich stehen und nicht isoliert sind
Verdünnungswasser Stärke	2	Flusswasser aufbereitet	3	Flusswasser aufbereitet
Stärkeaufbereitung	2	Flusswasser aufbereitet	4	Flusswasser aufbereitet
Aufwärmung Zuluft PM / Haube	2	2 Stck. Wärmerückgewinnungen (eventuell auch 4Stck.) Erwärmung soll eigentlich durch Brüden- dampf und Kondensat erfolgen	3	2 Stck. Wärmerückgewinnungen (eventuell auch 4Stck.) Erwärmung soll eigentlich durch Brüden- dampf und Kondensat erfolgen
Hallenheizung	1	warme Außenluft eventuell auch kein Dampfbedarf	3	kalte Außenluft

Gesamtbedarf PM (t/h) **94** (Dampfbedarf im Sommer) **102** (Dampfbedarf im Winter)

D.h., bei einer PM mit ca. 100t/h Dampfbedarf sind je nach Anzahl und Art der Nebenverbraucher demnach ca. 10t/h vom Betreiber beeinflussbar. Und dazu ist kein besonderes Fachwissen notwendig.

Im Folgenden werden zwei Möglichkeiten der Berechnung des Dampfbedarfes zur **Beheizung der Trockenzylinder** der PM erläutert.

Ermittlung des Dampfbedarfs fast ohne Thermodynamik. Einige wenige Angaben werden benötigt. Mit Einlauftrockengehalt ist die noch im Papier verbliebene Feuchtigkeit hinter der Presse und vor dem ersten TZ gemeint. Beim Auslauftrockengehalt muss ein Wert für die Feuchtigkeit nach dem letzten TZ der Vortrockenpartie (VTP) eingesetzt werden.

Excel-Tabelle - Muster PM

A	B	C	D	E
6	VTP			
7	EINGABE		MIN	MAX
8				
9	Flächengewicht:	g/m²	65	75
10	Arbeitsbreite:	m	6,5	6,5
11	PM-Geschwindigkeit:	m/min	950	950
12				
13	Einlauftrockengehalt:	%	53	51
14	Auslauftrockengehalt:	%	90	90
15	Anzahl Trockenzylinder:	Stck.	30	30
16				
17	AUSGABE			
18				
19	Papierproduktion:	kg/h	24082,50	27787,50
20	Wasserverdampfung:	kg/h	16812,31	21249,26
21	Dampfbedarf	kg/h	23537,24	29748,97
22	Dampfbedarf pro TZ	kg/h	784,57	991,63
23				
24	NTP			
25	EINGABE			
26				
27	Einlauftrockengehalt:	%	75	73
28	Auslauftrockengehalt:	%	93	93
29	Anzahl Trockenzylinder:	Stck.	15	15
30				
31	AUSGABE			
32				
33	Papierproduktion:	kg/h	24082,50	27787,50
34	Wasserverdampfung:	kg/h	5779,80	7613,01
35	Dampfbedarf	kg/h	8091,72	10658,22
36	Dampfbedarf pro TZ	kg/h	539,45	710,55

Und mit diesen einfachen Formeln wird der Dampfbedarf ermittelt: Diese einfache Excel-Tabelle ist völlig ausreichend, um den Dampfbedarf der Trockenzylinder zu ermitteln und mit den Ergebnissen sämtliche Regelventile und Kondensatpumpen auszulegen. Es steckt ganz wenig Thermodynamik in dieser Tabelle. Eigentlich wird nur die Wasserverdampfung errechnet und diese mit dem Wert 1,4 multipliziert. Der Wert 1,4 ist ein Erfahrungswert.

Excel-Tabelle - Muster PM

A	B	C	D	E
6	VTP			
7	EINGABE		MIN	MAX
8				
9	Flächengewicht:	g/m²	65	75
10	Arbeitsbreite:	m	6,5	6,5
11	PM-Geschwindigkeit:	m/min	950	950
12				
13	Einlaufrockengehalt:	%	53	51
14	Auslaufrockengehalt:	%	90	90
15	Anzahl Trockenzylinder:	Stck.	30	30
16				
17	AUSGABE			
18				
19	Papierproduktion:	kg/h	=D10*D9*D11*0,06	=E10*E9*E11*0,06
20	Wasserverdampfung:	kg/h	=((D14-D13)/D13)*D19	=((E14-E13)/E13)*E19
21	Dampfbedarf	kg/h	=D20*1,4	=E20*1,4
22	Dampfbedarf pro TZ	kg/h	=D21/D15	=E21/D15
23				
24	NTP			
25	EINGABE			
26				
27	Einlaufrockengehalt:	%	75	73
28	Auslaufrockengehalt:	%	93	93
29	Anzahl Trockenzylinder:	Stck.	15	15
30				
31	AUSGABE			
32				
33	Papierproduktion:	kg/h	=D9*D10*D11*0,06	=E9*E10*E11*0,06
34	Wasserverdampfung:	kg/h	=((D28-D27)/D27)*D33	=((E28-E27)/E27)*E33
35	Dampfbedarf	kg/h	=D34*1,4	=E34*1,4
36	Dampfbedarf pro TZ	kg/h	=D35/D29	=E35/D29

Ermittlung des Dampfbedarfs mit etwas mehr Thermodynamik.

