

SUMMARY

Both the amount of primary air and the pressure and outflow conditions at the burner tip have an essential influence on the quality of combustion, on the limits of the flame shape modification, on the emission level and fuel consumption when firing a rotary kiln. For this reason, the main difference of the various burner designs concerns the primary air system. A rotary kiln burner that has proved a success for ten years is the so-called M.A.S. (Mono Airduct System) burner, which subdivides the whole primary air supplied into 12 to 15 individual jets leaving the nozzle tip tangentially and symmetrically to the burner axis. This multijet burner has numerous advantages compared to traditional multi-channel burners, reaching from the possibility of a constant flame shape adjustment via a better mixing and recirculation of the secondary air, fuel and combustion gases up to a wide range of control of the mixing zone length, thus being able to contribute decisively to a reduction of the NO_x emissions. In addition to mathematical considerations concerning the determination of the mixing zone length and a description of the operating experience gained in ten years, essential criteria for the choice of a rotary kiln burner are mentioned in the last part of the paper. Due to its multijet nozzle system, the MAS burner will especially be suitable when a hot and stable rotary kiln flame is required and both secondary fuels and hard burnable coal grades such as petcoke and anthracite are used. ◀

ZUSAMMENFASSUNG

Bei der Befeuerung eines Drehofens haben sowohl die Primärluftmenge als auch die Druck- und Ausströmverhältnisse am Brennerkopf einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität der Verbrennung, auf die Grenzen der Flammenformänderung, auf Emissionshöhe und Brennstoffverbrauch. Aus diesem Grunde unterscheiden sich die verschiedenen Brennerkonstruktionen hauptsächlich in der Ausführung des Primärluftsystems. Ein Drehofenbrenner, der sich seit zehn Jahren erfolgreich im Einsatz befindet, ist der so genannte M.A.S. (Mono Airduct System)-Brenner, der die gesamte zugeführte Primärluft in 12 bis 15 Einzelstrahlen aufteilt, die tangential und symmetrisch zur Brennerachse aus dem Düsenkopf austreten. Dieser mehrstrahlige Brenner hat gegenüber traditionellen Mehrkanalbrennern zahlreiche Vorteile, die von der Möglichkeit einer konstanten FlammenformEinstellung über eine bessere Vermischung und Rezirkulation von Sekundärluft, Brennstoff und Verbrennungsgasen bis hin zu einem großen Regelbereich der Mischzonenlänge reichen und damit auch einen großen Beitrag zur Senkung der NO_x -Emissionen leisten können. Neben mathematischen Betrachtungen zur Bestimmung der Mischzonenlänge sowie den Betriebserfahrungen aus zehn Jahren, werden am Ende des Beitrags wesentliche Kriterien zur Auswahl eines Drehofenbrenners zusammengestellt. Aufgrund seines mehrstrahligen Düsensystems eignet sich der MAS-Brenner besonders dort, wo eine scharfe und stabile Drehofenflamme gefordert ist und der Einsatz sowohl von Sekundärbrennstoffen als auch von schwer brennbaren Kohlesorten wie Petrolkoks und Anthrazit ansteht. ◀

Aerodynamic features of a rotary kiln burner with multijet outflow of the primary air

Aerodynamische Besonderheiten eines Drehofenbrenners mit mehrstrahliger Ausströmung der Primärluft

1 Introduction

Both the amount of primary air and the pressure as well as the outflow conditions of the rotary kiln burner have an essential influence on the combustion quality, on the limits of the flame shape modification, on the emission level as well as the fuel consumption during rotary kiln firing. Therefore, the main difference of the various burner designs lies in the primary air system.

Generally, the primary air has to fulfil the following tasks in a rotary kiln firing system:

- › ignition of the corresponding fuel as quickly as possible,
- › quick and homogeneous mixing of the secondary air with the fuel and the burn-out gases,
- › complete burn out of the fuel within the burning zone,
- › the flame shape must be controllable as far as possible,
- › constant flame stability with different flame shape and burner capacity,
- › minimum emissions,
- › good and reliable cooling of the rotary kiln burner.

For the plant operator it is also very important that the flame shape can be adjusted quickly and easily to the prevailing process conditions and to the fuels used.

As regards the traditional dual-channel burner, the primary air is introduced into the kiln through two coaxial, ring-shaped channels. The flame is controlled by distributing the primary air between these two channels.

The burner concept of the Unitherm-Cemcon Feuerungsanlagen Gesellschaft mbH, Vienna, Austria provides a subdivision of the whole primary air into jets leaving the nozzle tip tangentially and symmetrically to the burner axis. The outflow angle can be changed ranging from 10 to 40 degrees by adjusting flexible hoses.

Until 1992 the dual-channel burner was produced from UNITHERM-CEMCOM (› Fig. 1). The above described new rotary kiln burner called M.A.S. (Mono Airduct System) was developed in 1991 and commissioned in 1993. › Fig. 2 shows this burner patented under EP 0642645. Some conclusions based on the ten years of operating experience gained with this burner are drawn hereinafter.

1 Einleitung

Bei der Drehofenfeuerung haben sowohl die Primärluftmenge als auch der Druck und die Ausströmungsverhältnisse am Drehofenbrenner einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrennungsqualität, auf die Grenzen der Flammenförmderung, auf die Emissionshöhe sowie auf den Brennstoffverbrauch. Aus diesem Grund unterscheiden sich die verschiedenen Brennerkonstruktionen hauptsächlich in der Ausführung des Primärluftsystems.

Prinzipiell hat die Primärluft bei einer Drehofenfeuerung folgende Aufgaben zu erfüllen:

- › schnellstmögliche Zündung des jeweiligen Brennstoffs,
- › rasche und gleichmäßige Vermischung der Sekundärluft mit dem Brennstoff und den Ausbrandgasen,
- › vollständige Verbrennung des Brennstoffs innerhalb der Sinterzone,
- › größtmögliche Regelbarkeit der Flammenform,
- › konstante Flammenstabilität bei unterschiedlicher Flammenform und jeder Brennerleistung,
- › minimale Emissionen,
- › gute und zuverlässige Kühlung des Drehofenbrenners.

Für den Anlagenfahrer ist es des Weiteren von entscheidender Bedeutung, dass die Flammenform schnell und einfach den jeweiligen Prozessbedingungen und den verwendeten Brennstoffen angepasst werden kann.

Beim traditionellen Doppel-Kanalbrenner wird die Primärluft durch zwei koaxiale, ringförmige Kanäle in den Ofen eingebracht. Die Flammenkontrolle erfolgt dabei durch Aufteilung der Primärluft zwischen diesen zwei Kanälen.

