ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ
ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ ΖΥΓΟΣΤΑΘΜΙΣΗΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

1. ΠΗΓΕΣ ΘΟΡΥΒΟΥ ΚΑΙ ΚΡΑΔΑΣΜΩΝ

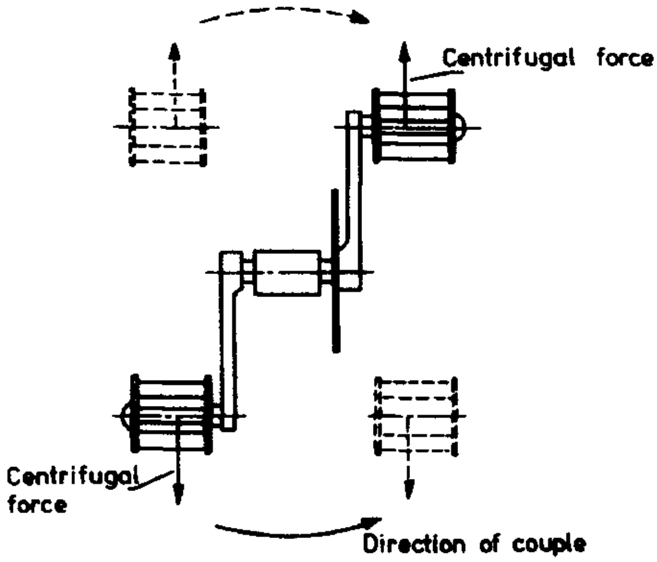
Κάποια επίπεδα θορύβου και κραδασμών (ταλαντώσεων), φαίνεται ότι είναι αναπόφευκτα με τις εμβολοφόρες μηχανές, εξαιτίας των απότομων μεταβολών πιέσεων στον κύλινδρο και τα παλινδρομικά κινούμενα μέρη που υφίστανται σημαντικές επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις. Συχνά οι μηχανές, ιδιαίτερα των οχημάτων, φέρονται σε ελαφρές κατασκευές και περιβάλλονται από ελαφρά κελύφη (για λόγους μείωσης βάρους), με αποτέλεσμα αυτά να διεγείρονται από τη λειτουργία της μηχανής. Πολλά μπορούν να γίνουν για να μειωθούν οι κραδασμοί και ο θόρυβος, με κατάλληλη ηχομόνωση και ενίσχυση των μερών που τείνουν να ταλαντώνονται περισσότερο, αλλά το πρόβλημα λύνεται καλύτερα στην πηγή των κραδασμών, με ελαχιστοποίηση των ανοχών που οδηγούν σε ταλάντωση, περιορισμό των επιταχύνσεων, ζυγοστάθμιση των περιστρεφόμενων μερών για ελαχιστοποίηση φυγοκεντρικών δυνάμεων. Τα παλινδρομικά κινούμενα μέρη δημιουργούν τα δικά τους προβλήματα, καθώς δεν είναι πάντα εύκολο να ζυγοσταθμίσουμε τις αδρανειακές δυνάμεις που προκαλούνται. Με αυτές τις παραμένουσες αζυγοσταθμίες και τα προβλήματα που δημιουργούν, θα ασχοληθούμε σε συντομία στα παρακάτω.

Τα περισσότερα θεμελιώδη προβλήματα που συναντάμε όταν προσπαθούμε να φτιάξουμε αθόρυβες μηχανές, είναι γνωστά εδώ και πολλές δεκαετίες, απλά η σχετική σημασία κάποιων από αυτά έχει αλλάξει με τα χρόνια. Κάποτε πίστευαν ότι μόνο το μέγεθος των δυνάμεων μετράει, όπως πχ όταν οι σχεδιαστές ατμομηχανών έπρεπε να επιλέξουν μεταξύ των ενοχλητικών μεταβολών στην ώθηση της μπάρας που προκαλείται από αζυγοστάθμιστες παλινδρομούσες μάζες, από τη μια μεριά, και των μεταβολών στην καταπόνηση των εδράνων των τροχών από την περιστροφή των αντίβαρων. Τα τελευταία χρόνια, η αύξηση των στροφών των κινητήρων, η αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης και της ισχύος, και η ελάφρυνση των φορέων, όλα μαζί τείνουν να τονίσουν την σπουδαιότητα της συχνότητας με την οποία επιβάλλονται οι δυνάμεις ως κρίσιμο παράγοντα που καθορίζει τα επίπεδα θορύβου και κραδασμών.

Μηχανικές διεγέρσεις σε κάθε μηχανή μπορεί να προέλθουν από αζυγοστάθμιστα περιστρεφόμενα μέρη που προκαλούν την εμφάνιση αδρανειακών δυνάμεων, και από τις δυνάμεις που χρειάζονται για να επιταχυνθούν ή επιβραδυνθούν τα παλινδρομούντα στοιχεία, όπως τα έμβολα, βαλβίδες κτλ. Άλλη σημαντική πηγή κραδασμών είναι οι στρεπτικές ταλαντώσεις του στροφαλοφόρου, αλλά εδώ δεν θα εμβαθύνουμε πολύ σ' αυτές.

Όπως όλα τα μεταλλικά στοιχεία των μηχανών, ο στροφαλοφόρος είναι ελαστικός σε κάποιο βαθμό, έτσι ώστε εάν υποστεί κάμψη, στρέψη ή εφελκυσμό μέσα στα όρια της ελαστικότητας και μετά αφεθεί, θα επανέλθει σαν ελατήριο στην αρχική του (απαραμόρφωτη) κατάσταση. Φυσικά, δεν θα σταματήσει εκεί λόγω αδρανείας, αλλά θα συνεχίσει να παραμορφώνεται προς την αντίθετη τώρα κατεύθυνση, και μετά πάλι πίσω προς την ουδέτερη θέση. Η ταλάντωση αυτή θα συνεχιστεί γύρω από την ουδέτερη θέση, μέχρι η ενέργεια που του δόθηκε με την αρχική παραμόρφωση να σκεδαστεί εντελώς με αυτό τον τρόπο. Η συχνότητα με την οποία μία άτρακτος ταλαντώνεται μετά από μια αρχική εξωτερική διέγερση, είναι γνωστή ως ιδιοσυχνότητα της ατράκτου. Εάν συμβεί οι δυνάμεις που ασκούνται από τα έμβολα στα στρόφαλα να έχουν ίδια συχνότητα με την ιδιοσυχνότητα του στροφαλοφόρου, τότε οι παραμορφώσεις και οι κραδασμοί μπορεί να διογκωθούν σε τέτοιο βαθμό που να έχουμε αστοχία του μετάλλου λόγω κόπωσης. Συνήθως βέβαια ο θόρυβος και ο κραδασμός σε περίπτωση που πιάσουμε τέτοια συχνότητα είναι τόσοι που ο οδηγός ή ο ελέγχων τη λειτουργία της μηχανής μαθαίνει να αποφεύγει αυτούς τους κρίσιμους αριθμούς στροφών. Εάν η μηχανή και οι βάσεις όπου πατάει είναι αρκετά βαρειά, τότε οι δυνάμεις αυτές μπορεί να απορροφούνται από την κατασκευή και να μη γίνονται άμεσα αντιληπτές. Εάν όμως κάποιο στοιχείο της μηχανής ή των εδράσεών της είναι αδύναμο, τότε μικρές αζυγοσταθμίες μπορούν να γίνουν έντονα αντιληπτές. Μερικά απλά παραδείγματα παρακάτω, εξηγούν καλύτερα τι εννοούμε εδώ: Ο τροχός του ποδηλάτου έχει μια μικρή βαλβίδα για το φούσκωμα της σαμπρέλλας. Σπανίως ο κατασκευαστής φροντίζει να εξαλείψει αυτή τη μικρή αζυγοσταθμία. Ως αποτέλεσμα αυτού, η φυγόκεντρος δύναμη που αναπτύσσεται κατά την περιστροφή του τροχού δεν είναι απόλυτα ομοιόμορφη στην περιφέρεια του τροχού, αλλά παρατηρείται μία μικρή αιχμή της στο σημείο της περιφέρειας που βρίσκεται η βαλβίδα, η οποία βέβαια περιστρέφεται με την περιστροφή του τροχού. Σε κανονικές ταχύτητες κίνησης του ποδηλάτου, η αιχμή αυτή της φυγόκεντρης δύναμης είναι μικρή και δεν γίνεται αντιληπτή λόγω της σημαντικά μεγαλύτερης μάζας του ποδηλάτου και του αναβάτη. Εάν όμως γυρίσουμε ανάποδα το ποδήλατο και περιστρέψουμε τον τροχό με μεγάλη ταχύτητα, παρατηρούμε ότι κάθε φορά που περνάει η βαλβίδα από την ανώτερη θέση της, η αυξημένη φυγόκεντρος δύναμη σηκώνει ελαφρά τον τροχό, ενώ αντίστοιχα τον κατεβάζει ελαφρά όταν περνάει από το κατώτερο σημείο της η βαλβίδα. Εάν τύχει τώρα η συχνότητα περιστροφής να συμπέσει με την ιδιοσυχνότητα των αμορτισέρ του ποδηλάτου (αν έχει), τότε μπορεί να παρατηρήσουμε σημαντική ταλάντωση. Καμμιά φορά τέτοιες κινήσεις παρατηρούνται όταν κατά την επιβράδυνση περάσουμε από κρίσιμη συχνότητα. Φυσικά, μπορεί κατά το πείραμα αυτό να παρατηρήσουμε άλλες αζυγοσταθμίες που να είναι σημαντικότερες από την παραπάνω πχ στραβή ζάντα, σπασμένες ακτίνες κτλ. Συνήθως βέβαια οι αζυγοσταθμίες είναι πολύ πιο εύκολα παρατηρήσιμες στους τροχούς του αυτοκινήτου, σε υψηλές ταχύτητες κίνησης. Σε τέτοιες περιπτώσεις παρατηρείται σημαντικός θόρυβος στις αναρτήσεις και στο σασί, που μεταφέρονται από τους εμπρόσθιους τροχούς στην κρεμαγέρα του τιμονιού. Αζυγοσταθμίες στους τροχούς δημιουργούνται από χτυπημένες ζάντες, ανομοιόμορφα φθαρμένα ελαστικά, ή εξογκώματα από τοπική αστοχία του ελαστικού. Όπως είναι γνωστό, η ζυγοστάθμιση των τροχών γίνεται σε ειδική μηχανή ζυγοστάθμισης, με τοποθέτηση μολύβδινης μάζας, στο κατάλληλο σημείο της περιφέρειας της ζάντας.

Οι παραπάνω παρατηρήσεις αφορούσαν κυρίως αζυγοσταθμίες στο επίπεδο περιστροφής. Στην πράξη υπάρχουν συχνά αζυγοσταθμίες εκτός επιπέδου περιστροφής, όπως πχ συμβαίνει με τα πετάλια του ποδηλάτου. Εάν τα πετάλια και τα στρόφαλά τους είναι απόλυτα ίδια, επιτυγχάνεται στατική ζυγοστάθμιση, πράγμα που σημαίνει ότι τα πετάλια στέκονται σε οποιαδήποτε θέση τα βάλουμε, ενώ αν πχ το ένα πετάλι είναι βαρύτερο, θα τείνει να περιστραφεί το σύστημα και να ισορροπήσει με το βαρύτερο πετάλι στην κατώτερη θέση του (στατική αζυγοσταθμία). Οι φυγόκεντρες δυνάμεις μπαίνουν στο παιχνίδι όταν τα πετάλια περιστρέφονται. Οι δυνάμεις αυτές δρούν ακτινικά προς τα έξω όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.1. Το συνδυασμένο αποτέλεσμα των δύο αυτών δυνάμεων, που είναι παράλληλες μεταξύ τους και δρούν σε αντίθετες κατευθύνσεις, είναι ένα ζεύγος το οποίο, στη χρονική στιγμή που φαίνεται στο Σχήμα, τείνει να περιστρέψει την όλη διάταξη αριστερόστροφα στο επίπεδο που περιέχει τα στρόφαλα και την άτρακτο.



Σχήμα 1.1 Ζεύγη δυνάμεων που δημιουργούνται από τα πετάλια του ποδηλάτου, τα οποία δεν ευρίσκονται στο ίδιο επίπεδο με το επίπεδο περιστροφής του άξονα.

Όταν τα στρόφαλα έρθουν στην θέση που φαίνεται από τις διακεκομμένες γραμμές, το ζεύγος τείνει να περιστρέψει την όλη διάταξη δεξιόστροφα (κατά τη φορά των δεικτών του ρολογιού). Μόνο το κατακόρυφο επίπεδο φαίνεται στην συγκεκριμένη απεικόνιση, γιατί αυτό είναι το επίπεδο όπου παρατηρούνται τα πιο εμφανή αποτελέσματα της δράσης των αζυγοσταθμιών αυτών σε ένα ποδήλατο που έχουμε αναστρέψει και γυρίζουμε τα πετάλια του, αλλά φυσικά, το ζεύγος δυνάμεων πάντοτε δρά στο, περιστρεφόμενο, επίπεδο που περιέχει τα στρόφαλα και την άτρακτο των πεταλιών. Αυτό το περιστρεφόμενο ζεύγος θα μπορούσε να επάγει μία πολύ ιδιαίτερη κίνηση σε ένα ελεύθερα στηριγμένο ποδήλατο του οποίου τα πετάλια αποτελούν ένα μέρος. Αυτό μπορεί να επιδειχθεί εάν στηρίξουμε το (αγορίστικο) ποδήλατο από την οριζόντια μπάρα του, δώσουμε στα πετάλια μια απότομη ώθηση και τα αφήσουμε ελεύθερα. Γι' αυτό το πείραμα όμως είναι καλύτερο ένα ποδήλατο παλαιού τύπου με σταθερά κομπλαρισμένο το γρανάζι του πίσω τροχού, ώστε λόγω της πρόσθετης αδράνειας του πίσω τροχού να κρατηθούν σε ελεύθερη περιστροφή για αρκετή ώρα τα πετάλια. Το συγκεκριμένο ζεύγος δυνάμεων θα μπορούσε να εξισορροπηθεί με κατάλληλα αντίβαρα, αλλά ευτυχώς δεν χρειάζεται να ληφθούν τόσο πολύπλοκα μέτρα σε ένα ποδήλατο, γιατί αλλιώς θα έπρεπε να αντισταθμίσουμε και τις μάζες των ποδιών του ποδηλάτη που ανεβοκατεβαίνουν μαζί με τα πετάλια. Συνήθως η εξισορρόπηση περιστρεφόμενων μαζών μπορεί να αντιμετωπιστεί με επιτυχία και το τελικό αποτέλεσμα θα εξαρτάται μόνο από τον βαθμό ακρίβειας που μπορεί να πληρώσει ο κατασκευαστής, καθώς και από τα πιθανά προβλήματα που θα δημιουργούσε η προσθήκη επιπλέον μεταλλικών μαζών στη διάταξη. Τα παλινδρομούντα στοιχεία δεν είναι πάντα εύκολο να εξισορροπούνται, ιδιαίτερα όταν η κίνηση ελέγχεται από συμβατικά στρόφαλα και

διωστήρες. Η ελαφρώς ανώμαλη κίνηση που επάγεται από τέτοιους μηχανισμούς έχει εξεταστεί στο Κεφάλαιο 2, αλλά θα ήταν καλό επίσης να αναγνωρίσει κανείς ότι η έκταση στην οποία οι δυνάμεις αζυγοσταθμίας γίνονται αντιληπτές από έναν παρατηρητή, μπορεί να εξαρτάται από το πώς εδράζεται ο μηχανισμός. Δεν είναι ασυνήθιστο να χρησιμοποιούνται βάσεις μηχανών που να περιέχουν ακόμη και 8 m3 σκυρόδεμα, για την απορρόφηση αδρανειακών δυνάμεων αζυγοσταθμίας που δημιουργούνται από μονοκύλινδρους πειραματικούς κινητήρες. Το να κρύβει κανείς τις δυνάμεις με αυτό τον τρόπο δεν σημαίνει βέβαια ότι τις εξαφανίζει και καθώς οι δυνάμεις μεταφέρονται μέσω των εδράνων του στροφαλοφόρου, μπορεί αυτά να δέχονται εναλασσόμενες φορτίσεις πολύ μεγαλύτερες από αυτές που προκαλούνται από τις υψηλές πιέσεις των αερίων στα έμβολα. Οι δυνάμεις που προέρχονται από παλινδρομούσες μάζες, δρούν κατά μήκος της γραμμικής τροχιάς κίνησης αυτών των μαζών και εξαρτώνται από τις δυνάμεις που χρειάζονται για να επιταχύνουν ή να επιβραδύνουν τις μάζες, ενώ οι περιστρεφόμενες μάζες είναι πηγές φυγόκεντρων δυνάμεων που δρούν ακτινικά προς τα έξω από το κέντρο περιστροφής.
Εάν θα πρέπει να εκτιμήσουμε τις δυνάμεις που υπεισέρχονται στην επιτάχυνση ή επιβράδυνση ενός εξαρτήματος της μηχανής που παλινδρομεί (πχ έμβολο), τότε θα πρέπει να γνωρίζουμε τη μάζα του εξαρτήματος και το μέγεθος της επιτάχυνσης, ώστε να προκύψει η αδρανειακή δύναμη ως το γινόμενο αυτών των δύο. Δεν προτιθέμεθα να υπεισέλθουμε σε επιπλέον αριθμητικές λεπτομέρειες, αφού αυτά αναλύονται σε άλλο Κεφάλαιο των Σημειώσεων. Οι υπολογισμοί διευκολύνονται από τα κατάλληλα διαγράμματα και ένα σετ τιμών επιταχύνσεων που βρίσκεται στο Παράρτημα.

2. ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ

The mechanism shown in Fig. 2.1 and known as a Scotch crank, represents a slotted connecting rod driven by a rotating crank. This particular form of connecting rod was favoured for some simple steam engines because it allowed the steam pressure to be used on each side of the piston in turn without the added weight and height penalty involved when using crossheads and articulated connecting rods. An important feature of the slotted connecting rod is that it imparts simple harmonic motion to the piston. With this motion the reciprocating parts always have acceleration directed towards the mean position and proportional to the distance from that position. This rather wordy description is probably best illustrated by considering the case of two pistons driven by slotted connecting rods which engage crankpins set at 180° to one another; in such an arrangement the forces needed to accelerate or retard the upgoing piston are exactly equal to those needed for the downgoing piston but acting in the opposite direction. In such a simple layout there are very few problems of balance but unfortunately the slotted connecting rod is not suitable for the high-speed engines considered in this book.
Figure 2.2 has been drawn up to represent the acceleration (and to some suitable scale, the force) which is applied to a piston when driven by a slotted connecting rod in engagement with a crank which is rotating at a uniform speed. There is no great mystery about assessing these accelerations; it could be done laboriously by plotting the piston travel for a series of crank movements and from these movements making an estimate of the piston acceleration between successive crank positions. It is better and more accurate to use calculus to derive a formula for acceleration and from this to obtain values of acceleration for a selection of crank movements measured from that giving the piston top

dead centre (t.d.c.) position. In the event it can be shown that the only variable on which acceleration and force depend is the crank angle and a graphical record can be traced by using the value of cosine for each of the crank angles chosen. To obtain great accuracy and a smooth curve the cosines of a large number of angles have to be plotted.

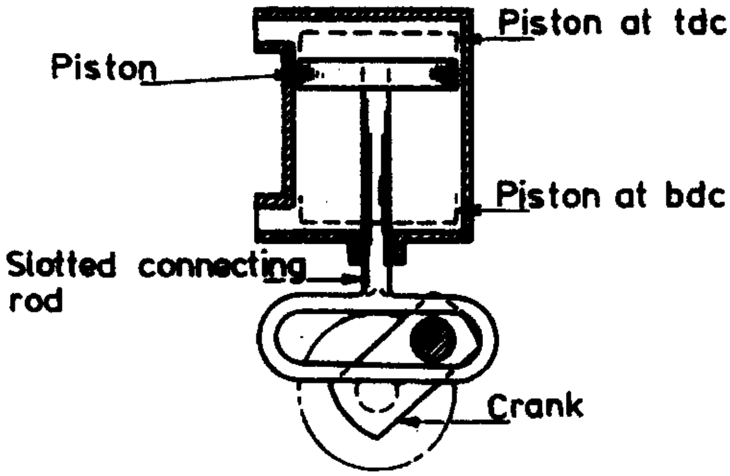


Fig. 2.1 Piston controlled by crank and slotted connecting rod, an arrangement which gives the piston Simple Harmonic Motion

Compared with the case of the slotted connecting rod the task of plotting values for the piston movements with a link-type connecting rod as in Fig. 2.3, and calculating the accelerations involved, is much more complicated. It could be done graphically but the effort would be time consuming and the results even then would only be approximate. Once more the task can be simplified, although to a lesser extent than for the slotted rod, by the use of mathematics. Whilst the acceleration with a slotted link is provided by a formula with a single term, the number of terms used in the case of the link connecting rod is only limited by the degree of accuracy required. Each successive term in the formula has less and less value so that for many practical solutions it is quite normal to ignore all except the first two terms. The first term is that used for a slotted rod and gives what are known as the primary forces whilst the second gives the secondary forces. These secondary forces are shown by the dotted curve on Fig. 2.2. It is worth noting at this point that the secondary force curve has twice as many undulations as the primary force curve for any given rotation of the crankshaft. Since the secondary force curve has the same shape as the primary force curve it is sometimes considered to represent the forces set up by a piston driven by a slotted rod and a smaller crank rotating at twice the speed of the main crank. As this line of reasoning may not be easy to understand it is not proposed to follow it up but it will be convenient at times to consider primary and secondary forces as if they existed separately although this is not strictly true. As the inertia forces applied to the engine are the sum of the primary and secondary forces, the curve shown in Fig. 2.4 has been derived by adding together the primary and secondary forces shown in Fig. 2.2, taking account of the fact that these forces sometimes act in the same direction and sometimes in opposition to each other. It is important to note that the secondary forces act upwards at crank angles of zero and 180° and downwards at 90° and 270°.

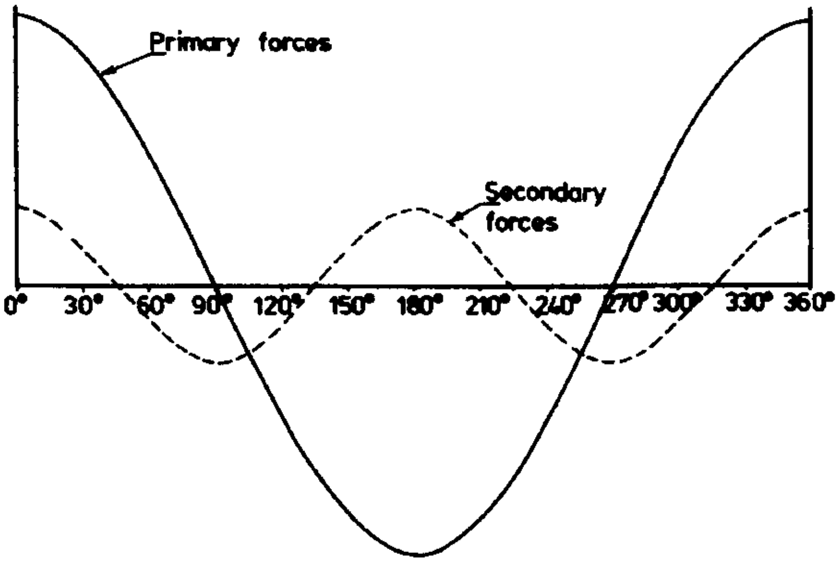


Fig2.2 Curves showing primary and secondary forces required to move a piston whilst the crank rotates once

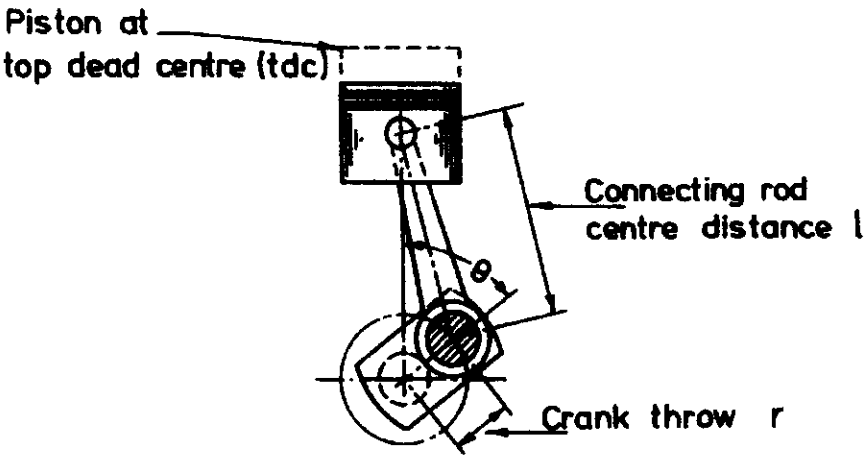


Fig. 2.3 Link type connecting rod

This odd behaviour of the secondary forces means that the curve representing primary and secondary forces taken together is somewhat distorted compared with the smooth symmetrical simple harmonic curve for primary forces alone. Slotted connecting rods spread piston acceleration and retardation over 90° either side of the dead centre positions, consequently the forces involved in moving a downgoing piston and slotted rod can be counterbalanced by the forces required for an upgoing piston and rod. In the more complicated movement produced by a crank and link-type connecting rod the acceleration, worked out for the case in which the connecting rod length is 3.5 times the crank throw, takes place as the crank turns through about 75° and the retardation is spread over 105°. As a result, piston inertia forces are higher in movements to and from the top dead centre (t.d.c.) position than in movements to and from bottom dead centre (b.d.c). This means that the forces involved in moving a piston to and from TDC cannot be exactly balanced by those concerned with another piston moving to and from BDC.

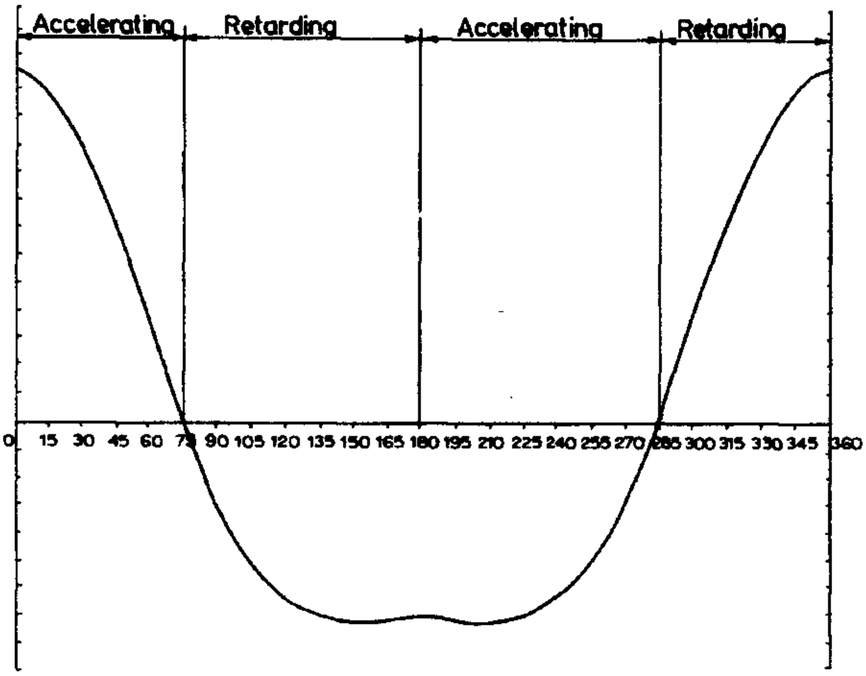


Fig. 2.4 Curve showing combined primary and secondary forces to move a piston whilst the crank rotates once

If a shorter connecting rod is used so as to reduce the height of the engine, the acceleration will take place in a smaller angle as the crank turns from the t.d.c. position and the piston acceleration will be increased. In movements towards b.d.c. retardation is spread over a larger angle compared with that shown in Fig. 2.4 so that the shorter connecting rod results in a bigger difference between the inertia forces at t.d.c. and b.d.c.

Even when an engine crankshaft is turning at a perfectly steady speed, each piston has to be brought to rest and accelerated again twice in every revolution. In quite an ordinary engine this may involve about 5000 reversals per minute and there may be 12000 or more in high performance engines. The turn round at the dead centres is a hurried process involving heavy forces unless the reciprocating parts are relatively light.

The magnitude of the forces arising from the piston motion depends on the weight of the pistons, the distance moved during each stroke, and how fast the crankshaft is turning. This, perhaps, is a statement of the obvious but it serves to indicate some of the things that can be done to keep the forces within bounds, like making sure that by careful design pistons carry no more metal than is required for the necessary strength and the capacity to transfer heat from the crown to the skirt and hence to the cylinder walls. Reducing the stroke can also be beneficial although there must be an increase in piston diameter to retain the same swept volume. This means that there is a bit more weight to contend with but, fortunately, the weight increase is not enough to offset the benefits that come from using a shorter stroke. The engine can be run at higher speeds within the same inertia force limits and so pack in more power strokes per minute and thus generate more power.

Figure 2.5 compares two engines of equal swept volume; the one on the left has a stroke that is longer than the bore and is referred to as a long stroke engine, whilst that on the right has a bore which is greater than the stroke and which is called an 'over- square' engine.

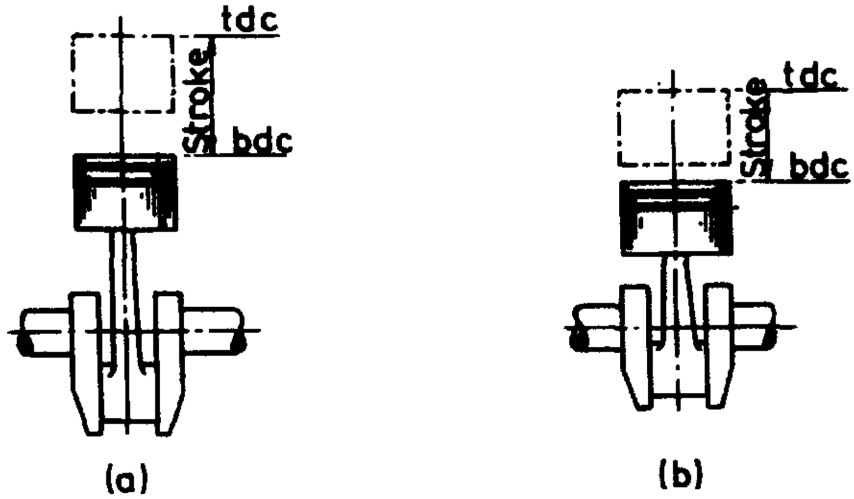


Fig. 2.5 Comparison of long stroke engine (a) and short stroke engine (b) giving same swept volume

In between these types there are 'square' engines in which the bore is equal to the stroke. In addition to its ability to run faster without exceeding safe inertia loads the oversquare engine has more room for valves of adequate size and this in turn makes it easier for the fresh charge to enter the cylinders. The engine is not as tall as its long-stroke rivals and is therefore easier to fit under motor-car bonnets which are usually as low as possible to avoid obstructing the driver's line of vision.

3. ΖΥΓΟΣΤΑΘΜΙΣΗ ΜΟΝΟΚΥΛΙΝΔΡΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ: ΑΝΤΙΒΑΡΑ ΣΤΡΟΦΑΛΟΦΟΡΟΥ

There is no easy way of obtaining complete balance in a single-cylinder engine without impairing its basic simplicity. Various compromises can be made by adding such complications that the engine becomes more of an exercise in mechanical ingenuity than anything else but single-cylinder engines are only attractive because they are simple, and no one is likely to give up simplicity for perfect balance except in engines required for particular applications. Although complete balance of the single-cylinder engine is not usually a commercial proposition some compromise is normally made by forming counterweights on the crankshaft as shown in Fig. 3.1. These counterweights have two functions - the first is to balance the centrifugal forces arising from the rotation of the crankpin and that part of the connecting rod whose motion is mainly rotational; the second is to counteract to some extent the inertia forces associated with the piston motion. Without these counterweights the whole of the centrifugal force and the inertia force would be passed on to the crankshaft main bearings and the crankshaft itself would be subjected to heavy bending moments. The amount of counterweighting is necessarily something of a compromise, lying between none at all, where the need to save weight is paramount, and the other extreme where the counterweight dimensions are such that the centrifugal force set up completely balances both the centrifugal

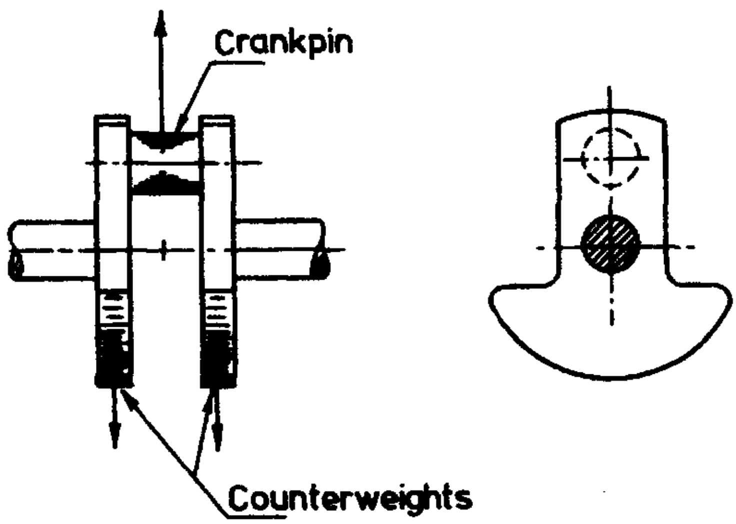


Fig. 3.1 Single throw crankshaft with integral counterweights

force from the crankpin and connecting rod big end and the force required to accelerate and retard the piston along the line of stroke. However, reference to Fig. 3.2 shows that there will then be out-of-balance forces of the original size acting at right angles to the line of stroke when the piston has reached its maximum speed and is not giving rise to inertia forces. It is seldom of any advantage to move the line of action of the out-of-balance forces so completely and the counterweights are usually chosen to given some reduction in the force along the line of stroke at the cost of introducing new out-of-balance in a plane at right angles to the line of stroke. In the days of steam locomotives, with the cylinders mounted horizontally, the out-of-balance forces acting along the lines of stroke could impart uncomfortable swaying together with variations in draw-bar pull unless the forces were reduced by means of counterweights. These counterweights were usually formed in the wheels and care had to be taken that at maximum speed the vertical forces set up did not result in excessive variations in the forces applied by the wheels to the rails.

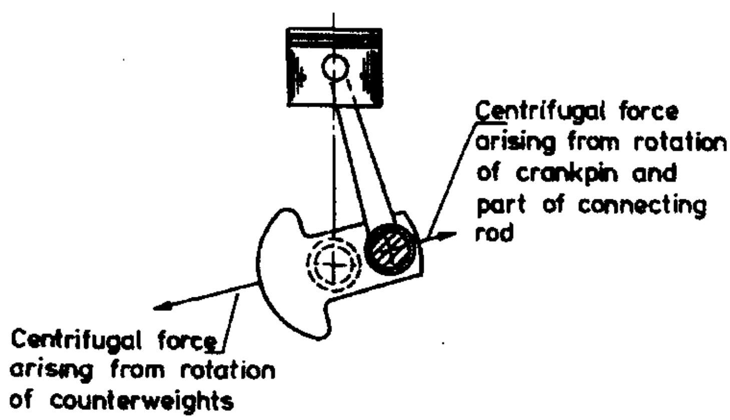


Fig. 3.2 When the piston speed is at or near to its maximum the piston inertia force is zero or very small and the counterweights may produce an out-of-balance centrifugal force

An extreme case of what had to be done to balance the single cylinder engine of a road roller to make sure that the inherent unbalanced state of the single cylinder engine did not produce waves on the road surface is shown in Fig. 3.3. In the position shown at (a) the forces set up by the two balancer counterweights cancel one another and the fully counterweighted crankshaft deals with both the inertia force of the piston and the centrifugal force of the crankpin and that part of the connecting rod whose motion can be regarded as rotational. In the position of the crank that is illustrated at (b) there is no primary inertia force to counterbalance so that the crankshaft counterweights exert an unbalanced vertical component as shown. The two balancer counterweights have in the meantime moved into the position in which the centrifugal forces associated with them act together to oppose the unbalanced centrifugal force of the crankshaft counterweights. At best this arrangement can only give primary balance which is something of a compromise as the secondary forces increase the inertia load at t.d.c. and decrease it at b.d.c. whereas the crankshaft counterweights produce forces of the same size at the two dead centre positions.
An alternative arrangement is shown in Fig. 3.4 with the balancer moved into the line of stroke. In this case the crankshaft is given only sufficient counterweighting to balance the crank-pin and connecting rod big-end. The contra-rotating counterweights are proportioned to cancel the primary inertia load at the dead centres and the crankshaft counterweights to balance the centrifugal force of the crankpin and big-end. It is possible that this arrangement uses less metal than the first one described but bearing loads throughout the system have to be carefully assessed at the design stage. The second arrangement has been success- fully applied to several high-speed single-cylinder and vertical twin-cylinder motorcycle engines. The arrangement shown in Fig. 3.5 for an opposed piston engine gives complete balance since the two pistons have exactly the same acceleration and retardation at all times.