Auch bei dieser Berechnung werden produktionsspezifische Daten benötigt.

Die Excel -Tabelle ist etwas größer. Deshalb bitte beim Betrachten größer zoomen.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
	Allgemein:												
3	AB:	6,5	m			Eingabefelder							
4	Geschw.:	950	m/min										
5	FG:	65	g/m ²										
6	Papiermenge:	401375	g/min										
7	Papiermenge:	401,375	kg/min										
8	Produktion/Papiermenge:	24082,5	kg/h										
9	Papier otro:	22396,725	kg/h										
10													
11	Wassermenge im Papier Beginn VTP:												
12	Trockengehalt Beginn VTP:	53	%										
13	Wasseranteil:	47	%										
14	Wassermenge im Papier:	19861,2467	kg/h										
15	Wasser und Papier Beginn VTP	42257,9717	kg/h										
16	Die Wassermenge von	18175,4717	kg/h										
17													
18	Wassermenge im Papier Ende VTP:												
19	Trockengehalt Ende VTP:	90	%										
20	Wasseranteil:	10	%										
21	Wassermenge im Papier:	1685,775	kg/h										
22													
23													
24													
25													
26													
27	Einlauf VTP												
28	Trockengehalt:	53	%										
29	Papiermenge:	22396,725	kg/h										
30	Wasseranteil:	47	%										
31	Wassermenge im Papier:	19861,2467	kg/h										
32													
33													
34													
35													
36													
37													
38													
39													
40	Wärmemenge zum Verdampfen des Wassers in der VTP												
41													
42	Wassermenge VTP:	18175,4717	kg/h										
43	Wassertemperatur T1:	50	°C										
44	Wassertemperatur T2:	95	°C										
45	spez.Wärmekapaz. Wasser:	4,1	kJ/kgK										
46	delta T:	45	°K										
47	Q _{ab} =	3353374,528	kJ/h										
48	Eine Wärmemenge von	3353374,528	um										
49	Dampfbedarf ca.:	25445,66038	kg/h										

Vortrockenpartie

Auslauf VTP		
Trockengehalt:	90	%
Papiermenge:	22396,73	kg/h
Wasseranteil:	10	%
Wassermenge im Papier:	1685,775	kg/h

Bei Flächengewicht **65** g/m² und Geschwindigkeit **950** m/min werden in der VTP **18175,4717** kg/h Wasser verdampft.

Und bei dieser Excel -Tabelle wird gezeigt welche Formeln hinterlegt sind.

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
	Allgemein:												
3	AB:	6,5	m			Eingabefelder							
4	Geschw.:	950	m/min										
5	FG:	65	g/m ²										
6	Papiermenge:	=PRODUKT(C3:C5)	g/min										
7	Papiermenge:	=C6/1000	kg/min										
8	Produktion/Papiermenge:	=C7*60	kg/h										
9	Papier otro:	=+C8*0,93	kg/h										
10													
11	Wassermenge im Papier Beginn VTP:												
12	Trockengehalt Beginn VTP:	53	%										
13	Wasseranteil:	=100-C12	%										
14	Wassermenge im Papier:	=+C15*C13/100	kg/h										
15	Wasser und Papier Beginn VTP	=+C9/C12*100	kg/h										
16	Die Wassermenge von	=C14-C21	kg/h										
17													
18	Wassermenge im Papier Ende VTP:												
19	Trockengehalt Ende VTP:	90	%										
20	Wasseranteil:	=100-C19	%										
21	Wassermenge im Papier:	=C8*(7/100)	kg/h										
22													
23													
24													
25													
26	Einlauf VTP												
27	Trockengehalt:	=C12	%										
28	Papiermenge:	=+C9	kg/h										
29	Wasseranteil:	=C13	%										
30	Wassermenge im Papier:	=C14	kg/h										
31													
32													
33													
34													
35													
36													
37													
38													
39													
40	Wärmemenge zum Verdampfen des Wassers in der VTP												
41													
42	Wassermenge VTP:	=I37	kg/h										
43	Wassertemperatur T1:	50	°C										
44	Wassertemperatur T2:	95	°C										
45	spez.Wärmekapaz. Wasser:	4,1	kJ/kgK										
46	delta T:	=C44-C43	°K										
47	Q _{ab} =	=C42*C45*C46	kJ/h										
48	Eine Wärmemenge von	=C47	kJ/h muss aufgewendet werden										
49	Dampfbedarf ca.:	=I37*1,4	kg/h										