Bei dem durch die Unitherm-Cemcon Feuerungsanlagen Gesellschaft mbH, Wien, Österreich, vertretenen Brennerkonzept wird die gesamte Primärluft in Strahlen aufgeteilt, die tangential und symmetrisch zur Brennerachse aus dem Düsenkopf austreten. Den Ausströmwinkel kann man mittels Verstellung flexibler Schläuche im Bereich von 10 bis 40 Grad ändern.

Bis zum Jahr 1992 wurde der Doppelkanalbrenner auch von der Firma UNITHERM-CEMCON produziert (› Bild 1). Im Jahre 1991 wurde ein neuer Drehofenbrenner mit der Produktbezeichnung M.A.S. (Mono Airduct System) entwickelt, der vorstehend beschrieben wurde und 1993 erstmalig in Betrieb ging. Dieser Brenner, dem das Patent EP 0642645 zugrunde liegt, ist auf › Bild 2 dargestellt. Im Folgenden wird über einige Schlussfolgerungen aus den nunmehr zehnjährigen Betriebserfahrungen mit diesem Brenner berichtet.

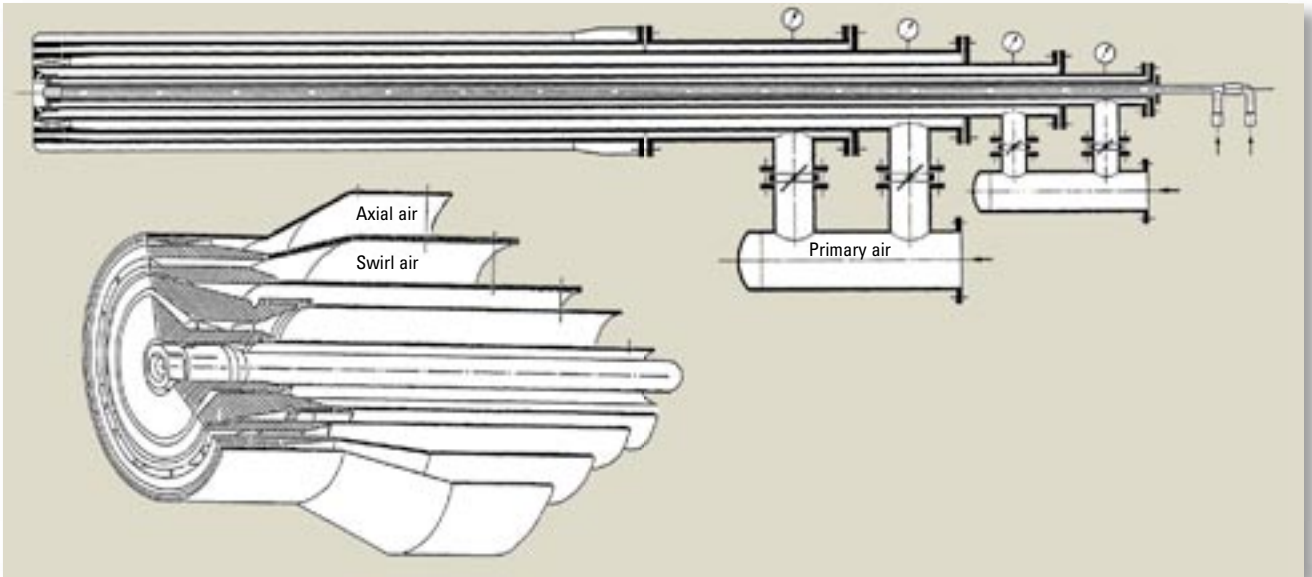


Figure 1: Dual channel rotary kiln burner produced by Unitherm-Cemcon

Bild 1: Doppelkanalbrenner von Unitherm-Cemcon

2 Length of the mixing zone

It is well known that a rotary kiln flame consists of a mixing and burn-out zone. Generally the burner can strong control only the processes in the mixing zone, but it is not possible to control exactly the burn-out zone far more inside the rotary kiln.

The mixing zone is that area where the suction of the stoichiometric amount of air is completed by the supply of primary air. Thus, the length of the mixing zone depends on the momentum of primary air (neglecting the momentum of fuel) and on the burner design. According to the momentum conservation law

$$\dot{I} = \dot{M} \cdot v, \text{ with} \quad (1)$$

- \dot{I} momentum of primary air [N]
- \dot{M} mass flow of primary air [kg/s]
- v outflow velocity of primary air [m/s].

The larger the momentum of primary air, the shorter, fiercer and stabler the flame pattern is formed in the kiln. Therefore, the specific momentum flow of primary air is an important parameter to evaluate a rotary kiln burner. The specific momentum of primary air is calculated according to

$$\dot{i}_{\text{spec}} = \frac{\dot{I}}{Q_{\text{fuel}}} \quad (2)$$

where

- \dot{i}_{spec} specific momentum of primary air [N/MW]
- Q_{fuel} burner capacity [MW].

The way the primary air leaves the burner also has a very strong influence on the formation of the mixing zone. The mass flow of an air jet after leaving a nozzle can be calculated according to the following equation:

$$\frac{M_{p,a} + M_{L,a}}{M_{p,a}} = \frac{2 \cdot m \cdot X_1}{D_e} \cdot \sqrt{T_{L,a}} \quad (3)$$

2 Betrachtungen zur Länge der Mischzone

Es ist hinreichend bekannt, dass eine Drehofenflamme aus einer Misch- und einer Ausbrandzone besteht. Während im Allgemeinen nur die Vorgänge in der Mischzone durch den Brenner kontrolliert werden können, entzieht sich die weiter in den Drehofen verlagerte Ausbrandzone einer genaueren Kontrolle.

Unter der Mischzone versteht man den Bereich, in dem das Ansaugen der stöchiometrischen Luftmenge durch die Primärluftzufuhr als abgeschlossen bezeichnet werden kann. Damit ist die Länge der Mischzone vom Primärluftimpulsstrom (unter Vernachlässigung des Brennstoffimpulsstroms) und von der Brennerkonstruktion abhängig. Nach dem Impulssatz ist

$$\dot{I} = \dot{M} \cdot v, \text{ mit} \quad (1)$$

- \dot{I} Primärluftimpuls [N]
- \dot{M} Primärluftmassenstrom [kg/s]
- v Primärluft-Austrittsgeschwindigkeit [m/s].

Je größer der Primärluftimpulsstrom, desto kürzer, schärfer und stabiler bildet sich die Flamme im Ofen aus. Deswegen ist der spezifische Primärluftimpulsstrom ein wichtiger Parameter zur Beurteilung eines Drehofenbrenners. Der spezifische Primärluftimpulsstrom berechnet sich nach

$$\dot{i}_{\text{spec}} = \frac{\dot{I}}{Q_{\text{fuel}}} \quad (2)$$

Darin bedeuten:

- \dot{i}_{spec} spezifischer Primärluftimpuls [N/MW]
- Q_{fuel} Brennerleistung [MW].