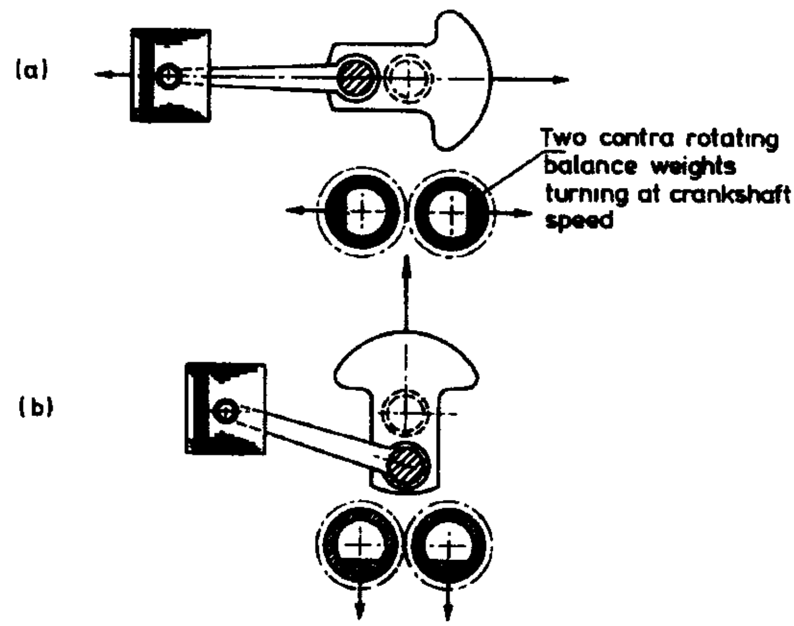


Fig. 3.3 (a) Position of maximum piston inertia load (b) Position of zero piston inertia load

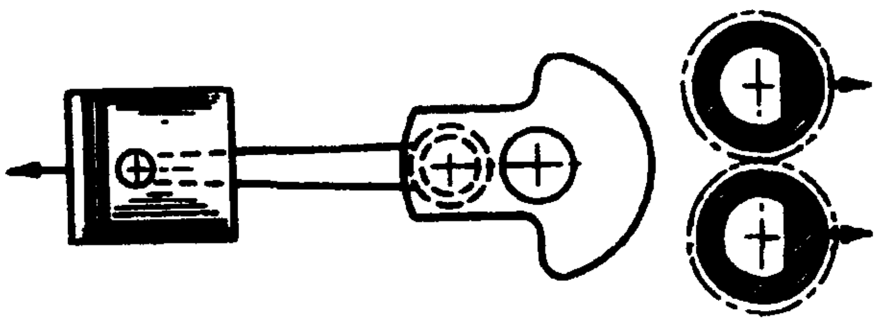
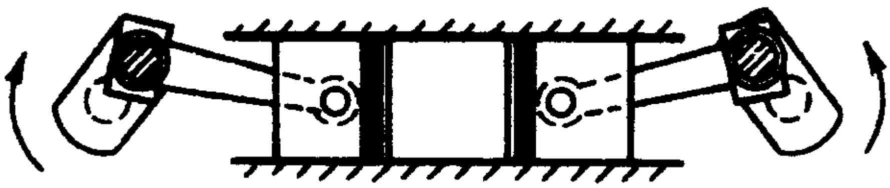


Fig. *3.4 Piston inertia force counterbalanced by bob weights*



Fig, 3.5 Opposed piston 'single' with perfect balance

Although it is literally a single-cylinder layout the complication of two pistons, two connecting rods, two crankshafts, and the gearing to join them is considerable and the engine is of awkward proportions for most installations. Nevertheless the layout has been successfully employed in several multi-cylinder engines in which balance could not have been a major concern anyway, as there were usually six cylinders and such engines can be laid out so as to give excellent balance. It is possible that the main attraction of the layout is realized when the two-stroke cycle is in use, with one piston controlling the inlet ports and the other the exhaust ports so as to minimize the mixing of ingoing and outgoing charges.

A practical example of the opposed piston engine was introduced by the German Junkers firm in their Jumo aircraft engine which was also made under licence as the Napier Culverin. Its development was interrupted by the re-armament programme prior to World War II and was never restarted in face of the progress made in the interval by the much more powerful yet relatively light gas turbine. Subsequently the Napier Deltic was developed as a high-speed lightweight diesel engine for use in motor torpedo boats. The engine, which is shown in Fig. 3.6, is a two-stroke diesel with three cylinder blocks arranged in a triangle, each containing two opposed pistons. Each piston is coupled to one of the three crankshafts and the crankshafts are geared together and to a common output shaft. The forces on the two pistons in each cylinder are in balance consequently an engine consisting of several rows like that shown in Fig. 3.6 has inherently good balance.

It will be realized from the examples described that good balance can only be obtained in single-cylinder engines at the expense of added complications. The simplest way to improve balance is to add more cylinders—a method which also has the merit of giving a smoother power flow for the same output.

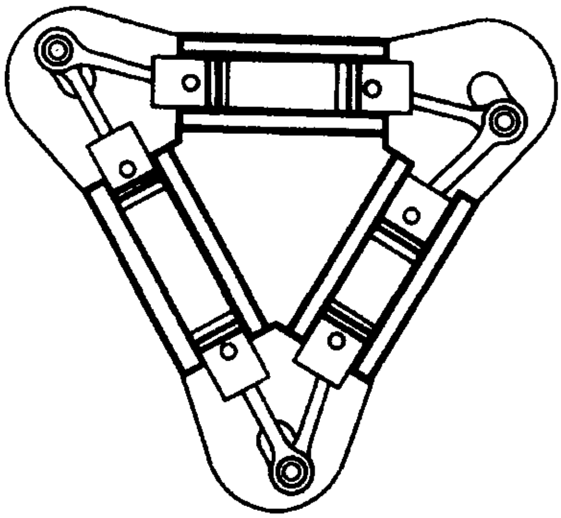


Fig. 3.6 Deltic opposed piston engine

4. ΠΑΡΑΛΛΗΛΟΙ ΔΙΚΥΛΙΝΔΡΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

The parallel twin-cylinder engine shown in Fig. 4.1 may be considered as a pair of single-cylinder engines assembled back to back with the crankshafts geared to run in opposite directions, a configuration which gives evenly spaced firing impulses when the four-stroke cycle is used. In the position shown at (a) it is possible to proportion the crankshaft counterweights so that the piston inertia forces and the vertical forces set up by centrifugal action on the crankpins and big ends are completely balanced. The inertia forces are smaller when the pistons are at b.d.c. so that complete balance at both dead centres is not possible and the

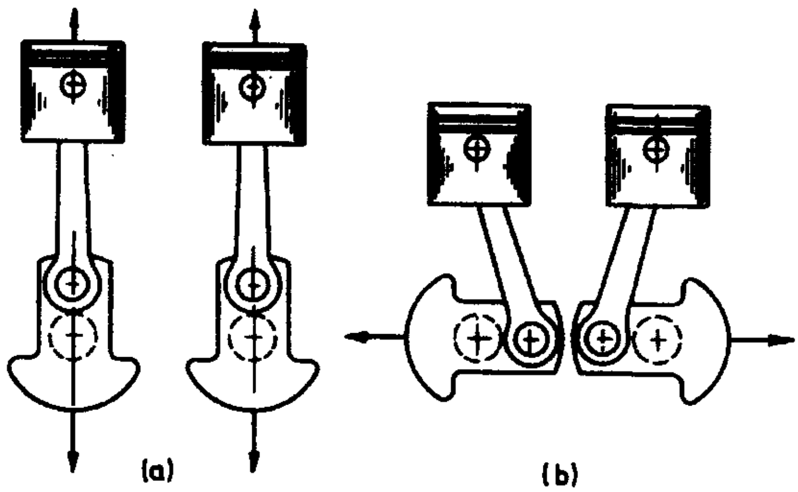


Fig. 4.1 (a) Position of maximum piston inertia load (b) Position of zeroprimary load

counterweights have to be a compromise so as to share the out-of-balance forces between TDC and BDC. Primary balance has been achieved at the dead centres, the out-of-balance is caused by the secondary forces. With the pistons at mid-stroke as shown at (b) there are no primary forces but there are secondary forces acting downwards which have to go unbalanced in this assembly. The centrifugal forces set up by the rotating parts act horizontally and balance one another.

Compared with a single-cylinder engine of the same swept volume, this twin has the advantages of one power impulse per revolution and there are no out-of-balance primary forces. The crankshaft gears, however, have to transmit maximum power through the same pairs of gear teeth at each power stroke—a running condition likely to cause unequal wear and possibly fatigue. This is much more exacting than the situation that exists where shaft speeds are not equal and the same pairs of teeth do not mesh each time round. In the layout shown in Fig. 4.2 the pistons are connected to a two-throw crankshaft whose crankpins are at 180° to each other and in the same plane as the main journal bearings. With this arrangement one piston moves down whilst the other moves up, an arrangement which might appear at first glance to give balanced inertia forces. It is true for the primary forces but not for the secondaries both of which are acting upwards for both dead centre positions and downward at mid-stroke. The odd effect of these secondary forces can be shown by bringing together in one diagram the forces for two pistons connected to crankpins which are at 180° to each other. This has been done in Fig. 4.3 using force values taken from the Appendix and plotting the forces for the downgoing piston as a full line whilst representing those for the upgoing piston with a dotted line. The piston which is moving to and from TDC exerts tension in the connecting rod and this has been plotted arbitrarily as positive and the compression applied to the connecting rods as the pistons move to and from BDC is treated as negative. During the first 45° of crankshaft rotation the positive forces are greater than the negative forces giving a positive resultant force. Beyond 45° the negative forces are dominant and the curve of resultant forces passes to the underside of the axis. Between 75° and 105° all forces are negative but after that the positive forces increase and the negative forces decrease. It will be seen that the resultant out-of-balance forces act upwards at t.d.c. and b.d.c. and downwards when the pistons are approaching and leaving the position of maximum speed (75° for the downgoing piston and 285° for the upgoing piston). This behaviour is exactly that attributed to the secondary forces shown in Fig. 2.2. Because the secondary forces act in this way the resultant secondary forces for both pistons taken together add up to twice that of a single piston.

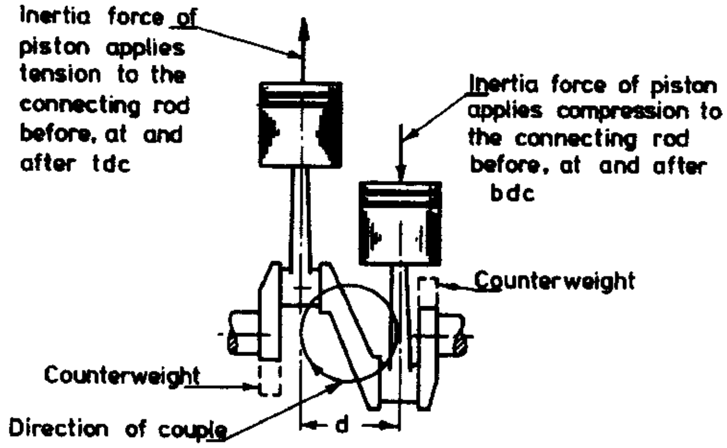


Fig. 4.2 Vertical twin cylinder engine

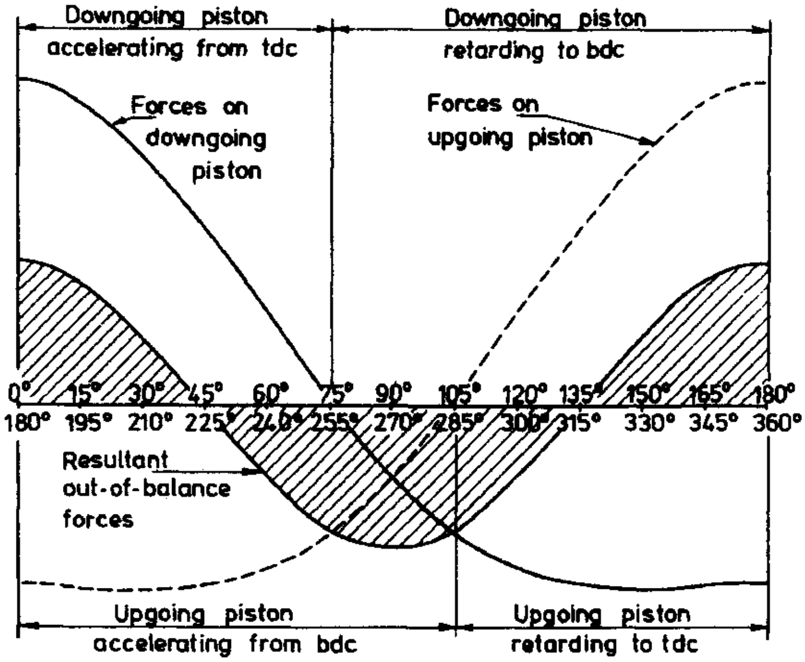


Fig. 4.3 Inertia forces on two pistons linked to cranks at 180° to each other by connecting rods $3^{1/2}$ times the crank throw

The couples which are set up when the inertia forces are in opposition tend to rock the engine about an axis at right angles to the plane that contains the cylinders and crankshaft. In addition to these couples caused by the inertia forces there is a rotating couple set up by the motion of the crankpins and that part of the connecting rods . which have mainly rotational motion. When the crankshaft is in the position shown in Fig 4.2 this rotating couple acts along with the one caused by the piston motion to rock the engine about some axis at right angles to the plane of the cylinders and crankshaft. At all other times the axis of the rotating couple is at right angles to the moving plane that contains the crankpins. Since this couple arises from rotational motion it is possible to balance it by means of suitably proportioned counterweights added to the cheeks of the crankshaft as shown in Fig 3.1. Sometimes the counterweights are omitted if weight saving is paramount but in such cases the main bearings would have to be of adequate size to deal with the centrifugal loads and probably more expensive bearing alloys would be needed. The extent to which the out-of-balance forces and couples make themselves felt depends on such things as the weight of the engine (as this determines the capacity to absorb the blows), and whether the engine is carried on rigid foundations or by a structure which is prone to vibrate under the influence of forces and couples.

This engine layout is very suitable for use with the two-stroke cycle as the 180° crank angle gives even firing intervals. Nevertheless some motorcycle engines of Japanese make use the 180° crank with the four-stroke cycle apparently preferring good balance and freedom from vibration to even firing intervals. As these engines run at very high speeds and are well silenced it is almost impossible to detect the uneven beat. In the majority of vertical twins the pistons rise and fall together to give equal firing intervals. The state of balance is no better than that of a single-cylinder engine with a piston whose weight is equal to that of the two pistons of the twin with which comparison is made.

5. ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΙ ΑΝΤΙΚΡΥΣΤΟΙ - V-ΔΙΚΥΛΙΝΔΡΟΙ

VEE-TWIN ENGINES

Before leaving the subject of twin-cylinder engines it is fitting to mention the once popular V-twin now represented by only a few Continental makes and by the impressive Harley Davidsons used by the American police. There are, however, indications that the type is gaining favour and re-appearing on the motorcycle market. Dimensionally the V-twin is well suited to getting an engine of considerable swept volume into the confines of a motorcycle frame and during the three-wheeler era these engines fitted very conveniently forward of the front axle where they were well placed in the cooling air stream and accessible for attention when required. At the height of their popularity the somewhat lusty performance of these engines gave an impression of power that had considerable appeal. The actual power could not be regarded as high by modern standards but the low compression ratios then in use resulted in a flexible performance with little fuss. Indeed the ability to deliver power at very low rotational speed was such that some of these engines were used on motorcycles with no transmission other than a belt connecting engine and back wheel. As traffic hold-ups were rare in that era the number of times it was necessary to dismount and re-start by running alongside did not deter the hardy enthusiasts who rode these machines. In typical V-twin engines the connecting rods are linked to a single crankpin as shown in Fig. 5.1—an arrangement that gives a short stiff crankshaft without torsional troubles and negligible couples even if there are out-of-balance forces. Fashions seemed to change regarding the angle between the cylinder centre lines—sometimes it was the minimum needed for the cylinder flanges to clear one another but on the other hand it might be anything up to 90°. Questions of balance and firing intervals have to be taken into account in making the choice of cylinder angles. When the angle between the cylinders is small the engine behaves very much like a vertical twin in which both connecting rods share a common crankpin; that is, the balance is not particularly good but the firing intervals are not too uneven. When the angle between the cylinders is 90° balance can be very good as shown in the next paragraph but the firing intervals become much more uneven—two power strokes at intervals of 270° followed by a gap of 450° before the next one. Experience with these engines showed that the uneven power intervals were not noticeable except at very low speeds when the uneven beat of the exhaust could be distinguished. The state of balance in the 90° twin may be investigated by considering the crankshaft to be fully counterweighted for the primary inertia force on one piston and the centrifugal force arising from the rotation of the crankpins and big-ends. As already stated, a piston may be completely balanced along the line of stroke in this way at the expense of an equally great out-of-balance force which appears in a plane at right angles to the line of stroke. With the moving parts positioned as in Fig. 5.2 the primary inertia force acting on the right-hand piston is completely balanced by the centrifugal force set up by the counterweights and the left-hand piston is in the mid-stroke position in which there is only "the secondary inertia force acting on it. When the crank has turned through 90° from the position shown the left-hand piston is at BDC and setting up a maximum primary force which is counterbalanced by the weight system on the crankshaft. The right-hand piston is at mid-stroke with only the secondary inertia force acting on it but it is not easy to do anything about this force as it occurs at twice the frequency of the primary forces. With this arrangement of cylinders it is possible to get complete primary balance because in addition to the primary forces being in balance as shown, primary couples may be avoided by using one plain and one forked connecting rod so that the cylinders are in the same plane. It is usual, however, to have two identical plain connecting rods side by side as the couple which results from having the cylinders slightly offset is not very large.

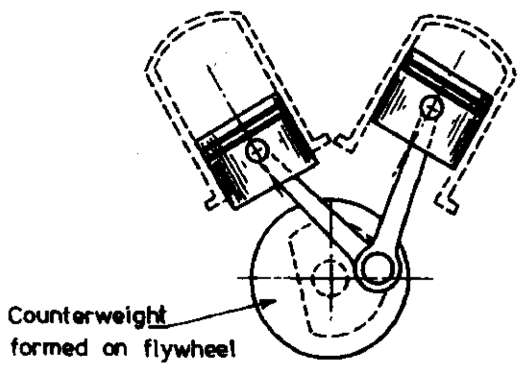


Fig. 5.1 Vee-twin engine

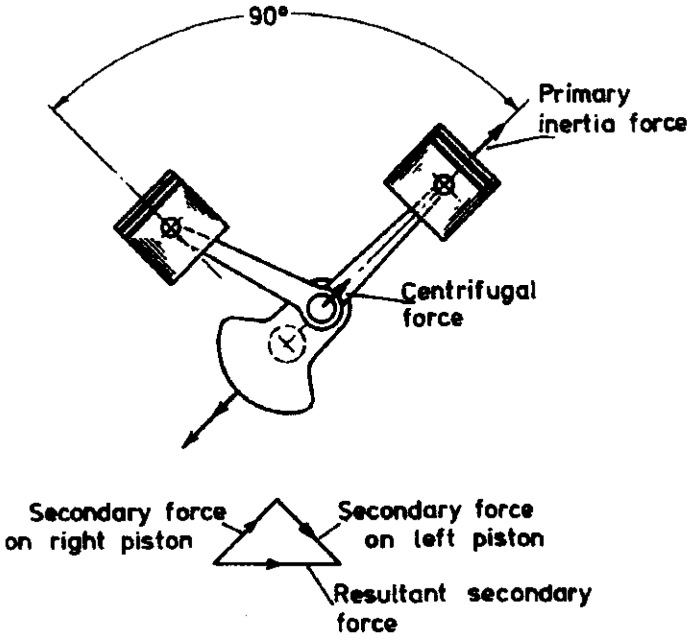


Fig. 5.2 90° Vee-twin

Whilst the absence of unbalanced primary forces is one of the attractive features of the 90° twin the secondary forces might prove to be a bit troublesome in some cases. In the position shown, the secondary force on the right-hand piston, acts outwards along the line of stroke and the secondary force on the left-hand piston acts inwards. The vertical components of these two secondary forces cancel one another but the horizontal components add up to give a resultant force greater than either of the original forces and acting to the right in the particular case shown in Fig. 5.2. After each subsequent crank-shaft rotation of 90° the secondary forces and their resultants reverse directions. The maximum value of each secondary resultant is less than half the value of a maximum primary force. Because of the wide angle between the cylinders the engine is by no means compact and the induction pipe is long for a single carburettor with some risk of ice formation in certain atmospheric conditions unless heating is resorted to or the single carburettor is replaced by one per cylinder. The 90° twin was fairly popular during the cyclecar era of the late twenties but was driven from the market by the advent of successful small four-cylinder engines such as the original Austin Seven. The configuration has remained in use for portable compressors where short length and freedom from primary forces are attractive features. By the mid nineteen-twenties several motorcycle manufacturers adopted the 90° twin in various installations which gave equal cooling to both cylinders, either by mounting the engine across the frame or by placing it with one cylinder pointing forward horizontally and the other pointing vertically upwards. It will be found convenient at a later stage to regard certain V-six and V-eight engines as three or four 90° twins driving three- and four-throw crankshafts.

HORIZONTALLY OPPOSED FLAT TWINS

The horizontally opposed flat twin engine shown in Fig. 5.3 employs a crankshaft with the pins at 180° and the cylinders so disposed as to face one another from either side of the crankshaft. With this arrangement the two pistons move towards and away from the crankshaft together so that the forces arising from the motion of the pistons cancel each other completely, that is, both primary and secondary forces are in balance. Only in one respect is the balance not perfect—the forces act along parallel lines and together set up a couple which tends to pivot the engine to and fro about some vertical axis. Since the pistons do not have to pass each other as in vertical twins their lines of travel need only be far enough apart to allow for big-end width and the thickness of the web which joins the two crankpins. Sometimes the connecting rods are offset towards one another in an effort to reduce still further the distance between the cylinder axes.

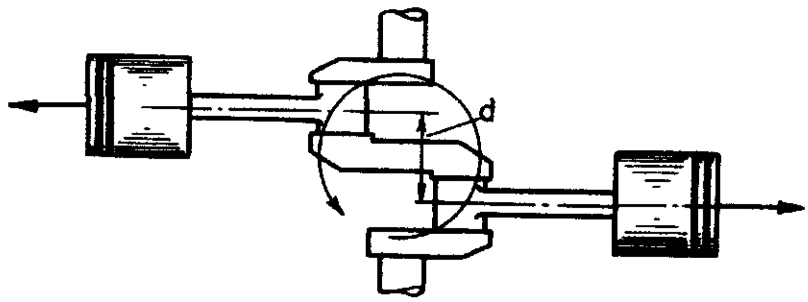


Fig. 5.3 Horizontally opposed flat twin

The main objection to this type of engine is that the considerable length from cylinder head to cylinder head makes the engine awkward to install and the lengthy induction pipe may result in icing problems unless there are two carburettors or fuel injection is used. When the engine is installed in a motorcycle so that the cylinders are in line with the frame the rear cylinder is difficult to cool and it is not easy to find space for the gearbox. Setting the engine across the frame as in the BMW gives good cooling and ample space for the gearbox but the mounting must be fairly high in the frame to avoid grounding the cylinder heads when cornering fast on a solo machine. Production of this type of engine now appears to be limited to the luxury class of high-speed motorcycles and to the utility class of Continental cars in which the choice appears to be dictated by cost. There is no obvious reason why the flat twin engine should appeal to such widely separated categories but there are no representatives anywhere between.

nungsmotor. Eine isotherme Verbrennung ist im Motor nämlich nicht möglich. Auch ist die entstehende Nutzarbeit beim Carnot-Prozeß so klein, daß sie gerade nur zur Deckung der Reibungsverluste der Maschine ausreicht. Dies geht deutlich aus der schmalen Kreisprozeßfläche in Bild 1.4 hervor. Schon bald erkannte Diesel, daß sein Motor nicht nach dem Carnot-Prozeß arbeiten konnte.
Diesel ließ sich sein neues Arbeitsverfahren patentieren und suchte eine Firma, die den Bau seines Motors übernähme. Nach längeren Verhandlungen erklärte sich die MAN in Augsburg bereit, nach den Entwürfen Diesels einen Motor anzufertigen. Diese erste Versuchsmaschine wurde 1893 als Viertaktmotor zunächst ohne Kühlung ausgeführt und über eine Transmission angetrieben. Diesel untersuchte zuerst die Verbrennung bei Benzineinspritzung. Bei diesen Versuchen gelang es nicht, den Motor mit eigener Kraft zum Laufen zu bringen. Da die Kühlung fehlte, war immer nur eine kurze Betriebszeit möglich. Das unmittelbare Einspritzen des Kraftstoffs bereitete Schwierigkeiten, denn die Werkstätten waren damals nicht in der Lage, die Pumpe mit der erforderlichen Genauigkeit und Oberflächengüte herzustellen. Deshalb änderte Diesel das Einspritzverfahren. Es wurde nun mittels Druckluft Petroleum im Zündzeitpunkt in den Zylinder eingeblasen. Um das Heißlaufen der Maschine zu verhindern, mußte sie mit Wasser gekühlt werden. Der so abgeänderte Motor drehte sich 1894 zum erstenmal mit eigener Kraft. Es bedurfte aber noch vieler Versuche und konstruktiver Änderungen, bis die Maschine betriebsreif war. 1897 war es dann endlich so weit, daß Diesel seinen Motor einem größeren Kreis von Interessenten vorführen konnte. Professor Schröter aus München untersuchte den Motor auf dem Prüfstand und ermittelte eine Leistung von 13,1 kW bei 154 Umdrehungen je Minute. Der Kraftstoffverbrauch betrug 324 Gramm je kW-Stunde. Mit diesem niedrigen Kraftstoffverbrauch übertraf der Dieselmotor alle damals gebauten Wärmekraftmaschinen. So war es Diesel tatsächlich gelungen, die wirtschaftlichste Wärmekraftmaschine seiner Zeit zu schaffen. Diese Überlegenheit im Kraftstoffverbrauch hat sich der Dieselmotor bis in unsere Tage erhalten.

Heute bezeichnet man einen Motor mit Fremdzündung als Ottomotor und einen Motor mit Selbstzündung als Dieselmotor. So wird den beiden großen Erfindern aus den Anfängen des Motorenbaus

Nicolaus August Otto
und
Rudolf Diesel

ein ehrendes Andenken bewahrt.

2 Mechanische Grundlagen

Die Mechanik liefert die Daten, die der Konstrukteur zum Entwurf eines Maschinenteils benötigt. In diesem Kapitel sollen daher einige grundlegende Betrachtungen über die Kinematik (Lehre von der Bewegung) und die Dynamik (Lehre von den bewegenden Kräften) von Verbrennungsmotoren angestellt werden.
Otto- und Dieselmotoren werden als **Hubkolben-** und auch als **Kreiskolbenmaschinen** ausgeführt. Beide Begriffe kennzeichnen die Kolbenbewegung. Bei der Hubkolbenmaschine (Bild 2.1) bewegt sich der Kolben zwischen zwei Endpunkten, den **Totpunkten,** hin und her. Der Weg zwischen den Totpunkten ist der **Hub**. In Bild 2.2 ist eine Kreiskolbenmaschine schematisch dargestellt. Ihr Kolben dreht sich um seinen eigenen Mittelpunkt, und dieser **kreist** gleichzeitig um den Mittelpunkt der Maschine.

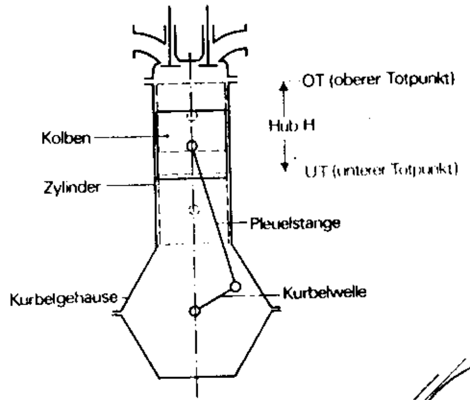


Bild 2.1 Hubkolbenmaschine

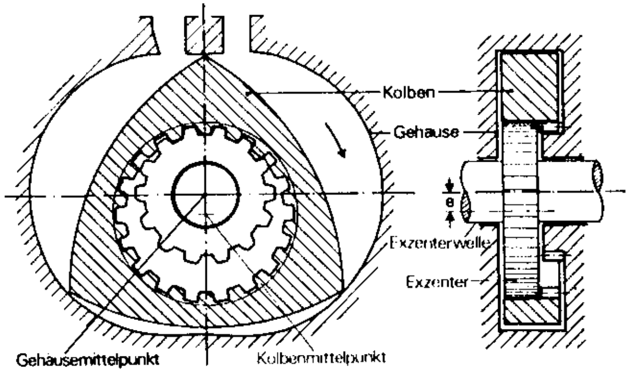


Bild 2.2 Kreiskolbenmaschine

Das Triebwerk der Hubkolbenmaschine besteht aus dem **Kolben,** der **Pleuelstange** und der **Kurbelwelle.** Die Führungsbahn des Kolbens ist der Zylinder. Die Kurbelwelle ist im Kurbelgehäuse gelagert. Die Umwandlung der Druckenergie in mechanische Arbeit vollzieht sich an der Kolbenoberseite. Die dabei entstehende Kraft wird über die Pleuelstange zur Kurbelwelle geleitet und erzeugt dort ein Drehmoment. Der Kurbelwelle fällt die Aufgabe zu, die hin- und hergehende (oszillierende) Bewegung in eine drehende (rotierende) umzuformen.
Das Triebwerk der Kreiskolbenmaschine wird von **Kolben** und **Exzenterwelle** gebildet. Der Kolben wird von dem Exzenter und den beiden Zahnrädern auf seiner Bahnkurve geführt. Die Exzenterwelle ist im Gehäuse gelagert. An den drei Kolbenstirnflächen vollzieht sich die Umwandlung von Druckenergie in mechanische Arbeit. Die dabei auftretende Kraft drückt auf den Exzenter und bewirkt ein Drehmoment an der Exzenterwelle. Totpunkte gibt es bei der Kreiskolbenmaschine nicht, denn die Bewegung kommt nicht zum Stillstand. Die Kreiskolbenmaschine besitzt gegenüber der Hubkolbenmaschine folgende **mechanische Vorteile:**
1. Es ist keine Bewegungsumformung notwendig.
2. Es treten keine freien Massenkräfte auf.
Natürlich taucht jetzt die Frage auf: Warum wurde die Kreiskolbenmaschine erst so spät entwickelt, wenn sie solche Vorteile bietet? Die Antwort darauf lautet: Maschinen mit drehenden Kolben werden

schon sehr lange gebaut. Aber alle diese Maschinen wurden bisher nicht als Verbrennungsmotoren ausgeführt, da die zuverlässige Abdichtung des Kolbens gegen die heißen, unter hohem Druck stehenden Gase unmöglich erschien. Erstmals im Jahr 1954 gelang es **Felix Wankel** eine Verbrennungskraftmaschine mit rotierendem Kolben zu konstruieren und auch das Abdichtproblem zu lösen. Dieser Motor wurde bei NSU in Neckarsulm gebaut und lief zum erstenmal im Jahr 1957. Nach einigen weiteren Jahren intensiver Forschungs- und Entwicklungsarbeit war der **Kreiskolbenmotor,** der zu Ehren seines Erfinders als **Wankelmotor** bezeichnet wird, betriebsreif und wird heute sowohl in der Industrie eingesetzt als auch zum Antrieb von Land-, Wasser- und Luftfahrzeugen verwendet.

2.1 Kinematik des Hubkolbenmotors

Der **Kolben** führt zwischen den Totpunkten eine **ungleichförmige,** d. h. beschleunigte und verzögerte **Bewegung** aus. Die **Kurbelwelle** dagegen **rotiert mit konstanter Winkelgeschwindigkeit.** Die Bewegung der Pleuelstange setzt sich aus der von Kolben und Kurbelwelle zusammen. Die augenblickliche Entfernung des Kolbens von seiner Lage im oberen Totpunkt (Abkürzung OT) nennt man Kolbenweg. Dieser **Kolbenweg** s soll nun als Funktion des **Kurbelwinkels** α ausgedrückt werden (Bild 2.1.1).

$$s = l + r - (l \cos\beta + r \cos\alpha)$$

Der Pleuelwinkel β wird mit Hilfe der Beziehung

$$l \sin\beta = r \sin\alpha$$

durch α ersetzt. Führt man das **Pleuelverhältnis** $\lambda = r/l$ ein, so ist

$$\sin\beta = \lambda \sin\alpha \quad \text{und} \quad \cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}.$$

Damit erhält man die **Formel für den Kolbenweg** in der gewünschten Fassung:

(1)

$$\boxed{s = r(1 - \cos\alpha) + l\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right)}$$

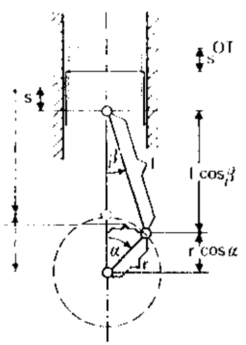


Bild 2.1.1 Kolbenweg s

Vorstehende Formel liefert die exakten Werte für den Kolbenweg. Der Konstrukteur arbeitet aber auch oft mit einer Näherungsgleichung, deren Genauigkeit für die meisten Anwendungsfälle ausreicht. Die Näherungsformel entsteht dadurch, daß die Wurzel nach einer Potenzreihe (MacLaurinsche Reihe) entwickelt und diese nach dem 2. Glied abgebrochen wird.

MacLaurinsche Reihe: $y(x) = y(0) + y'(0)\frac{x}{1!} + \cdots$

Mit $\lambda^2 \sin^2\alpha = x$ und $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} = y$

wird: $y = \sqrt{1 - x}$.

Befolgt man nun die Rechenvorschrift der MacLaurinschen Reihe, so ist:

$$y = 1 - \frac{1}{2}\,\frac{x}{1!}.$$

Daraus ergibt sich die Näherungslösung für die Wurzel:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2\alpha.$$

Die **Näherungsformel für den Kolbenweg** lautet:

(2)

$$\boxed{s = r\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha\right)}$$

Beispiel 1
Für einen Kurbeltrieb mit $r = 50$ mm und $l = 200$ mm soll der maximale prozentuale Fehler bestimmt werden, der bei Anwendung der Näherungsformel für den Kolbenweg entsteht.
Lösung
Die in der Näherungsformel fehlenden Glieder enthalten alle Potenzen von $\sin\alpha$. Der größte Fehler entsteht deshalb für $\alpha = 90°$, während er für $\alpha = 0°$ Null ist. Nach dieser Vorüberlegung wird der **genaue Wert des Kolbenwegs** mit Formel (1) berechnet:

$$s = r(1 - \cos\alpha) + l\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right)$$

$$s = 50\ \text{mm}\,(1 - 0) + 200\ \text{mm}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{1}{16}}\right)$$

$$\underline{s = 56{,}35\ \text{mm}}$$

Nach Formel (2) ergibt sich für den **Näherungswert:**

$$s = r\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha\right)$$

$$s = 50\ \text{mm}\left(1 - 0 + \frac{1}{8} \cdot 1\right)$$

$$\underline{s = 56{,}25\ \text{mm}}$$

Der Fehler beträgt $-0{,}1$ mm und der **maximale prozentuale Fehler:**

$$f_{max} = \frac{-0{,}1}{56{,}35} \cdot 100 = \underline{-0{,}178\%}$$

Eine weitere wichtige Größe ist die **Kolbengeschwindigkeit.** Im Motorenbau kennt man zwei Kolbengeschwindigkeiten:

Die mittlere und die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit.
Am einfachsten ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu berechnen, und sie dient daher sehr häufig als Vergleichsgröße. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird nach der Beziehung

$$\text{Geschwindigkeit} = \frac{\text{Weg}}{\text{Zeit}}$$

bestimmt. Als Weg wählt man hierbei den doppelten Kolbenhub $2H$. Zu diesem Weg gehört eine Umdrehung der Kurbelwelle, d. h. die Zeit $1/n$. Die Größe n ist die Zahl der Umdrehungen je Zeiteinheit.
Die Formel für die **mittlere Kolbengeschwindigkeit** lautet:

(3)

$$\boxed{c_m = 2Hn}$$

Formel (3) ist eine **Größengleichung.** Der Praktiker verwendet häufig eine **Zahlenwertgleichung** zur Berechnung der mittleren Kolbengeschwindigkeit:

(4)

$$\boxed{c_m = \frac{Hn}{30}}$$

In dieser **Zahlenwertgleichung** müssen folgende **Einheiten** verwendet werden:

$$[H] = \text{m}; \quad [n] = \frac{1}{\text{min}}; \quad [c_m] = \text{m/s}.$$

In manchen Fällen interessiert auch die augenblickliche, d. h. die **wirkliche Kolbengeschwindigkeit.** Diese erhält man aus den Formeln für den Kolbenweg nach der Beziehung:

$$c = \frac{ds}{dt} \text{ mit } t = \text{Zeit}.$$

Da der Kolbenweg nur als Funktion des Kurbelwinkels vorliegt, wird nach der Kettenregel differenziert:

$$c = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

Der Ausdruck $\frac{d\alpha}{dt}$ ist die **Winkelgeschwindigkeit** ω der Kurbelwelle. Geht man von Formel (2) aus, so entsteht ebenfalls wieder eine **Näherungsgleichung für die Kolbengeschwindigkeit.** Ihre Genauigkeit genügt für die meisten Anwendungsfälle.

Mit $\frac{ds}{d\alpha} = r(\sin\alpha + \lambda \sin\alpha \cos\alpha)$

$\frac{ds}{d\alpha} = r\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$ wird:

(5)

$$\boxed{c = \omega r\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)}$$

Die **Kolbenbeschleunigung** läßt sich auf die gleiche Weise aus der Kolbengeschwindigkeit ableiten.

$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha}\,\frac{d\alpha}{dt}$$

(6)

$$\boxed{a = \omega^2 r(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)}$$

Bei Motoren mit großer Drehzahl, z. B. Rennmotoren, wird die Genauigkeit vorstehender Gleichung nicht ausreichen. Dann muß man beim Differenzieren entweder von der exakten Kolbenwegformel (1) ausgehen oder die Wurzelentwicklung in einer Potenzreihe mit mehr als 2 Gliedern durchführen.
Die **Kolbenbeschleunigung** wird oftmals auch als **Funktion** des **Kolbenwegs** benötigt. Die rechnerische Lösung dieser Aufgabe ist umständlich. Hier bietet ein grafisches Näherungsverfahren Vorteile. Die **Kolbenbeschleunigung** wird durch eine **Parabel** angenähert. Die Genauigkeit dieses Verfahrens genügt für Werte $\lambda \leq 0{,}26$. Zur Erläuterung der Methode dient Bild 2.1.2. Zuerst wählt man geeignete Maßstäbe für die Achsen. Dann trägt man in OT

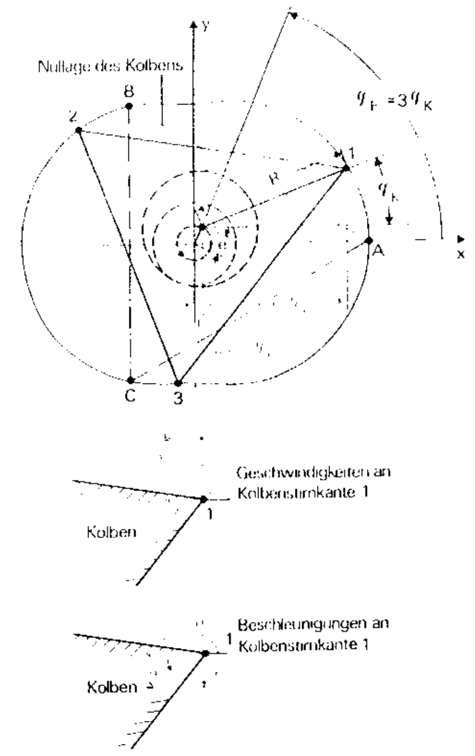


Bild 2.2.4 Ableitung der Formeln für die Peritrochoide

2. Zu **einer** ganzen **Kolbenumdrehung** gehören **drei** vollständige **Umdrehungen der Exzenterwelle,** denn der Kolbenmittelpunkt, der mit dem Exzentermittelpunkt zusammenfällt, läuft hierbei dreimal um.