Vortrockenpartie

Zylinder 1-4

Zylinder 5-15

Zylinder 15 - 30

Auslauf VTP		
Trockengehalt:	90	%
Papiermenge:	=+C9	kg/h
Wasseranteil:	=100-M27	%
Wassermenge im Papier:	=C21	kg/h

Bei Flächengewicht g/m² werden in der VTP kg/h Wasser verdampft.
 Geschwindigkeit m/min

Werden die oben aufgeführten Tabellen in Excel übertragen, so lassen sich die Dampfmenen für die Papiertrocknung errechnen. Die Angaben zur Arbeitsbreite, zum Flächengewicht usw. müssen vorher auf die jeweilige PM/KM angepasst werden. Mit der gleichen Tabelle lässt sich auch die Dampfmenge für die NTP bestimmen. Bei der Berechnung der Dampfmenge für die Papiertrocknung kommt es nicht darauf an, diese auf die Kommastelle genau zu bestimmen. Man bedenke, das z.B. der errechnete Kv-Wert des Regelventils für Dampf und Kondensat anschließend mit dem Faktor 1,3 multipliziert wird. (siehe dazu auch Kapitel zu Regelventilen)

1.3. Wo lohnt sich eine Wärmerückgewinnung an einer PM ?

Man hört immer wieder davon, dass sich Wärmerückgewinnungen ab einer bestimmten Temperatur des Mediums aus welchem die Wärme zurück gewonnen werden soll nicht mehr lohnen. Und tatsächlich gibt es solch eine anlagenspezifische „Grenztemperatur“, welche man als Betreiber einer Anlage zur Entscheidungsfindung verwenden könnte. Und ganz klar, eine Wärmerückgewinnung ist dann technisch sinnlos, wenn nicht auch ein entsprechender Abnehmer vorhanden ist. Es ist einfacher Abnehmer für z.B. heißes Wasser mit einer Temperatur von 80°C zu finden, als für Wasser mit einer Temperatur von 35°C. Man könnte demnach eventuell auch so formulieren:

Eine Wärmerückgewinnung ist dann sinnlos, wenn zwar ein ausreichend großer Abnehmer vorhanden, der Temperaturunterschied zwischen Abnehmer und Medium zur Rückgewinnung aber niedriger als 10°C ist.

Was hat das nun wieder mit den 10°C Temperaturunterschied zu tun? Eine Wärmerückgewinnung funktioniert durch Wärmeübertragung. Die Wärme muss irgendwie von dem heißen Medium z.B. Dampf und Kondensat zum kalten Medium z.B. Luft oder Wasser gelangen. Dies erfolgt meist durch Wärmetauscher und dadurch entsteht dann ein Verlust von ca. 10°C. (genauer siehe: siehe dazu auch Kapitel zu Wärmetauscher)

Wohin mit der „Niedrigenergie“? Das ist vermutlich das Problem an jeder PM. Wie kann die z.B. durch die Luftanlage in die Atmosphäre abgegebene Energie genutzt werden? An nur einer Wärmerückgewinnung in der Luftanlage werden z.B. 90.000 m³/h Luft mit einer Temperatur von 45-50°C in den Himmel geblasen. Diese Industriethermik erfreut jeden Segelflieger... Das sind Themen, welche sicherlich schon von der Wissenschaft bearbeitet werden. Aber kommen wir wieder auf den Boden des täglichen Wettstreites um die beste Energieeffizienz. Wie kann der thermodynamisch eher nicht so belesene Papieringenieur zur Steigerung der Energieeffizienz beitragen?