Auch die Art und Weise, wie die Primärluft aus dem Brenner ausströmt, hat einen sehr großen Einfluss auf die Ausbildung der Mischzone. Der bewegte Massenstrom in Gestalt eines Luftstrahls nach dem Austritt aus einer Düse kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

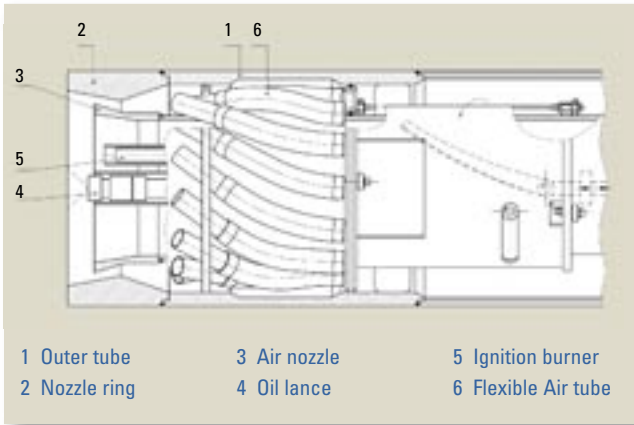


Figure 2: Sectional drawing of an M.A.S. burner
 Bild 2: Schnitzzzeichnung eines M.A.S.-Brenners

where

- $M_{p,a}$ mass flow of primary air [kg]
- $M_{s,a}$ mass flow of secondary air [kg]
- m mixing coefficient (0.14 to 0.17)
- X_l distance to the burner nozzle [m]
- D_e nozzle diameter [m]
- $T_{s,a}$ secondary air temperature [K]
- $T_{p,a}$ primary air temperature [K].

Based on a portion of primary air of 8 % of the stoichiometric requirement of air, a primary air temperature of 293 K (20 °C), a secondary air temperature of 1 273 K (1 000 °C) and a mixing coefficient of 0.16, the length of the mixing zone amounts to:

$$X_{\text{mix}} = 81,4 \cdot D_e \quad (4)$$

The above equations may also be applied to a multi-channel burner with coaxial primary air jets because of the latter turn into a normal cylindrical jet after some distance from the outflow nozzle as numerous investigations have shown (Fig. 3). For this reason, an equivalent nozzle diameter with a fictitious starting point of the jet is taken for the mathematical description of the coaxial jets. Thus it is possible to apply the equations of the free jets theory also to the coaxial jets of the dual-channel burner after a certain distance from the outflow nozzle.

This fictitious starting point of the jet is $-4D_e$ with a purely coaxial jet. Consequently, the length of the mixing zone of a dual-channel burner is calculated as follows:

$$X_{\text{mix}} = (81,4 - 4) D_e = 77,4 D_e \quad (5)$$

With a multijet burner like the M.A.S. burner, this one jet should be imagined as subdivided into 12 or 15 individual jets. The above equation can also be used for its mathematical description. The diameters of the individual jets are calculated as follows:

$$d_e = \frac{D_e}{\sqrt{n}} \quad (6)$$

where n indicates the jets number in a multijet burner.

The following equation results for the mixing zone length of a multijet burner with 12 primary air jets:

$$\frac{M_{p,a} + M_{s,a}}{M_{p,a}} = \frac{2 \cdot m \cdot X_l}{D_e} \cdot \sqrt{\frac{T_{s,a}}{T_{p,a}}} \quad (3)$$

Darin bedeuten:

- $M_{p,a}$ Primärluftmassenstrom [kg/s]
- $M_{s,a}$ Sekundärluftmassenstrom [kg/s]
- m Mischzahl (0,14 bis 0,17)
- X_l Entfernung von der Brennerdüse [m]
- D_e Düsendurchmesser [m]
- $T_{s,a}$ Sekundärlufttemperatur [K]
- $T_{p,a}$ Primärlufttemperatur [K].

Ausgehend von einem Primärluftanteil von 8 % des stöchiometrischen Luftbedarfs, einer Primärlufttemperatur von 293 K (20 °C), einer Sekundärlufttemperatur von 1 273 K (1 000 °C) und einer Mischzahl von 0,16 ergibt sich eine Mischzonenlänge von:

$$X_{\text{mix}} = 81,4 \cdot D_e \quad (4)$$

Die vorstehend genannten Gleichungen sind auch auf einen Mehrkanalbrenner mit koaxialen Primärluftstrahlen anwendbar, da diese gemäß zahlreicher Untersuchungen nach einiger Entfernung von der Ausströmdüse in einen normalen zylindrischen Strahl übergehen (Bild 3). Deswegen wird zur mathematische Beschreibung der koaxialen Strahlen ein äquivalenter Düsendurchmesser unter Einführung eines fiktiven Strahlenanfangspunkts verwendet. Dadurch gelingt es, die Gleichungen der Rundstrahltheorie auch auf die koaxialen Strahlen des Doppelkanalbrenners nach einer entsprechenden Entfernung von der Ausströmdüse anzuwenden.

Bei einem rein koaxialen Strahl beträgt dieser fiktive Strahlenanfangspunkt $-4D_e$. Damit berechnet sich die Mischzonenlänge eines Doppelkanalbrenners zu:

$$X_{\text{mix}} = (81,4 - 4) D_e = 77,4 D_e \quad (5)$$

Bei einem mehrstrahligen Brenner wie dem M.A.S.-Brenner denkt man sich diesen einen Strahl auf 12 bzw. 15 Einzelstrahlen aufgeteilt. Für seine mathematische Beschreibung können ebenfalls die vorstehende Gleichung verwenden werden. Die Durchmesser der einzelnen Strahlen berechnen sich nach:

$$d_e = \frac{D_e}{\sqrt{n}} \quad (6)$$

wobei n die Strahlenanzahl in einem mehrstrahligen Brenner angibt.