3. Die Kolbenbewegung läßt sich aus zwei Teilbewegungen zusammensetzen. Man stelle sich vor, daß sich die Exzenterwelle mit festgeklemmtem Kolben um den Exzenterwellenwinkel φ_E dreht. Daran anschließend dreht sich dann der Kolben auf der **stillstehenden Exzenterwelle um den Winkel $\frac{2}{3}\varphi_E$ zurück. So verbleibt für die Vorwärtsdrehung des Kolbens nur noch der Winkel $\frac{1}{3}\varphi_E$ übrig.**

Für die Beschreibung der **Augenblickslage der Kolbenstirnkante 1** im x,y-Koordinatensystem lassen sich mit Hilfe von Bild 2.2.4 folgende Gleichungen ableiten:

$$x = e\cos\varphi_E + R\cos\varphi_K$$
$$y = e\sin\varphi_E + R\sin\varphi_K$$

Mit $\varphi_K = \frac{1}{3}\varphi_E$ wird:

(7)

$$x = e\cos\varphi_E + R\cos\frac{\varphi_E}{3}$$
$$y = e\sin\varphi_E + R\sin\frac{\varphi_E}{3}$$

Die **Geschwindigkeit der Kolbenstirnkante** erhält man durch Differenzieren der Gleichungen (7). Hierbei wendet man auch wieder die Kettenregel an.
$\frac{d\varphi_E}{dt} = \omega$ — Winkelgeschwindigkeit der Exzenterwelle.

(8)

$$\dot{x} = -\omega\left(e\sin\varphi_E + \frac{R}{3}\sin\frac{\varphi_E}{3}\right)$$
$$\dot{y} = \omega\left(e\cos\varphi_E + \frac{R}{3}\cos\frac{\varphi_E}{3}\right)$$

Die in den Gleichungen (8) errechneten Geschwindigkeiten werden zum **Geschwindigkeitsvektor** $\vec{c} = \vec{\dot{x}} + \vec{\dot{y}}$ zusammengesetzt. Der **Betrag der Geschwindigkeit** ist:

$$c = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}.$$

Die Richtung der Geschwindigkeit gibt der Winkel γ an (Bild 2.2.4). Dieser Winkel ergibt sich aus der Gleichung:

$$\tan\gamma = \dot{y}/\dot{x}.$$

Differenziert man die Gleichungen (8) nach der Kettenregel, so findet man die Gleichungen für die **Beschleunigung der Kolbenstirnkante:**

(9)

$$\ddot{x} = -\omega^2\left(e\cos\varphi_E + \frac{R}{9}\cos\frac{\varphi_E}{3}\right)$$
$$\ddot{y} = -\omega^2\left(e\sin\varphi_E + \frac{R}{9}\sin\frac{\varphi_E}{3}\right)$$

Der **Beschleunigungsvektor** $\vec{a}$ setzt sich vektoriell aus $\vec{\ddot{x}}$ und $\vec{\ddot{y}}$ zusammen (Bild 2.2.4). Sein **Betrag** ist: $a = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2}$, und seine **Richtung** erhält man mit Hilfe der Formel:

$$\tan\delta = \ddot{y}/\ddot{x}.$$

2.3 Gaskräfte

Gaskräfte entstehen durch den Druck eines Gases auf eine Fläche. Auf den Kolben wirkt von oben der Druck des Arbeitsmediums und von unten der Atmosphärendruck (Bild 2.3.1). Die **Gaskraft** errechnet sich nach der Formel:

(10)

$$F_G = A\,p_ü$$

A = Projektion der Kolbenfläche auf eine Fläche, die auf der Kolbenachse senkrecht steht.
$p_ü$ Überdruck des Arbeitsmittels

Verfolgt man den Kraftfluß, der durch die Gaskraft in der Maschine erzeugt wird, so zeigt sich, daß keine nach außen wirkende Kraft auftritt, sondern daß sich alle Kräfte innerhalb der Maschine ausgleichen (Bild 2.3.2).

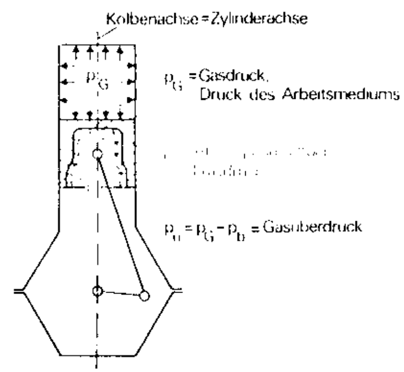


Bild 2.3.1 Gasdrücke am Kolben

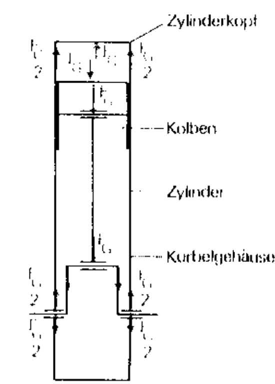


Bild 2.3.2 Kraftfluß der Gaskräfte

2.4 Massenkräfte

Bei ungleichförmiger Bewegung von Massen entstehen Massenkräfte. Sowohl bei der Hubkolbenmaschine als auch bei der Kreiskolbenmaschine treten Massenkräfte auf. Diese Massenkräfte lassen sich bei der Kreiskolbenmaschine vollständig ausgleichen, bei der Hubkolbenmaschine nur zum Teil. Der Ausgleich der Massenkräfte erfolgt durch Gegenkräfte, so daß sich die Massenkräfte nach außen hin nicht auswirken können. Da die Massenkräfte periodisch veränderlich sind, wirken nicht ausgeglichene Massenkräfte auf ihre Umgebung als Schwingungserreger. Deshalb sollte der Konstrukteur immer danach trachten, einen vollständigen Ausgleich der Massenkräfte herbeizuführen.

Die Massenkräfte haben aber nicht nur nachteilige Wirkungen. So entlasten die am Kolben der Gaskraft entgegenwirkenden Massenkräfte das Triebwerk.

Die Massenkräfte lassen sich in **rotierende** und **oszillierende Massenkräfte** einteilen. Die rotierenden Massenkräfte sind auch unter dem Namen Zentrifugal- oder Fliehkräfte bekannt. Sie entstehen bei einer gleichförmigen Kreisbewegung von Massen. Zur Berechnung der **rotierenden Massenkräfte** bedient man sich der Formel:

(11)

$$F_r = m_r\,r\,\omega^2$$

m_r = rotierende Masse
r = Abstand des Massenschwerpunktes vom Drehpunkt
ω = Winkelgeschwindigkeit

Die **oszillierenden Massenkräfte** werden durch die ungleichförmige Kolbenbewegung hervorgerufen. Sie werden nach der Formel errechnet:

$$F_{os} = m_{os}\,a$$
m_{os} = oszillierende Masse
a = Kolbenbeschleunigung

Setzt man die Kolbenbeschleunigung nach Formel (6) ein, so erhält man für die **oszillierende Massenkraft** die Formel:

$$F_{os} = m_{os}\, r\, \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \tag{12}$$

Bei der Kreiskolbenmaschine treten nur rotierende Massenkräfte auf. Diese entstehen durch die Masse des Kolbens m_K und die Exzentermasse m_E. Beide Massen rotieren mit Exzenterwellendrehzahl im Abstand der Exzentrizität e um den Gehäusemittelpunkt. Die Formel für die **rotierende Massenkraft** speziell für die **Kreiskolbenmaschine** lautet:

$$F_r = (m_K + m_E)\, e\, \omega^2 \tag{13}$$

Bei der Hubkolbenmaschine gestaltet sich die Berechnung der rotierenden Massenkräfte etwas schwieriger. Zu den **rotierenden Massen** gehören **Kurbelzapfen, Kurbelwangen** und der **rotierende Massenanteil der Pleuelstange** (Bild 2.4.1). Den rotierenden Anteil der Pleuelstange findet man durch folgende Überlegung. Die Bewegung des Pleuelschwerpunktes läßt sich durch eine einfache Berechnung nicht erfassen. Bekannt sind die Bewegungen der Pleuelenden. Das obere Ende der Pleuelstange, durch den Kolbenbolzen mit dem Kolben verbunden, führt eine oszillierende Bewegung aus. Das untere Ende der Pleuelstange rotiert mit dem Kurbelzapfen um die Kurbelwellenmitte. **Die Pleuelstangenmasse wird auf zwei Punkte reduziert.** Der eine Punkt bewegt sich mit dem Kolben hin und her, und der andere rotiert mit dem Kurbelzapfen. Damit das mechanische Verhalten dieser **Ersatzpleuelstange** angenähert dasselbe ist wie das der wirklichen Pleuelstange, müssen folgende Gleichungen erfüllt sein:

$$m_{Pl} = m_{Pl\,1} + m_{Pl\,2}$$
$$m_{Pl\,1}\, a = m_{Pl\,2}\, b$$

Siehe dazu Bild 2.4.1.

Aus diesen beiden Gleichungen erhält man die Beziehung:

$$m_{Pl\,1} = m_{Pl}\, b/l \text{ und}$$
$$m_{Pl\,2} = m_{Pl} - m_{Pl\,1}$$

Die Masse $m_{Pl\,1}$ ist der rotierende Massenanteil der Pleuelstange.
Die Schwerpunkte der rotierenden Massen der Hubkolbenmaschine haben unterschiedliche Abstände zum Drehpunkt. Deshalb werden alle Massen auf den Abstand des Kurbelradius r reduziert. Dabei wird die wirklich vorhandene Masse in eine **Ersatzmasse** verwandelt. Diese Ersatzmasse muß so groß sein, daß sie dieselbe Fliehkraft hervorruft wie die wirkliche Masse. Die Formel für die **Massenreduktion** lautet:

$m_E = m_x\, x/r$
m_E = Ersatzmasse
m_x = wirkliche Masse
x = Abstand der wirklichen Masse vom Drehpunkt
r = Abstand der Ersatzmasse vom Drehpunkt

Von den rotierenden Massen haben der Kurbelzapfen und der rotierende Anteil der Pleuelstange den Abstand r vom Drehpunkt und müssen daher nicht reduziert werden. Die Wangenmasse hingegen muß reduziert werden.

$$m_{WE} = m_W\, x/r$$

Die Formel für die rotierende Massenkraft der Hubkolbenmaschine lautet:

$$F_r = \left(m_Z + m_{Pl\,1} + 2\, m_W \frac{x}{r}\right) r\, \omega^2 \tag{14}$$

m_Z = Kurbelzapfenmasse
$m_{Pl\,1}$ = rotierender Anteil der Pleuelmasse
$2\, m_W$ = Kurbelwangenmasse (zwei Kurbelwangen)
r = Kurbelradius

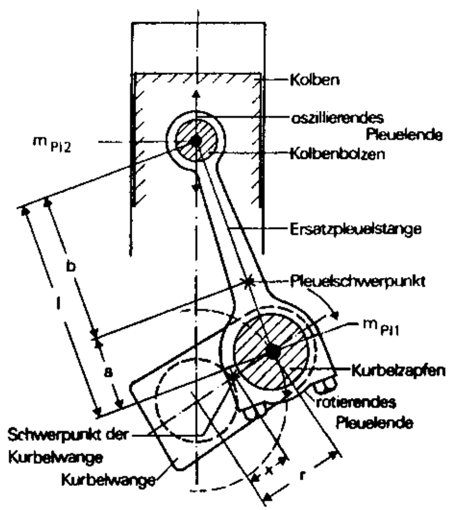


Bild 2.4.1 Ersatzpleuelstange

Die oszillierenden Massen bestehen aus der gesamten Kolbenmasse (Kolben, Kolbenringe, Kolbenbolzen) und dem oszillierenden Anteil der Pleuelmasse $m_{Pl\,2}$. Die **oszillierende Massenkraft** errechnet sich nach der Formel:

$$F_{os} = (m_K + m_{Pl\,2})\, r\, \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \tag{15}$$

m_K = Gesamtmasse des Kolbens
$m_{Pl\,2}$ = oszillierender Anteil der Pleuelmasse

2.5 Kräfte im Triebwerk

2.5.1 Kräfte im Triebwerk der Hubkolbenmaschine

Am Kolben wirkt eine Kraft F, die sich aus Gas- und Massenkraft vektoriell zusammensetzt. Diese Kraft wird in die **Normalkraft** N und die **Pleuelstangenkraft** S zerlegt (Bild 2.5.1).

$$N = F \tan\beta \tag{16}$$

$$S = \frac{F}{\cos\beta} \tag{17}$$

Die Normalkraft muß von der Zylinderwand aufgenommen werden. Dabei ist darauf zu achten, daß die zulässige Flächenpressung zwischen Kolben und Wand nicht überschritten wird.

Die Pleuelstangenkraft belastet die Pleuelstange und läßt sich am Kurbelzapfen in die **Radialkraft** R und die **Tangentialkraft** T zerlegen (Bild 2.5.1).

$$R = S \cos(\alpha + \beta) \tag{18}$$

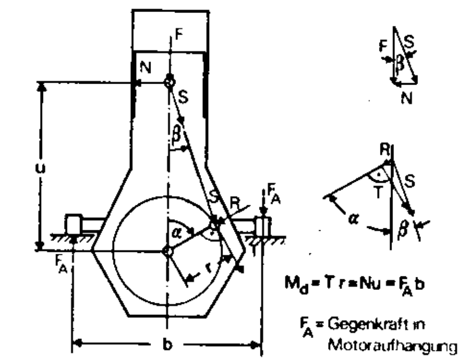


Bild 2.5.1 Kräfte bei der Hubkolbenmaschine

$$T = S \sin(\alpha + \beta) \tag{19}$$

Die Radialkraft und die Tangentialkraft beanspruchen die Kurbelwelle und die Lager. Durch die **Tangentialkraft** entsteht an der Kurbelwelle das **Drehmoment:**

$$M_d = T\, r \tag{20}$$

Sein Reaktions- oder Abstützmoment wird durch die Normalkraft N erzeugt (Bild 2.5.1).
Achtung: Der Winkel β muß negativ in den Formeln eingesetzt werden, wenn die Pleuelstange nach links ausschlägt, bzw. immer dann, wenn der Kolben sich von UT nach OT bewegt.

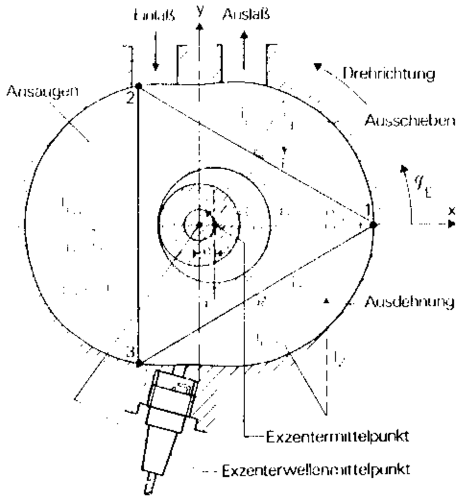
2.5.2 Kräfte im Triebwerk der Kreiskolbenmaschine

Der Kolben der Kreiskolbenmaschine besitzt drei Arbeitsflächen. Es treten daher **gleichzeitig drei Gaskräfte** auf (Bild 2.5.2): Diese Gaskräfte lassen sich in Tangential- und Radialkräfte zerlegen. Dabei entstehen drei Radialkräfte und drei Tangentialkräfte. Alle sechs Kräfte belasten das Kolbenlager auf dem Exzenter. Die drei Tangentialkräfte bewirken außerdem das Drehmoment an der Exzenterwelle. Die Formeln für die Berechnung der **Tangential- und Radialkräfte** lauten:

$$T = -F_G \sin\left(\frac{2}{3}\varphi_E\right) \tag{21}$$

$$R = -F_G \cos\left(\frac{2}{3}\varphi_E\right) \tag{22}$$

φ_E = Exzenterwellenwinkel; seine Zählung beginnt in der in Bild 2.5.2 dargestellten Kolbenlage. Für die Kolbenfläche 1 ist also $\varphi_E = 0$. Damit die Kolbenfläche 1 in die Lage der Kolbenfläche 2 kommt, muß sich der Kolben um 120° drehen. Dies bedeutet



F_{Gi} = Gaskraft; eine positive Gaskraft zeigt auf die Kolbenfläche hin.
T_i = Tangentialkraft; eine positive Tangentialkraft dreht den Kolben im Drehsinn.
R_i Radialkraft; eine positive Radialkraft zeigt vom Exzentermittelpunkt nach dem Exzenterwellenmittelpunkt.
Gleichbezifferte Kolbenkanten und Kolbenflächen liegen einander gegenüber.
Die Exzenterwellenwinkel für die gezeichnete Kolbenlage sind:
für **Kolbenkante 1** $\varphi_{E1} = 0°$
für Kolbenkante 2 $\varphi_{E2} = 360°$
für Kolbenkante 3 φ_{E3} $720°$

Bild 2.5.2 Kräfte bei der Kreiskolbenmaschine

aber, daß sich die Exzenterwelle um $3 \cdot 120° = 360°$ drehen muß. Deshalb ist in Bild 2.5.2 der Winkel φ_E für die Kolbenfläche 2 mit 360° einzusetzen. Nach derselben Überlegung findet man für die Kolbenfläche 3 einen Winkel $\varphi_E = 3 \cdot 240° = 720°$.

Das auf die Exzenterwelle ausgeübte **Drehmoment** ergibt sich nach der Formel:

$$\boxed{M_d = (T_1 + T_2 + T_3)\,e} \tag{23}$$

Die Tangentialkräfte T_i sind hierbei mit ihrem richtigen Vorzeichen einzusetzen. Ein positives Vorzeichen bedeutet: Die Tangentialkraft fördert die Bewegung. Ist das Vorzeichen negativ, so wirkt die Tangentialkraft der Drehrichtung der Exzenterwelle entgegen: sie hemmt die Bewegung.

An Kolben und Exzenter treten **Massenkräfte** auf. Diese sind aber reine **Zentrifugalkräfte.** Ihre Wirkungslinie geht durch den Exzenterwellenmittelpunkt, so daß sie kein Drehmoment hervorrufen.
Die beiden zur Abrollbewegung notwendigen Zahnräder müssen nur Reibungskräfte und bei Änderung der Kolbendrehzahl zusätzlich Beschleunigungskräfte übertragen. Von den Gas- und Massenkräften ist die Verzahnung entlastet.

Beispiel 3
Es ist die Flächenpressung im Kurbelzapfenlager bei $\alpha = 30°$ Kurbelwinkel zu bestimmen (Bild 2.5.3).
Gegeben sind:
Zylinderdurchmesser $D = 80$ mm
Kolbenhub $H = 65$ mm
Gasüberdruck im Zylinder $p_ü = 20$ bar
Gesamte Kolbenmasse $m_K = 0{,}5$ kg
Pleuelmasse $m_{Pl} = 0{,}9$ kg
Pleuellänge $l = 120$ mm
Lage des Pleuelschwerpunktes $a = 40$ mm
Kurbelzapfendurchmesser $d = 50$ mm
Kurbelzapfenlagerbreite $b = 25$ mm
Motordrehzahl $n = 5000\ \frac{1}{\text{min}}$

Lösung
Gaskraft:

$$F_G = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}\, p_ü$$

$$F_G = 50{,}27\ \text{cm}^2\ 20 \cdot 10^5\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\ \frac{1}{10000}\ \frac{\text{m}^2}{\text{cm}^2}$$

$$\underline{F_G = 10053\ \text{N}}$$

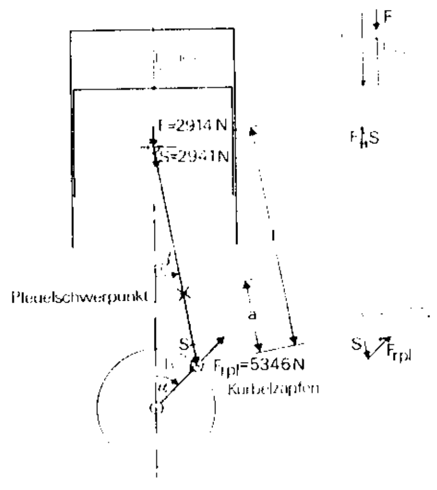


Bild 2.5.3 Erläuterungen zu Beispiel 3

Massenkraft:

$$F_{os} = (m_K + m_{Pl2})\, r\, \omega^2\, (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$
$$m_{Pl2} = m_{Pl}\, a/l$$
$$m_{Pl2} = 0{,}9\ \text{kg}\ 40\ \text{mm}/120\ \text{mm}$$
$$m_{Pl2} = 0{,}3\ \text{kg}$$
$$\omega = \pi\, n/30 = \pi\ 5000/30 = 523{,}6\ 1/\text{s}$$
$$F_{os} = (0{,}5\ \text{kg} + 0{,}3\ \text{kg})\ 0{,}0325\ \text{m}\ 274\,156\ \frac{1}{\text{s}^2} \times \left(\cos 30° + \frac{32{,}5}{120}\cos 60°\right)$$
$$F_{os} = 0{,}8\ \text{kg}\ 0{,}0325\ \text{m}\ 274\,156\ \frac{1}{\text{s}^2} \times (0{,}866 + 0{,}271 \cdot 0{,}5)$$
$$F_{os} = 0{,}8\ \text{kg}\ 0{,}0325\ \text{m}\ 274\,156\ \frac{1}{\text{s}^2}\ 1{,}002$$
$$\underline{F_{os} = 7139\ \text{N}}$$

Aus der Gas- und Massenkraft wird die **resultierende Kolbenkraft** gebildet:
$F = F_G - F_{os} = 10053\ \text{N} - 7139\ \text{N} = \underline{2914\ \text{N}}$

Das Kurbelzapfenlager wird durch die Pleuelstangenkraft und die Zentrifugalkraft des rotierenden Anteils der Pleuelstange belastet.

Pleuelstangenkraft:
$S = F/\cos\beta$
$\sin\beta = \lambda \sin\alpha = 0{,}271 \sin 30°$
$\sin\beta = 0{,}271 \cdot 0{,}5 = 0{,}136$
$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = 0{,}9908$
$\underline{S = 2914\ \text{N}/0{,}9908 = 2941\ \text{N}}$

Zentrifugalkraft des rotierenden Anteils der Pleuelstange:

$$F_{rPl} = m_{Pl}\, r\, \omega^2 = 0{,}6\ \text{kg}\ 0{,}0325\ \text{m}\ 274\,156\ \frac{1}{\text{s}^2}$$
$$\underline{F_{rPl} = 5346\ \text{N}}$$

Die Pleuelstangenkraft S und die Zentrifugalkraft F_{rPl} werden nun vektoriell zur **Resultierenden** R zusammengesetzt (Bild 2.5.3). Der Winkel für die Pleuelstangenkraft errechnet sich aus $\sin\beta = 0{,}136$; dann ist $\beta = 7{,}8°$.
Die Vektoraddition aus Bild 2.5.3 ergibt:
$\underline{R = 3517\ \text{N}}$

Damit wird die **Flächenpressung** im Kurbelzapfenlager:

$$\underline{p} = \frac{R}{b\, d} = \frac{3517\ \text{N}}{25\ \text{mm}\ 50\ \text{mm}} = \underline{2{,}81\ \text{N/mm}^2}$$

2.6 Drehkraftdiagramm

In diesem Kapitel soll das Drehkraftdiagramm für eine Hubkolbenmaschine entwickelt werden. Die **Drehkraft, auch Tangentialkraft** genannt, wurde bereits in Kapitel 2.5.1 behandelt. Im Drehkraftdiagramm wird die Tangentialkraft über dem Kurbelwinkel oder über dem Weg des Kurbelzapfens aufgetragen. Man könnte sie nach Formel (19) berechnen. Einfacher ist es aber, die Drehkraft mittels eines **grafischen Verfahrens** zu bestimmen. Diese Methode soll hier gezeigt werden.

Da die Drehkraft von der Gas- und Massenkraft am Kolben abhängt, müssen diese zuerst ermittelt werden. Die Gaskraft erhält man mit Hilfe des Indikatordiagramms. Die ausführliche Behandlung des Indikatordiagramms bleibt einem späteren Kapitel vorbehalten. Für jetzt genügt es zu wissen, daß im **Indikatordiagramm** der Gasdruck im Zylinder über dem Kolbenweg oder der Zeit aufgetragen ist (Bild 2.6.1). Das Indikatordiagramm verwandelt man durch Änderung des Ordinatenmaßstabs in ein **Gaskraft-Weg-Diagramm.** Es ist nämlich die Gaskraft das Produkt aus Gasüberdruck $p_ü$ und Kolbenfläche A. Für den Fall, daß im Indikatordiagramm der Druck absolut aufgezeichnet ist, muß die Abszisenachse bis auf die Höhe des Atmosphärendrucks angehoben werden (Bild 2.6.1).
Ist der **Druckmaßstab** z.B. 1 cm ≙ 5 bar, so wird bei einer Kolbenfläche von 50 cm² der **Kraftmaßstab** 1 cm ≙ 2500 N.
In das Gaskraft-Weg-Diagramm wird die **oszillierende Massenkraft** mit umgekehrtem Vorzeichen eingezeichnet. Dabei wird die Parabelkonstruktion aus Bild 2.1.2 angewandt. Man muß hierbei nur die aufgetragenen Beschleunigungswerte mit der oszillierenden Masse multiplizieren, d. h. anstelle von $r\,\omega^2(1 + \lambda)$ wird dann $m_{os}\, r\,\omega^2 (1 + \lambda)$ in OT nach oben abgetragen usf.
Die oszillierende Massenkraft wird deshalb mit umgekehrtem Vorzeichen eingetragen, damit man die Resultierende aus Gas- und Massenkraft direkt als Differenzstrecke zwischen der Gaskraft- und Massenkraftkurve abgreifen kann. Es wird dabei folgende Formel zugrunde gelegt:

$$\vec{F} = \vec{F}_G + \vec{F}_{os} = \vec{F}_G - (-\vec{F}_{os})$$

Als nächstes zeichnet man den **Kurbelkreis** im Abstand der Pleuellänge unter Einhaltung des Kolbenwegmaßstabs neben das Kraft-Weg-Diagramm

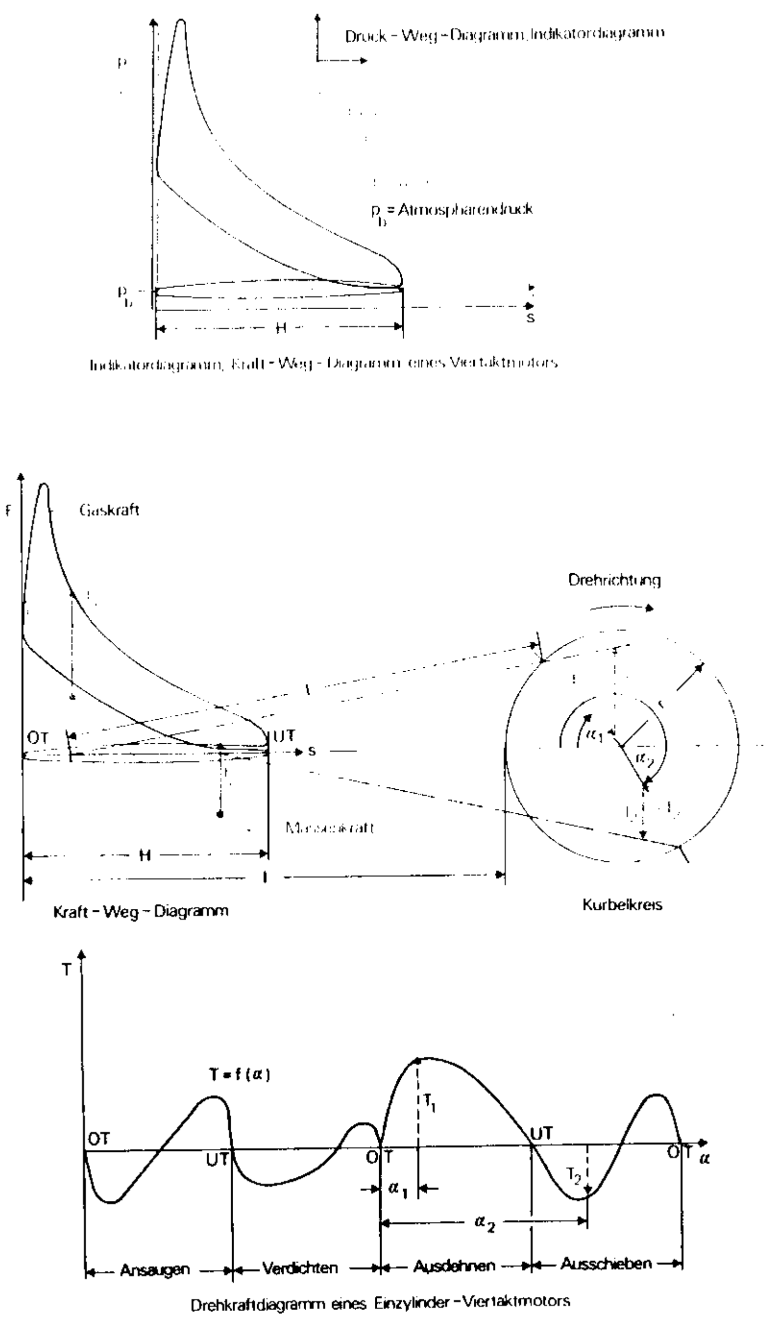


Bild 2.6.1 Konstruktion des Drehkraftdiagramms

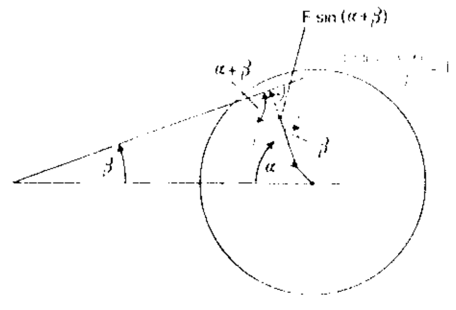


Bild 2.6.2 Beweis zu „Ermittlung der Drehkraft"

(Bild 2.6.1). Die **Tangentialkraft** findet man nun zu jedem Kurbelwinkel nach folgendem **Verfahren:**

1. Eintragen des gewünschten Kurbelwinkels im Kurbelkreis.
2. Bestimmung der Kolbenstellung zu diesem Kurbelwinkel. Dazu wird um den zu dem Kurbelwinkel gehörenden Punkt des Kurbelkreises ein Kreisbogen mit der Pleuellänge als Radius geschlagen und mit der Abszissenachse zum Schnitt gebracht.
3. An diesem Schnittpunkt wird die Resultierende aus Gas- und Massenkraft abgegriffen. Die Differenzstrecke zwischen den beiden Kurven wird als Pfeil abgenommen, dessen **Fußpunkt immer auf der Massenkraftkurve** liegt.
4. Dieser Pfeil wird am Kurbelkreis eingetragen. Zeigt die **Pfeilspitze nach oben,** so wird der Pfeil **vom Kurbelkreis nach innen** eingezeichnet. Bei Pfeilrichtung im Kraft-Weg-Diagramm nach unten wird der Pfeil vom Kurbelkreis nach außen aufgetragen (Bild 2.6.1).
5. Im Kurbelkreisbild wird durch die Pfeilspitze eine **Senkrechte** bis zum Schnitt mit der verlängerten **Pleuelstange** bzw. Pleuelstange gezogen. Diese Senkrechte ist die gesuchte **Tangential- oder Drehkraft.** Die Senkrechte wird auch wieder als Pfeil dargestellt. Seine **Spitze liegt immer auf der** verlängerten **Pleuelstange** bzw. Pleuelstange. Ist der **Pfeil nach oben** gerichtet, so bedeutet dies eine **positive,** d. h. in Drehrichtung wirkende **Drehkraft.**
6. Die Drehkraft wird jetzt im **Drehkraftdiagramm** über dem zugehörigen Kurbelwinkel aufgetragen. Übernimmt man dabei direkt die Pfeillänge aus dem Kurbelkreisbild, dann ist der Kraftmaßstab des Drehkraftdiagramms derselbe wie der des Kraft-Weg-Diagramms. Man kann aber das Drehkraftdiagramm auch in einem anderen Maßstab zeichnen. Für die Abszissenachse des Drehkraftdiagramms muß natürlich ein neuer Maßstab festgelegt werden.

Der Beweis, daß die grafische Methode zur Bestimmung der Drehkraft richtig ist, ist in Bild 2.6.2 erbracht.

Das nach vorstehendem grafischen Verfahren ermittelte Diagramm stellt den Verlauf der Drehkraft **eines** Zylinders dar. Bei **Mehrzylindermotoren** verfährt man genauso wie beschrieben. Da die Diagramme aller Zylinder gleich, aber im Kurbelwinkel gegeneinander verschoben sind, zeichnet man zunächst alle Diagramme und **überlagert** sie dann zum **Gesamtdrehkraftdiagramm** des Motors.

Das grafische Verfahren zur Bestimmung des Drehkraftdiagramms der Hubkolbenmaschine läßt sich nicht in allen Punkten auf die Kreiskolbenmaschine anwenden. Deshalb soll für die **Kreiskolbenmaschine** der **rechnerische Lösungsweg** kurz skizziert werden.

Zunächst wird das Indikatordiagramm gezeichnet. Allerdings wird der Gasdruck nicht über dem Kolbenweg, sondern über dem Exzenterwellenwinkel, der dem Kurbelwinkel entspricht, aufgetragen (Bild 2.6.3). Die Umwandlung des Indikatordiagramms in ein Gaskraft-Exzenterwellenwinkel-Diagramm verläuft wie bei der Hubkolbenmaschine. Da die Wirkungslinie der Massenkraft durch den Exzenterwellenmittelpunkt geht, ist die Tangentialkraft von ihr nicht abhängig. Maßgebend für die Tangentialkraft ist also allein die Gaskraft. Die Gaskraft ent-

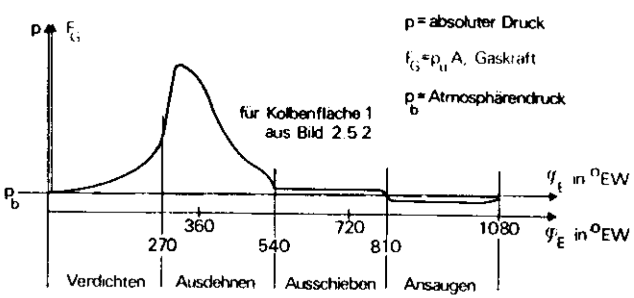


Bild 2.6.3 Indikatordiagramm, Kraft-Exzenterwellenwinkel-Schaubild eines Kreiskolbenmotors

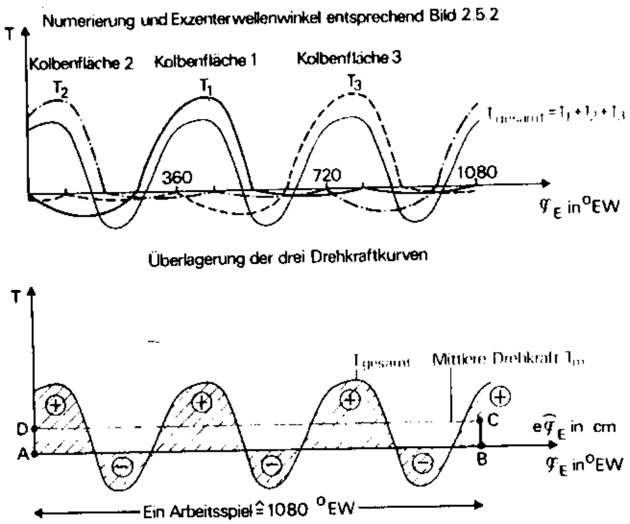


Bild 2.6.4 Drehkraftdiagramm des Kreiskolbenmotors

Der Flächeninhalt des Rechtecks $ABCD$ ist gleich der Fläche zwischen der Kurve T_{gesamt} und der φ_E-Achse. $e\widehat{\varphi}_E$ = Weg des Exzentermittelpunkts

nimmt man dem Diagramm und rechnet die Tangentialkraft nach Formel (21) aus. Trägt man nun die Tangentialkraft über dem Exzenterwellenwinkel auf, so erhält man das Drehkraftdiagramm für eine Kolbenfläche. Die Drehkraftkurven der beiden anderen Kolbenflächen zeigen den gleichen Verlauf, sind aber um 360° bzw. 720° Exzenterwellenwinkel versetzt einzuzeichnen. Durch Überlagerung dieser drei Kurven erhält man das Drehkraftdiagramm des Kreiskolbenmotors (Bild 2.6.4).

Ändert man den Abszissenmaßstab des Drehkraftdiagramms von Grad Kurbelwinkel bzw. Grad Exzenterwellenwinkel in Kurbelzapfenweg bzw. Weg des Exzentermittelpunkts, so entsteht ein **Drehkraft-Weg-Diagramm. In** einem Kraft-Weg-Diagramm stellen die Flächen zwischen Kurvenzug und Abszissenachse Arbeiten dar. Liegt eine Fläche oberhalb der Abszissenachse, so ist die Arbeit positiv, d. h., die Maschine gibt mechanische Energie ab. Die Flächen unterhalb der Abszissenachse bedeuten, daß die Maschine Arbeit aufnimmt. **Bei** einem Motor, der zu den Kraftmaschinen zählt, muß die Summe der Flächen für ein Arbeitsspiel positiv sein. Verwandelt man diese positive Flächensumme in ein **flächengleiches Rechteck** (Bild 2.6.4), so ist die Höhe des Rechtecks gleich der mittleren Drehkraft T_m. Die **mittlere Drehkraft** ist nur eine gedachte, eine reine Rechengröße. Multipliziert man die mittlere Drehkraft mit dem Kurbelradius bzw. der Exzentrizität, so erhält man nach Gleichung (20) bzw. (23) das **mittlere Drehmoment** des Motors. Das mittlere Drehmoment ist um das Reibungsmoment größer als das Nutzdrehmoment, das an der Kurbelwelle abgenommen werden kann.