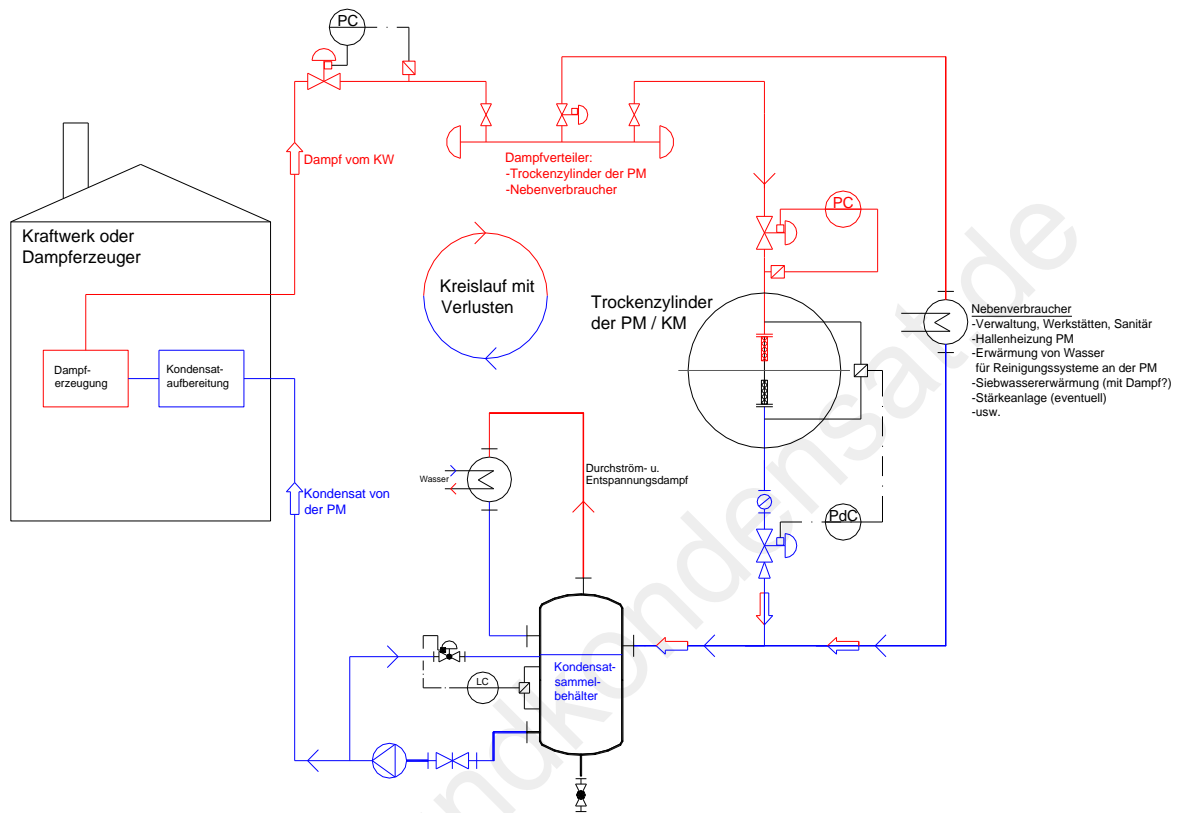
Im Kapitel zum Energieaudit wird ausführlich eine einfache Methode der Überprüfung der Dampf- und Kondensatanlage beschrieben.

Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung an einer PM:

Für die Installation einer Wärmerückgewinnung an einer PM bestehen sicherlich einige Möglichkeiten. Die vermutliche einfachste Variante ist die Verwendung von Kondensat welches von der PM zum KW gepumpt wird.

Verwendung von Kondensat der PM

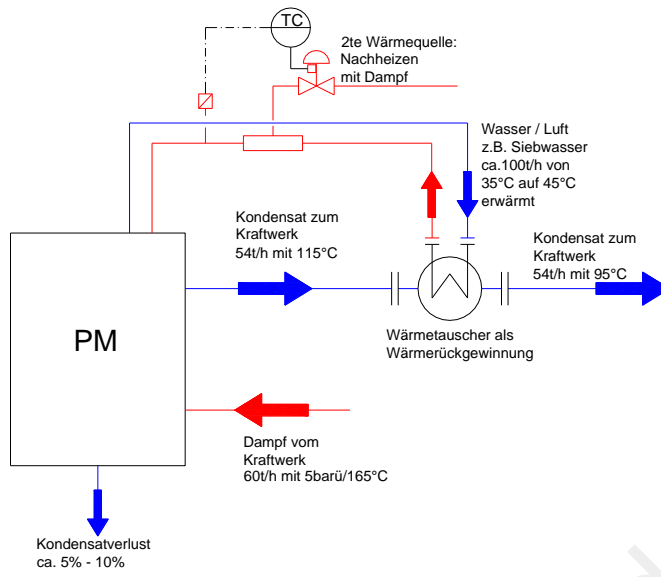
Wie im Kapitel zu Kondensatpumpen beschrieben, ist das Kondensat kein Abfallprodukt. Der Dampf strömt zur PM, kondensiert durch Wärmeabgabe in den Trockenzylindern und den Nebenverbrauchern, sollte in einem Kondensatsammelbehälter aufgefangen und dann wieder zurück zum Kraftwerk in die Kondensataufbereitung gepumpt werden.