Damit erhält man für die Mischzonenlänge eines Mehrstrahlbrenners mit 12 Primärluftstrahlen:

$$X_{\text{mix}} = \frac{81,4 \cdot D_e}{\sqrt{n}} = \frac{81,4 \cdot D_e}{\sqrt{12}} = 23,5 \cdot D_e \quad (7)$$

Aus diesen Betrachtungen lässt sich leicht ersehen, dass – einen gleichen Primärluftimpulsstrom vorausgesetzt – bei einem Mehrstrahlbrenner die Mischzone etwa zwei Drittel kürzer ist als jene eines traditionellen Brenners mit zwei koaxialen Luftkanälen. Um diesen aerodynamische Nachteil zu kompensieren, wird bei einem Doppelkanalbrenner ein wesentlich höherer Impuls benötigt, was nur durch Erhöhung der Primärluftausströmgeschwindigkeit erreicht wird. Das

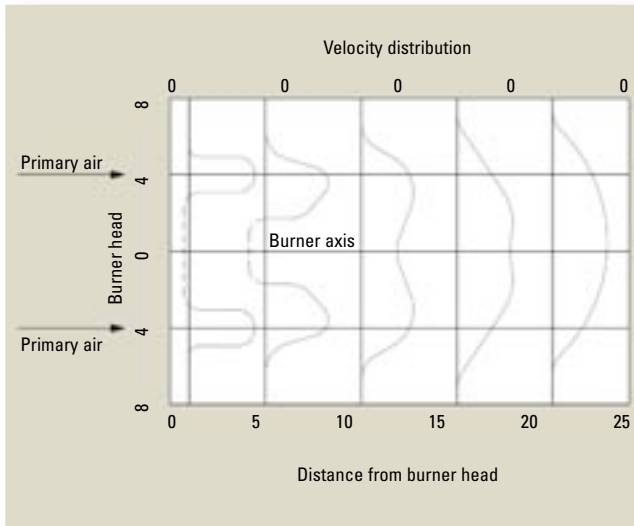


Figure 3: Velocity distribution of the primary air flowing out as a function of the distance to the burner tip of a multi-channel burner

Bild 3: Geschwindigkeitsverteilung der ausströmenden Primärluft bei einem Mehrkanalbrenner in Abhängigkeit von der Entfernung zum Brennerkopf

$$X_{lm} = \frac{81,4 \cdot D_r}{\sqrt{n}} = \frac{81,4 \cdot D_r}{\sqrt{12}} = 23,5 \cdot D_r \quad (7)$$

Based on these reflections it can easily be understood that the mixing zone of a multijet burner is about two thirds shorter than that of a traditional burner with two coaxial air channels, provided that the momentum of primary air stream is the same. In order to compensate this aerodynamic disadvantage, an essentially higher momentum is needed for a dual-channel burner which can only be achieved by an increased outflow velocity of the primary air. It means that a primary air fan with a higher pressure increase between 400 and 600 mbar must be installed to obtain a combustion intensity that can be compared the M.A.S. burner with the same amount of primary air.

The operating experience with the M.A.S. burners has also shown that it is sufficient to install a primary air fan with pressure increase of 150 to 180 mbar for common coal grades and of 200 to 250 mbar for hard combustible fuels. The installation of a burner, type M.A.S./6/KO.SO.X in the Swiss Siggenthal cement works of the Holcim group is an example for this. Due to the installation of an M.A.S. burner the amount of sewage sludge burnt could be increased from 2500 kg/h to 4000 kg/h in this cement factory having a kiln line with a clinker throughput of 1800 t/d. The primary air supply system of the existing burner had been equipped with a primary air fan having a pressure increase of 150 mbar and, additionally, with a compressor having a pressure increase of 800 mbar. A primary air fan with a pressure increase of 250 mbar was installed for the M.A.S. burner.

Due to its multijet nozzle system the M.A.S. burner provides especially good results where a hot and stable flame is required, i.e. during the combustion of secondary fuels and slow ignitable or hard combustible coal grades such as petcoke or anthracite. For example the rotary kiln burner type M.A.S./5/KO.EG.SO.X in the cement plant Beocin of the Lafarge group has accomplished the properly burning of petcoke and anthracite with only 650° secondary air temperature!

bedeutet, dass ein Primärluftventilator mit einer größeren Druckerhöhung zwischen 400 und 600 mbar installiert werden muss, um bei gleicher Primärluftmenge eine mit dem M.A.S.-Brenner vergleichbare Verbrennungsintensität zu erreichen.

Auch die Betriebserfahrungen mit dem M.A.S.-Brenner haben bestätigt, dass die Installation eines Primärluftventilators mit einem Förderdruck von 150 bis 180 mbar für normale Kohlesorten und einem Förderdruck von 200 bis 250 mbar für schwerbrennbare Brennstoffe ausreichend ist. Als Beispiel dafür steht die Installation eines Brenners M.A.S./6/KO.SO.X im schweizerischen Zementwerk Siggenthal, das zur Holcim Gruppe gehört. In diesem Zementwerk, das über eine Ofenlinie mit einem Klinkerdurchsatz von 1800 t/d verfügt, konnte mit dem Einsatz eines M.A.S.-Brenners die verfeuerte Klärschlammmenge von 2500 kg/h auf 4000 kg/h erhöht werden. Die Primärluftversorgung des vorhandenen Brenners war mit einem Primärluftventilator mit einer Druckerhöhung von 150 mbar für Drallluft (koaxiale Ausströmung) und zusätzlich mit einem Kompressor mit einer Druckerhöhung von 800 mbar für Axialluft (mehrstrahlige Ausströmung) versetzt gewesen. Für den M.A.S.-Brenner wurde ein Primärluftventilator mit einer Druckerhöhung von nur 250 mbar installiert.

Aufgrund des mehrstrahligen Düsensystems liefert der M.A.S.-Brenner besonders gute Ergebnisse dort, wo eine scharfe und stabile Flamme gefragt ist, d.h. bei der Verbrennung von Sekundärbrennstoffen und schwer brennbaren Kohlesorten wie Petrolkoks oder Anthrazit. Zum Beispiel im Zementwerk Beocin/Lafarge mit dem Brenner M.A.S./5/KO.EG.SO wurde eine problemlose Verbrennung von Petrolkoks und Anthrazit bei nur ca. 650°C Sekundärlufttemperatur realisiert.

3 Einstellung der Flammenform

Um die Flammenform bzw. die Verteilung der Wärmeabgabe entlang der Sinterzone zu ändern, muss die Mischzone kontrolliert werden können. Aus diesem Grund ist im inneren Luftkanal des Doppelkanalbrenners ein Wirbler eingebaut. Dieser Wirbler versetzt die innere Primärluftstrahl in Rotation (Drallluft), während die äußere Primärluftstrahl drallfrei zur Brennerspitze gelangt (Axialluft). Die Änderung der Flammenform wird durch Vermischung dieser beiden koaxialen Strahlen (Drallluft/Axialluft) erreicht. Dabei bewirkt die Vergrößerung der Drallluftmenge eine kürzere und breitere Flamme, während umgekehrt durch Erhöhung der Axialluftmenge eine schmalere und längere Flamme erzielt werden kann. Durch die Primärluftaufteilung, die Verdrallung und die nachfolgende Vermischung geht ein nicht zu vernachlässigender Teil des Primärluftimpulsstroms verloren. Daraus ergibt sich, dass der maximale, für den installierten Primärluftventilator mögliche Primärluftimpuls nur im einem bei Brennerauslegung vordefinierten Verhältnis von Drallluftmenge zu Axialluftmenge erreicht wird, da die beiden Brennerkanäle und der Wirbler starr ausgeführt sind.