2.7 Ungleichförmigkeitsgrad und Schwungrad

Das Drehmoment eines Kolbenmotors ist nicht konstant, sondern es ändert ständig seinen Wert. Die von einem Motor angetriebene Maschine benötigt aber ein konstantes Drehmoment; z. B. würde ein veränderliches Drehmoment bei einem Gleichstromgenerator Drehzahl- und damit Spannungsschwankungen verursachen. Das Glätten der Drehmomentkurve gelingt durch den Anbau eines **Schwungrads.** Dieses arbeitet als **Energiespeicher** und hält so die Drehzahl angenähert konstant. Ist das Motordrehmoment größer als das mittlere Drehmoment, dann steigt die Drehzahl ein wenig, und das Schwungrad nimmt Energie auf. Sobald das Motordrehmoment unter das mittlere Drehmoment abgesunken ist, fällt die Drehzahl, und das Schwungrad gibt Energie ab. Damit das Schwungrad überhaupt als Energiespeicher wirksam werden kann, müssen Drehzahlschwankungen zulässig sein. Die Größe der Drehzahlschwankung ist ein Erfahrungswert und von der angetriebenen Maschine abhängig. Da bei kleiner Drehzahl die gleiche Drehzahlschwankung sich nachteiliger auswirkt als bei großer, wird der Erfahrungswert als das Verhältnis von Drehzahlschwankung zu der mittleren Drehzahl angegeben. Dieses Verhältnis wird als **Ungleichförmigkeitsgrad** δ bezeichnet.

Bei der formelmäßigen Definition des **Ungleichförmigkeitsgrads** wird meist anstelle der Drehzahl die Winkelgeschwindigkeit ω verwendet.

(24)

$$\boxed{\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}}$$

ω_{max} = größte Winkelgeschwindigkeit während eines Arbeitsspiels

ω_{min} = kleinste Winkelgeschwindigkeit während eines Arbeitsspiels

ω_m = $\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$ (arithmetischer Mittelwert)

Den **Wert für** ω_m errechnet man aus der Maschinendrehzahl nach der **Formel**

$$\omega_m = 2\,\pi\,n$$

Für den zulässigen **Ungleichförmigkeitsgrad** δ werden folgende **Erfahrungswerte** eingesetzt:

Drehstromgenerator	1/300
Fahrzeugmotor	1/200
Gleichstromgenerator	1/150
Spinnmaschine	1/90
Papiermaschine	1/45
Pumpen und Gebläse	1/25

Die im Schwungrad gespeicherte **kinetische Energie** E läßt sich durch die **Formel** darstellen:

$$E = \frac{J}{2}\,(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$$

J = Massenträgheitsmoment des Schwungrads

Diese Formel wird mit Hilfe des Ungleichförmigkeitsgrads für die Schwungradberechnung etwas abgeändert. Mit

$$E = J\,\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}\,(\omega_{max} - \omega_{min})$$

wird nach Einführung des Ungleichförmigkeitsgrads

$$E = J\,\omega_m\,\delta\,\omega_m$$

(25)

$$\boxed{E = J\,\omega_m^2\,\delta}$$

Nach dieser Formel läßt sich das **Massenträgheitsmoment des Schwungrads** berechnen. Dabei bleibt das Massenträgheitsmoment der Kurbelwelle meist unberücksichtigt.

Die im **Schwungrad zu speichernde Energie** E ermittelt man nach folgendem **Verfahren:**

In das Drehkraftdiagramm wird die mittlere Drehkraft T_m eingetragen. Da im Drehkraftdiagramm die Drehkraft als Funktion des Wegs aufgetragen ist, stellen die Flächen Arbeiten dar. Alle Flächen oberhalb und unterhalb der Waagerechten, der mittleren Drehkraft, werden ausgezählt, d. h. ihr Flächeninhalt wird bestimmt. Nun werden die Flächeninhalte nach Festlegung eines Maßstabs als Pfeile aneinandergesetzt. Dabei zeigen die Pfeile der oberhalb der Linie der mittleren Drehkraft liegenden Flächen nach oben. Der Abstand der äußersten Enden dieses Pfeilzugs entspricht dann der im Schwungrad zu speichernden Energie (Bild 2.7.1).

Diesem Verfahren liegt folgende Überlegung zugrunde: Die angetriebene Maschine benötigt eine

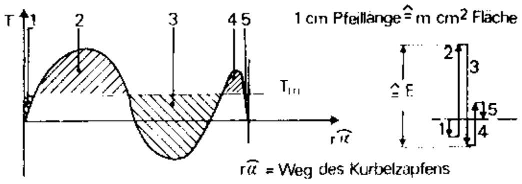


Bild 2.7.1 Ermittlung der Speicherenergie E

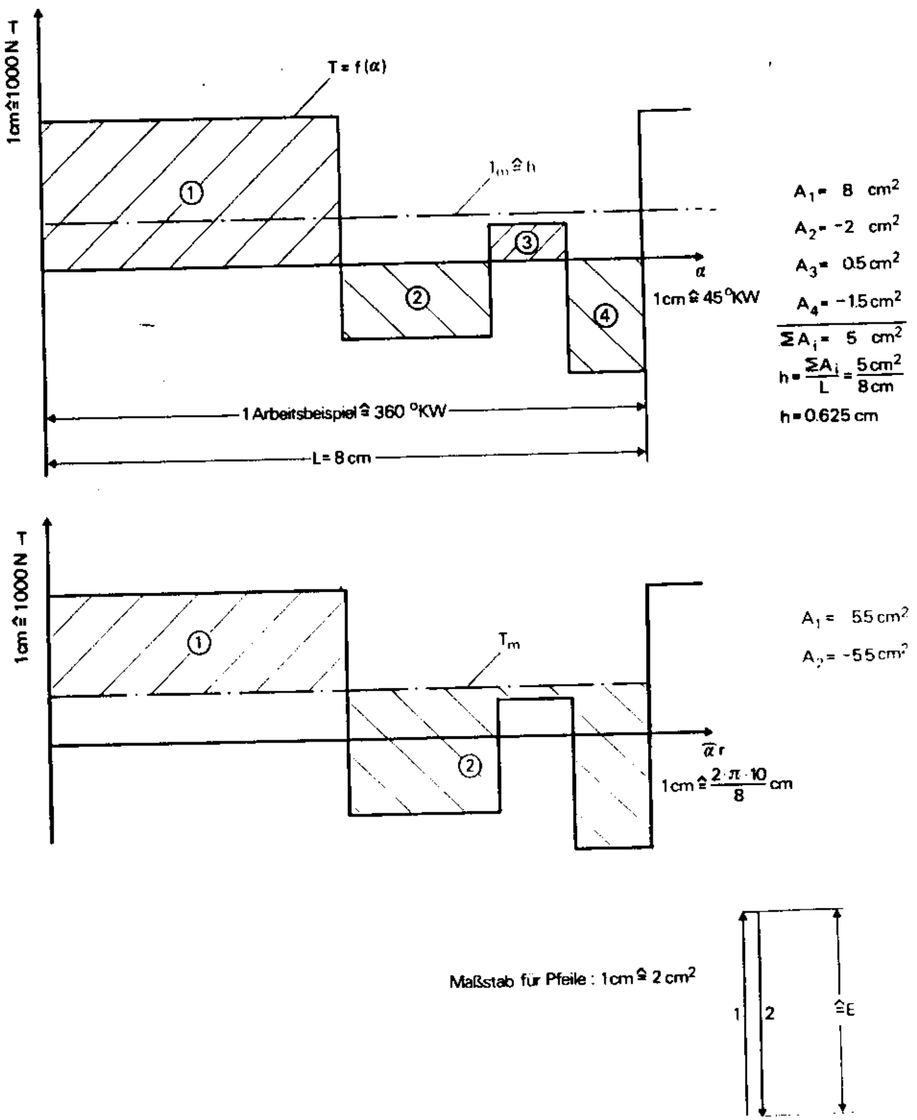


Bild 2.7.2 Diagramme zu Beispiel 4

konstante, d. h. die mittlere Drehkraft. Ist die Motordrehkraft größer als die mittlere, so wird das Schwungrad beschleunigt, es nimmt Energie auf. Durch das vorstehend beschriebene Verfahren findet man gerade die Energie, die das Schwungrad zwischen ω_{min} und ω_{max} speichern muß.

Beispiel 4
Für das in Bild 2.7.2 stilisiert dargestellte Drehkraftdiagramm ist die für die Schwungradberechnung benötigte Energie E zu bestimmen.
Gegeben: Drehkraftdiagramm
Kurbelradius $r = 10$ cm

Lösung
Zuerst wird in das gegebene Drehkraftdiagramm die mittlere Drehkraft T_m eingezeichnet. Dazu werden die Flächeninhalte der Flächen 1, 2, 3, 4 ausgezählt und unter Berücksichtigung ihrer Vorzeichen addiert. Die Summe der Flächen ΣA_i beträgt nach Bild 2.7.2 5 cm². Die Länge L des Arbeitsspiels ist 8 cm. Damit erhält man für die **Höhe** des flächengleichen Rechtecks h = **0,625 cm.** Nun kann man die mittlere Drehkraft T_m im Abstand von 0,625 cm von der Abszissenachse eintragen.
Der Abszissenmaßstab wird mit Hilfe des gegebenen Kurbelradius $r = 10$ cm von Grad Kurbelwinkel in Kurbelzapfenweg umgewandelt.
Mit T_m als Bezugslinie werden die Flächen 1 und 2 ausgezählt. Wenn T_m richtig bestimmt wurde, muß die Summe dieser Flächen Null sein. Nach Festlegung des Maßstabs werden die beiden Flächen als Pfeile in einem Linienzug dargestellt. Der größte Abstand in diesem Linienzug entspricht der gesuchten Speicherenergie E. Unter Beachtung der Maßstäbe erhält man die **Speicherenergie:**

$$\underline{E} = 5{,}5\ \text{cm}^2\ \frac{1000\ \text{N}}{\text{cm}}\ \frac{62{,}8\ \text{cm}}{8\ \text{cm}} = \underline{\underline{43\,200\ \text{Ncm.}}}$$

2.8 Massenausgleich

In Kapitel 2.4 wurden die Massenkräfte behandelt. Dabei wurde bereits darauf hingewiesen, daß die Massenkräfte Schwingungen erregen können, da sie periodisch veränderlich sind. Diese Schwingungen wirken sich nachteilig auf die Aufhängung und Umgebung des Motors aus. Deshalb sollte der Konstrukteur auf guten Massenausgleich bedacht sein.
Bei **Mehrzylindermotoren** treten neben den **Massenkräften** auch noch Massenmomente auf. Unter **Massenausgleich** versteht man daher die Maßnahme, durch geschickte Anordnung der Kurbelkröpfungen und Anbau von Gegengewichten an die Kurbelwelle die Massenkräfte und Massenmomente auf ein Minimum zu reduzieren.

2.8.1 Ausgleich der Massenkräfte bei der Einzylindermaschine

Bei der Einzylindermaschine entstehen nur rotierende und oszillierende Massenkräfte und keine Massenmomente.
Die **rotierende Massenkraft** wird, wie in Bild 2.8.1 gezeigt, durch Anbau zweier Gegengewichte an die Kurbelwelle ausgeglichen. Die Größe dieser Gegengewichte läßt sich mit Hilfe der Gleichung errechnen:

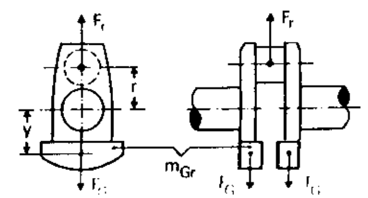


Bild 2.8.1 Gegengewichte an der Kurbelwelle

$$F_r = m_r\, r\,\omega^2 = 2\, m_{Gr}\, y\, \omega^2$$

(26)

$$\boxed{m_{Gr} = m_r \frac{r}{2\,y}}$$

m_{Gr} = Gegengewichtsmasse zum Ausgleich der rotierenden Massenkraft
m_r = rotierende Masse
r = Kurbelradius
y = Abstand des Gegengewichtsschwerpunkts vom Kurbelwellenmittelpunkt

Die **oszillierende Massenkraft** wird nach Formel (12) bestimmt:

$$F_{os} = m_{os}\, r\,\omega^2\,(\cos\alpha + \lambda\,\cos 2\,\alpha)$$

Diese Massenkraft wird in die **Massenkräfte 1.** und **2. Ordnung** zerlegt:

(27)

$$\boxed{F_I = m_{os}\, r\,\omega^2\ \cos\alpha}$$

und

(28)

$$\boxed{F_{II} = m_{os}\, r\,\omega^2\,\lambda\ \cos 2\,\alpha}$$

Die **Massenkraft 1. Ordnung** ändert sich im Rhythmus der Kurbelwellenumdrehung, d. h. mit cos α. Die **Massenkraft 2. Ordnung** hingegen hängt vom doppelten Kurbelwinkel ab. Daher läßt sich durch Gegengewichte an der Kurbelwelle nur die Massenkraft 1. Ordnung ausgleichen.

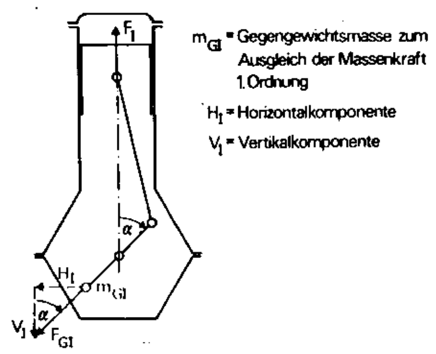


Bild 2.8.2 Zerlegung der Gegengewichtskraft in eine vertikale und eine horizontale Komponente

Da die oszillierenden Massenkräfte in Richtung der Zylinderachse wirken, die zum Ausgleich angehängten Gegengewichte aber mit der Kurbelwelle umlaufen, dient nur die **senkrechte Komponente der Gegengewichtskraft** zum **Massenausgleich.** Die Horizontalkomponente ist eine unerwünschte störende Zusatzkraft (Bild 2.8.2). Damit die Horizontalkomponente nicht zu groß wird, gleicht man durch Gegengewichte meistens nur 50% der Massenkraft 1. Ordnung aus. Die **Formel** zur Berechnung der **Gegengewichte** gewinnt man aus folgender Gleichung:

$$\varphi F_I = \varphi m_{os} r \omega^2 \cos\alpha = 2 m_{GI} y \omega^2 \cos\alpha \tag{29}$$

$$\boxed{m_{GI} = \varphi m_{os} \frac{r}{2y}}$$

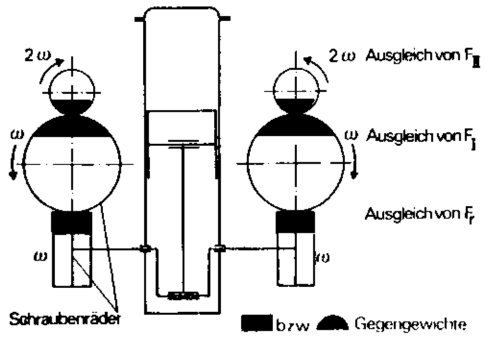


Bild 2.8.3 Vollständiger Massenausgleich bei der Einzylindermaschine

m_{GI} = Gegengewichtsmasse zum Ausgleich der Massenkraft 1. Ordnung

φ = Anteil der auszugleichenden Massenkraft 1. Ordnung (meist $\varphi \approx 0{,}5$)

Bei der Einzylindermaschine läßt sich auch die Massenkraft 2. Ordnung ausgleichen. Allerdings muß man hierzu einen erheblichen Bauaufwand treiben. In Bild 2.8.3 ist eine Maschine dargestellt, bei der die rotierenden und die oszillierenden Massenkräfte 1. und 2. Ordnung ausgeglichen sind. Die Zusatzwellen mit den Gegengewichten sind gegenläufig, so daß die horizontalen Kraftkomponenten einander entgegengerichtet sind und nicht nach außen in Erscheinung treten. Die Wellen mit den Gegengewichten zum Ausgleich der Massenkraft 2. Ordnung laufen mit doppelter Kurbelwellendrehzahl.

2.8.2 Ausgleich der Massenkräfte und Massenmomente bei Reihenmotoren

In diesem Kapitel soll nur der Ausgleich der Massenkräfte und Massenmomente bei Reihenmotoren behandelt werden.

Die Massenkräfte, die in den einzelnen Zylindern auftreten, werden nach den Formeln aus Kapitel 2.8.1 berechnet. Diese **Einzelkräfte** werden dann zu einer **Resultierenden** zusammengesetzt. Bei gutem Massenausgleich sollte die Resultierende Null oder möglichst klein sein.

Da die Einzelkräfte nicht im Massenschwerpunkt der Maschine angreifen, treten zusätzliche **Massenmomente** auf, die ebenfalls zu Resultierenden zusammengefaßt werden.

Die Größen aller dieser Resultierenden hängen sehr stark von der Form der Kurbelwelle ab. Deshalb muß diese so gestaltet werden, daß sich die Einzelkräfte ausgleichen. Bei der Lösung dieser Aufgabe müssen für die verschiedenen Kurbelwellenformen jeweils die Resultierenden bestimmt werden. Dies geschieht am schnellsten auf grafischem Wege.

2.8.2.1 Resultierende der rotierenden Massenkräfte

Zuerst zeichnet man die **Kurbelwelle** schematisch im **Quer- und Längsschnitt** (Bild 2.8.4). Der Querschnitt, der links von dem Längsschnitt liegen soll, heißt wegen seines Aussehens auch **Kurbelstern. Die Numerierung der Kurbelkröpfungen erfolgt im Längsschnitt der Kurbelwelle.** Diese Nummern werden in den Kurbelstern übertragen. Die rotierenden Massenkräfte der einzelnen Zylinder berechnet man nach Formel (11). Für die **Vektoraddition**

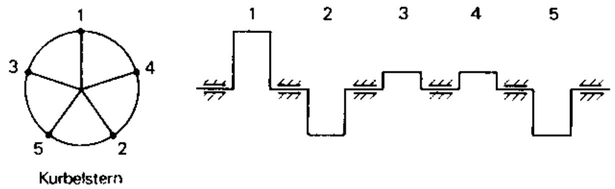


Bild 2.8.4 Kurbelstern und schematischer Längsschnitt einer Fünfzylinderkurbelwelle

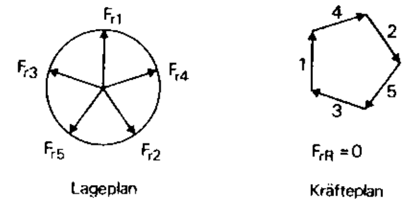


Bild 2.8.5 Grafische Ermittlung der Resultierenden der rotierenden Massenkräfte F_{rR} bei einer Fünfzylinderkurbelwelle

werden alle Kräfte nach Festlegung eines geeigneten Maßstabes parallel zu sich in eine **gemeinsame Querschnittsebene** verschoben (Bild 2.8.5). Der so entstehende Lageplan hat dasselbe Aussehen wie der Kurbelstern. Im Kräfteplan werden die Einzelkräfte zur Resultierenden F_{rR} zusammengefügt und diese in den Lageplan übertragen.

Bei einer Drehung der Kurbelwelle dreht sich die Resultierende mit konstanter Länge mit. Für eine andere Kurbelwellenstellung muß man daher die Resultierende nicht neu bestimmen, sondern es genügt, sie um den entsprechenden Kurbelwinkel zu drehen.

Bei Reihenmotoren mit gleichmäßiger Zündfolge und mehr als zwei Zylindern ist die Resultierende Null.

2.8.2.2 Resultierende der Massenkräfte 1. Ordnung

Die Massenkraft 1. Ordnung wird nach Formel (27) berechnet. Ihr Größtwert beträgt:

$$F_{I\,max} = m_{os} r \omega^2$$

Den Augenblickswert erhält man grafisch, indem man den Größtwert in Richtung des Kurbelarms im Kurbelstern aufzeichnet und auf die Zylinderachse projiziert (Bild 2.8.6). Bei der Bestimmung der Resultierenden müßte man auf die beschriebene Weise alle Augenblickswerte der Massenkräfte 1. Ordnung bilden und dann vektoriell addieren. Dies wäre ein umständliches Verfahren.

Die gleiche Resultierende erhält man einfacher, wenn man zunächst alle **Größtwerte in Richtung der Kurbelarme** aufträgt und diese Kräfte im Kräfteplan addiert (Bild 2.8.7). Die sich hierbei ergebende Resultierende, d. h. **die Resultierende der Größtwerte $F_{I\,max\,R}$, wird auf die Zylinderachse projiziert.** Diese Projektion ist die gesuchte **Resultierende der Massenkräfte 1. Ordnung F_{IR}.**

Da die Kräftepläne der rotierenden Massenkräfte und der Massenkräfte 1. Ordnung sich bis auf die Länge der Vektoren gleichen, ist es einleuchtend,

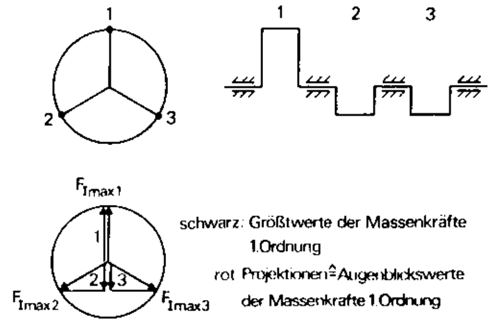


Bild 2.8.6 Grafische Bestimmung der Augenblickswerte der Massenkräfte 1. Ordnung

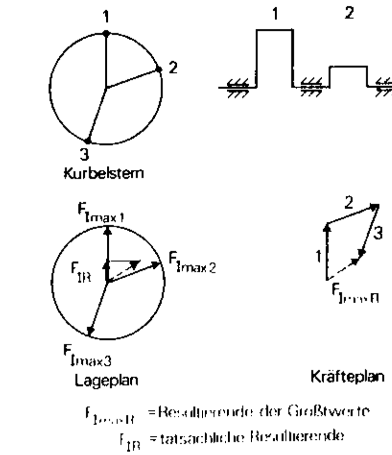


Bild 2.8.7 Grafische Ermittlung der Resultierenden der Massenkräfte 1. Ordnung F_{IR} für eine Dreizylinderkurbelwelle mit ungleichmäßiger Zündfolge

daß bei Verschwinden der Resultierenden der rotierenden Massenkräfte auch die Resultierende der Massenkräfte 1. Ordnung Null ist.
Wird die Kurbelwelle gedreht, so läuft die Resultierende der Größtwerte mit. Für die neue Kurbelwellenstellung braucht man nur diese Resultierende der Größtwerte **auf die Zylinderachse** zu projizieren und erhält so die gesuchte Resultierende der Massenkräfte 1. Ordnung.

2.8.2.3 Resultierende der Massenkräfte 2. Ordnung

Die Massenkraft 2. Ordnung wird nach Formel (28) berechnet. **Sie ändert ihren Wert mit dem doppelten Drehwinkel der Kurbelwelle,** wirkt aber wie die Massenkraft 1. Ordnung nur in der Zylinderachse.

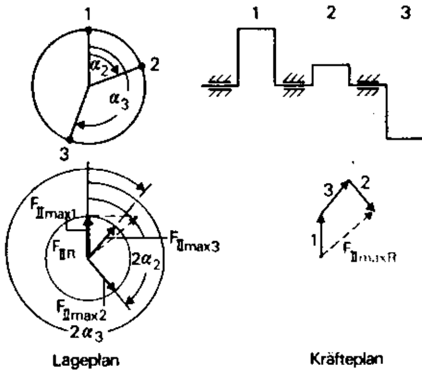


Bild 2.8.8 Grafische Ermittlung der Resultierenden der Massenkräfte 2. Ordnung F_{IIR} für eine Dreizylinderkurbelwelle mit ungleichmäßiger Zündfolge

Zur Bestimmung der Resultierenden trägt man ähnlich wie bei der Massenkraft 1. Ordnung die Maximalwerte der Einzelkräfte im Lageplan ein (Bild 2.8.8). Diese **Kräfte fallen** aber wegen „cos 2 α" **nicht mit den Kurbelarmen des Kurbelsterns zusammen.** sondern müssen alle mit verdoppeltem Winkel im Lageplan eingezeichnet werden. Im Kräfteplan werden sie zur Resultierenden der Größtwerte $F_{II\,max\,R}$ zusammengesetzt und diese in den Lageplan übertragen. Ihre Projektion auf die Zylinderachse stellt die gesuchte **Resultierende der Massenkräfte 2. Ordnung** F_{IIR} dar.
Bei einer Drehung der Kurbelwelle um den Winkel α ist die Resultierende der Größtwerte im Lageplan um den Winkel 2 α zu drehen. Die neue gesuchte Resultierende ist dann ihre Projektion auf die Zylinderachse.

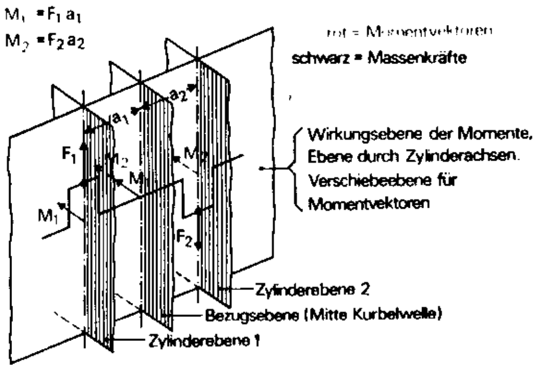


Bild 2.8.9 Momentvektoren

2.8.2.4 Resultierendes rotierendes Massenmoment

Da die Massenkräfte zum Motorschwerpunkt einen Hebelarm besitzen, entstehen **Massenmomente.** Diese Momente errechnen sich aus Kraft mal Abstand vom Schwerpunkt. Zu ihrer exakten Bestimmung müßte demnach die Lage des Motorschwerpunkts zuerst einmal festgestellt werden. Meist erspart man sich diese zeitraubende Arbeit und nimmt an, daß der Motorschwerpunkt in der Mitte der Kurbelwelle liegt. Der hierdurch in die Rechnung eingehende Fehler ist für die meisten Fälle vernachlässigbar. **Bezugspunkt zur Berechnung der Massenmomente ist also die Mitte der Kurbelwelle im Längsschnitt.**
Genau wie eine Kraft läßt sich auch ein Moment als Vektor darstellen. **Die Größe des Moments erscheint als Länge des Vektors. Der Vektor steht senkrecht auf der Wirkungsebene des Moments und zeigt mit seiner Spitze in die Richtung, in die sich eine Rechtsschraube bewegen würde, wenn sie im Drehsinn des Moments gedreht würde.**
Da ein Momentvektor auf seiner Wirkungsebene parallel zu sich verschoben werden darf, werden alle Vektoren in der durch die Mitte der Kurbelwelle gehenden Querschnittsebene eingetragen (Bild 2.8.9). Der so entstehende Lageplan läßt sich auch mit Hilfe des Kurbelsterns gewinnen. Dabei werden alle Momentvektoren wie die entsprechenden Kurbelarme, aber um 90° im Uhrzeigersinn gedreht, aufgezeichnet. **Die Pfeilspitzen der Vektoren, die sich aus Kräften links vom Bezugspunkt ergeben, zeigen vom Mittelpunkt des Kurbelsterns nach außen.** Alle Vektoren, die aus Kräften rechts vom Bezugspunkt entstehen, zielen mit ihrer Spitze zum Mittelpunkt des Kurbelsterns hin.

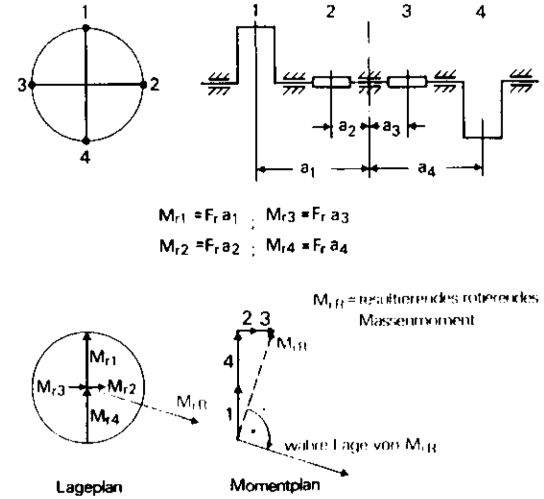


Bild 2.8.10 Grafische Ermittlung des resultierenden rotierenden Massenmoments M_{rR} für eine Vierzylinderkurbelwelle

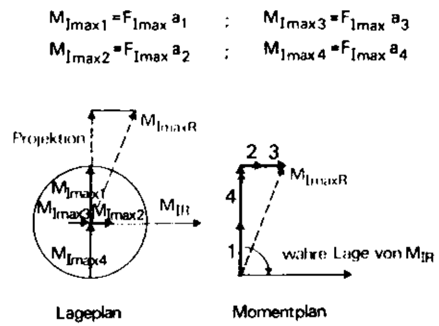


Bild 2.8.11 Grafische Ermittlung des resultierenden Massenmoments 1. Ordnung M_{IR} für die Kurbelwelle nach Bild 2.8.10

Das **resultierende Massenmoment** läßt sich noch einfacher bestimmen, wenn man die **Einzelvektoren** nicht um 90° im Uhrzeigersinn gedreht zeichnet, sondern sie genau **wie die Kurbelarme** aufträgt. Nachdem diese Vektoren im Momentplan zur Resultierenden M_{rR} zusammengesetzt worden sind, erhält man den **Momentvektor in seiner richtigen Lage,** wenn man ihn jetzt **um 90° im Uhrzeigersinn dreht** (Bild 2.8.10).

2.8.2.5 Resultierendes Massenmoment 1. Ordnung

Die oszillierenden Massenkräfte wirken nur in der Zylinderachse. Daher stehen alle Momentvektoren senkrecht auf der Ebene der Zylinderachsen.
Bei der Bestimmung des resultierenden Moments geht man ähnlich wie bei der Bildung der Resultierenden der Massenkräfte 1. Ordnung von den Größtwerten aus. Zunächst berechnet man für alle Zylinder die **Maximalwerte der Momente.** Diese trägt man unter Beachtung des in Kapitel 2.8.2.4 beschriebenen Verfahrens im Lageplan ein (Bild 2.8.11). Nachdem man im Momentplan die **Resultierende** $M_{I\,max\,R}$ gebildet hat, überträgt man diese **in den Lageplan** und **projiziert** sie **auf die Zylinderachse.** Die um 90° im Uhrzeigersinn gedrehte Projektion stellt dann das wahre resultierende Massenmoment 1. Ordnung M_{IR} dar.

2.8.2.6 Resultierendes Massenmoment 2. Ordnung

Die Vektoren der **Massenmomente 2. Ordnung** stehen senkrecht auf der Ebene der Zylinderachsen und ihre **Größe ändert sich mit dem doppelten**

Kurbelwinkel. Nach Berechnung der Größtwerte der Massenmomente 2. Ordnung trägt man ihre Vektoren mit verdoppeltem Kurbelwinkel im Lageplan ein (Bild 2.8.12). Die im Momentplan gefundene Resultierende $M_{II\,max\,R}$ wird in den Lageplan verschoben und auf die Zylinderachse projiziert. Den wahren Vektor des resultierenden Massenmoments 2. Ordnung M_{IIR} erhält man dann durch Drehung der Projektion um 90° im Uhrzeigersinn.

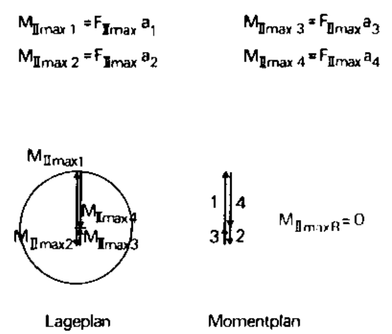


Bild 2.8.12 Grafische Ermittlung des resultierenden Massenmoments 2. Ordnung M_{IIR} für die Kurbelwelle nach Bild 2.8.10

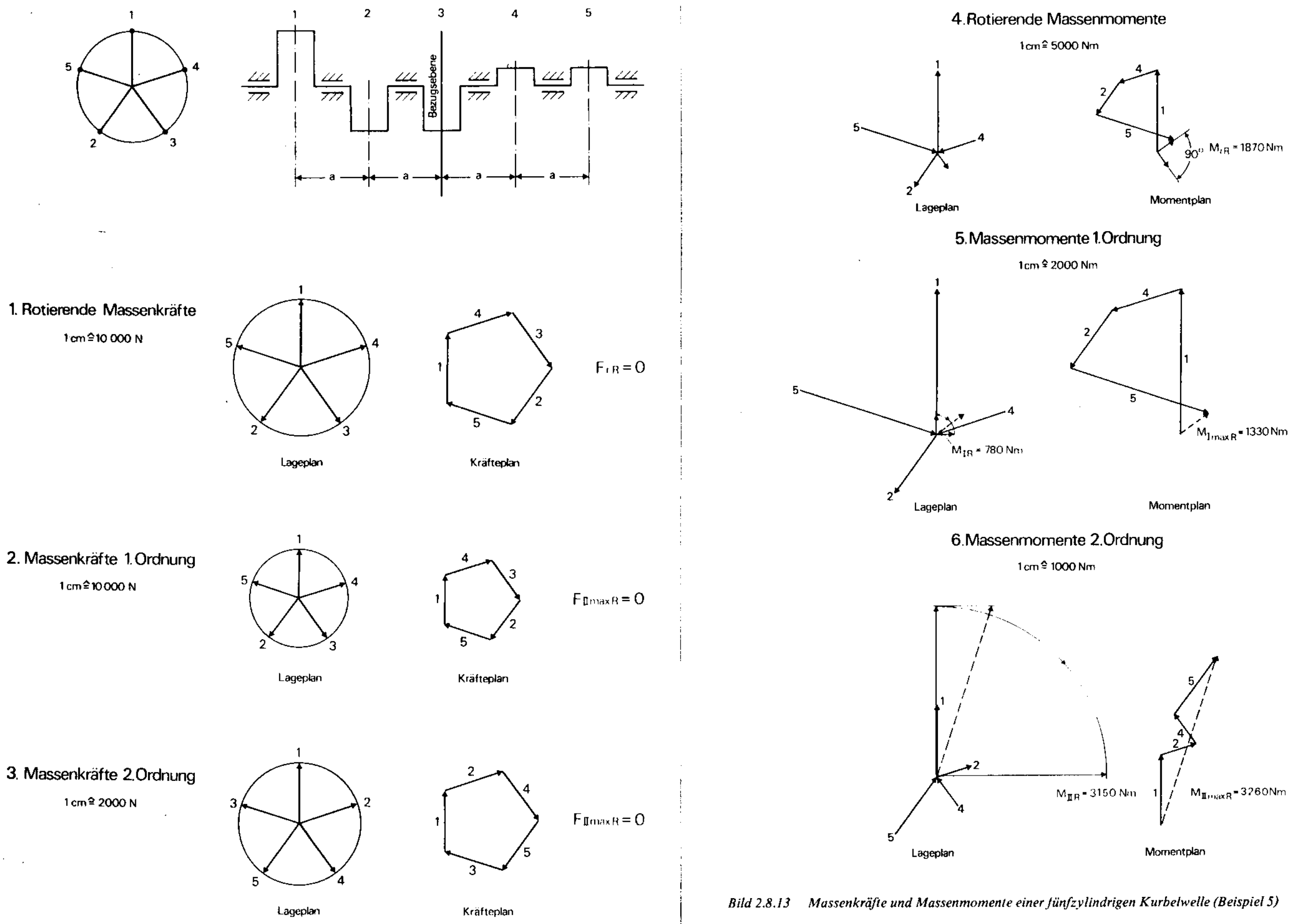


Bild 2.8.13 Massenkräfte und Massenmomente einer fünfzylindrigen Kurbelwelle (Beispiel 5)

Beispiel 5
Für die skizzierte fünfzylindrige Kurbelwelle sollen die resultierenden Massenkräfte und Massenmomente bestimmt werden (Bild 2.8.13). Gegeben sind:

$$m_{os} = 10\ \text{kg}$$
$$m_r = 14\ \text{kg}$$
$$n = 1000\,\frac{1}{\text{min}}$$
$$\lambda = 0{,}25$$
$$H = 180\ \text{mm}$$
$$a = 300\ \text{mm}$$

Lösung
Zuerst werden für einen Zylinder berechnet:

1. die rotierende Massenkraft

$$F_r = m_r\, r\, \omega^2$$

$$\underline{F_r} = 14\ \text{kg} \cdot 0{,}09\ \text{m} \cdot 105^2\,\frac{1}{s^2} = \underline{13\,900\ \text{N}}$$

2. der Maximalwert der Massenkraft 1. Ordnung

$$F_{I\max} = m_{os}\, r\, \omega^2$$

$$\underline{F_{I\max}} = F_r\,\frac{m_{os}}{m_r} = 13\,900\ \text{N} \cdot \frac{10}{14} = \underline{9900\ \text{N}}$$

3. der Maximalwert der Massenkraft 2. Ordnung

$$F_{II\max} = m_{os}\, r\, \omega^2\, \lambda$$
$$\underline{F_{II\max}} = F_{I\max}\,\lambda = 9900\ \text{N} \cdot 0.25 = \underline{2475\ \text{N}}$$

Vorstehende Werte gelten wegen gleicher Abmessungen für alle Zylinder.

Als **Kraftmaßstab** wird gewählt:

1 cm ≙ 10 000 N bzw. 1 cm ≙ 2000 N

In Bild 2.8.13 sind die Lage- und Kräftepläne für die Massenkräfte dargestellt. Alle Resultierenden sind Null.
Als nächstes werden die Massenmomente berechnet:

1. die rotierenden Massenmomente für

Zyl. 1 $M_{r1} = F_r\, 2\, a = 13\,900\ \text{N} \cdot 2 \cdot 0{,}3\ \text{m}$
$\underline{M_{r1}} = \underline{8340\ \text{N m}}$

Zyl. 2 $\underline{M_{r2}} = F_r\, a = \underline{4170\ \text{N m}}$

Zyl. 3 $\underline{M_{r3}} = 0$

Zyl. 4 $\boxed{M_{r4}} = |M_{r2}| = \underline{4170\ \text{N m}}$

Zyl. 5 $\boxed{M_{r5}} = |M_{r1}| = \underline{8340\ \text{N m}}$

2. die Maximalwerte der Massenmomente
1. Ordnung
für

Zyl. 1 $M_{I\max 1} = F_{I\max}\, 2\, a = 9900\ \text{N} \cdot 2 \cdot 0{,}3\ \text{m}$
$\underline{M_{I\max 1}} = \underline{5940\ \text{N m}}$

Zyl. 2 $\underline{M_{I\max 2}} = F_{I\max}\, a = \underline{2970\ \text{N m}}$

Zyl. 3 $\underline{M_{I3}} = 0$

Zyl. 4 $\boxed{M_{I\max 4}} = |M_{I\max 2}| = \underline{2970\ \text{N m}}$

Zyl. 5 $\boxed{M_{I\max 5}} = |M_{I\max 1}| = \underline{5940\ \text{N m}}$

3. die Maximalwerte der Massenmomente
2. Ordnung
für

Zyl. 1 $M_{II\max 1} = F_{II\max}\, 2\, a = 2475\ \text{N} \cdot 2 \cdot 0{,}3\ \text{m}$
$\underline{M_{II\max 1}} = \underline{1485\ \text{N m}}$

Zyl. 2 $\underline{M_{II\max 2}} = F_{II\max}\, a = 2475\ \text{N} \cdot 0{,}3\ \text{m} = \underline{743\ \text{N m}}$

Zyl. 3 $\underline{M_{II3}} = 0$

Zyl. 4 $\boxed{M_{II\max 4}} = |M_{II\max 2}| = \underline{743\ \text{N m}}$

Zyl. 5 $\boxed{M_{II\max 5}} = |M_{II\max 1}| = \underline{1485\ \text{N m}}$

Als **Momentmaßstäbe** werden gewählt:
Für die rotierenden Massenmomente
1 cm ≙ 5000 N m
Für die Massenmomente 1. Ordnung
1 cm ≙ 2000 N m
Für die Massenmomente 2. Ordnung
1 cm ≙ 1000 N m

In Bild 2.8.13 sind die Lage- und Momentpläne gezeichnet und die Resultierenden ermittelt.