In der Kondensataufbereitung im Entgaser werden gelöste Gase wie z.B. Sauerstoff oder Kohlendioxid aus dem Kondensat entfernt. Würden diese Gase im Kondensat verbleiben, so kommt es zu einer verstärkten Korrosion in den Rohrleitungen usw. Diese gelösten Gase entweichen am besten, wenn das Kondensat heiß ist. Je nach Entgasertyp und Verfahren genügen Kondensattemperaturen von ca. 90°C - 98°C oder auch höher. Ist die optimale Temperatur nicht bekannt, lässt sich diese auch beim Hersteller erfragen.

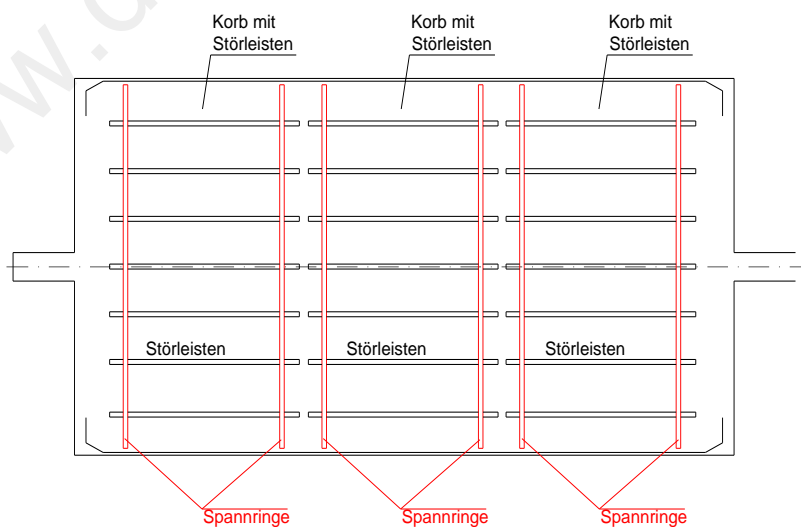
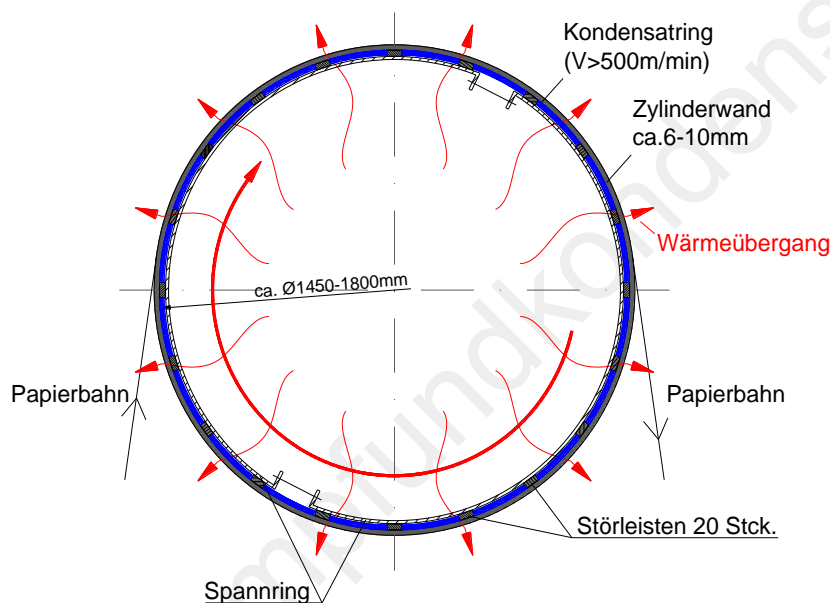
Ist die Kondensattemperatur höher als notwendig, so ist es möglich die Temperaturdifferenz in einer Wärmerückgewinnung zu reduzieren. D.h., werden Kondensattemperaturen von 95°C für die Entgasung benötigt und das Kondensat wird aber mit 115°C von der PM zum Kraftwerk gepumpt, so könnten ca. 10-15°C in einer Wärmerückgewinnung zum Erwärmen von Wasser oder Luft verwendet werden. Je nach Produktion können die Kondensatmengen aber schwanken. Bei nicht kontinuierlichen Bedingungen ist es deshalb immer gut, noch eine zweite Wärmequelle zu haben, mit deren Hilfe das Wasser oder die Luft zusätzlich erwärmt werden könnte.