Dabei beträgt unter Berücksichtigung einer notwendigen Kühlung des jeweiligen Kanals die minimale/maximale durchströmte Luftmenge durch jeden Kanal ca. 25/75 % der gesamten Primärluftmenge. Durch die Vermischung dieser beiden Luftströme bildet sich eine resultierende Strömung mit unterschiedlicher Drallintensität. Diese Drallintensität kann mit Hilfe der Drallzahl definiert werden. Für einen Drehofenbrenner berechnet sich die Drallzahl nach:

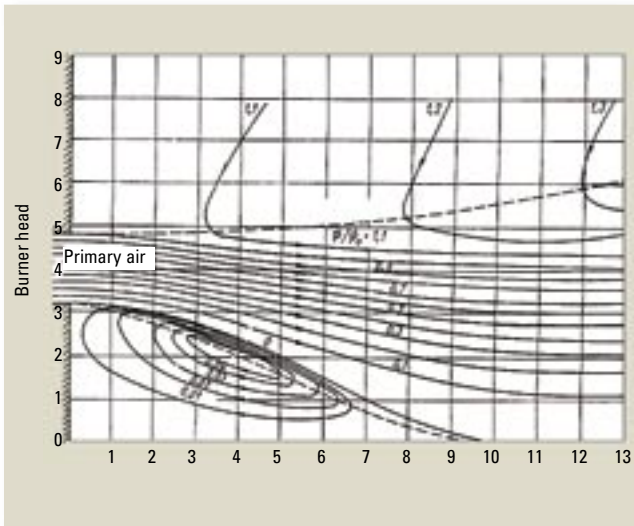


Figure 4: Stream lines of the coaxial primary air jet depending on the distance to the burner tip

Bild 4: Stromlinien des koaxialen Primärluftstrahls in Abhängigkeit von der Entfernung zum Brennerkopf

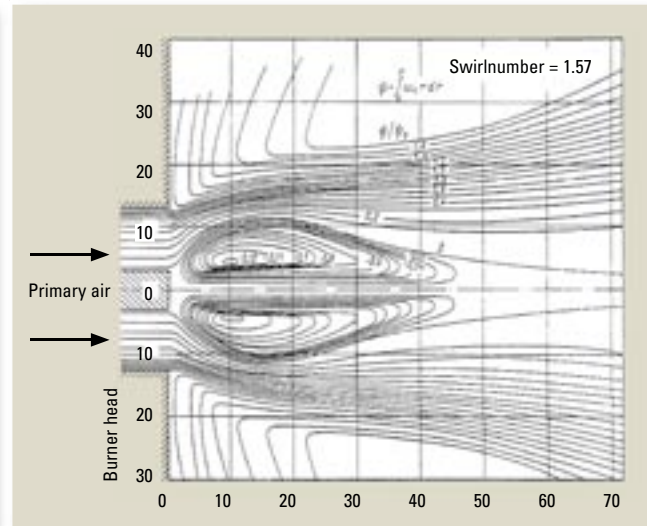


Figure 5: Gas recirculation of a coaxial jet with 1.57 swirl coefficient

Bild 5: Veranschaulichung der Gasrezirkulation bei einem Koaxialbrenner

3 Flame shape adjustment

The length of the mixing zone should be adjustable to change the flame shape or the distribution of heat output along the burning zone. For this reason, a swirler is installed in the internal air duct of the dual-channel burner. This swirler sets the internal primary air stream into rotation (swirl air) while the outer primary air is passed to the burner tip without any swirl (axial air). The flame shape is changed by mixing these two coaxial jets (swirl air/axial air). Increasing the amount of swirl air leads to a shorter and wider flame, while, vice versa, a narrower and longer flame can be achieved by increasing the amount of axial air. A considerable portion of the primary air momentum gets lost due to the primary air splitting, twisting and the following mixing. Consequently, the maximum possible momentum of primary air can be achieved only for one burner design point in certain ratio of radial air to axial air because both burner channels as well as the swirler are made fixed.

Taking into account the necessary cooling of the corresponding channel, the minimum/maximum amount of air

$$S_n = \frac{\dot{I}_{tan} \cdot R_{e,tan}}{\dot{I}_{ax} \cdot R_{e,ax}} \quad (8)$$

Darin bedeuten:

- S_n Drallzahl
- \dot{I}_{tan} Impuls der Drallluft in tangentialer Richtung
- \dot{I}_{ax} Impuls der Drallluft in axialer Richtung
- $R_{e,tan}$ äquivalenter Radius des Drallluftkanals
- $R_{e,ax}$ äquivalenter Radius des Axialluftkanals.

Die Drallzahl für einen Doppelkanalbrenner kann üblicherweise zwischen 0,1 und 0,5 eingestellt werden. Durch die Verdrehung des Primärluftstroms ergibt sich eine Verkürzung der Mischzone im Verhältnis

$$\frac{X_{m,d}}{X_{m,0}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot S_n} \quad (9)$$

wobei der Index d für den resultierenden Drallstrahl steht.

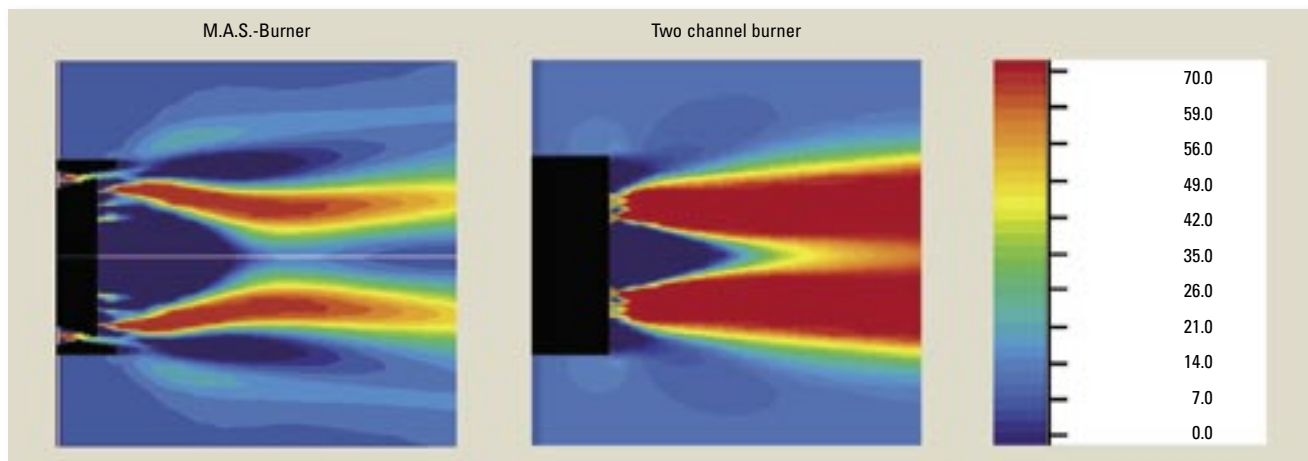


Figure 6: Axial velocity profiles of the primary air flowing out as a result of a CFD modelling with an M.A.S. burner (left) and a dual channel burner (right)