2.9 Torsionsschwingungen

Kurbelwellen sind schwingungsfähige Gebilde. Sie bestehen nämlich aus Massen, die elastisch miteinander verbunden sind. Wirkt auf ein solches mechanisches System eine periodisch veränderliche Kraft ein, so entstehen **fremderregte** oder **erzwungene Schwingungen.** Sobald dabei die **Erregerfrequenz** der Kraft gleich der **Eigenfrequenz** der Kurbelwelle wird, tritt **Resonanz** ein, und die Schwingungsausschläge werden sehr groß. Die durch die Schwingung vergrößerte Beanspruchung darf die Dauerfestigkeit nicht überschreiten, sonst geht die Welle zu Bruch.

An der Kurbelwelle können **drei Arten von Schwingungen** auftreten:

Längsschwingungen	– die Welle schwingt in ihrer Längsachse,
Biegeschwingungen	– die Welle schwingt senkrecht zu ihrer Längsachse,
Torsionsschwingungen	– die Welle schwingt um ihre Längsachse.

Die Torsionsschwingungen sind am gefährlichsten, denn sie sind an manchen Kurbelwellenbrüchen schuld. In diesem Kapitel sollen nur die Torsionsschwingungen behandelt werden, und zwar in der Form, daß der Konstrukteur einen Einblick in die Arbeit des Schwingungsfachmanns erhält.
Zur Vermeidung von Resonanzen – selbst wenn die Welle dabei nicht zu Bruch geht, bilden sich unangenehme Betriebszustände aus, wie gestörter Massenausgleich, erhöhter Zahnräderverschleiß und Brummgeräusche – muß bei der Konstruktion der Kurbelwelle eine Schwingungsrechnung durchgeführt werden. Diese Aufgabe erledigt meist nicht der Konstrukteur, sondern der Schwingungsfachmann. Folgende Probleme sind hierbei zu klären:

1. Eigenschwingungsformen und Eigenfrequenzen der Kurbelwelle.
2. Resonanzstellen, kritische Drehzahlen.
3. Schwingungsamplituden und Torsionsspannungen.
4. Abhilfemaßnahmen, falls die Torsionsschwingungen unzulässig groß werden.

Zur Erklärung einiger wichtiger Begriffe soll zunächst der **einfache Torsionsschwinger,** der aus einer einseitig fest eingespannten Welle und einer Schwungscheibe besteht, betrachtet werden (Bild 2.9.1). Man stelle sich vor, die Welle sei masselos und die Gesamtmasse bzw. das gesamte **Massenträgheitsmoment** J sei in der Schwungscheibe vereinigt. Die **Drehelastizität** oder **Drehsteifigkeit** wird von der Welle aufgebracht. Sie besitzt die **Drehfederzahl** oder **Drehfederkonstante:**

$$c = \frac{I_p\, G}{l}$$

I_p = polares Flächenträgheitsmoment der Welle
G = Schubmodul
l = Länge der Welle
Die Drehfederkonstante ist gleich dem Drehmoment, das die Welle um den Winkel arc $\varphi = 1$ verdreht.

Wenn die Scheibe aus ihrer Ruhelage herausgedreht und dann losgelassen wird, schwingt das ganze System um seine Längsachse. Die Welle schlägt dabei am Scheibenende um den Winkel φ nach beiden Seiten aus. Der **maximale Schwingungsausschlag** heißt **Schwingungsamplitude** A. Er wird meist als Umfangsweg

$$A = \widehat{\varphi}\, r$$

angegeben. Die Schwingungsamplituden sind am Scheibenende der Welle am größten und nehmen zur Einspannstelle hin bis auf Null ab. Hier liegt ein **Schwingungsknoten** vor. Trägt man die Schwingungsamplituden über der Achse auf, so erhält man ein Bild der **Schwingungsform.**
Ein nach einmaligem Anstoß frei schwingendes System führt **freie oder Eigenschwingungen** aus. Die Anzahl Schwingungen je Sekunde wird als **Frequenz,** im Falle der Eigenschwingung als **Eigenfrequenz** ν_e bezeichnet. Daneben arbeitet der Schwingungsfachmann gern mit der **Eigenkreisfrequenz** ω_e. Es ist

$$\omega_e = 2\,\pi\,\nu_e$$

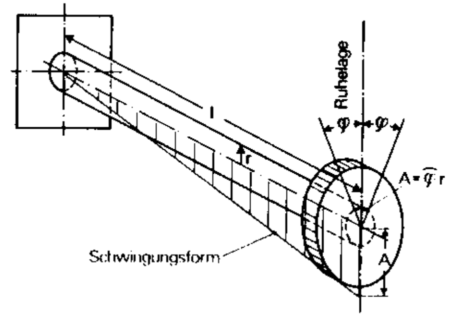


Bild 2.9.1 Einfacher Torsionsschwinger

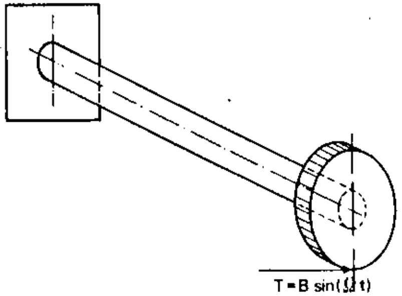


Bild 2.9.2 Fremderregung durch die periodisch veränderliche Tangentialkraft T

Die **Eigenkreisfrequenz des einfachen Torsionsschwingers** errechnet man nach der Formel (ohne Ableitung):

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{J}}$$

Außer der Eigenschwingung gibt es noch die **fremderregte oder erzwungene Schwingung.** Hierbei greift eine periodisch veränderliche Tangentialkraft T ständig an dem schwingenden System an (Bild 2.9.2). Die Anzahl der Schwingungen je Sekunde ist dann nicht mehr gleich der Eigenfrequenz, sondern das System schwingt mit der **Erregerfrequenz** ν_{err} der Tangentialkraft. Die **Schwingungsamplitude,** die bei der freien Schwingung von der Anfangsauslenkung der Scheibe abhängig ist, wird bei der fremderregten Schwingung durch die Tangentialkraftamplitude B und das Kreisfrequenzverhältnis Ω/ω_e ($\Omega = 2\pi\nu_{err}$) bestimmt. Für $\Omega = \omega_e$ entsteht Resonanz, und die Schwingungsamplitude A wird theoretisch unendlich groß (Bild 2.9.3).

In Wirklichkeit bleibt die Amplitude endlich, weil in jedem schwingenden System Dämpfung auftritt. Dabei wird Schwingungsenergie durch Reibung in Wärme verwandelt und so der Schwingung entzogen.

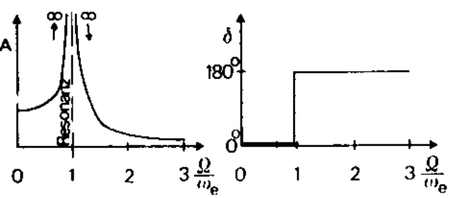


Bild 2.9.3 Amplitude A der fremderregten, ungedämpften Schwingung und Phasenwinkel δ zwischen Erregerkraft und Schwingung

Bei der **fremderregten, gedämpften Schwingung** hängt die Schwingungsamplitude außer von der Tangentialkraftamplitude und dem Kreisfrequenzverhältnis noch von der Größe der Dämpfung ab. In Bild 2.9.4 sind die Schwingungsamplituden für starke und schwache Dämpfung aufgetragen. Die Schwingungsamplitude wächst so lange, bis die durch die Erregerkraft zugeführte Energie gleich der durch die Dämpfung aus dem System herausgeholten ist.

Bei der **fremderregten, ungedämpften Schwingung** sind Kraft und Schwingungsausschlag phasengleich, solange das Kreisfrequenzverhältnis $\Omega/\omega_e < 1$ ist. Für $\Omega/\omega_e > 1$ schwingen Kraft und Ausschlag um 180° phasenverschoben. Dadurch wird mit wachsendem Ω/ω_e der Schwingungsausschlag immer kleiner.

Die **Phasenverschiebung** läßt sich am besten im **Zeigerdiagramm** erklären (Bild 2.9.5). Mit Hilfe eines mit der Frequenz der Schwingung umlaufenden Zeigers kann man eine Schwingung leicht aufzeichnen. Die Kreisfrequenz der Schwingung ist gleich der Winkelgeschwindigkeit des Zeigers. Der Winkel zwischen dem Zeiger B der Tangentialkraft und dem Zeiger A des Schwingungsausschlags ist der Phasenwinkel δ.

Bei der fremderregten, gedämpften Schwingung ist die Phasenverschiebung zwischen Tangentialkraft und Schwingungsausschlag vom Kreisfrequenzverhältnis und der Größe der Dämpfung abhängig (Bild 2.9.4). Ist die Dämpfung nur gering, so entsteht der Größtausschlag der Schwingung wie bei der ungedämpften Schwingung bei Resonanz, d. h. $\frac{\Omega}{\omega_e} = 1$. Die Erregerkraft läuft dabei dem Schwingungsausschlag um 90° voraus, d. h., sie ist phasengleich mit der Schwinggeschwindigkeit. In diesem Zustand wird dem schwingenden System durch die Erregerkraft ein Maximum an Energie zugeführt.

Nach dieser Vorbetrachtung soll nun das schwingende System der Kurbelwelle behandelt werden. Als erstes müssen die **Eigenschwingungsformen** und die **Eigenfrequenzen** bestimmt werden. Da die Kurbelwelle in ihrer verwickelten Gestalt einer direkten Schwingungsrechnung nicht zugänglich ist, muß ein schwingungstechnisch gleichwertiges **Ersatzsystem** geschaffen werden. Eine Hauptaufgabe des Schwingungsfachmanns besteht darin, dieses Ersatzsystem aus den Abmessungen der Kurbelwelle und den mit ihr schwingungstechnisch gekoppelten Bauteilen zu ermitteln.

Das Ersatzsystem setzt sich zusammen aus Scheiben und Verbindungswellenstücken. Jede Kurbelkröpfung besitzt sowohl Masse (Massenträgheitsmoment) als auch Drehsteifigkeit (Bild 2.9.6). Das Massenträgheitsmoment wird durch die Scheibe und die Drehsteifigkeit durch das Wellenstück verkörpert. Zu den Massen der Kröpfung kommt noch die halbe oszillierende Masse hinzu. Das Schwungrad wird ebenfalls als Scheibe abgebildet. Die Berechnung der Ersatzwellenstücke geschieht durch teilweise empirisch gefundene Formeln.

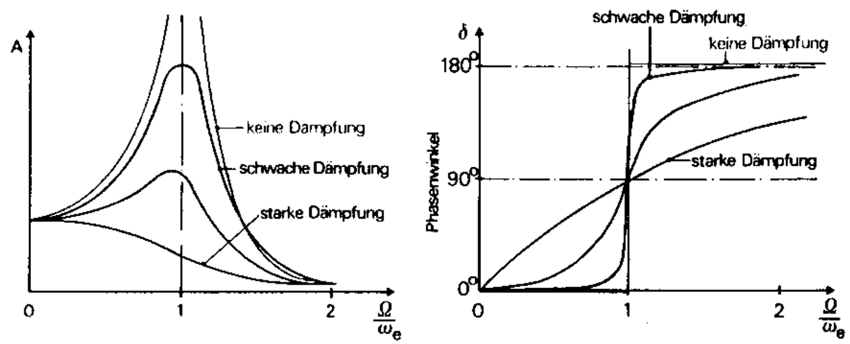


Bild 2.9.4 Amplitude A der fremderregten, gedämpften Schwingung

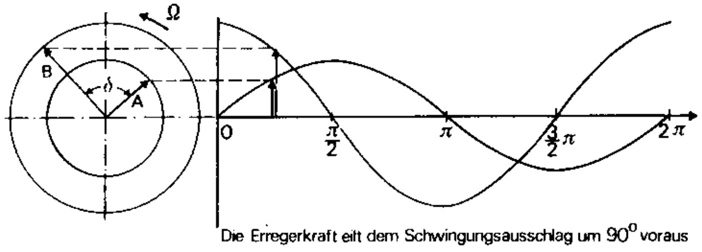


Bild 2.9.5 Zeigerdiagramm

A = Zeiger des Schwingungsausschlags
B = Zeiger der Tangentialkraft, Erregerkraft
δ = Phasenwinkel zwischen Erregerkraft und Schwingungsausschlag

Nach Abbildung der Kurbelwelle auf ihr Ersatzsystem werden dafür die Eigenschwingungsformen und Eigenfrequenzen bestimmt. **Ein System mit n Scheiben kann nach $n - 1$ Eigenschwingungsformen schwingen.** Zu jeder Eigenschwingungsform gehört dabei eine Eigenfrequenz, d. h., es treten $n - 1$ **Eigenfrequenzen auf. Eigenschwingungsform und Eigenfrequenz werden mit der Bezeichnung Grad versehen.** Die Eigenfrequenz 1. Grades gehört zur Grundschwingung, die Eigenfrequenz 2. Grades zur 1. Oberschwingung usw. Meist genügt es, die Eigenfrequenzen 1. und 2. Grades zu kennen, da für die höheren Oberschwingungen normalerweise keine Resonanzgefahr mehr b. ·cht.

Nachdem Eigenschwingungs·ormen und Eigenfrequenzen bestimmt sind, müsse· ·die **Resonanzstellen** gesucht werden. **Als Erregerkräfte treten die aus den Gas- und Massenkräften herrührenden Tangentialkräfte auf.** Diese lassen sich in **harmonische Teilkräfte** zerlegen, von denen jede schwingungserregend wirkt. Eine harmonische Kraft wird durch eine Sinus- oder Cosinusfunktion dargestellt. **Die Harmonische** (Abk. für harmonische Teilkraft) **wird mit 1. Ordnung, 2. Ordnung usw. bezeichnet. Die Ordnungszahl gibt dabei an, wieviel mal die Harmonische je Kurbelwellenumdrehung schwingt.**

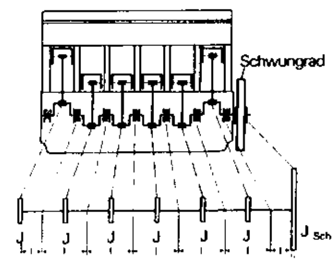


Bild 2.9.6 Ersatzsystem

J = Massenträgheitsmoment der Ersatzscheibe
l = Länge des Ersatzwellenstückes

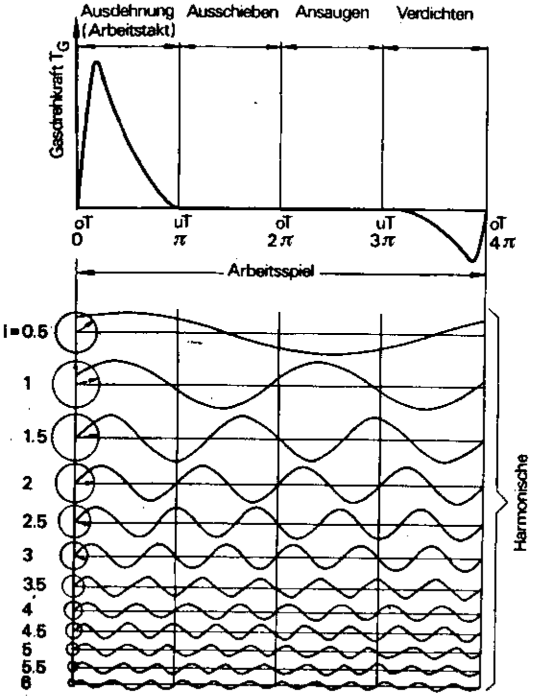


Bild 2.9.7. Harmonische Analyse (Fourier-Analyse) für einen Viertaktmotor, Nullte Ordnung, d. h. der konstante Anteil, ist nicht dargestellt

Die Zerlegung der Gasdrehkraft in Harmonische geschieht mittels **Fourieranalyse** (Bild 2.9.7). Da beim Viertaktmotor die Periode des Arbeitsspiels über zwei Umdrehungen der Kurbelwelle geht, treten Harmonische 0,5. Ordnung, 1. Ordnung, 1,5. Ordnung usw. auf. Beim Zweitaktmotor gibt es nur Harmonische 1. Ordnung, 2. Ordnung, 3. Ordnung usw.

Die Harmonischen der Massendrehkraft lassen sich direkt formelmäßig schreiben, denn die Gleichung der Massenkraft enthält bereits Cosinusglieder. Die Erfahrung hat gelehrt, daß die Massenkraftharmonischen keine gefährlichen Resonanzen anregen. Die Harmonischen niedriger Ordnung haben zwar große Amplituden, aber ihre Erregerschwingungszahlen reichen nicht an die Eigenfrequenz 1. Grades heran. Die höheren Harmonischen sind nicht stark genug, um gefährliche Resonanzschwingungen herbeizuführen. **So genügt es, bei der Bestimmung der Resonanzstellen die Harmonischen der Gasdrehkraft zugrunde zu legen.**

Die **Erregerfrequenz** und die **Erregerkreisfrequenz** einer Harmonischen errechnen sich nach den Formeln:

$$\nu_{err} = i\,n$$
$$\Omega_i = i\,\omega$$

n = Drehzahl der Kurbelwelle
ω = Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
i = Ordnungszahl der Harmonischen

Die **Erregerfrequenz** ist im Gegensatz zur Eigenfrequenz nicht konstant, sondern **ändert sich proportional zur Motordrehzahl,** wie aus vorstehender Formel hervorgeht. Trägt man beide Frequenzen über der Motordrehzahl auf, so werden die Erregerfrequenzen durch aus dem Koordinatenursprung kommende Strahlen dargestellt und die Eigenfrequenzen durch Waagerechte (Bild 2.9.8). Im Schnittpunkt dieser Linien sind beide Frequenzen gleich; es liegt Resonanz vor. Die zugehörige Drehzahl wird als **kritische Drehzahl** bezeichnet.

Nicht alle kritischen Drehzahlen führen zu einem Kurbelwellenbruch. Es wurde bereits erwähnt, daß die Größe des Schwingungsausschlags der Kurbelwelle von der Energiezufuhr abhängt. Maßgebend für die **Energiezufuhr** ist:

1. die Stärke der Erregerharmonischen,
2. die Größe des Schwingungsausschlags der Kurbelwelle am Angriffspunkt der Tangentialkraft.
3. der Phasenwinkel zwischen der Harmonischen und dem Schwingungsausschlag.

Da nicht immer eine große Erregerkraft mit einem großen Schwingungsausschlag unter dem für die

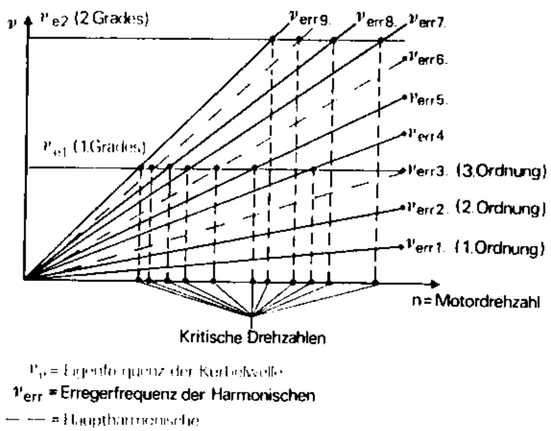


Bild 2.9.8 Kritische Drehzahlen eines Dreizylinder-Zweitaktmotors

Energiezufuhr günstigsten Phasenwinkel zusammenkommen, gibt es durchaus Resonanzzustände, die nicht zum Bruch der Kurbelwelle führen. **Der günstigste Phasenwinkel liegt dann vor, wenn die Harmonische in ihrer Schwingung dem Schwingungsausschlag um 90° voreilt.**

Die Schwingungsausschläge der Kurbelwelle an den Kröpfungen sind bei der Eigenschwingungsform 1. Grades alle in Phase und bei der Eigenschwingungsform 2. Grades in Phase und in Gegenphase (Phasenverschiebung 180°), Bild 2.9.9.

Der Phasenwinkel zwischen den Harmonischen der einzelnen Zylinder ist:

$$\Delta\psi = i\,\zeta$$

ζ = Zündabstand,
bei Viertaktmotor: $\zeta = 720°/z$
bei Zweitaktmotor: $\zeta = 360°/z$
z = Zylinderzahl

Ist der Phasenwinkel $\Delta\psi$ ein ganzzahliges Vielfaches von 360°, so sind die Harmonischen wieder phasengleich. Dafür gilt die Gleichung:

$$\Delta\psi = i\,\zeta = m\,360° \quad \text{mit} \quad m = 1, 2, \ldots$$

Diese **phasengleichen Harmonischen** regen die Kurbelwelle natürlich zu stärkeren Schwingungen an, als wenn sie gegeneinander phasenverschoben sind. Sie heißen **Hauptharmonische** und **ihre Ordnungszahl** erhält man aus der Formel:

$$i = \frac{m\,360°}{\zeta}$$

Ersetzt man den Zündabstand ζ nach vorstehenden Gleichungen, so wird für den

Viertaktmotor: $i = m\,z/2$ und für den
Zweitaktmotor: $i = m\,z$.

Alle anderen Harmonischen nennt man **Nebenharmonische.** Es kann allerdings eine Nebenharmonische niedriger Ordnung gefährlicher sein als eine Hauptharmonische höherer Ordnung, weil es bei der Schwingungserregung auch auf die Stärke der Harmonischen ankommt.

Zum Berechnen der durch die Schwingungen hervorgerufenen Torsionsspannung muß man die Schwingungsamplituden der Kurbelwelle kennen. Da bei schwacher Dämpfung im Resonanzfall die Schwingungsform nur wenig von der bekannten Eigenschwingungsform abweicht, legt man diese zur Bestimmung der Schwingungsamplituden zugrunde. Kennt man außerdem die Harmonischen, ihre gegenseitige Phasenlage und die Stärke der Dämpfung, so kann man die Schwingungsamplituden ermitteln.

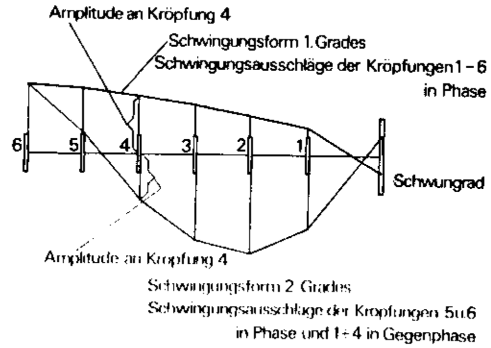


Bild 2.9.9 Schwingungsformen 1. und 2. Grades für einen Sechszylindermotor

Die Torsionsspannung ist in dem Wellenstück am größten, in dem die Differenz der Schwingungsamplituden zweier benachbarter Scheiben einen Größtwert hat. Dieser Größtwert tritt dort auf, wo der Schwingungsknoten liegt. Die Torsionsspannung, die durch die Schwingung entsteht, überlagert sich der Torsionsspannung, die infolge des Drehmoments auftritt. Für die Schwingung errechnet man die Torsionsspannung nach der Formel:

$$\tau_{Sch} = M_{Sch}/W_p \quad \text{mit} \quad M_{Sch} = c\,\Delta\varphi$$

M_{Sch} = Drehmoment infolge Schwingung
$\Delta\varphi$ = Verdrehwinkeldifferenz zweier benachbarter Scheiben (Kurbelkröpfungen)
W_p = polares Widerstandsmoment des Kurbelzapfens; der Kurbelzapfen ist die schwächste Stelle der Welle

Die vorstehende Berechnung der Torsionsspannung beruht auf der Annahme, daß der Schwingungsausschlag nur durch die Harmonische erzeugt wird, mit der die Welle gerade in Resonanz schwingt. Die in diesem Fall durch alle anderen Harmonischen hervorgerufene Torsionsspannung ist nämlich vernachlässigbar klein.

Da die Welle auch noch durch das Nutzdrehmoment belastet ist, findet man die Stelle der größten Beanspruchung dadurch, daß man beide Torsionsspannungen über der Längsachse der Kurbelwelle aufzeichnet und überlagert. Für die Größe der zulässigen Torsionsspannung ist die Dauerfestigkeit maßgebend. Wird diese infolge von Resonanz überschritten, so müssen Konstrukteur und Schwingungsfachmann gemeinsam für Abhilfe sorgen. Dafür bieten sich folgende Möglichkeiten an:

1. **Erhöhung der Eigenfrequenz** der Kurbelwelle, damit die gefährlichen kritischen Drehzahlen nicht

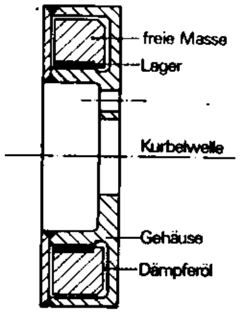


Bild 2.9.10 Öl-Drehschwingungsdämpfer

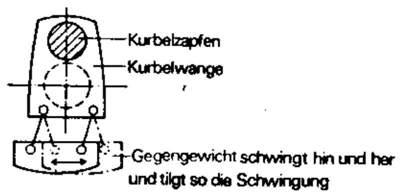


Bild 2.9.11 Schwingungstilger

mehr im Betriebsdrehzahlbereich liegen. Die Eigenfrequenz wächst, wenn die Kurbelwelle steifer gebaut wird (dickere Zapfen und kürzere Lager).

2. Falls eine Nebenharmonische die gefährliche Resonanz erzeugt, hilft eine **Änderung der Zündfolge.** Bei Resonanzen durch Hauptharmonische ist diese Maßnahme unwirksam.

3. Anbau eines **Schwingungsdämpfers** an die Kurbelwelle (Bild 2.9.10).

4. Anbau eines **Schwingungstilgers** (Bild 2.9.11). Dieser sorgt dafür, daß eine Harmonische, für die er ausgelegt ist, keine gefährlichen Schwingungen anregen kann. Im Resonanzfall führt dann zwar der Tilger kleine Schwingungen aus, aber die Welle bleibt vollkommen ruhig. Im Gegensatz zum Schwingungsdämpfer, der mechanische Energie über Reibung in Wärme verwandelt, arbeitet der Tilger verlustlos. Nachteilig ist nur, daß man für jede Harmonische, die ausgelöscht werden soll, einen Tilger braucht. Der Tilger wird als bewegliches Gegengewicht ausgebildet.

5. **Sperren bestimmter Drehzahlbereiche.** Damit keine gefährlichen Resonanzen auftreten, dürfen diese Drehzahlbereiche zwar schnell durchfahren werden, aber der Motor darf im Sperrbereich nicht für längere Zeit betrieben werden.

3 Wärmetechnische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wärmetechnischen Grundlagen behandelt, die mit dem Verbrennungsmotor eng verknüpft sind. Im übrigen werden die Grundkenntnisse der Wärmetechnik vorausgesetzt.

3.1 Arbeitsverfahren

Das Arbeitsverfahren ist der Vorgang, nach dem sich im Motor die Umwandlung der im Kraftstoff zugeführten Energie in mechanische Arbeit vollzieht.
Man unterscheidet zwei Arbeitsverfahren:

Zweitakt- und Viertaktverfahren.

Nach diesen beiden Verfahren arbeiten sowohl Diesel- als auch Ottomotoren. Fast alle Motoren werden heute einfachwirkend ausgeführt, d. h., nur eine Kolbenseite kommt mit den Verbrennungsgasen in Berührung.

3.1.1 Viertaktverfahren

Der Begriff Takt bedeutet beim Motor soviel wie Hub. **Das Viertaktverfahren erstreckt sich über 4 Hübe oder 2 Kurbelwellenumdrehungen.** In den einzelnen Takten laufen im Motor folgende Vorgänge ab:

1. Takt, Ansaugen
Der Kolben bewegt sich bei offenem Einlaß- und geschlossenem Auslaßventil von OT nach UT und saugt dabei frische Ladung in den Zylinder. In diesem herrscht ein Unterdruck von wenigen zehntel Bar.

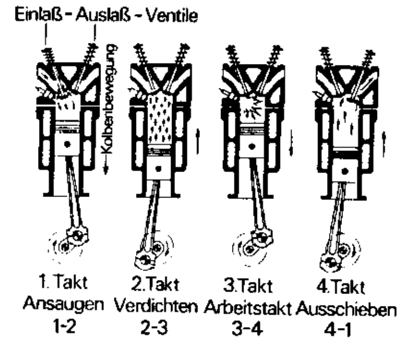
2. Takt, Verdichten
Bei geschlossenen Ventilen läuft der Kolben von UT nach OT und verdichtet die Ladung. Druck und Temperatur steigen. Ihre Endwerte betragen:
Dieselmotor etwa 30 bis 50 bar und 550 bis 700 °C
Ottomotor etwa 10 bis 16 bar und 350 bis 450 °C

3. Takt, Arbeitstakt
Die Ventile sind geschlossen. Die Verbrennung des Kraftstoffs beginnt etwa in Kolbenstellung OT. Als Folge davon steigen Temperatur und Druck und erreichen folgende Höchstwerte:
Dieselmotor etwa 2000 °C und 60 bis 100 bar
Ottomotor etwa 2500 °C und 40 bis 70 bar
Nach der Verbrennung dehnt sich das Gas aus. Nur während dieses Taktes wird vom Gas Arbeit auf den Kolben übertragen; während der drei anderen Takte muß der Kolben Arbeit am Gas leisten.

4. Takt, Ausschieben
Bei geöffnetem Auslaß- und geschlossenem Einlaßventil schiebt der Kolben die verbrauchte Ladung aus dem Zylinder hinaus. Dabei herrscht im Zylinder ein geringer Überdruck.
Im Bild 3.1.1 sind die vier Takte und das zugehörige p,V-Diagramm dargestellt.

3.1.2 Zweitaktverfahren

Beim Zweitaktverfahren dauert das Arbeitsspiel nur 2 Hübe oder 1 Kurbelwellenumdrehung. Es ist aber nicht so, daß die beiden Takte Ansaugen und Aus-



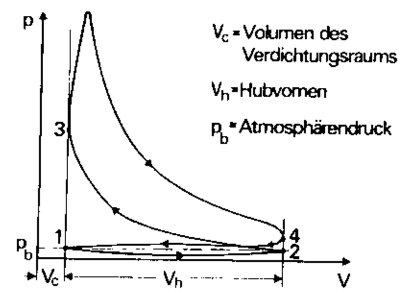


Bild 3.1.1 Viertaktverfahren

(etwa 20%), so erkennt man den Vorteil des Freikolben-Gaserzeugers.
Anhand von Bild 9.3.1 soll die Maschine kurz beschrieben werden. Zwei gegenläufige Motorkolben, die mit ihren Spülpumpenkolben fest verschraubt sind, steuern die Ein- und Auslaßschlitze des im Zweitakt arbeitenden Dieselmotors. Ein Gestänge erzwingt den Gleichlauf der Kolben. Es muß nur den Unterschied der Kolbenreibungskräfte übertragen und dient zum Antrieb von Einspritz- und Ölpumpe. Sechs Einspritzdüsen spritzen in der inneren Totpunktstellung der Kolben den Kraftstoff in den Zylinder. Durch die Explosion fliegen die Kolben nach außen. Die Luft in den Rückwurfzylindern wird verdichtet und schleudert die Kolben wieder nach innen. Die großen Spülpumpenkolben fördern 2,5-mal so viel Spülluft, wie an Luft im Zylinder verbleibt. Da das Luftverhältnis bei der Verbrennung ungefähr 2 ist, beträgt es, bezogen auf die Gesamtluftmenge, etwa 5. Die Abgastemperatur erreicht maximal nur 430 °C, und es gibt keine Wärmeprobleme für die Turbine. Die Kolben bewegen sich gewissermaßen zwischen Federn, den Luftpolstern im Motorzylinder, in den Spülpumpenzylindern und den Rückwurfzylindern. Ihre Arbeitsspielzahl und ihr Hub hängen daher von den Drücken in diesen Zylindern ab. Mit wachsender Belastung steigt der Druck im Motorzylinder. Die Kolben werden heftiger nach außen geschleudert, Hub- und Spielzahl nehmen zu. Bei Vollast erreicht der Hub je Kolben etwa 460 mm, und die Spielzahl beträgt ungefähr 600 1/min. Der Kompressionsdruck erhöht sich auf 70 bar und der Zünddruck auf 100 bar. Diese großen Drücke lassen sich ohne Schwierigkeiten beherrschen, da ja kein Triebwerk vorhanden ist. Bei abnehmender Belastung wird der Hub kürzer. Er darf aber nicht so klein werden, daß die Kolben die Aus- und Einlaßschlitze nicht mehr freigeben. Deshalb wird der Druck in den Rückwurfzylindern verringert. Ein Regler, der Stabilisator, paßt den Druck in den Rückwurfzylindern der Belastung an.
Die Maschine wird mit Druckluft angelassen. Dazu werden zunächst die Kolben über das Gleichlaufgestänge durch einen kleinen, mit Druckluft beaufschlagten Kolben in die äußeren Totpunkte geschoben. Dann strömt Druckluft in die Rückwurfzylinder ein, schleudert die Kolben nach innen, und das Arbeitsspiel beginnt.
Der Freikolben-Gaserzeuger gibt bei Vollast eine isentrope Gasleistung von 920 kW ab. Infolge der Verluste bei der Umsetzung dieser Leistung in Wellenleistung in der Turbine beträgt ihre Nutzleistung 740 kW. Die Gaserzeugerleistung läßt sich durch Verminderung der Einspritzmenge bis auf Viertellast herunterregeln. Bei noch kleinerer Belastung geben die Kolben die Schlitze nicht mehr frei, und die Maschine bleibt stehen. Soll die Turbinenleistung noch weiter vermindert werden, so muß das überschüssige Abgas vor der Turbine abgeblasen werden.
Beim Freikolben-Gaserzeuger treten keine freien Massenkräfte auf, da sich die Kolben im Gleichlauf entgegengesetzt bewegen.

10 Bauteile

Ein Motor setzt sich aus verschiedenen Baugruppen zusammen, die aus einzelnen Bauteilen bestehen. Einige wichtige und schwierige Bauteile sollen in diesem Kapitel in Kurzform behandelt werden.

10.1 Kolben

Der **Kolben** arbeitet unter schwerster mechanischer und thermischer Belastung; dabei muß er folgende **Aufgaben** erfüllen.
1. Umwandlung von Druckenergie in mechanische Arbeit.
2. Abdichtung des Zylinderraums gegen das Kurbelgehäuse.
3. Geradführung des oberen Endes der Pleuelstange bei Tauchkolbenmotoren.
4. Steuerung der Ein- und Auslaßschlitze bei Zweitaktmotoren.

Um allen Anforderungen zu genügen, müßte der Kolben folgende **Eigenschaften** aufweisen:
1. Geringe Masse, damit auch bei hohen Drehzahlen die oszillierenden Massenkräfte klein bleiben.
2. Große Steifigkeit am Kolbenboden, nachgiebige Kolbennabe und elastischer Schaft.
3. Große Festigkeit in der Ringpartie, um ein Einschlagen der Kolbenringe zu verhindern.
4. Hohe Warmfestigkeit, besonders am Boden.
5. Gute Wärmeleitung, damit keine großen Temperaturunterschiede im Kolbenmaterial auftreten.
6. Geringe Wärmedehnung und dadurch kleines Laufspiel.
Die Kolbenkonstruktion kann nur eine Kompromißlösung sein.

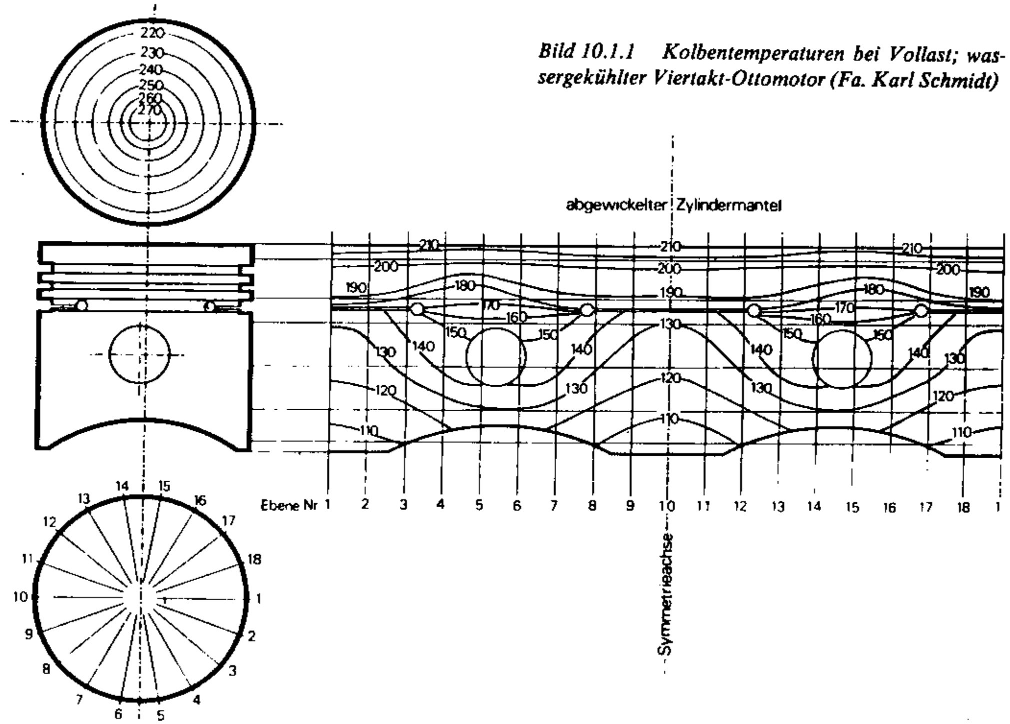


Bild 10.1.1 Kolbentemperaturen bei Vollast; wassergekühlter Viertakt-Ottomotor (Fa. Karl Schmidt)

Auf den **Kolbenboden** wirken folgende **Zünddrücke:**
40 bis 70 bar bei Ottomotoren,
60 bis 100 bar bei unaufgeladenen Dieselmotoren,
bis zu 140 bar bei aufgeladenen Dieselmotoren.