Wärmerückgewinnung Kondensat mit zweiter Wärmequelle:



2.1. Was stören Störleisten in Trockenzylindern?

Was sind Störleisten? Störleisten sind meistens 4-Kantprofile aus Eisen, welche in der Längsachse der Trockenzylinder am Umfang verteilt montiert werden. Diese Profile können auch als Hohl-Profil ausgeführt sein. Die Anzahl ist unterschiedlich. Je nach Hersteller und deren „Philosophie“ sind 20Stck. bis 25Stck. dieser Eisen montiert. Je nach Arbeitsbreite des Trockenzylinders werden die Eisenleisten in verschiedenen sog. Körben montiert. Jeder Korb hat je nach der Länge der Störleisten 2Stck. oder auch 3Stck. Spannringe. Die Spannringe sind so gebogen, dass diese entsprechend des Innendurchmessers des Trockenzylinders die Störleisten mit Hilfe von Federn oder Schrauben an die Innenoberfläche des TZ pressen. Die Störleisten sind mit den Spannringen verschraubt oder verstiftet, damit diese immer an der gleichen Position bleiben und nicht unter den Spannungen heraus rutschen können. Es gab auch schon Künstler, die haben die Störleisten mit dem Trockenzylinder verstiftet. D.h. im Trockenzylinder musste dazu eine Unmenge von kleinen Bohrungen angebracht werden.

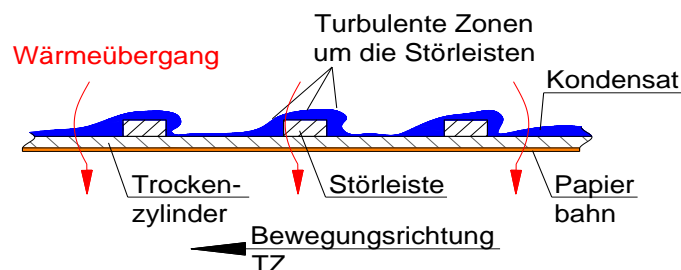


Warum Störleisten? Früher wurden die Papiermaschinen nicht mit solch hohen Geschwindigkeiten betrieben wie es heute wirtschaftlich notwendig ist. Die Trockenzylinder drehten sich unterhalb der Wasserringgeschwindigkeit. Der Begriff Wasserringgeschwindigkeit ist allgemein üblich, aber eigentlich nicht richtig. Im TZ gibt es kein Wasser sondern nur Kondensat. Wir erinnern uns: Der in den Trockenzylinder einströmende Dampf gibt Wärme an die kühlere Innenseite des TZ ab und kondensiert. Das Kondensat sammelt sich bei einer Geschwindigkeit **bis** 350 m/min als Sumpf im TZ. Bei einer Maschinengeschwindigkeit **ab** ca. 350 m/min wird das Kondensat durch die Reibung am TZ mit dem TZ mit beschleunigt. Bei Maschinengeschwindigkeiten **über** ca. 500 m/min entsteht auf Grund der Zentrifugalkraft ein Kondensatring. Dieser geschlossene Kondensatring wirkt aber wie eine Isolationsschicht. Er kühlt den Dampf ab, noch bevor dieser die Innenseite des TZ erreicht hat. Der Wärmeübergang verschlechtert sich. Der Kondensatring lässt sich durch die mechanische Entwässerung durch den Syphon nicht sofort beseitigen. Das Kondensat muss erst in Richtung Syphon ablaufen. (siehe auch Teil 1 im Kapitel zu Papiermaschinen)

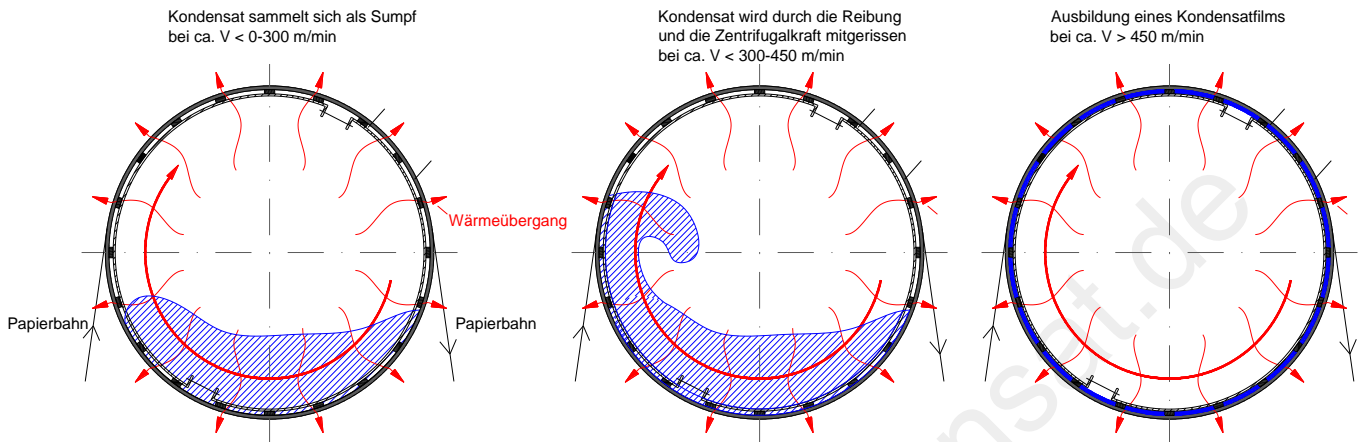
Hinweis: Wer meint der Syphon saugt das Kondensat aus allen „Ecken“ des TZ der irrt. Wie soll ein rotierender Syphon, welcher möglicherweise in der Mitte des TZ montiert ist, das Kondensat von Führerseite oder Triebseite des TZ absaugen? Das geht nicht. Der Syphon funktioniert nicht wie ein Staubsauger. Die Strömung des Kondensats zum Syphon erfolgt ausschließlich auf Grund der Zentrifugalkraft. Am Syphon ist die Kondensatschicht am dünnsten. Je größer die Entfernung bis zum Syphon, desto dicker ist die Kondensatschicht. Die Zentrifugalkraft aber wirkt als Flächenkraft gleichmäßig auf die Kondensatschicht. Einen Berg (dicke Kondensatschicht) bzw. ein Tal (dünne Kondensatschicht) wird durch die Zentrifugalkraft sofort ausgeglichen. Und so entsteht eine kontinuierliche Kondensatströmung und Niveauausgleich zum Syphon hin.