Bild 6: Axiale Geschwindigkeitsprofile der ausströmenden Primärluft als Ergebnis einer CFD-Modellierung an M.A.S.-Brenner (links) und Doppelkanalbrenner (rechts)

flowing through each channel amounts to approx. 25/75 % of the whole amount of primary air. Mixing of these two air flows results in a flow of different swirl intensity. This swirl intensity can be defined by means of the swirl coefficient. The swirl coefficient of the rotary kiln burner is calculated as follows:

$$S_n = \frac{\dot{I}_{\text{tan}} \cdot R_{e,\text{tan}}}{\dot{I}_{\text{ax}} \cdot R_{e,\text{ax}}} \quad (8)$$

where

S_n	swirl coefficient
\dot{I}_{tan}	momentum of swirl air in tangential direction
\dot{I}_{ax}	momentum of swirl air in axial direction
$R_{e,\text{tan}}$	equivalent radius of the swirl air duct
$R_{e,\text{ax}}$	equivalent radius of the axial air duct.

The swirl coefficient for a dual-channel burner can be adjusted usually between 0.1 and 0.5. Setting the primary air flow into rotation results in a shortened mixing zone in the following ratio:

$$\frac{X_{\text{mix,d}}}{X_{\text{mix}}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot S_n} \quad (9)$$

in which the index d stands for the resulting swirl jet.

If the minimum and maximum swirl coefficient of a dual-channel burner is calculated, the following results would be given:

$$\frac{X_{\text{mix,d,min}}}{X_{\text{mix}}} = 0,89 \quad \text{and} \quad \frac{X_{\text{mix,d,max}}}{X_{\text{mix}}} = 0,69 \quad \text{and} \quad \frac{X_{\text{mix,d,max}}}{X_{\text{mix,min}}} = 1,3. \quad (10)$$

It means the control range of the mixing zone length by distributing all the primary air between the swirl air duct and the axial air duct is approx. 1:1.3.

The M.A.S. burner outflow system creates the primary air swirl flow at a certain distance from the nozzle tip where the single jets unite to a uniform flow pattern. **►** Fig. 7 shows the development of the primary air jets along the kiln axis with three different outflow angles in tangential direction. The outflow angles of 10 and 40 degrees approximately correspond to the minimum and maximum setting angles of an M.A.S. burner. Figure 7 also shows that the primary air jets unite at an angle of 10 degrees after a certain distance from the nozzle tip; however, the individual jets are maintained with a maximum outflow angle of 40 degrees. The flow pattern of 10 degrees outflow angles is similar to that of a dual channel burner after the union of the individual primary air jets. In case of 40 degrees outflow angles the individual primary air jets are maintained and the length of the mixing zone will be about two thirds shorter than that of a dual channel burner. This results in a control range for the mixing zone length of 1 : 3 compared to the dual-channel burner.

The large control range of the mixing zone length is especially important if there are problems concerning the formation of rings of coating at the beginning or the end of the burning zone. Examples where these problems occur are the Leimen cement works of HeidelbergCement AG as well as the Austrian Wietersdorfer & Peggau Zement works. Due to the installation of M.A.S. burners, the formation of rings of coating could be successfully counteracted in these cement factories by regularly changing the length of the mixing zone i.e. shifting the burning zone.

Berechnet man die minimale und maximale Drallzahl für einen Doppelkanalburner, dann erhält man folgende Rechenwerte:

$$\frac{X_{\text{mix,d,min}}}{X_{\text{mix}}} = 0,89 \quad \text{und} \quad \frac{X_{\text{mix,d,max}}}{X_{\text{mix}}} = 0,69 \quad \text{und} \quad \frac{X_{\text{mix,d,max}}}{X_{\text{mix,min}}} = 1,3. \quad (10)$$

So beträgt der Regelbereich zur Beeinflussung der Mischzonenlänge durch Aufteilung der gesamten Primärluft auf den Drallluftkanal und den Axialluftkanal ca. 1:1,3.

Der Primärluftstrom beim M.A.S.-Burner erhält eine Rotationsbewegung nur nach der Vereinigung aller Strahlen in einer geschlossenen Strömung in einiger Entfernung vom Düsenkopf. In **►** Bild 7 ist die Entwicklung der Primärluftstrahlen entlang der Drehofenachse bei drei verschiedenen Strahlensausströmwinkeln in tangentialer Richtung dargestellt. Die Ausströmwinkel von 10 und 40 Grad entsprechen etwa den minimal und maximal möglichen Einstellwinkeln beim M.A.S.-Burner. Aus Bild 7 ist ersichtlich, dass sich die Primärluftstrahlen bei einem Winkel von 10 Grad nach einer gewissen Entfernung vom Düsenkopf vereinigen und nach der Vereinigung der einzelnen Primärluftstrahlen ähnelt das Strömungsbild die eines Doppelkanalburners. Bei einem Ausströmwinkel von 40 Grad bleiben die einzelnen Strahlen hingegen erhalten, d.h. die Mischzone wird etwa zwei Drittel kürzer als jene eines Doppelkanalburners. Daraus ergibt sich im Vergleich zum Doppelkanalburner ein Regelbereich für die Mischzonenlänge von 1:3.

Der große Regelbereich der Mischzonenlänge ist dort besonders wichtig, wo Probleme mit der Ansatzringbildung am Anfang oder Ende der Sinterzone auftreten. Für Zementstandorte mit diesen Problemen steht das Zementwerk Leimen der HeidelbergCement AG ebenso wie das österreichische Zementwerk Wietersdorfer & Peggau Zement. In diesen Zementwerken konnte durch die Installation von M.A.S.-Brennern der Ansatzringbildung erfolgreich entgegenwirkt werden, was durch die regelmäßige Änderung der Mischzonenlänge bzw. Verschiebung der Sinterzone erreicht wird.

4 Stabilität der Flamme

Wie bereits bekannt, bildet sich in einem Drehofen relativ zur Flamme eine innere und eine äußere Rezirkulationszone aus. Dabei hat die Erfahrung aus verschiedenen Installationen gezeigt, dass die innere Rezirkulationszone für die Flammenstabilität und schnelle Zündung des Brennstoffs eine entscheidende Bedeutung hat. Dort erfolgt infolge der Rezirkulation heißer Gase und bei dem Vorhandensein von genügend Sauerstoff die Zündung des jeweilig eingesetzten Brennstoffs. Diese Zone entsteht nach der Brennerdüse durch die Bildung eines Unterdruckbereichs infolge Umwandlung der kinetischen Energie des Primärluftstrahls in statische Energie. Beispielhaft sind in **►** Bild 4 die Stromlinien eines koaxialen Strahls dargestellt. Ist diese Zone nicht ausreichend ausgebildet, zu kalt oder ist das Sauerstoffangebot unzureichend, dann entfernt sich der Brennstoffzündpunkt von der Brennerdüse. Daraus folgt ein Rückgang der Flammenstabilität und ein Anstieg der Abgastemperatur am Ofeneinlauf.