Die **größte Spannung am Kolbenboden** läßt sich mit der Formel berechenen:

$$\sigma_{br} = \frac{D_i^2\, p_z}{4\, s^2}$$

σ_{br} = radiale Biegespannung
D_i = Innendurchmesser des Bodens (Bild 10.1.2)
p_z = Zünddruck
s = Bodendicke

Die **Kolbentemperatur** hängt von vielen Einflußgrößen ab, wie Arbeitsverfahren, Verbrennungsverfahren, Art der Kühlung, Motorbelastung usw. Für einen wassergekühlten Viertakt-Ottomotor sind die Kolbentemperaturen bei Vollast in Bild 10.1.1 dargestellt.

Ein Maß für die Belastung des Kolbens ist die **spezifische Kolbenflächenleistung** P_A.

$$\boxed{P_A = \frac{P_e}{z\,A}} \qquad (91)$$

$A = \pi\, D^2/4$
P_e = Nutzleistung
z = Zylinderzahl
D = Kolbendurchmesser

Erfahrungsgemäß bewegen sich die Werte für die **spezifische Kolbenflächenleistung** zwischen 0,0015 und 0,0045 kW/mm². Mit wachsendem Kolbendurchmesser muß die spezifische Kolbenflächenleistung kleiner gewählt werden, damit infolge der längeren Wärmefließwege die Temperatur in Kolbenbodenmitte nicht unzulässig groß wird. Gekühlte Kolben vertragen eine höhere Belastung als ungekühlte.

In Bild 10.1.2 sind die wichtigsten **Kolbenmaße** eingetragen.

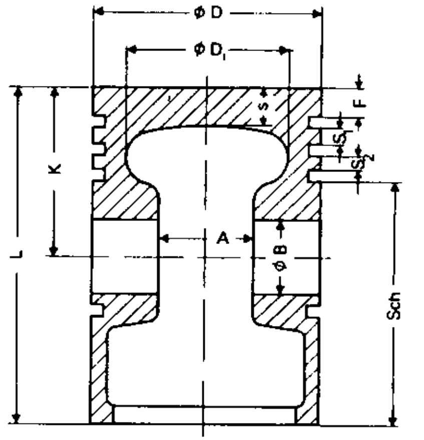


Bild 10.1.2 Kolbenmaße

Die **Lage des Kolbenbolzens** wird von zwei Faktoren bestimmt. Um Kippbewegungen des Kolbens zu vermeiden, sollte sein Schwerpunkt auf der Achse des Bolzens liegen. Andererseits müßte der Kolbenbolzen in der Mitte des Schaftes befestigt sein, damit die Normalkraft gleichmäßig auf die Zylinderwand übertragen wird. Da beide Forderungen nicht gleichzeitig erfüllt werden können, baut man den Kolbenbolzen ein wenig über Schaftmitte ein.

Zur Geräuschminderung **desachsiert** man den **Bolzen** (Bild 10.1.3). Dabei wird die Mitte des Kolbenbolzens etwa 1 bis 2 mm nach der **Druckseite** des Kolbens verschoben. Durch die Desachsierung findet der Anlagewechsel des Kolbens im Zylinder bereits kurz vor OT statt, und die Kippbewegung ist weniger heftig.

Kleine und mittlere Kolben (bis ungefähr 500 mm im Durchmesser) werden meistens aus **Aluminiumlegierung gegossen.** Sehr hoch beanspruchte Kolben **preßt** man aus bestimmten Aluminiumlegierungen. Der Rohling, eine Scheibe, wird bei etwa 500 °C mit einem Stempel in ein Gesenk hineingedrückt.

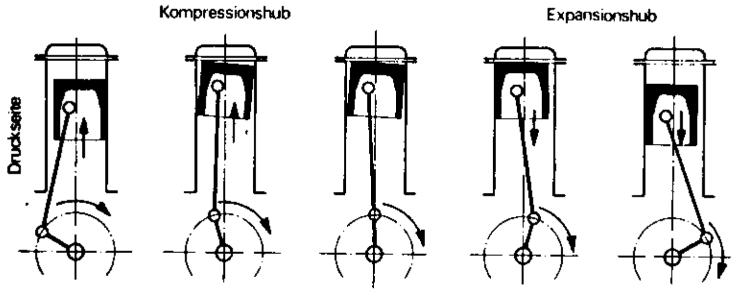


Bild 10.1.3 Anlagewechsel des Kolbens (Bolzen zur Druckseite desachsiert)

Zu Bild 10.1.2

D = Kolbendurchmesser
D_i = Innendurchmesser
L = Kolbenlänge
K = Kompressionshöhe
s = Bodenstärke
A = Nabenabstand
B = Bolzendurchmesser
Sch = Schaftlänge
F = Feuersteghöhe
S_1 = 1. Ringsteghöhe
S_2 = 2. und weitere Ringsteghöhen

(Kolbenmaße siehe Tabelle 5, Seite 170)

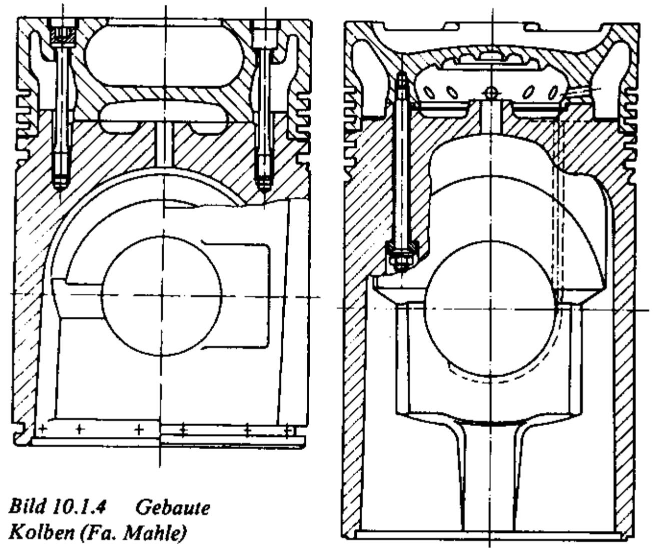


Bild 10.1.4 Gebaute Kolben (Fa. Mahle)

Die Kolbengestalt darf beim Pressen keine Hinterschneidungen aufweisen, da diese mechanisch nachgearbeitet werden müßten.

Große Kolben bestehen aus zwei oder mehr Teilen. Der Kolbenboden aus Stahl oder Gußeisen wird mit dem Schaft aus Sondergußeisen oder einer Aluminiumlegierung zusammengeschraubt (Bild 10.1.4).

Für die Kolbenherstellung finden verschiedene **Aluminiumlegierungen** Verwendung. Neben Aluminium enthalten sie 11 bis 25% Silizium, jeweils

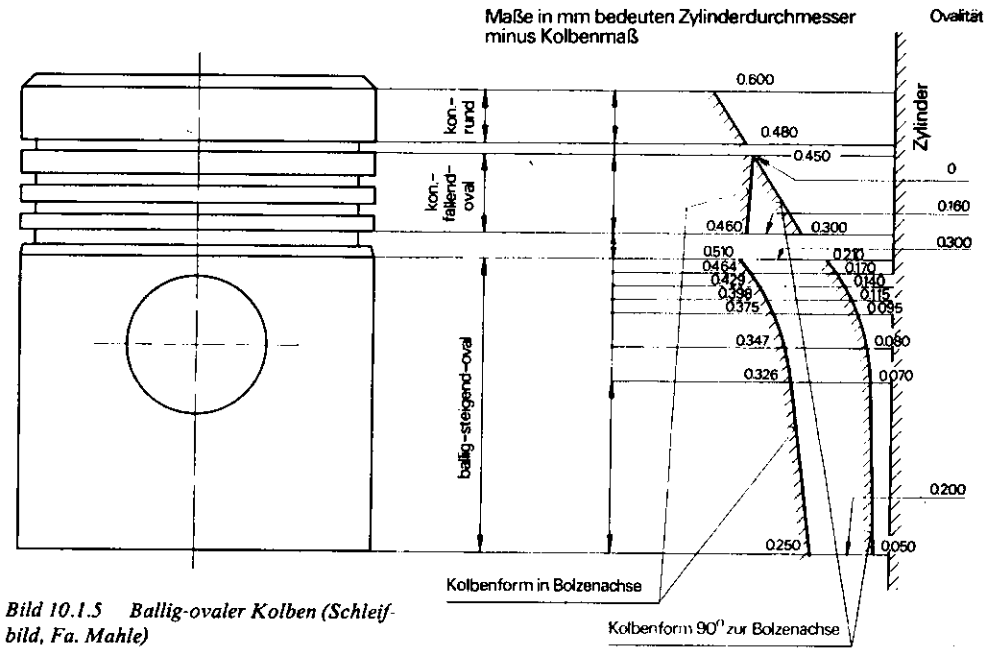


Bild 10.1.5 Ballig-ovaler Kolben (Schleifbild, Fa. Mahle)

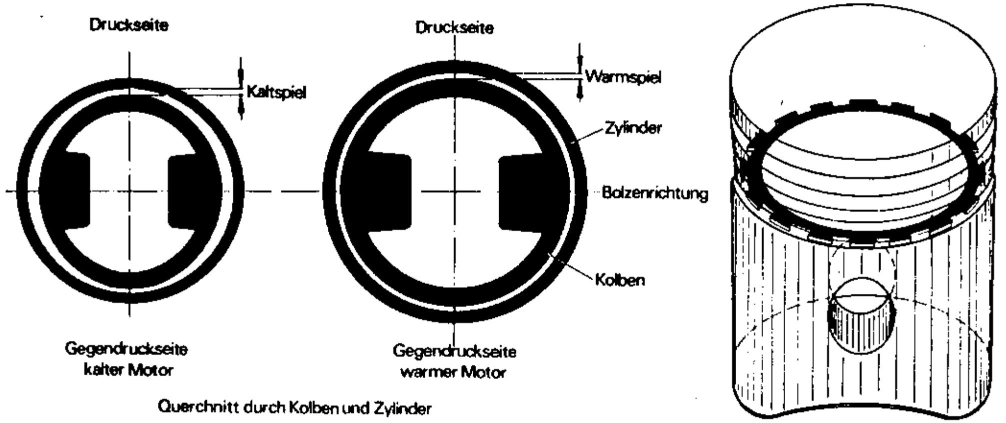


Bild 10.1.6 Kolbenausdehnung beim Ringstreifenkolben (Fa. Karl Schmidt)

1 bis 2% Kupfer, Nickel und Magnesium und in Mengen unter 1% Eisen, Titan, Mangan und Zink.
Der Kolben dehnt sich im Betrieb stärker aus als der ihn umgebende Zylinder. Deshalb muß das **Einbauspiel** im kalten Zustand relativ groß vorgesehen werden. Die äußere **Kolbenform** ist **ballig-oval** im kalten Zustand, so daß sich aufgrund der Temperatur- und Massenverteilung im Betrieb die zylindrische Form einstellt (Bild 10.1.5).

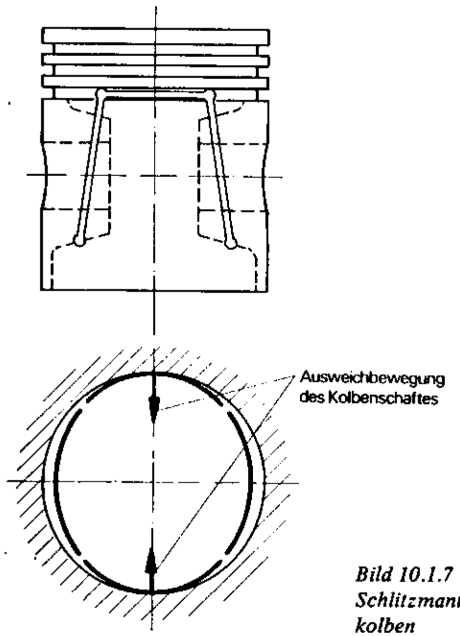


Bild 10.1.7 Schlitzmantelkolben

Durch **Einbau** sogenannter **Regelglieder** kann man die Kolbenausdehnung so beeinflussen, daß das Spiel sich nur wenig ändert. Dadurch erzielt man geräuscharmen Lauf, kleinen Ölverbrauch und Freßsicherheit. Die Regelglieder bestehen aus **eingegossenen Stahlteilen,** die, wie z. B. in Bild 10.1.6 gezeigt, die unerwünschte Ausdehnung senkrecht zur Bolzenachse in eine in Bolzenrichtung verwandeln. Die Schaftovalität muß hierbei natürlich besonders groß vorgesehen werden. Damit die Regelglieder voll wirksam werden können, trennt ein Schlitz in der Nut des Ölabstreifrings den Schaft vom Kolbenoberteil und verhindert gleichzeitig den Wärmefluß zum Schaft.
Kleines Laufspiel ist auch beim **Schlitzmantelkolben** (Bild 10.1.7) möglich. Durch Materialermüdung besteht allerdings die Gefahr, daß an den Schlitzen Brüche auftreten.
Mit zunehmendem Kolbendurchmesser wachsen die Wärmeleitwege, und die Temperaturen am Kolbenboden steigen. **Kühlung des Kolbens,** meistens mit Öl, seltener mit Wasser, verhindert unzulässig hohe Temperaturen (Bild 10.1.8).

10.1.1 Kolbenringe

Die **Kolbenringe** werden nach ihrer Aufgabe eingeteilt in **Verdichtungs- und Ölabstreifringe.** Eine Übersicht über die verschiedenen Ringformen gibt das DIN-Blatt 24909.
Die **Verdichtungsringe** sollen in erster Linie den Zylinderraum abdichten, aber sie beeinflussen auch die an der Zylinderwand verbleibende Ölmenge. Die Hauptaufgabe der **Ölabstreifringe** besteht darin, das überschüssige Öl von der Zylinder-

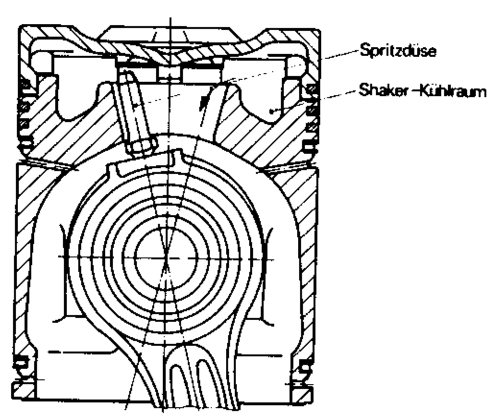


Bild 10.1.8 Ölgekühlter Kolben (Fa. Mahle)

wand ins Kurbelgehäuse abzustreifen. Das Öl zur Schmierung von Kolben und Ringen spritzt aus dem Kurbelzapfenlager an die Zylinderwand oder wird bei Großmotoren durch besondere Bohrungen in der Zylinderbüchse zugeführt.
Außerdem dienen die Ringe zur **Wärmeableitung** vom Kolben zur Zylinderwand. Dabei überträgt der oberste Verdichtungsring die größte Wärmemenge. Da nur wenig Schmieröl bis zu diesem Ring gelangt, unterliegt er einem erhöhten Verschleiß. Durch **Hartverchromen** beugt man allzu großem mechanischem und korrosivem Verschleiß vor.
Die **Vielfalt der Ringformen** (Bild 10.1.9) ist durch ihren Verwendungszweck bedingt. **Minutenringe** passen sich rasch der Zylinderform an, denn ihre Anlagefläche ist zunächst sehr klein. **Trapezringe** werden dort eingebaut, wo mit Ringverkleben durch Schmieröl- und Kraftstoffrückstände zu rechnen ist. Da die Ringe ständig in ihrer Nut wandern, wird besonders bei den Trapezringen der Schmutz herausgedreht.
Der Kolbenring muß federnd der Zylinderwand folgen, damit er gut abdichtet. In Bild 10.1.10 sind die **Radialdrücke,** mit denen der Kolbenring sich an die Zylinderwand anpreßt, für einen Viertakt- und einen Zweitaktmotor dargestellt. Die erhöhte Druckvorspannung am Ringstoß soll Flattern

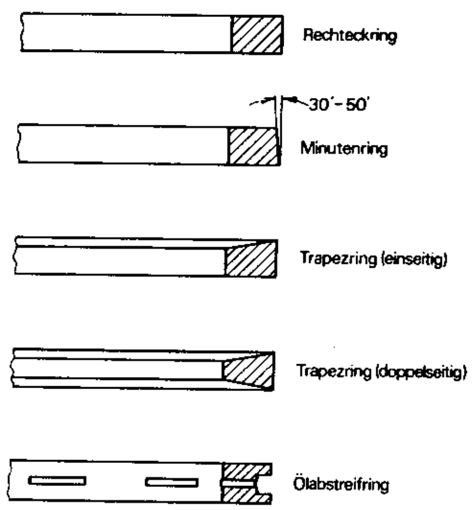


Bild 10.1.9 Kolbenringe

verhindern. Beim Zweitaktmotor darf der Druck am Ringstoß nicht so groß sein, damit die Stoßenden nicht in die Schlitze einhaken und abbrechen.
Als **Werkstoff** verwendet man für die Kolbenringe meistens **Sondergußeisen.** Die Ringe werden vorwiegend im Einzelgußverfahren gegossen, da man

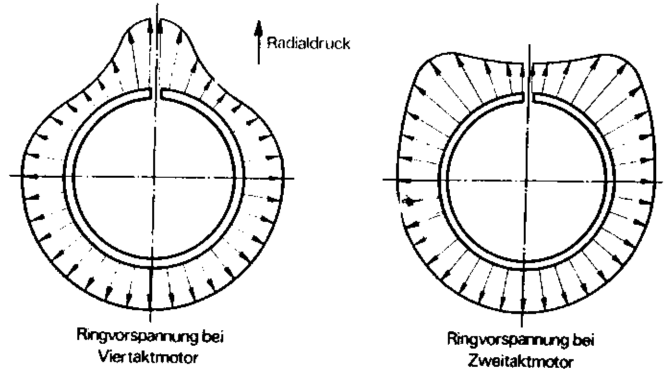


Bild 10.1.10 Radialdruckverteilung bei Kolbenringen

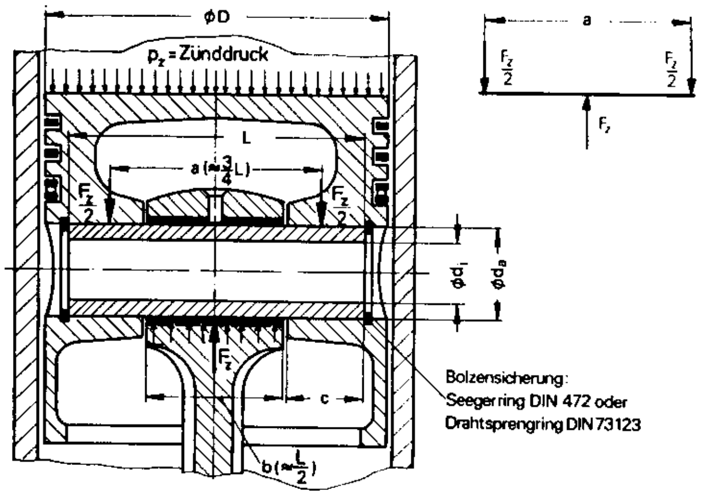


Bild 10.1.11 Kräfte am Kolbenbolzen

so ein verschleißfestes perlitisch-sorbitisches Gefüge erhält. Danach dreht man die Ringe unrund, und trennt sie auf. Auf diese Weise wird die in Bild 10.1.10 gezeigte Radialdruckverteilung beim Einbau in den Zylinder erreicht.

10.1.2 Kolbenbolzen

Der **Kolbenbolzen** überträgt die Kräfte zwischen Kolben und Pleuelstange. Er wird aus Einsatz- oder Nitrierstahl mit gehärteter und geschliffener Oberfläche hergestellt. Die Abmessungen der Kolbenbolzen kann man für **Diesel- und Ottomotoren DIN 73126** entnehmen.

Durch die Kräfte wird der Kolbenbolzen durchgebogen, ovalverformt und auf Abscherung beansprucht. Bei seiner Dimensionierung sind nicht die zulässigen Spannungen, sondern die **Verformungen** in der Kolbennabe **maßgebend,** weil von da Kolbenschäden ihren Ausgang nehmen können. Wenn die Bolzenverformungen klein gehalten werden, bleiben auch die Spannungen unter den zulässigen Werten. Für die Berechnung des Bolzens wird der in Bild 10.1.11 dargestellte vereinfachte Lastfall zugrunde gelegt.

Die **Bolzenabmessungen** lassen sich nach folgendem Verfahren bestimmen:

1. Vorläufige Annahme des Bolzenaußendurchmessers nach den **Erfahrungsformeln:**

$$d_a \approx 0{,}28\,D \text{ für Ottomotor}$$

$$d_a \approx 0{,}4\,D \text{ für Dieselmotor}$$

2. Konstruktive Festlegung der Bolzenlänge unter Berücksichtigung des Platzes für die seitlichen Bolzensicherungen.

$$L \approx 0{,}85\,D$$

3. Neue Festlegung des **Bolzenaußendurchmessers** d_a mit Hilfe der zulässigen Flächenpressung p_{zul}:

$$p = \frac{F_z}{2\,c\,d_a} \qquad F_z = p_z\,\pi\,D^2/4$$

F_z = Gaskraft bei Zünddruck p_z
D = Kolbendurchmesser
c = Lagerlänge in Kolbennabe

(92)

$$\boxed{d_a = \frac{F_z}{p_{zul}\,2\,c}}$$

Die zulässige Flächenpressung beträgt 40 bis 60 N/mm^2.

4. Auswahl eines genormten Kolbenbolzens nach DIN 73126. Dabei sind die Grenzwerte für die Bolzenlängen zu beachten.

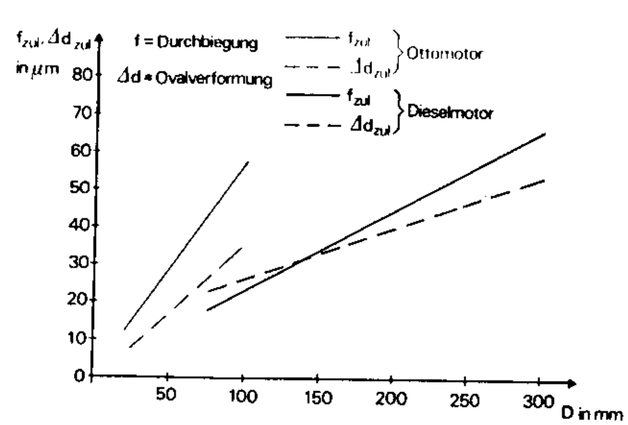
5. Kontrolle der **Durchbiegung**

Die Formel für die Durchbiegung des Bolzens ergibt sich aus dem in Bild 10.1.11 dargestellten Lastfall mit einer Korrektur für die Lastverteilung, da die Kräfte nicht punktförmig angreifen (Schlaefke [6]).

(93)

$$\boxed{f = k\,\frac{a^3\,F_z}{48\,E\,I} \leq f_{zul}}$$

Bild 10.1.12 Zulässige Durchbiegung und zulässige Ovalverformung des Kolbenbolzens (nach Fa. Karl Schmidt)



f = Durchbiegung
f_{zul} = zulässige Durchbiegung (Bild 10.1.12)
$a \approx \frac{3}{4}\,L$, Abstand der Kräfte (Bild 10.1.11)
E = 2,12 · 10^5 N/mm^2 (2,15 · 10^6 kp/cm^2) Elastizitätsmodul für Stahl
$I = \frac{\pi}{64}(d_a^4 - d_i^4)$ Flächenträgheitsmoment
$k = 1 - \frac{b}{2\,a} \approx \frac{2}{3}$, Korrekturfaktor für Lastverteilung

L, d_i und b sind Bild 10.1.11 zu entnehmen.

6. Kontrolle der **Ovalverformung**

Der Durchmesser des Kolbenbolzens nimmt unter der Last senkrecht zur Lastrichtung um den Wert Δd zu. Damit die Kolbennabe nicht gesprengt wird, darf Δd den aus Bild 10.1.12 ersichtlichen Wert für Δd_{zul} nicht überschreiten. Die Formel für die Ovalverformung lautet nach Schlaefke:

(94)

$$\boxed{\Delta d = \frac{1}{12}\,\frac{F_z\,r^3}{E\,I_L} \leq \Delta d_{zul}}$$

$$r = \frac{d_a + d_i}{4}$$

$$I_L = \frac{L\left(\frac{d_a - d_i}{2}\right)^3}{12} = \frac{L\,(d_a - d_i)^3}{96}\text{, Flächen-}$$

trägheitsmoment des auf Biegung beanspruchten Rohrlängsschnitts.

Im allgemeinen erübrigt sich eine Nachrechnung der im Bolzen auftretenden **Spannungen;** der Vollständigkeit halber werden die Formeln dazu angegeben:

1. Biegespannung aus Längsbiegung

$$\sigma_b = k\,\frac{F_z\,a}{\frac{\pi}{8}\,\frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}}$$

2. Biegespannung infolge Ovalverformung

$$\sigma_{bo} = \frac{1}{8}\,\frac{F_z\,\frac{d_a + d_i}{4}}{L\,\frac{(d_a - d_i)^2}{24}}$$

Beide Spannungen werden nach der Hypothese de[r] größten Gestaltänderungsarbeit zusammengesetzt:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_{bo}^2 - \sigma_b\,\sigma_{bo}}$$

Die Vergleichsspannung σ_v darf die zulässige Biegewechselfestigkeit nicht überschreiten.

Beispiel 14

Es sind die Abmessungen des Kolbenbolzens eines Ottomotors festzulegen.

Gegeben sind: Zünddruck p_z = 50 bar = 5 N/mm^2
Zylinderdurchmesser D = 80 mm

Lösung

1. Vorläufige Annahme des Bolzenaußendurchmessers

$$\underline{d_a} = 0{,}28 \cdot 80\text{ mm} = \underline{22{,}4\text{ mm}}$$

2. Konstruktive Festlegung der Bolzenlänge

$$\underline{L \approx 60\text{ mm}}$$

3. Neue Festlegung des Bolzenaußendurchmessers nach Formel (92).

Mit p_{zul} = 40 N/mm^2 und $2\,c = L/2$ = 30 mm erhält man:

$$\underline{d_a} = \frac{5\,\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\,5000\text{ mm}^2}{40\,\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\,30\text{ mm}} = \underline{20{,}8\text{ mm}}$$

4. Auswahl eines genormten Kolbenbolzens

Nach DIN 73125 werden folgende Abmessungen gewählt:

$$\underline{d_a = 22\text{ mm},\ d_i = 15\text{ mm},\ L = 63\text{ mm}}$$

5. Kontrolle der Durchbiegung nach Formel (93)

$$f = \frac{2}{3} \frac{\left(\frac{3}{4}\,60\text{ mm}\right)^3 25\,000\text{ N}}{48 \cdot 2{,}12 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \frac{\pi}{64} (22^4 - 15^4)\text{ mm}^4} =$$
$$= \underline{0{,}017\text{ mm}}$$

$f_{zul} = 0{,}045$ mm aus Bild 10.1.12

6. Kontrolle der Ovalverformung nach Formel (94)

$$\underline{\Delta d} = \frac{1}{12} \frac{25\,000\text{ N}\left(\frac{22 + 15}{4}\right)^3 \text{ mm}^3}{2{,}12 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \frac{63\text{ mm}\,(22 - 15)^3\text{ mm}^3}{96}} = \underline{0{,}035\text{ mm}}$$

$\Delta d_{zul} = 0{,}028$ mm

Die Ovalverformung ist zu groß. Der Innendurchmesser des Bolzens wird auf d_i = **14 mm** verkleinert. Eine nochmalige Nachrechnung der Ovalverformung, die hier nicht mehr aufgeführt werden soll, ergibt $\Delta d = 0{,}021$ mm. Dieser Wert ist zulässig. Eine erneute Kontrolle der Durchbiegung erübrigt sich, da sie schon mit der kleineren Bolzenwandstärke unter dem zulässigen Wert lag.

10.2 Pleuelstange

Die **Pleuelstange** (Bild 10.2.1) verbindet den Kolben mit der Kurbelwelle. Sie wird aus Vergütungsstahl mit einer Festigkeit von 600 bis 700 N/mm² hergestellt. Der Schaft besitzt einen runden oder I-Querschnitt. Zur Schmierung des Kolbenbolzens oder auch bei Kolbenkühlung ist der Schaft für die Ölzuführung längs durchbohrt.

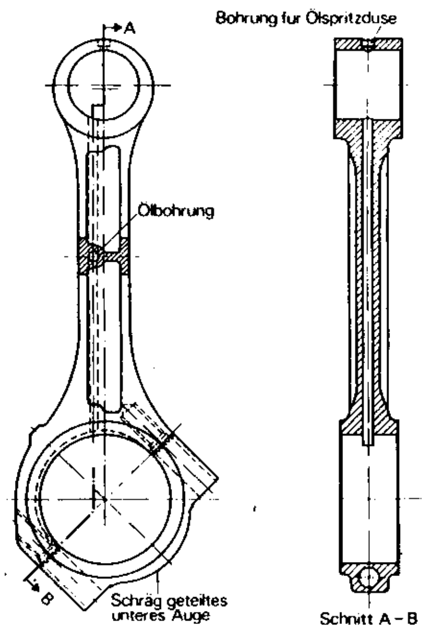


Bild 10.2.1 Pleuelstange

Die **Pleuellänge** wird so kurz wie möglich gewählt, weil dadurch der Motor niedrig baut und Gewicht gespart wird. Die untere Grenze für die Pleuellänge liegt bei einem Pleuelverhältnis $\lambda \approx 1/3{,}4$.

Das **obere Pleuelauge** nimmt das Kolbenbolzenlager auf und ist ungeteilt. Das **untere Pleuelauge** muß aus Montagegründen geteilt werden. Da bei der Montage die Pleuelstange durch den Zylinder geführt werden muß, ist bei starkem Kurbelzapfen eine schräge Teilung des unteren Pleuelauges erforderlich.

Der **Pleuelschaft** wird durch die Pleuelstangenkraft auf Druck und Zug beansprucht. Der Spannungsverlauf in den **Pleuelaugen** ist kompliziert, deshalb begnügt man sich bei der Berechnung mit Vergleichsspannungen. Diese **Vergleichsspannungen** geben nicht die wahren Spannungswerte an. Da man aber zu ihrer Berechnung dieselben stark vereinfachten Gleichungen wie zur Bestimmung der zulässigen Spannungen verwendet, kann man sie trotzdem zur Dimensionierung von Bauteilen benutzen.

Nach den aus der Mechanik bekannten Gleichungen wird der **Pleuelschaft** auf **Zug, Druck** und bei großer Stangenlänge auch auf **Knickung** berechnet.

Die **vereinfachten Formeln** zur Berechnung der Spannungen in den Pleuelaugen lauten:

Kleines Pleuelauge (Bild 10.2.2)

Zugspannung im Querschnitt A – A

(95)

$$\boxed{\sigma_z = \frac{F}{2\,A_A}}$$

Biegespannung im Querschnitt B – B

(96)

$$\boxed{\sigma_{bB} = \frac{F\,r_1}{2\,W_{bB}}}$$

F = maximale Zugkraft
A_A = Querschnitt bei A – A
r_1 = Kraftabstand
W_{bB} = Widerstandsmoment bei B – B
W_{bC} = Widerstandsmoment bei C – C

Großes Pleuelauge (Bild 10.2.2)

Biegespannung im Querschnitt C – C

(97)

$$\boxed{\sigma_{bC} = \frac{F\,r_2}{2\,W_{bC}}}$$

Die zulässigen Zug- und Biegespannungen liegen zwischen 25 und 40 N/mm².

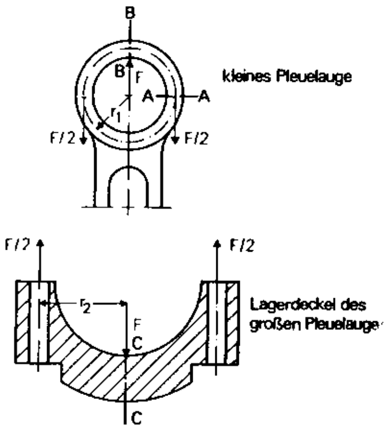


Bild 10.2.2 Zur Berechnung der Pleuelstange

10.3 Kurbelwelle

An der **Kurbelwelle** (Bild 10.3.1) vollzieht sich die Umwandlung der oszillierenden in die rotierende Bewegung. Als **Material** wird Stahl oder auch Sphäroguß verwendet. Kleine Stahlwellen schlägt man im Gesenk. Größere Kurbelwellen werden frei vorgeschmiedet, die Kröpfungen in die richtige Lage gedreht und dann fertig bearbeitet. Wellen von Großmotoren (Zylinderdurchmesser 500 mm und größer) werden aus Einzelteilen zusammengeschrumpft.

Dabei unterscheidet man **halbgebaute** und **ganzgebaute Wellen.** Bei den halbgebauten Wellen schrumpft man die Wellenzapfen in die aus einem Stück bestehende Kurbelkröpfung (2 Wangen und 1 Kurbelzapfen) ein. Dagegen werden die ganzgebauten Kurbelwellen nur aus Einzelstücken zusammengesetzt. Für die Wellen verwendet man **Vergütungsstähle** mit einer Festigkeit von 800 bis 900 N/mm². Kleinere Wellen werden an den Lager-

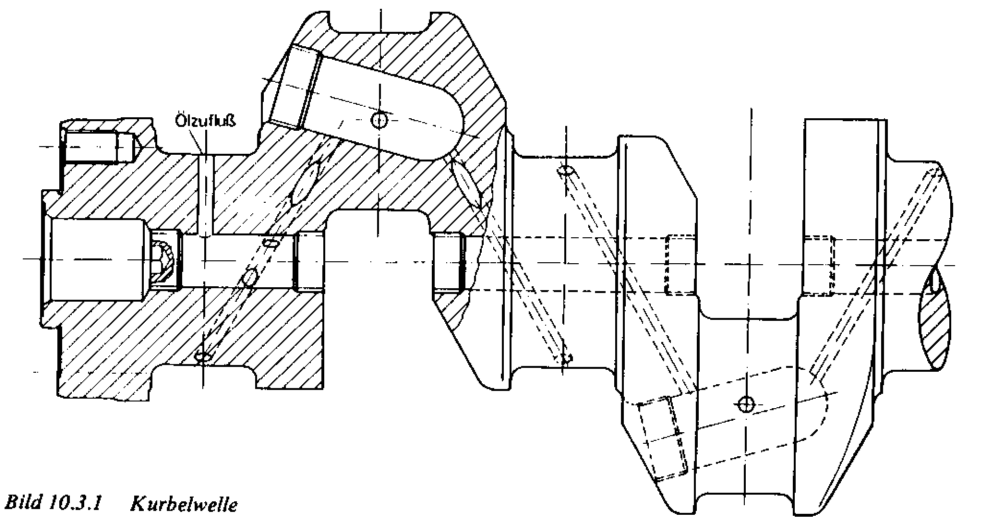


Bild 10.3.1 Kurbelwelle

stellen brenn- oder induktionsgehärtet. Die Übergänge zwischen Zapfen und Wangen sind in die Härtezone miteinzubeziehen, um dort zur Erhöhung der Gestaltfestigkeit Druckeigenspannungen zu erzeugen. Diese Druckeigenspannungen können auch durch Rollen oder Hämmern herbeigeführt werden.
Die gegossene **Sphärogußwelle** kann in ihrer Gestalt dem Kraftfluß besser angepaßt werden als die Stahlwelle. Sphäroguß dämpft Schwingungen stärker als Stahl, hat aber geringere Festigkeit.
Eine genaue **Festigkeitsrechnung** läßt sich für die Kurbelwelle nicht durchführen. Die Beanspruchung der Welle ist so vielfältig – veränderliche Gas- und Massenkräfte, Torsions- und Biegeschwingungen – und der Kraftfluß ist so kompliziert – Formzahlen, Kerbwirkungszahlen –, daß man nur mit vereinfachten Berechnungsverfahren arbeiten kann.
Die Kurbelwellen von Schiffsdieselmotoren berechnet man nach den **Regeln der Klassifikationsgesellschaften**, die diese Motoren in einem Prüflauf abnehmen, z.B. nach den Vorschriften des „Germanischen Lloyd“.

Unterliegt die **Kurbelwelle nicht den Abnahmebedingungen** einer Klassifikationsgesellschaft, so geht man bei ihrer **Dimensionierung** folgendermaßen vor:

1. Festlegung der Kurbelwellenabmessungen nach Erfahrungswerten.
1.1. Bei Ottomotoren und Lastwagen-Dieselmotoren wählt man die Abmessungen gemäß Tabelle 4.
1.2. Bei den anderen Dieselmotoren berechnet man zunächst den **Zapfendurchmesser** nach der einfachen Formel für die Torsionsspannung in einer Welle:

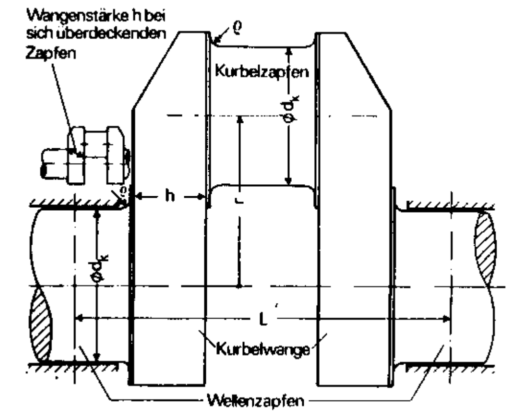


Bild 10.3.2 Abmessungen der Kurbelwelle

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_d\,16}{\tau_{zul}\,\pi}} \tag{98}$$

d_k = Zapfendurchmesser von Kurbel und Welle
M_d = größtes mittleres Drehmoment, das bei dem für die Motorbaureihe vorgesehenen Motor mit der höchsten Zylinderzahl auftritt.
τ_{zul} = 30 N/mm² für Stahl mit einer Bruchfestigkeit von 500 N/mm².