Der Kondensatring und somit ein schlechterer Wärmeübergang lässt sich nicht verhindern. Der Kondensatring muss deshalb möglichst klein gehalten. Welche Dicke die Richtige ist, da streiten sich aber die Gelehrten. Die einen sagen so dünn wie möglich, die anderen meinen herausgefunden zu haben das 6-8 mm besser wären. Die Kondensatdicke wird mit Hilfe des Abstandes zwischen Syphon und TZ eingestellt. Die Vorgänge am rotierenden und stehenden Syphon wurden schon im Teil1 des Kapitels erläutert und sollen hier nicht noch einmal erklärt werden.

Wozu braucht man aber nun die Störleisten? Beginnt sich der TZ zu drehen, so werden die Störleisten vom Kondensat überspült. Dadurch entstehen um die Störleisten Zonen mit einer hohen Turbulenz. Und aus dem Kapitel zu den Wärmetauschern ist bekannt, das eine hohe Turbulenz den Wärmeübergang verbessert. Außerdem bewirken die Störleisten eine Oberflächenvergrößerung des TZ. Und auch diese Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche bewirkt eine Verbesserung des Wärmeübergangs.

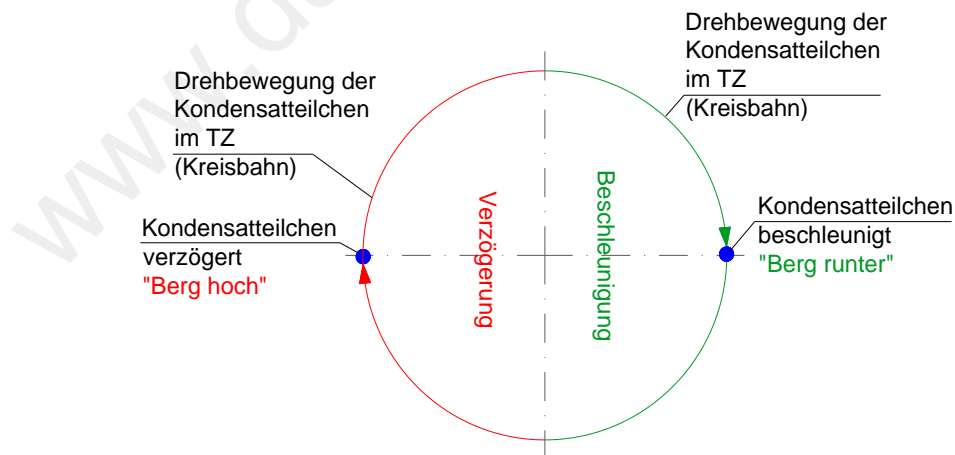


Wie im Teil 1 des Kapitels schon kurz beschrieben, entstehen auf Grund der unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten des TZ unterschiedliche Bewegungszustände des Kondensats. Das lässt sich auch mit einer Waschmaschine vergleichen. Die Abbildungen unten beschreiben diese Vorgänge.