Wie zahlreiche Untersuchungen gezeigt haben, fällt die innere Rezirkulationszone bei koaxialen Strahlen relativ klein aus. Eine Ursache für dieses Verhalten besteht darin, dass koaxiale Strahlen sich sozusagen in der Mitte selbst einzusaugen

4 Flame stability

It is known that an inner and outer recirculation zone is formed in a rotary kiln relatively to the flame. The experience in various installations has shown that the inner recirculation zone has a decisive importance for the flame stability and quick ignition of the fuel. The ignition of the fuel takes place in this zone due to the recirculation of hot gases provided oxygen content is sufficient. This zone comes into being behind the burner nozzle due to the formation of a low pressure region caused by the conversion of the kinetic energy of the primary air jet into static energy. The stream lines during the outflow of a coaxial jet are shown as an example in **Fig. 4** and **Fig. 5**. Consequently, if this zone has not been formed sufficiently, or it is too cold or there is not sufficient oxygen available, the ignition point of the fuel will move from the burner nozzle, which will finally lead to a reduced flame stability and an increased exhaust gas temperature at the kiln inlet.

A lot of studies have shown that the inner recirculation zone will be relatively small in case of coaxial jets. One reason for this behaviour is that coaxial jet try to „suck in“ itself in the centre (see **Fig. 4**), and thus the major portion of the jet momentum is used for braking and reversing the jet itself.

According to **Fig. 4**, the mass flow of recirculating gas within the coaxial jet only amounts to 4 % of the total mass flow. If the coaxial jet is set into rotation, both the inner recirculation zone and the amount of secondary air drawn in from outside are increased. However, the increase of the inner recirculation zone is very poor. **Fig. 5** shows that the mass flow of the recirculating gas within the coaxial jet amounts to 12 % only with a swirl coefficient of 1.57. Consequently, also the size of the inner recirculation zone and the flame stability will be changed with any change of the flame shape due to a distribution of the primary air into swirl air and axial air, i.e. by changing the swirl coefficient. This may lead to an instable flame with some flame shapes, which will affect the combustion quality. Furthermore, the figures 4 and 5 show that the cold jet of primary air surrounds the inner recirculation zone separating it from the hot secondary air, which will lead to a delayed ignition of the fuel.

The primary air outflow split into individual jets has an effect on the formation of the inner recirculation zone, in particular near the nozzle tip, if an M.A.S. burner compared with a burner having coaxial primary air jets. On the one hand, the secondary air can penetrate into the inner recirculation zone between the primary air jets and, on the other hand, the primary air leaves the nozzle tip without being set into rotation, since each individual jet of primary air does not have any portion of tangential velocity towards its own axis. The momentum of the primary air jets is completely used to mix the secondary air with the fuel and burn-out gases as well as to recycle this mix into the inner recirculation zone. Consequently, the inner recirculation zone of a multijet burner is essentially larger and hotter than that of a dual channel burner.

Figure 6 shows the results of a CFD modelling carried out by Kiln Flame Systems (KFS). The investigations refer to a dual-channel burner and an M.A.S. burner with equal flow amounts of primary air and equal pressure. This figure clearly shows that the inner recirculation zone of the M.A.S. burner is essentially larger. Since the injection effect of the jets

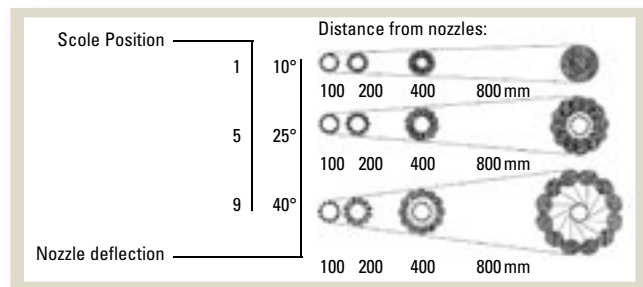


Figure 7: Development of primary air jets of an M.A.S. burner along the burner axis, shown for three different outflow angles in tangential direction

Bild 7: Entwicklung der Primärluftstrahlen eines M.A.S.-Brenners in Abhängigkeit von der Drehhofenachse, dargestellt für drei verschiedene Strahlenausströmwinkel in tangentielle Richtung

versuchen und damit der größte Teil des Primärluftimpulses für das Bremsen und die Umkehrung der eigenen Strömung verbraucht wird.

Gemäß **Bild 4** beträgt die rezirkulierende Gasmenge innerhalb des koaxialen Strahls nur 4 % der gesamten aus der Düse strömenden Menge. Bei der Verdrallung des koaxialen Strahls vergrößert sich sowohl die innere Rezirkulationszone als auch die von außen angesaugte Sekundärluftmenge. Die Vergrößerung der inneren Rezirkulationszone ist allerdings sehr gering. Auf **Bild 5** ist zu sehen, dass bei einer Drallzahl von 1,57 die rezirkulierende Gasmenge innerhalb des koaxialen Strahls nur 12 % beträgt. Das bedeutet, dass bei jeder Flammenformänderung durch die Aufteilung der Primärluft in Drallluft- und Axialluft (d.h. durch Änderung der Drallzahl) auch die Größe der inneren Rezirkulationszone und dementsprechend die Flammenstabilität verändert wird. Dadurch kann bei einigen Flammenformen die Flamme instabil werden, was sich negativ auf die Verbrennungsqualität auswirkt. Des Weiteren erkennt man aus den Bildern 4 und 5, dass der kalte Primärluftstrahl die innere Rezirkulationszone umschließt und von der heißen Sekundärluft ausgrenzt, wodurch die Zündung des Brennstoffs verzögert wird.

Die Ausströmung der Primärluft in Form einzelner Strahlen wirkt sich beim M.A.S.-Brenner im Gegensatz zu einem Brenner mit koaxialen Primerluftstrahlen besonders in der Nähe des Düsenkopfs auf die Ausbildung der inneren Rezirkulationszone aus. Einerseits kann die Sekundärluft zwischen den Primärluftstrahlen in die innere Rezirkulationszone eindringen, andererseits strömt die Primärluft unverdrallt aus dem Düsenkopf, da jeder einzelne Primärluftstrahl gegenüber seiner eigenen Achse keinen Tangentialgeschwindigkeitsanteil besitzt. Der Impuls der Primärluftstrahlen wird dabei vollständig zur Durchmischung der Sekundärluft mit dem Brennstoff und den Ausbrandgasen sowie zur Rückströmung dieses Gemischs in die innere Rezirkulationszone genutzt. Daraus folgt, dass die innere Rezirkulationszone eines Mehrstrahlbrenners im Vergleich mit einem Doppelkanalbrenner wesentlich größer und heißer ist.