Die **Zapfenlängen** und die **Wandstärke der Wange** richtet man nach den Formeln:
Länge des Kurbelzapfens l_k = (0,45 bis 0,55) D
Länge des Wellenzapfens l_w = (0,5 bis 0,6) D
Wandstärke der Wange h = (0,25 bis 0,35) D

Tabelle 4
Erfahrungswerte zur Berechnung der Kurbelwellen von Ottomotoren und Lastwagen-Dieselmotoren

	Ottomotor	Dieselmotor
Kurbelzapfendurchmesser	0,6 D	0,7 D
Wellenzapfendurchmesser	0,68 D	0,75 D
Kurbelzapfenlänge	0,3 D	0,3 D
Wellenzapfenlänge	0,32 D	0,35 D
Wangenstärke	0,28 D	0,3 D

D = Zylinderdurchmesser

2. Kontrolle der gewählten Abmessungen

Die Kontrolle wird mit Hilfe von **Vergleichsspannungen** durchgeführt, da es nicht möglich ist, die wirklichen Spannungen zu bestimmen. Zuerst berechnet man für verschiedene Kurbelwellenstellungen die Radial- und Tangentialkräfte nach den Formeln aus Kapitel 2. Die in Wirklichkeit statisch unbestimmte Kurbelwelle wird durch gedachte Schnitte in Wellenzapfenmitte in lauter statisch bestimmte Kurbelkröpfungen zerlegt. Die Kröpfungen seien gelenkig miteinander verbunden. Nach den Regeln der Festigkeitslehre lassen sich nun die Spannungen im Kurbelzapfen und der Kurbelwange bestimmen und nach der Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit zu einer Vergleichsspannung zusammensetzen. Diese darf dann nicht größer sein als die nach dem gleichen Verfahren an betriebssicheren Kurbelwellen ermittelte zulässige Spannung.

Da das vorstehende Verfahren sehr zeitraubend ist, denn es muß für mehrere Kurbelwellenstellungen

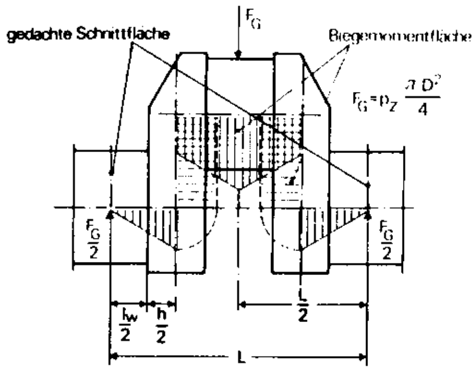


Bild 10.3.3 Biegemoment infolge Gaskraft

mit und ohne Berücksichtigung der Massenkräfte durchgeführt werden, soll noch eine sehr **stark vereinfachte Berechnungsmethode** gezeigt werden. Die größte Gaskraft tritt etwa in Kolbenstellung OT auf. Kurbelzapfen und Kurbelwangen werden durch die Gaskraft F_G auf Biegung beansprucht (Bild 10.3.3).

Biegespannung im Kurbelzapfen

$$\sigma_{bz} = \frac{F_G\,L}{4\,W_{bz}}$$

Mit $W_{bz} = \pi\, d_k^3/32$ erhält man:

$$\sigma_{bz} = \frac{F_G\,L\,8}{\pi\,d_k^3} \tag{99}$$

F_G = Gaskraft nach Formel (10)
L = Lagerabstand
d_k = Kurbelzapfendurchmesser

Biegespannung in der Kurbelwange

$$\sigma_{bw} = \frac{\frac{F_G}{2}\left(\frac{l_w}{2} + \frac{h}{2}\right)}{W_{bw}}$$

Mit $W_{bw} = b\,h^2/6$ erhält man:

$$\sigma_{bw} = \frac{1{,}5\,F_G\,(l_w + h)}{b\,h^2} \tag{100}$$

Die zulässigen Spannungen betragen
$\sigma_{b\,zul}$ = 70 bis 100 N/mm²

10.4 Zylinder

Der **Zylinder** dient dem Kolben als Arbeitsraum und Führungsbahn. Bei kleinen Motoren wird er direkt in das aus Grauguß gegossene Kurbelgehäuse eingearbeitet. Dies ist eine billige Lösung, aber bei verschlissenem Zylinder muß der Motor ganz zerlegt werden, damit die Zylinderbohrungen ausgeschliffen werden können. Die Motorüberholungsarbeit gestaltet sich

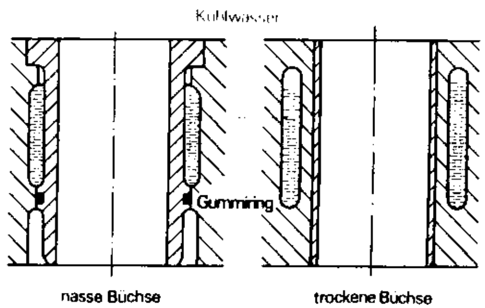


Bild 10.4.1 Zylinderbüchsen

einfacher, wenn in das Kurbelgehäuse besondere Zylinderbüchsen eingesetzt werden. Man baut in das Kurbelgehäuse **nasse** oder **trockene Büchsen** ein (Bild 10.4.1). Die nasse Büchse ist gut gekühlt, denn sie wird direkt vom Kühlwasser umspült. Ihre Wanddicke ist so auszulegen, daß sie den Gasdruck aufnehmen kann. Die dünnwandige trockene Büchse wird in die Kurbelgehäusebohrung eingepreßt. Die Wärmeableitung ist bei ihr schlechter als bei der nassen Büchse.
Als **Werkstoff** für die Zylinderbüchsen verwendet man hochwertiges Gußeisen mit perlitischem Grundgefüge. Durch Steuerung der Graphitausscheidung erhält die Büchse gute Laufeigenschaften, und ein Netz von Eisenphosphiden sorgt für Verschleißfestigkeit. Diese kann durch **Verchromen** noch stark erhöht werden, denn die Chromschicht ist sehr widerstandsfähig sowohl gegen mechanischen als auch gegen chemischen Verschleiß. Da sich auf der glatten Chromschicht das Schmieröl nicht halten kann, muß die Lauffläche **porös verchromt** werden. Bei luftgekühlten Motoren setzt man mit gutem Er-

folg Zylinder aus **Aluminiumlegierung** ein. Die **Wärmeleitfähigkeit** dieser Legierung ist dreimal so groß wie die von Grauguß. Die Temperaturverteilung ist dadurch gleichmäßiger, und die Wärme wird mit kleinerem Temperaturgefälle abgeführt. Die Lauffläche dieser Zylinder ist ebenfalls mit Chrom überzogen.

Beim **Alfin-Verbundgußverfahren** wird eine Graugußlaufbüchse mit einer Aluminiumlegierung umgossen, wobei zwischen Grauguß und Aluminium eine Übergangszone, die Alfin-Schicht (Fe_xAl_y), eine direkte metallische Verbindung zwischen den beiden Materialien herstellt. Diese Zylinder zeichnen sich durch gute Wärmeableitung und Verschleißfestigkeit aus.

Die **Zylinderwandstärke** s berechnet man mit Hilfe der Formel für dünnwandige Rohre:

(101)

$$\boxed{s = \frac{D\, p_z}{2\, \sigma_{zul}}}$$

Die zulässige Spannung σ_{zul} soll bei Grauguß zwischen 30 und 60 N/mm² liegen.

D = Zylinderdurchmesser

p_z = Zünddruck

Tabelle 5 **Mittelwerte der Kolbenmaße (alle Maße in mm)**

	Ottomotoren bis D = 100 mm	Dieselmotoren bis D = 200 mm
L	D + 15,5	1,52 D − 16
K	0,6 D	0,82 D
s	0,07 D	(0,1 bis 0,25) D
A	0,4 D	0,45 D
B	0,28 D	0,4 D
Sch	0,62 D + 19	1,3 D − 45
F	0,078 D + 1	0,23 D − 6,3
S_1	(0,035 bis 0,065) D	(0,04 bis 0,07) D
S_2	(0,03 bis 0,05) D	(0,035 bis 0,065) D
Z_R	2 bis 3	3 bis 5
m_K in g	$0{,}8\, D^3 \cdot 10^{-3}$	$D \leq 140: 1{,}1\, D^3 \cdot 10^{-3}$ $D > 140: 1{,}5\, D^3 \cdot 10^{-3} - 1000$

D = Kolbendurchmesser
D_i = Innendurchmesser
L = Kolbenlänge
K = Kompressionshöhe
s = Bodenstärke
A = Nabenabstand
B = Bolzendurchmesser
Sch = Schafthöhe
F = Feuersteghöhe
S_1 = 1. Ringsteghöhe
S_2 = 2. und weitere Ringsteghöhen
Z_R = Zahl der Verdichtungsringe
m_K = Kolbenmasse

11 Ausblick

In den vorstehenden Kapiteln werden die seit vielen Jahren gebauten und zu hoher technischer Reife entwickelten Otto- und Dieselmotoren behandelt. Sie sind unentbehrlicher Helfer unserer Zivilisation und werden es für lange Zeit auch noch bleiben.

Im Automobilbau beherrscht nach wie vor der herkömmliche Hubkolbenmotor das Feld. Die Gasturbine wird im Automobilbau wahrscheinlich nur als Abgasturbolader Eingang finden, da sie sich für kleine Leistungen wenig eignet. Auch im Lastwagenbau kam die Gasturbine bisher nicht über das Versuchsstadium hinaus. Im Flugzeugbau hingegen hat die Gasturbine als Strahltriebwerk oder Turbopropantrieb (die Flugleistung wird zum Teil über Schubdüse und zum Teil über Propeller aufgebracht) den Motor weitgehend verdrängt. Nur in Sportflugzeugen findet man noch Kolbenmotoren. Im Schiffsbau hat im Leistungsbereich bis 35 MW der große aufgeladene Zweitakt-Dieselmotor durch stetige Leistungssteigerung in den letzten Jahren die Dampfturbine als Antriebsmaschine abgelöst. Der schnellaufende Dieselmotor hat sich im Schienenverkehr zu einer unentbehrlichen Antriebsmaschine auf nicht elektrifizierten Strecken entwickelt. Auch in der Stromversorgung wird der Dieselmotor bei Notstromaggregaten und zur Deckung des Spitzenbedarfs eingesetzt.

Der Verbrennungsmotor steht nicht am Ende seiner Entwicklung, wie man bei oberflächlicher Betrachtung angesichts des erreichten technischen Standes dieser Maschine glauben könnte, sondern es erwachsen dem Motorenkonstrukteur immer wieder neue Forschungsaufgaben. So gilt es heute insbesondere die Gemischbildung und Verbrennung grundlegend zu untersuchen und so weiter zu entwickeln, daß die Luftverschmutzung durch Motoren auf ein Minimum reduziert wird.

An den Schluß unserer Betrachtung sollen zwei Maschinen gestellt werden, die Zeugnis von der Entwicklungsfähigkeit des Motorenbaus ablegen: **Wankelmotor** und **Philips-Stirling-Motor.** Der letztgenannte läßt sich zwar nicht in die Reihe der Otto- und Dieselmotoren einordnen, kann aber im weiteren Sinne zu den Verbrennungsmotoren gezählt werden.

11.1 Wankelmotor

Die Arbeitsweise des **Wankelmotors,** eines **Kreiskolbenmotors,** ist aus Bild 11.1.1 zu entnehmen. Er arbeitet nach dem **Viertaktverfahren.** Die Aus- und Einlaßkanäle für den Ladungswechsel werden durch den Kolben gesteuert. Wie in Kapitel 2 ausgeführt, kommen auf eine Kolbenumdrehung drei Exzenterwellendrehungen. Da bei einer Kolbenumdrehung drei Arbeitsspiele stattfinden, gehört zu **jeder Exzenterwellendrehung ein Arbeitsspiel.**

Bei der Angabe des **Gesamthubraums** des Wankelmotors werden die **Hubräume von zwei Kammern** addiert. Die Erklärung hierfür liefert der Vergleich mit dem Viertakt-Hubkolbenmotor. Exzenterwellenumdrehung und Kurbelwellenumdrehung sind gleichzusetzen. Damit bei einem Viertakt-Hubkolbenmotor auf eine Kurbelwellenumdrehung ein Arbeitsspiel kommt, muß der Motor zwei Zylinder besitzen, sein Gesamthubraum ist gleich dem zweifachen Zylinderhubraum.

Der **Hubraum einer Kammer** ist nach Bild 11.1.2 die Differenz zwischen Maximalraum und Minimalraum.

(102)

$$\boxed{V_h = V_{max} - V_{min}}$$

Die Formel zur Berechnung des Hubraums einer Kammer lautet nach Huf [7]:

(103)

$$\boxed{V_h = 5{,}2\, e\, R\, b}$$

e = Exzentrizität
R = Eckenabstand
b = Kolbenbreite

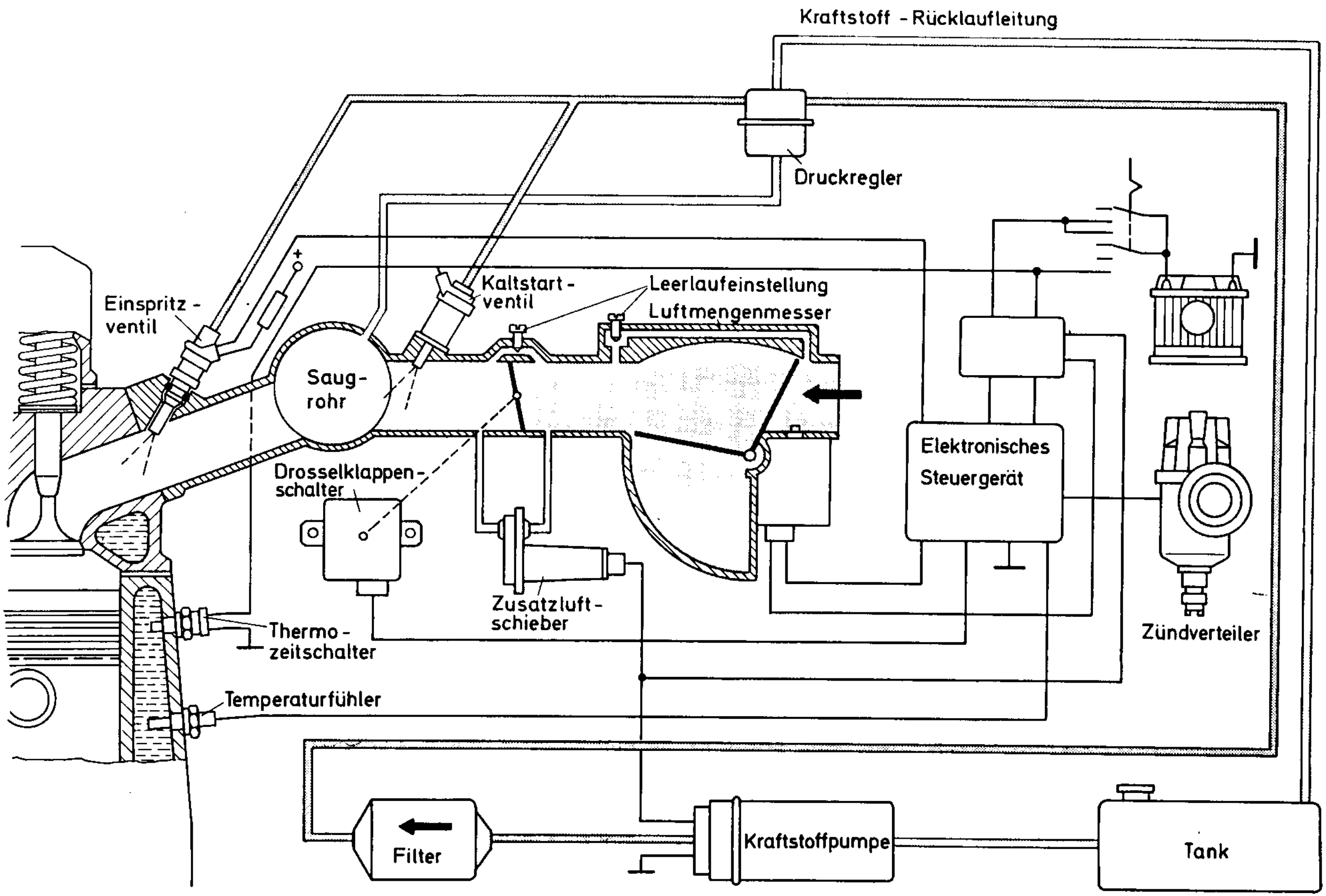
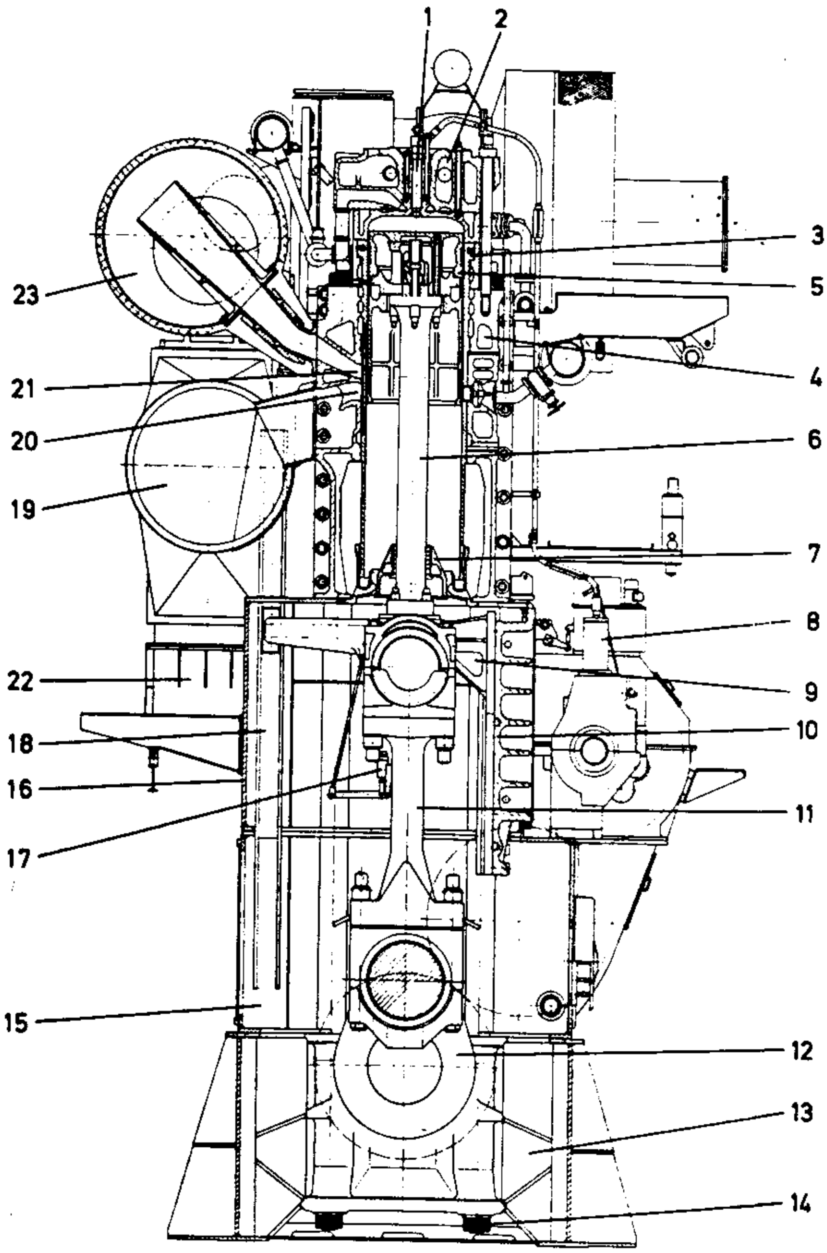


Bild 7.1.28 L-Jetronic (Fa. Bosch)



1 Kraftstoff-Einspritzventil	13 Grundplatte
2 Zylinderkopf	14 Zuganker mit Mutter
3 Zylinderbuchse	15 Gestellunterteil
4 Zylinderblock	16 Gestelloberteil
5 Arbeitskolben	17 Schmierpresse für Kreuzkopflager
6 Kolbenstange	18 Posaunenrohr für Kolbenkühler
7 Stopfbüchse für Kolbenstange	19 Spülluftleitung
8 Kraftstoff-Einspritzpumpe	20 Spülschlitze
9 Kreuzkopf mit Gleitschuh	21 Auspuffschlitze
10 Gleitbahn	22 Ladeluftleitung verdeckt
11 Treibstange	23 Abgasleitung
12 Kurbelwelle	

Zweitakt-Dieselmotor KSZ 90/160 B (Zylinderdurchmesser 90 cm, Kolbenhub 160 cm, Zylinderleistung 2700 kW, Drehzahl 122 1/min)

Bild A4 Großdieselmotor (Fa. MAN), Querschnitt

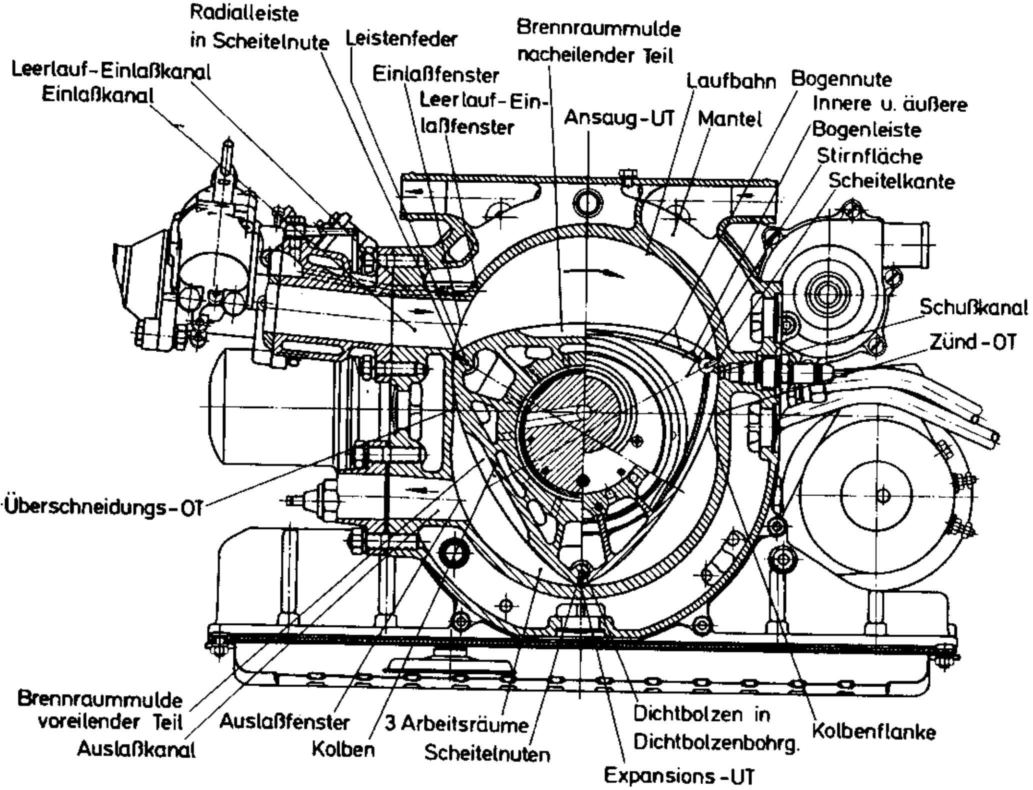


Bild A3 Wankelmotor (Fa. NSU), Querschnitt

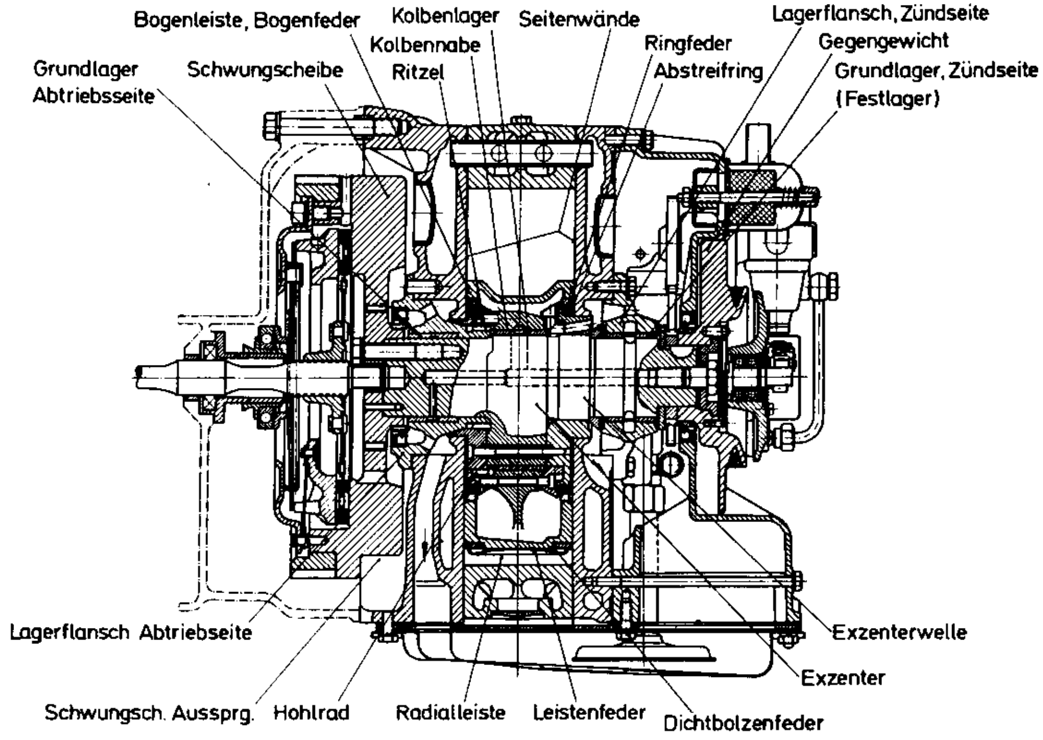


Bild A3 Wankelmotor (Fa. NSU), Längsschnitt

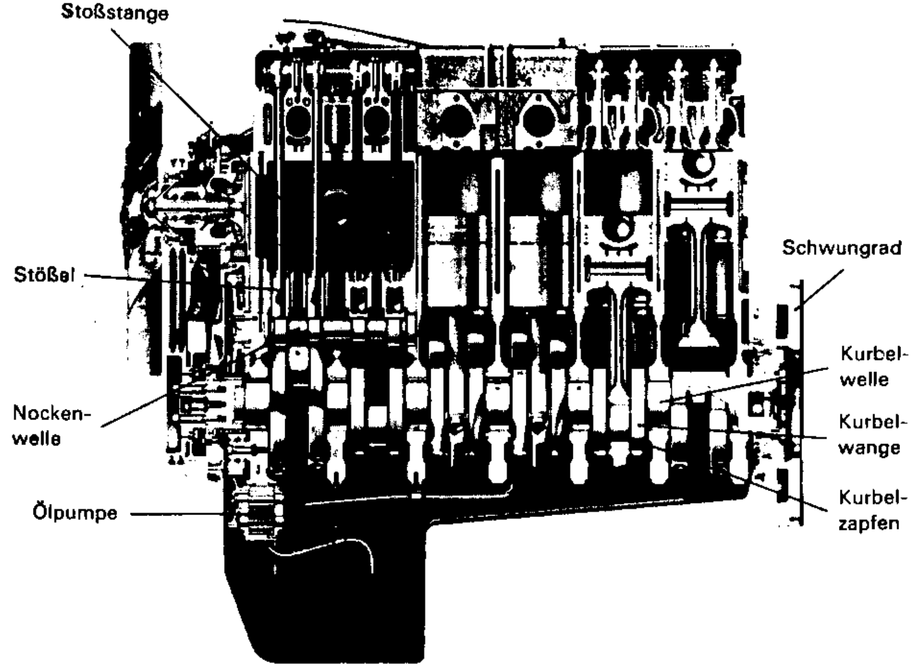


Bild A2 Dieselmotor (Fa. MAN), Längsschnitt

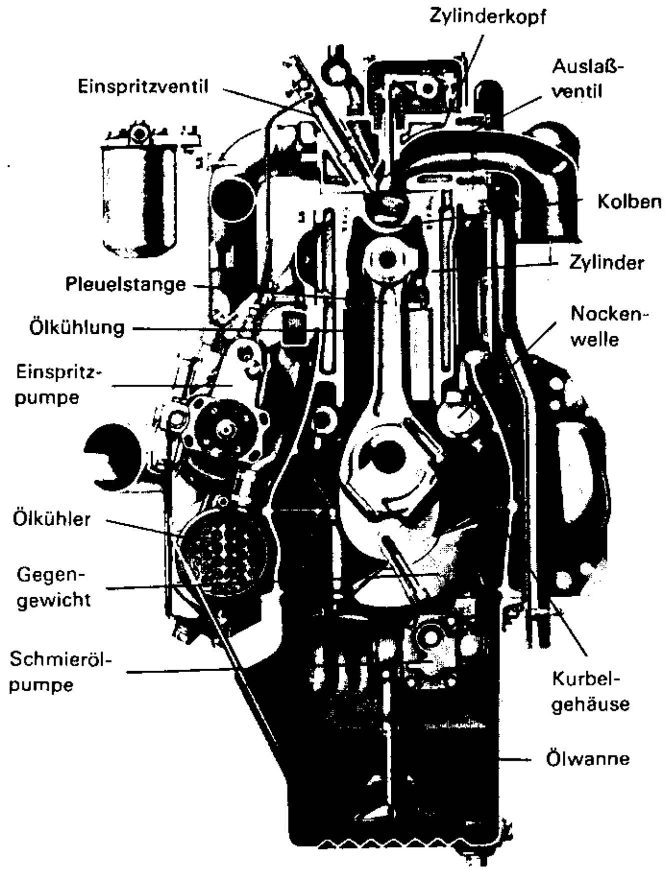


Bild A2 Dieselmotor (Fa. MAN), Querschnitt

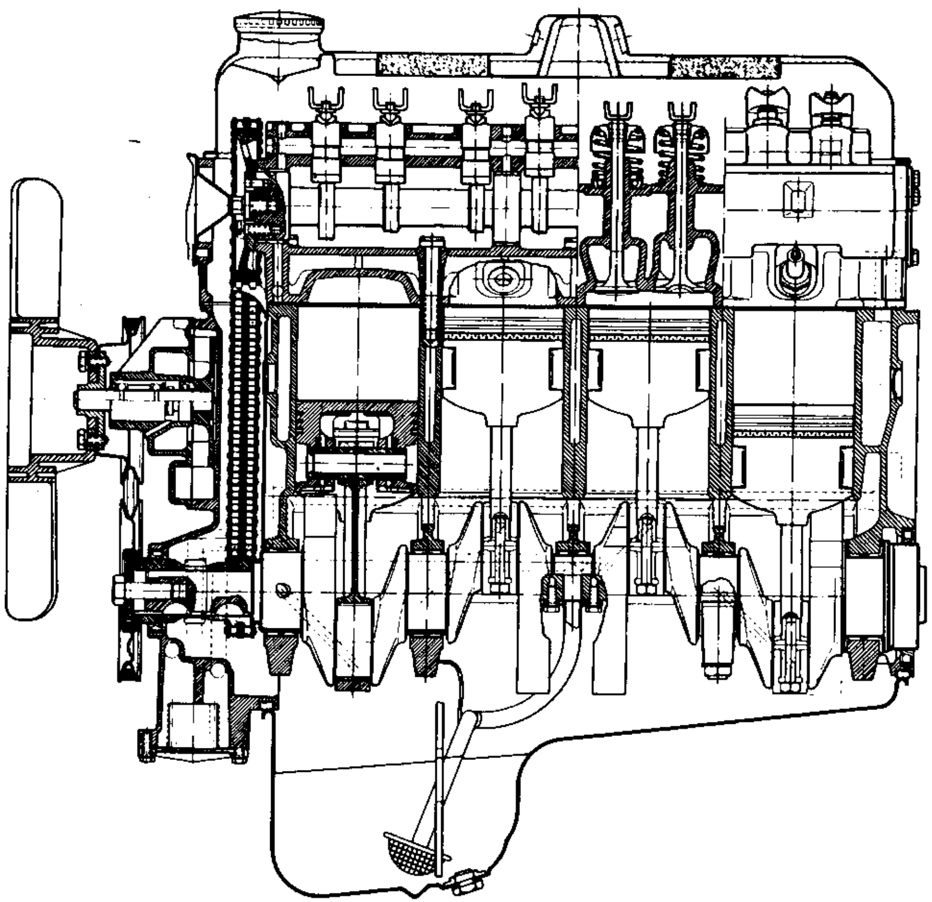


Bild A1 Ottomotor (Fa. Opel), Längsschnitt

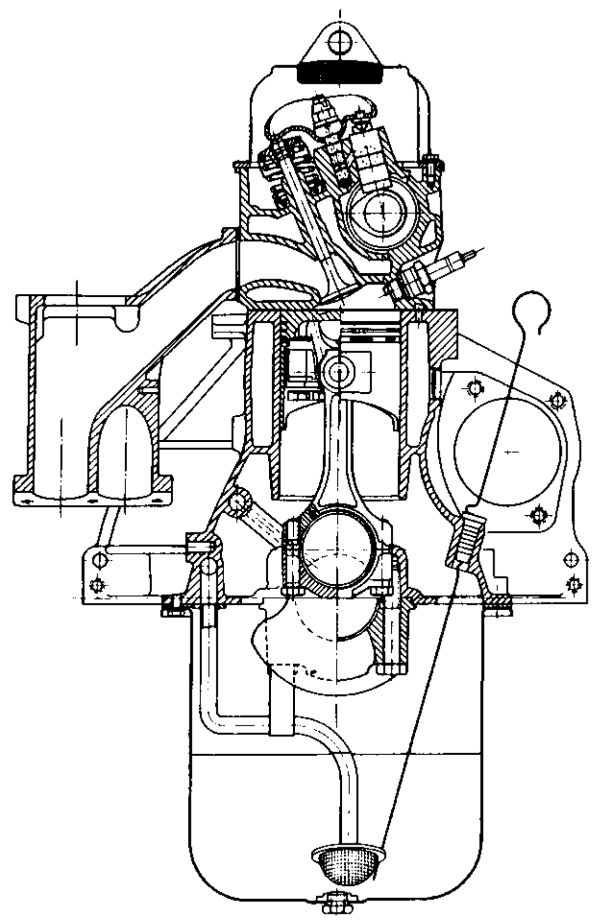


Bild A1 Ottomotor (Fa. Opel), Querschnitt

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ

Λεωφ. Αθηνών - Πεδίον Αρεως, 383 34 ΒΟΛΟΣ
Τηλ.24210 74097, 74053 FAX 74096, Email: stam@uth.gr

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ & ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ
Διευθυντής: Αν. Καθηγητής Α.Μ. Σταματέλλος

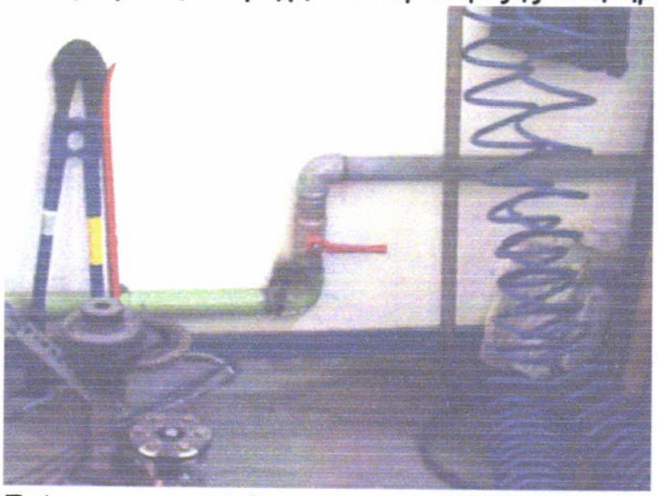
Επιμέλεια:
Γιώργος Κωνσταντάς,
Γιώργος Στρατάκης
Διπλ. Μηχανολόγοι Μηχανικοί
Υποψήφιοι Διδάκτορες στο ΕΘΘΜ

ΠΡΟΣΟΧΗ ΣΤΟΥΣ ΚΑΝΟΝΕΣ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

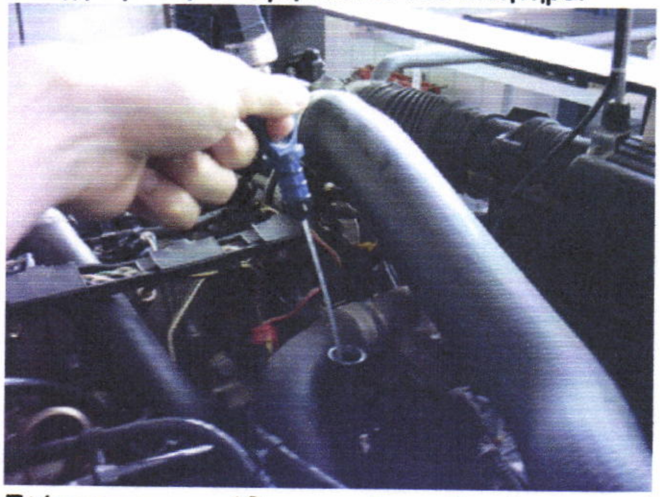
ΒΟΛΟΣ, ΙΑΝΟΥΑΡΙΟΣ 2004

Βήματα για την εκτέλεση δοκιμών κινητήρων στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ.

1) Ανοίγουμε την παροχή του νερού ψύξης κινητήρα - πέδης δινορρευμάτων.

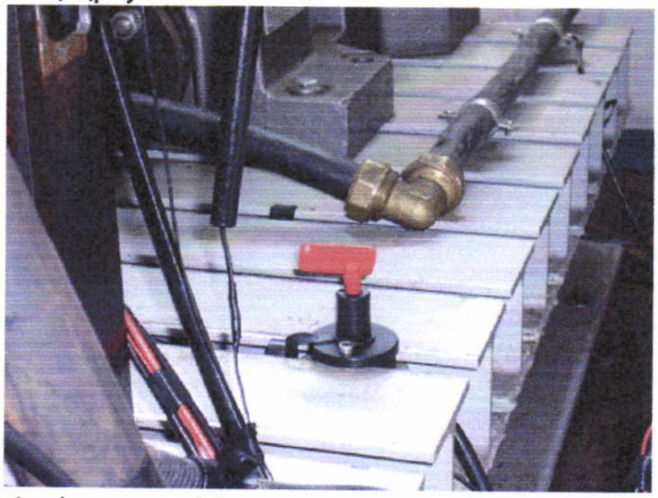


2) Ελέγχουμε τη στάθμη λαδιού του κινητήρα.

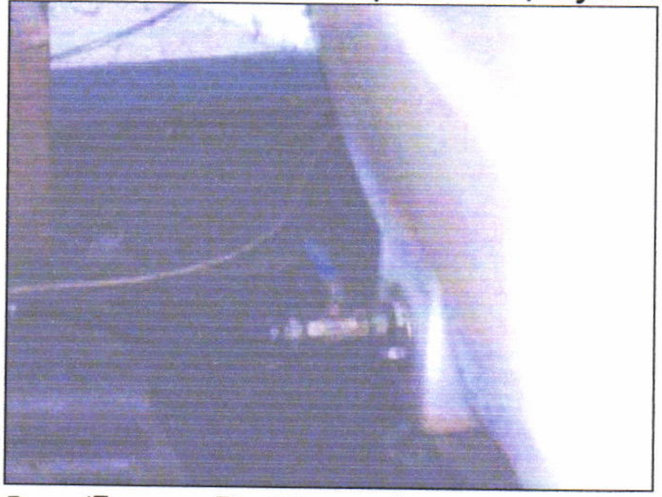


3) Ελέγχουμε τη στάθμη νερού στο δοχείο υπερχείλισης του ψυγείου κινητήρα.