Wer weitere Forschungen über die Abhängigkeit der Zentrifugalkraft zur Kondensatbewegung im TZ durchführen möchte, kann dies mit einfachen Mitteln selber bewerkstelligen. Man nimmt einen Wassereimer und füllt diesen halb voll mit Wasser. Anschließend beginnt man den Wassereimer um die „Schulterachse“ zu drehen. Am Besten gleich sehr schnell und dann immer langsamer. Von der Drehgeschwindigkeit ist es abhängig, wie nass man selber wird. Wenn man sich dann vorstellt, das sich der TZ mit 800-1200 U/min dreht hat man dann auch sofort verstanden, dass das Kondensat stark an die Innenoberfläche gepresst wird. Ohne eine Reduzierung des spezifischen Gewichts des Kondensats kann dieses nicht so einfach aus dem TZ abfließen. (siehe dazu auch Teil 1 des Kapitels)

Und weil die Zentrifugalkraft mit steigender Drehgeschwindigkeit das Kondensat immer stärker an die Innenwand des Trockenzyklinders presst, werden die Störleisten nicht mehr in dem Maße oder gar nicht mehr überspült wie bei kleineren Drehgeschwindigkeiten. Aber auch bei den hohen Drehgeschwindigkeiten sind Störleisten sehr sinnvoll und verbessern deutlich den Wärmeübergang. Um die erforderliche Turbulenz an den Störleisten zu erzeugen wird ein anderer Effekt genutzt, die Erdanziehungskraft.

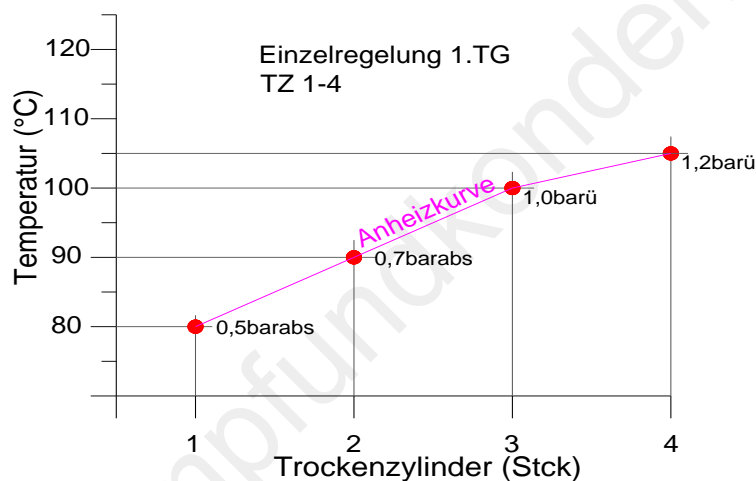


Die Kondensatteilchen werden im TZ auf Grund der Erdanziehungskraft beschleunigt und verzögert. Diese konträren, minimalen Bewegungen bewirken die Turbulenz an den Störleisten.

2.2 Wie sinnvoll ist das Ausrüsten der TZyl. 1-5 mit Störleisten ?

Es gibt aber auch Trockenzylinder in einer PM, an welchen die Oberflächentemperaturen gar nicht so hoch sein dürfen. Bei Spezialpapieren wie z.B. Krepp-Papier, Foto-Papier oder Geld-Papier usw. wird eine spezielle Anheizkurve der TZ der ersten TG von den Papiermachern gefordert. Wie im Teil1 auf Seite 8 des Kapitels zu Dampf- und Kondensatanlagen schon beschrieben, ist eine Anheizkurve auf Grund der unterschiedlichen Sollwerte der Einzelregelung und den daraus resultierenden unterschiedlichen Dampftemperaturen im TZ bei den allermeisten Anlagen aber ein Wunschdenken des Papiermachers.

Wunschdenken auch deshalb, weil einige Planer von Dampf -und Kondensatanlagen den Zusammenhang zwischen großer Druckreduzierung und minimaler Temperaturreduzierung gar nicht kennen. Und weil die Temperatur am TZ1 immer noch zu hoch ist, wird dann immer weiter das Vakuum reduziert. Besser wäre es eine einfache Dampfkühlung für die Trockenzylinder der ersten Heizgruppe zu installieren, damit die Dampftemperatur vor den TZ im Bereich der Sattdampftemperatur ist.



Kurz: Eine Anheizkurve mit Oberflächentemperaturen unter 100°C zu erreichen ist schwer genug. Dann noch Störleisten zu montieren, welche den Wärmeübergang noch verbessern, ist nach Auffassung des Verfassers technisch nicht sinnvoll.

Hinweis: Der Verfasser hat die erste TG einer PM mit 5 Stck. TZ mit geringsten technischen Aufwand so umgebaut, das es möglich wurde eine Anheizkurve mit Temperaturen unter 100°C zu erreichen und das ganz ohne eine zusätzlichen Vakuumpumpe.

Bald geht es weiter...