» Bild 6 zeigt die Ergebnisse einer CFD-Modellierung, die von der Kiln Flame Systems (KFS), durchgeführt wurde. Die Untersuchungen betreffen einen Doppelkanalbrenner und einen M.A.S.-Brenner mit gleichen Primärluftmengen und gleichem Primärluftdruck. Aus diesem Bild ist deutlich ersichtlich, dass die innere Rezirkulationszone des M.A.S.-Brenners wesentlich größer ausgebildet ist. Da die Injektionswirkung der Strahlen in der Nähe des Düsenkopfs von deren Ausströmwinkel unabhängig ist, bleibt die innere Rezirkula-

Table 1: Comparison between a multi-jet burner (M.A.S. burner) and a dual-channel burner

Tabelle 1: Vergleich zwischen einem mehrstrahligen Brenner (M.A.S.-Brenner) und einem Doppelkanalbrenner

Multi-jet burner	Dual channel burner
Outflow of the primary air is divided in 12 to 15 individual air jets	Outflow of the primary air via two coaxial channels (axial/radial air)
Primary air impulse remains always constant at different flame shapes and at the point of design	Primary air impulse reduces with different flame shapes compared to point of design
Internal recirculation zone: mixture and recirculation of the hot secondary air, fuel and exhaust gases	Internal recirculation zone: mixture and recirculation of the primary air, fuel and exhaust gases
The size of the inner recirculation zone remains constant at different flame shape settings	The size of the inner recirculation zone varies with different flame shapes settings
Primary air flow at the nozzle area is swirl free	Primary air flow at the nozzle area has a certain swirl
Flame setting is achieved via different deflection angles of the air jets. Control range of the mixing zone length is approx. 1:3. Thus it is possible to adjust a very sharp, hot flame	Flame setting is achieved via changing of the swirl number of the primary air. Control range of the mixing zone length is approx. 1:1,5
Primary air supply: 250 mbar. primary air pressure is also sufficient for hard burnable fuels	Primary air supply: for hard burnable fuels 400 to 600 mbar primary air pressure is recommendable

near the nozzle tip does not depend on their outflow angle, the inner recirculation zone remains constant as well as the flame stability with any kind of flame shape.

Ten years of operating experience confirm that the M.A.S. rotary kiln burner produces an extraordinarily stable flame with any kind of flame shape and with any kind of fuel. The Bosenberg Portland Zement works in Westphalia is an example for this. A stable operation of the kiln with 100 % lignite firing was not possible despite the installation of modern kiln burners of the two well known burner suppliers. Only after installation of a burner type M.A.S./5/KO.SO.X the stable kiln operation was reached. This success can only be explained, both in theory and practice, by the extraordinary flame stability of the M.A.S. burner.

5 Burner design and NO_x reduction

The operating experience shows that NO_x emissions can be reduced by approx. 20 to 50 % when coal or heavy fuel oil is fired and the three-channel burner (see Fig. 1) is replaced by an M.A.S. burner. This experience underlines the conclusions drawn after investigations in the Jimunden-based Flame Research Institute, according to which the distance of the fuel ignition point from the nozzle tip has a decisive influence on the NO_x emissions.

The results of these investigations show that NO_x emissions is the less the nearer the fuel ignition point is to the nozzle tip, i.e. the faster the fuel is ignited the lower is the portion of air in the flame root leading to a decreased maximum temperature in the flame causing a reduction of the NO_x formation. Since the ignition point of an M.A.S. burner is virtually on the nozzle, this requirement to reduce NO_x emissions is met in the best possible way.

Since not only the quantity of the momentum of primary air and the swirl coefficient are decisive for the correct selection of a rotary kiln burner, ▶ Table 1 contains a short summary of aerodynamic features for both primary air outflow systems to be taken into account. ◀

tionszone und entsprechend auch die Flammenstabilität bei beliebiger Flammenform konstant.

Die zehnjährigen Betriebserfahrungen bestätigen, dass der M.A.S.-Drehofenbrenner eine außergewöhnlich stabile Flamme bei jeder Flammenform und mit jedem Brennstoff erzeugt. Beispielhaft dafür steht das westfälische Zementwerk Bosenberg Portland Zement. Ein stabiler Betrieb der dortigen Lepolofenanlage mit 100 % Braunkohlefeuerung war trotz Einsatzes der neuesten Brenner zweier namhafter Hersteller nicht möglich. Erst die Installation eines Brenners der Typenbezeichnung M.A.S./5/KO.SO.X konnte einen stabilen Ofenbetrieb sicherstellen. Dieser Erfolg lässt sich in der Theorie wie in der Praxis nur durch die außergewöhnliche Flammenstabilität des M.A.S.-Brenners erklären.

5 Brennerkonstruktion und NO_x-Reduktion

Wie Betriebserfahrungen zeigen, können die NO_x-Emissionen bei der Verfeuerung von Kohle und schwerem Heizöl bei Ersatz eines traditionellen Dreikanalbrenners (s. Bild 1) durch einen M.A.S.-Brenner um ca. 20 bis 50 % gesenkt werden. Diese Erfahrungen bestätigten die Schlussfolgerung aus Untersuchungen des Flammenforschungsinstituts in Jimunden, wonach die Entfernung des Brennstoffzündpunkts vom Düsenkopf einen entscheidenden Einfluss auf die NO_x-Emissionen hat.

Gemäß der Ergebnisse dieser Untersuchungen sind die NO_x-Emissionen umso geringer, je näher der Brennstoffzündpunkt beim Düsenkopf liegt, d.h., je schneller der Brennstoff zündet, desto geringer ist der Luftanteil in der Flammenwurzel und dementsprechend sinkt die Maximaltemperatur in der Flamme, wodurch eine Reduzierung der NO_x-Bildung bewirkt wird. Da beim M.A.S.-Brenner der Zündpunkt praktisch an der Düse liegt, wird diese Bedingung zur Minderung der NO_x-Emissionen bestens erfüllt.

Da für die richtige Auswahl eines Drehofenbrenners nicht nur die Größe des Primärluftimpulsstroms und die Drallzahl entscheidend sind, enthält ▶ Tabelle 1 eine kurze Zusammenfassung von aerodynamischen Besonderheiten, die bei Einsatz eines mehrstrahligen Brenners (M.A.S.-Brenner) und eines Doppelkanalbrenners zu beachten sind. ◀