4) Γυρίζουμε στο "ON" το μηχανικό κεντρικό διακόπτη τροφοδοσίας ρεύματος του κινητήρα (πορτοκαλί πεταλούδα, προσαρμοσμένη στην κλίνη του κινητήρα).

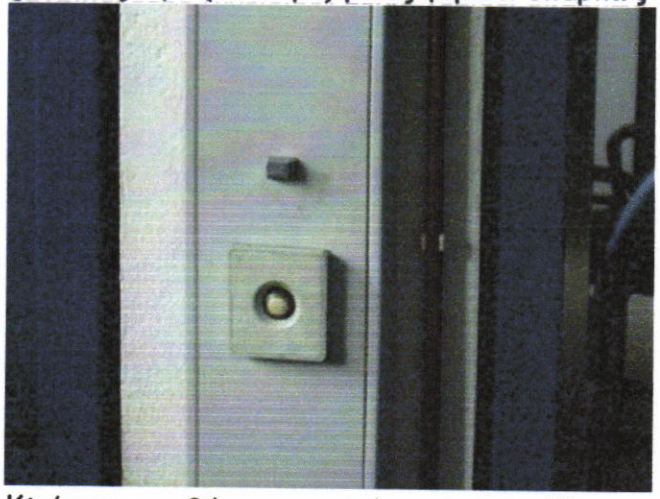


5) Ανοίγουμε τη βάνα του πετρελαίου στην έξοδο της δεξαμενής πετρελαίου.



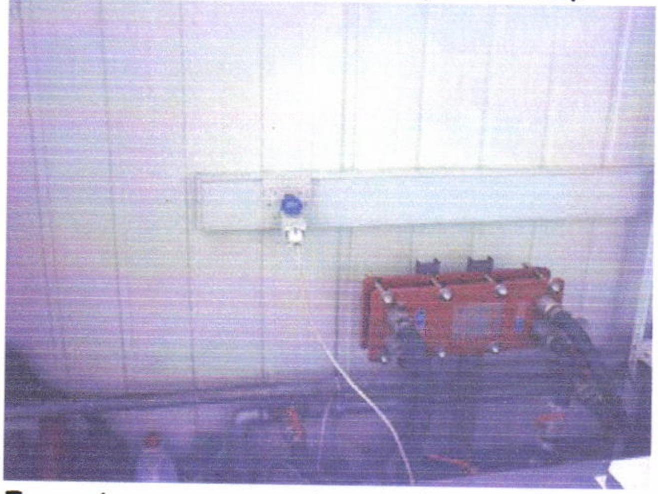
6) Φροντίζουμε οι δύο βάνες ελέγχου των γραμμών τροφοδοσίας πετρελαίου στο κελί, να είναι στις κατάλληλες θέσεις (κλειστή-ανοιχτή) ώστε να οδηγείται το πετρέλαιο στο δοχείο ζύγισης επι του ζυγού.

7) Πιέζουμε (άνοιγμα) το πλήκτρο τροφοδοσίας του πετρελαίου και το ξαναπιέζουμε (κλείσιμο) μόλις γεμίσει επαρκώς το δοχείο επι του ζυγού.

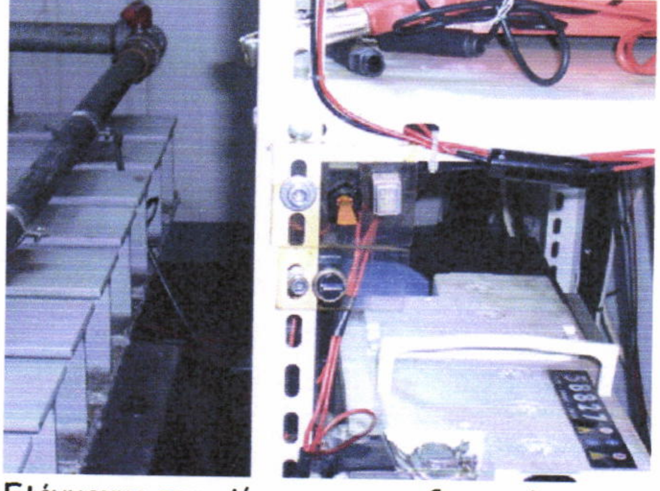


8) Κλείνουμε τη βάνα πετρελαίου στο ντεπόζιτο.

9) Βάζουμε στη πρίζα τον κυκλοφορητή του εξωτερικού κυκλώματος ψύξης κινητήρα δίπλα στον πλακοειδή εναλλάκτη.



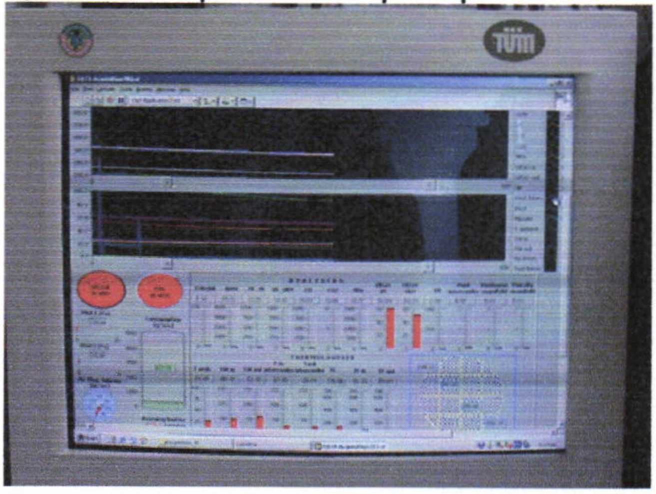
10) Εκκινούμε τον ανεμιστήρα του intercooler (μπλέ διακόπτης στην περιοχή της μπαταρίας - ηλεκτρικών διακοπτών).



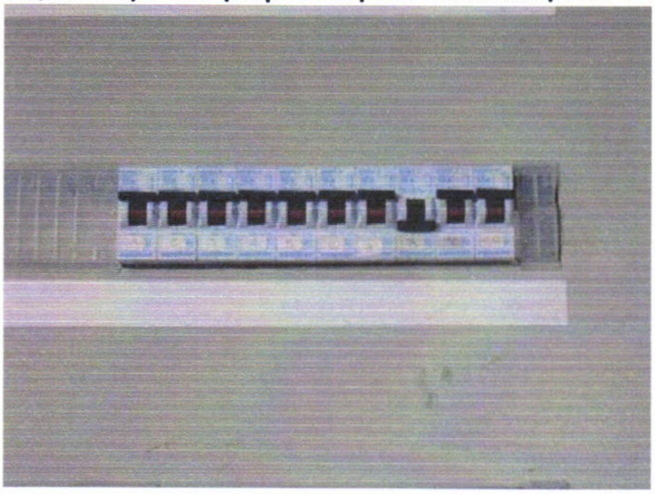
11) Ελέγχουμε την κλίνη για τυχον ξεχασμένα αντικείμενα.

12) Αδειάζουμε το κελί απο ανθρώπους.

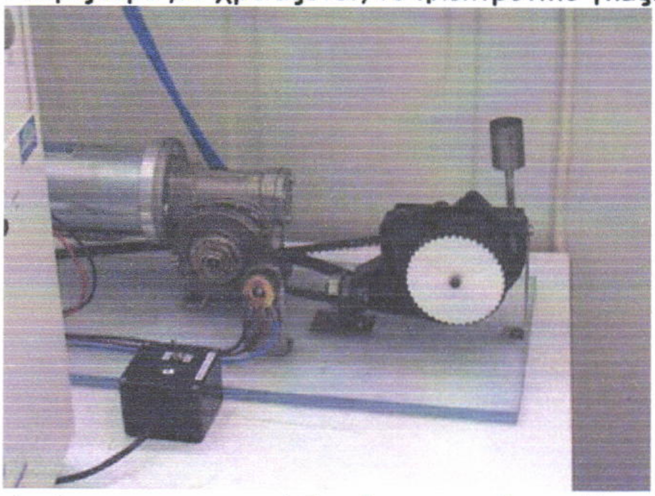
13) Ανοίγουμε τον δεξιό Η/Υ του θαλάμου ελέγχου δοκιμαστηρίου, και στη συνέχεια φορτώνουμε το αρχείο DataAcquisition783.vi του LabView, που βρίσκεται στο path: Desktop\AcquisitionVI



14) Σηκώνουμε τον μικροαυτόματο διακόπτη No. 8 στον πίνακα.



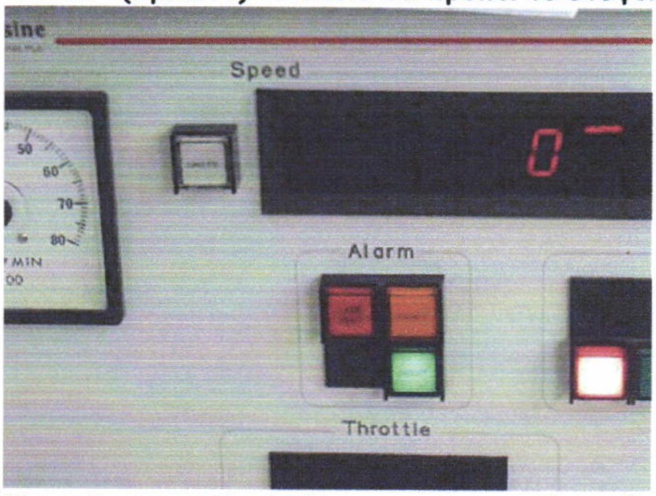
15) Ρυθμίζουμε ,αν χρειάζεται, το ηλεκτρονικό γκάζι.



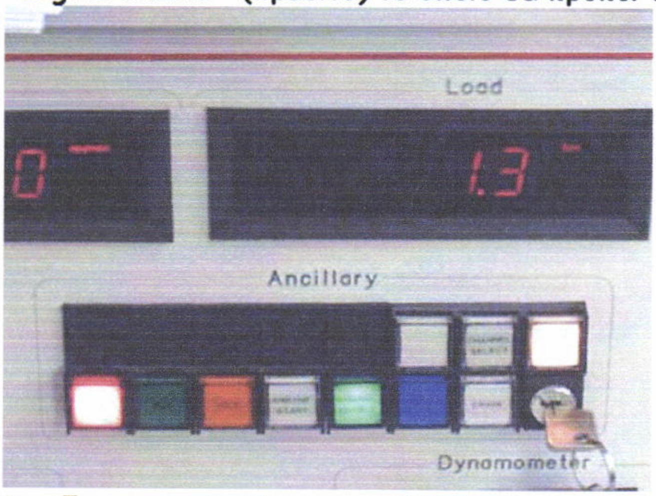
16) Ανοίγουμε τον γενικό διακόπτη του Controller της πέδης (το μεγάλο κουτί αριστερά από τον δεξιό Η/Υ που ανοίξαμε προηγουμένως). Ο διακόπτης βρίσκεται στο πίσω μέρος του Controller, δεξιά κάτω δίπλα στο φις τροφοδοσίας).

17) Ανοίγουμε το monitor του Controller (Texcel 100), δεξιά πάνω από τον Η/Υ.

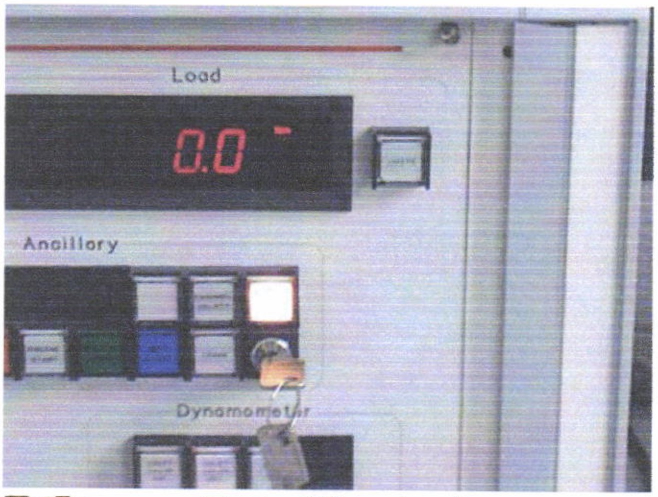
18) Στο πάνελ του Controller στην περιοχή "Alarm" πιέζουμε το πλήκτρο "Reset" (πράσινο) το οποίο θα πρέπει να ανάψει.



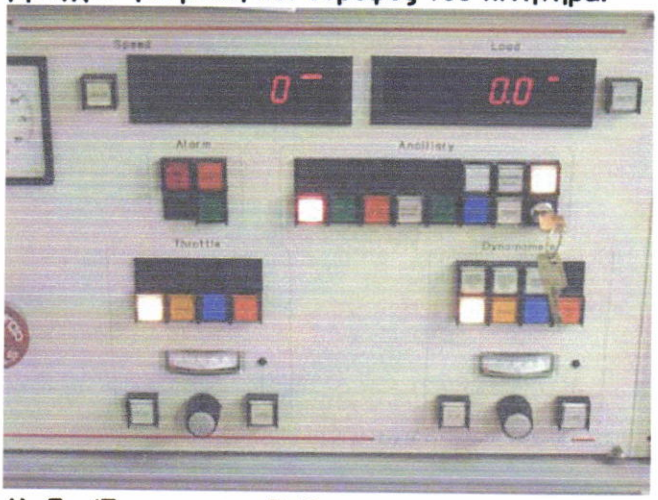
19) Στο πάνελ του Controller στην περιοχή "Ancillary" πιέζουμε το πλήκτρο "Engine enable " (πράσινο) το οποίο θα πρέπει να ανάψει.



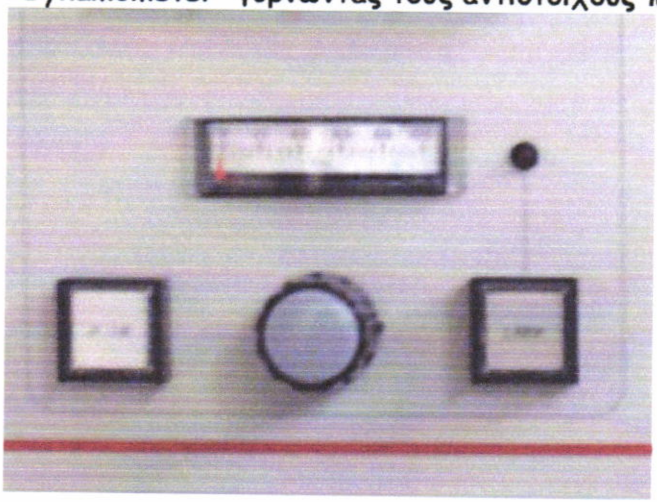
20) Γυρίζουμε το κλειδί προς τα δεξιά στην περιοχή "Ancillary" οπότε ανάβει η ένδειξη «Panel enable».



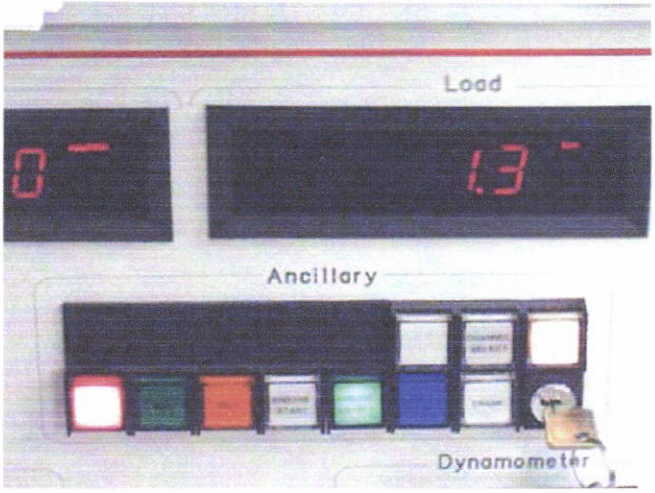
21) Πιέζουμε το πλήκτρο "Open loop" στην περιοχή "Throttle" και το αντίστοιχο πλήκτρο στην περιοχή "Dynamometer". Δηλαδή ξεκινάμε με έλεγχο ανοικτού βρόγχου για ροπή και στροφές του κινητήρα.



22) Μηδενίζουμε τις ενδείξεις των μετρητών στις περιοχές "Throttle" και "Dynamometer" γυρνώντας τους αντίστοιχους περιστροφικούς διακόπτες.



23) Πιέζουμε το πλήκτρο "Engine START" στην περιοχή "Ancillary" του πάνελ. Η μηχανή εκκινεί οπότε ανάβει το πλήκτρο "RUN" στην ίδια περιοχή



Από εδώ και πέρα, και αφού βεβαιωθούμε ότι ο κινητήρας δουλεύει κανονικά στο ρελαντί και μπορεί να πάρει φορτίο αφού του δώσουμε γκάζι και αυξήσουμε τις στροφές του εν κενώ, είμαστε έτοιμοι να προχωρήσουμε και να πιάσουμε τα διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα που επιθυμούμε.

Για το σκοπό αυτό, μπορούμε να ξεκινήσουμε με έλεγχο ανοικτού βρόγχου. Αυτό σημαίνει ότι αφού δώσουμε γκάζι (μαύρο περιστροφικό κομβίο περιοχής "Throttle") και ανέβουν οι στροφές του κινητήρα πχ στις 2500 rpm, (θα τις διαβάζουμε με βάση το αριστερό ενδεικτικό κόκκινων LED : "Speed", προσοχή στη σχέση μετάδοσης του κιβωτίου, γιατί αυτές που διαβάζουμε είναι οι στροφές του άξονα μετάδοσης στην πέδη - έξοδος κιβωτίου δηλαδή, και χρειάζεται μετατροπή) μπορούμε να αρχίσουμε να δίνουμε φορτίο, (θα το διαβάζουμε στο δεξιό ενδεικτικό κόκκινων LED: "Load", βλ. φωτογραφία σ' αυτή τη σελίδα) οπότε θα παρατηρήσουμε ότι πέφτουν κάπως οι στροφές και ο κινητήρας θα ισορροπήσει σε ένα μόνιμο σημείο λειτουργίας. Εάν θέλουμε να πάμε σε υψηλότερες στροφές ή και υψηλότερο φορτίο, θα δώσουμε επιπλέον γκάζι και στη συνέχεια θα αυξομειώσουμε το φορτίο, ενδεχόμενα με διαδοχικές προσεγγίσεις, για να φτάσουμε στο σημείο λειτουργίας που θέλουμε.

Αφού εκπαιδευτούμε στον έλεγχο open loop, μπορούμε να βάλουμε πλέον τον Controller να δουλεύει για εμάς, επιλέγοντας τα αντίστοιχα modes ελέγχου σταθερών στροφών, σταθερής ροπής, καμπύλης δρόμου.

Εφόσον έχουμε εξοικειωθεί στο να πιάνουμε τα επιθυμητά σημεία λειτουργίας του κινητήρα, μπορούμε να προχωρήσουμε στην εκτέλεση συγκεκριμένων εργαστηριακών ασκήσεων που εντάσσονται στο πρόγραμμα διδασκαλίας του μαθήματος: ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

1 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΟΣ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΡΙΒΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ - ΜΕΘΟΔΟΣ ΧΑΡΑΞΗΣ ΓΡΑΜΜΗΣ WILLANS

1.1 ΕΚΦΩΝΗΣΗ

Προσδιορίστε τις απώλειες τριβών του κινητήρα DW10 σε συγκεκριμένο αριθμό στροφών λειτουργίας του με την μέθοδο της γραμμής Willans.

1.2 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ

Εξοικείωση με χειροκίνητη σταθεροποίηση σημείου λειτουργίας του κινητήρα, μέτρηση της μέσης κατανάλωσης καυσίμου σε σταθερό σημείο λειτουργίας, κατανόηση της μεθόδου Willans για την εκτίμηση της μέσης πίεσης τριβών.

1.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΒΑΣΕΙΣ

Ως γνωστόν, οι απώλειες τριβών ενός κινητήρα αυξάνουν με την ταχύτητα περιστροφής του. Η μέθοδος Willans στηρίζεται στο γεγονός ότι σε σταθερές στροφές η κατανάλωση καυσίμου είναι ανάλογη της ισχύος στον άξονα (σταθερός βαθμός απόδοσης μηχανής). Η γραμμή που περιγράφει αυτό το νόμο (γραμμή Willans), χαράσεται με βάση μετρήσεις μέσου ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου και πραγματικής ισχύος σε διαφορετικά μόνιμα σημεία λειτουργίας σε σταθερές στροφές κινητήρα, και σάρωση της ροπής από το ρελαντί μέχρι το πλήρες φορτίο.

1.4 ΕΚΤΕΛΕΣΗ ΤΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ

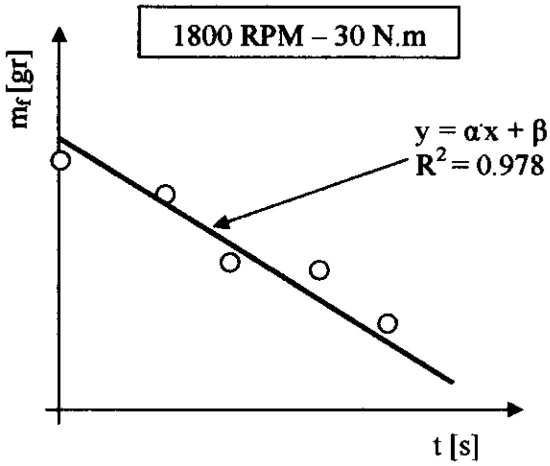
1. Ακολουθώντας τα βήματα του εισαγωγικού κεφαλαίου, λειτουργήστε τον κινητήρα μέχρι να προθερμανθεί (άνοιγμα θερμοστάτη).
2. Ελέγξτε τις θερμοκρασίες νερού ψύξης.
3. Σταθεροποιήστε τον κινητήρα σε σταθερές στροφές λειτουργίας (σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων).
4. Καταγράψτε στο πρωτόκολλο τη θερμοκρασία και σχετική υγρασία του κελιού δοκιμών κινητήρων.
5. Μεταβάλλετε το φορτίο του κινητήρα (σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων)
6. Περιμένετε λίγη ώρα (~2min) μέχρι να σταθεροποιηθούν οι θερμοκρασίες στο νέο σημείο λειτουργίας
7. Ελέγξτε τις θερμοκρασίες του νερού ψύξης και του καυσαερίου
8. Καταγράψτε την ένδειξη του ηλεκτρονικού ζυγού καυσίμου
9. Ανά 1min καταγράψτε την ένδειξη του ηλεκτρονικού ζυγού καυσίμου (σύνολικά 4 μετρήσεις)
10. Μεταβείτε στο επόμενο σημείο λειτουργίας μεταβάλλοντας το φορτίο του κινητήρα (σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων)

11. Επαναλάβετε τα βήματα 5-10 μέχρι την ολοκλήρωση του πειράματος

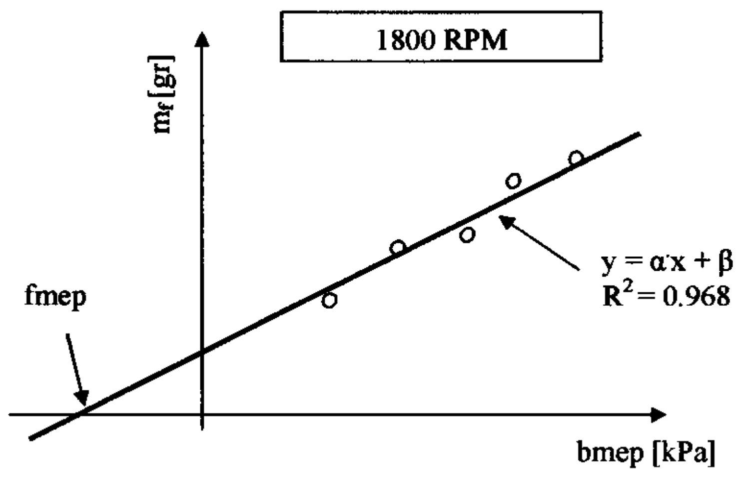
1.5 ΑΠΟΤΙΜΗΣΗ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Για κάθε σημείο λειτουργίας υπολογίστε την κατανάλωση του καυσίμου ως εξής (βλ. ακόλουθο σχήμα)

1. Τοποθετήστε της μετρήσεις σε διάγραμμα διασποράς $time - m_f$ (παρατηρείτε γραμμική συσχέτιση;)
2. Χαράξτε την γραμμή τάσης
3. Η κλίση της ευθείας είναι ο μέσος ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας $\left(\alpha = \frac{\Delta m_f}{\Delta t} = \overline{\dot{m}_f} \right)$



4. Αφού υπολογίσετε τους ρυθμούς κατανάλωσης καυσίμου για όλα τα σημεία λειτουργίας χαράξτε την γραμμή Willans σε διάγραμμα διασποράς $bmep - \overline{\dot{m}_f}$ και προεκτείνετέ την μέχρι το σημείο μηδενικής κατανάλωσης.
5. Το σημείο τομής με τον άξονα x είναι η μέση πίεση τριβών για την συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής



1.6 ΠΑΡΑΔΟΤΕΑ

Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης, πρωτόκολο μετρήσεων, διαγράμματα μέσου ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου, γραμή Willans, αποτίμηση των αποτελεσμάτων

2 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΟΣ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟΥ ΙΣΟΖΥΓΙΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

2.1 ΕΚΦΩΝΗΣΗ

Προσδιορίστε το ενεργειακό ισοζύγιο του κινητήρα στο πεδίο λειτουργίας του με βαση μετρήσεις και εκτιμησεις/υπολογισμούς όπου χρειάζεται.

2.2 ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ

Προσδιορισμός ροής και μετατροπών της εισερχόμενης ενέργειας από το καύσιμο, μέτρηση της θερμοκρασιών και ροών σε διάφορες θέσεις (μόνιμα σημεία λειτουργίας), εκτίμηση και υπολογισμοί μη μετρούμενων μεγεθών.

2.3 ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΒΑΣΕΙΣ

Το ενεργειακό ισοζύγιο ενός κινητήρα γίνεται πάντοτε για ορισμένη μόνιμη κατάσταση λειτουργίαςκαι συνίσταται στην καταγραφή όλων των ποσών ενέργειας τα οποία διέρχονται από τα όρια ενός νοητού όγκου ελέγχου που περιβάλλει τον κινητήρα. Η εξερχόμενη ισχύς διανέμεται στο καυσαέριο, στις απώλειες προς το ψυκτικό μέσο, στις απώλειες κελύφους και στο παραγόμενο ωφέλιμο έργο.

2.4 ΕΚΤΕΛΕΣΗ ΤΗΣ ΑΣΚΗΣΗΣ

1 Ακολουθώντας τις διαδικασίες του εισαγωγικού κεφαλαίου, λειτουργήστε τον κινητήρα μέχρι να προθερμανθεί ικανοποιητικά (άνοιγμα θερμοστάτη).
2 Ελέγξτε τις θερμοκρασίες νερού ψύξης.
3 Σταθεροποιήστε τον κινητήρα σε προεπιλεγέν μόνιμο σημείο λειτουργίας έναρξης (σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων)
4 Για σταθερές στροφές, θα μεταβάλλετε το φορτίο του κινητήρα ώστε να σαρώσετε 0-80% της μέγιστης ροπής σε βήματα, σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων (πχ 5 βήματα ροπής σε κάθε αριθμό στροφών)
5 Σε κάθε σημείο λειτουργίας, θα περιμένετε λίγη ώρα (~2min) μέχρι να σταθεροποιηθούν οι θερμοκρασίες στο νέο σημείο λειτουργίας
6 Θα ελέγχετε τις θερμοκρασίες του νερού ψύξης και του καυσαερίου.
7 Θα καταγράφετε την ένδειξη του ηλεκτρονικού ζυγού καυσίμου, τις θερμοκρασίες του νερού ψύξης και του καυσαερίου και το λόγο αέρα-καυσίμου.
8 Ανά 1min θα επαναλαμβάνετε τις καταγραφές του βήματος 7 (σύνολικά 4 μετρήσεις, ώστε να περιορίσουμε τα στατιστικά σφάλματα)
9 Αφού ολοκληρώσετε μία σειρά μετρήσεων σάρωσης φορτίου σε συγκεκριμένες στροφές, θα μεταβείτε στον επόμενο αριθμό στροφών που προβλέπει το πρωτόκολλο και θα μεταβάλλετε και πάλι το φορτίο του κινητήρα, ώστε να σαρώσετε το 0-80% της μέγιστης ροπής στις συγκεκριμένες στροφές σύμφωνα με το πρωτόκολλο μετρήσεων. Αποφεύγουμε συνήθως τη φόρτιση μέχρι το 100% της μέγιστης ροπής, πλην ειδικών περιπτώσεων.
10 Επαναλάβετε τα βήματα 5-10 ώστε να σαρώσετε το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και να ολοκληρώσετε το πείραμα σύμφωνα με το πρωτόκολλο

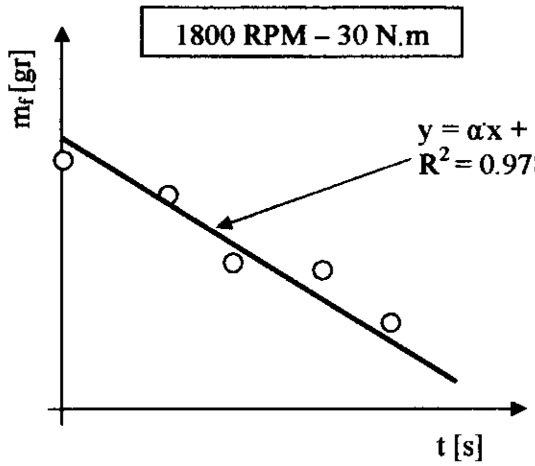
2.5 ΑΠΟΤΙΜΗΣΗ ΤΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Για κάθε σημείο λειτουργίας υπολογίστε την κατανάλωση του καυσίμου ως εξής (βλ. ακόλουθο σχήμα)

1 Τοποθετήστε της μετρήσεις σε διάγραμμα διασποράς $time - m_f$ (παρατηρείτε γραμμική συσχέτιση;)

2 Χαράξτε την γραμμή τάσης

3 Η κλίση της ευθείας είναι ο μέσος ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας $\left(\alpha = \frac{\Delta m_f}{\Delta t} = \overline{\dot{m}}_f\right)$



4 Αφού υπολογίσετε τους ρυθμούς κατανάλωσης καυσίμου για όλα τα σημεία δημιουργήστε σε μορφή διαγράμματος πίτας το ενεργειακό ισοζύγιο για κάθε σημείο λειτουργίας

2.6 ΠΑΡΑΔΟΤΕΑ

Διάγραμμα ροής ενέργειας του κινητήρα, πρωτόκολο μετρήσεων, καταγραφή παραδοχών – υπολογισμών εκτιμήσεων, διαγράμματα μέσου ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου, ισοζύγια ενέργειας, αποτίμηση των αποτελεσμάτων

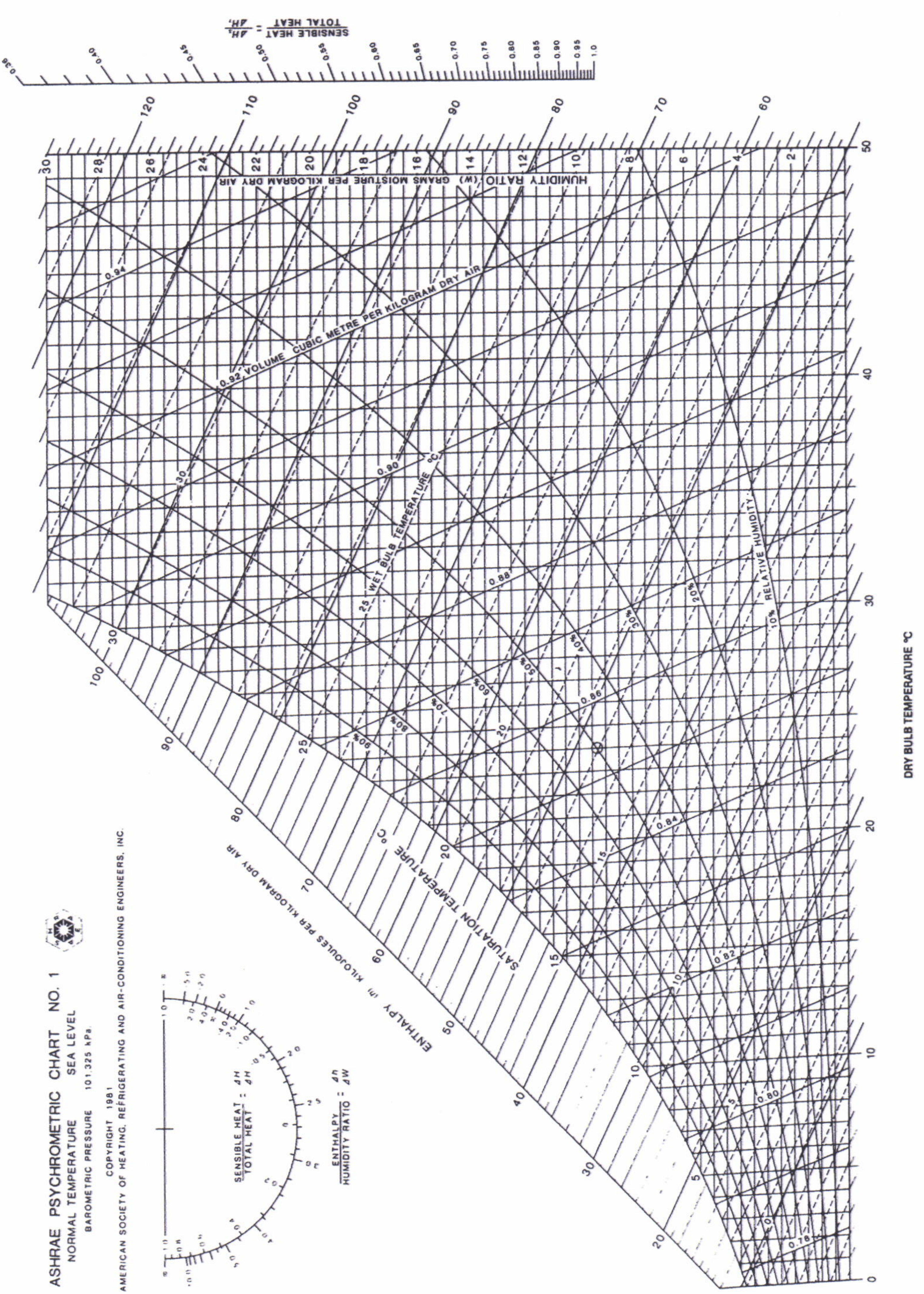
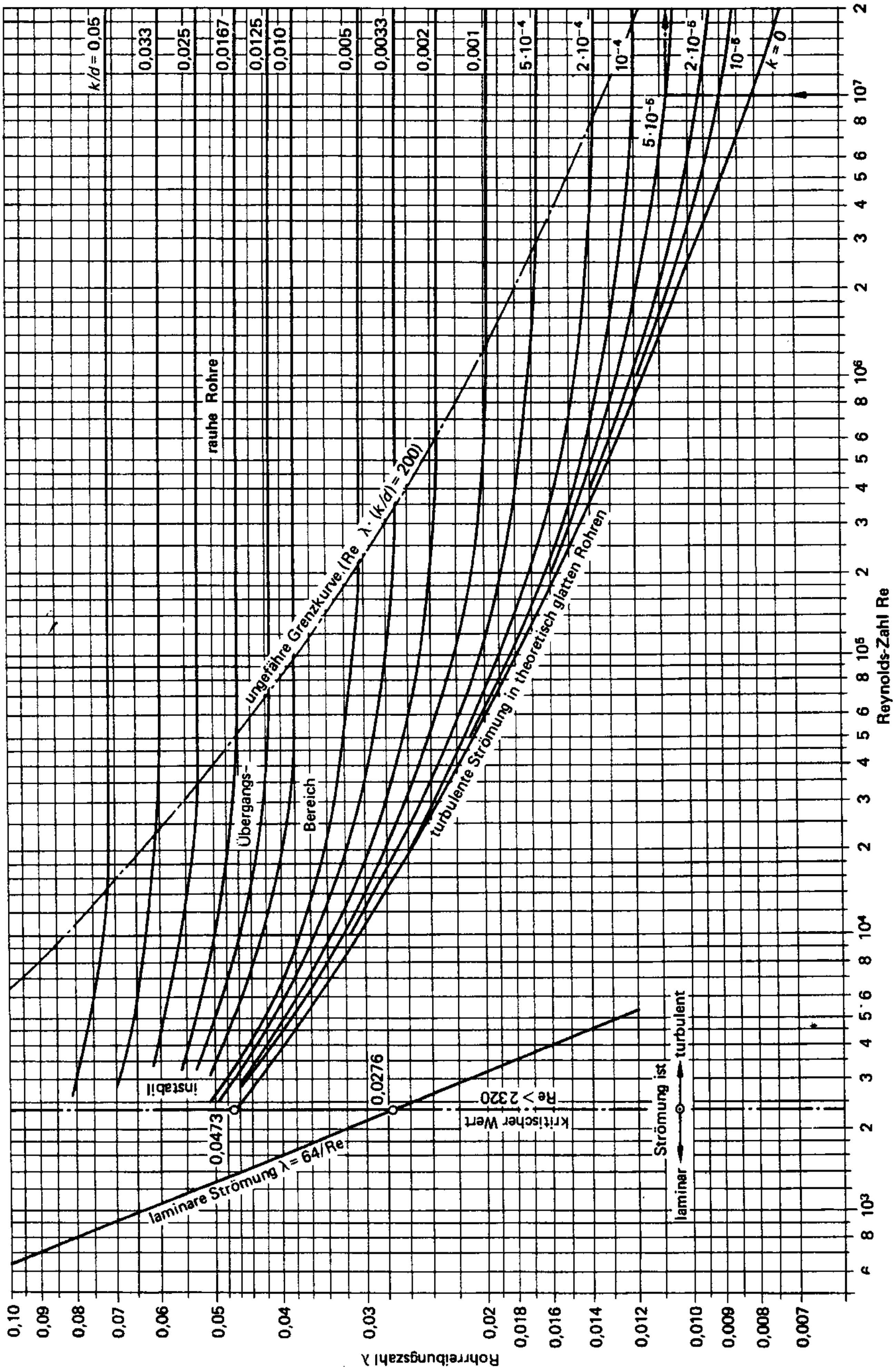
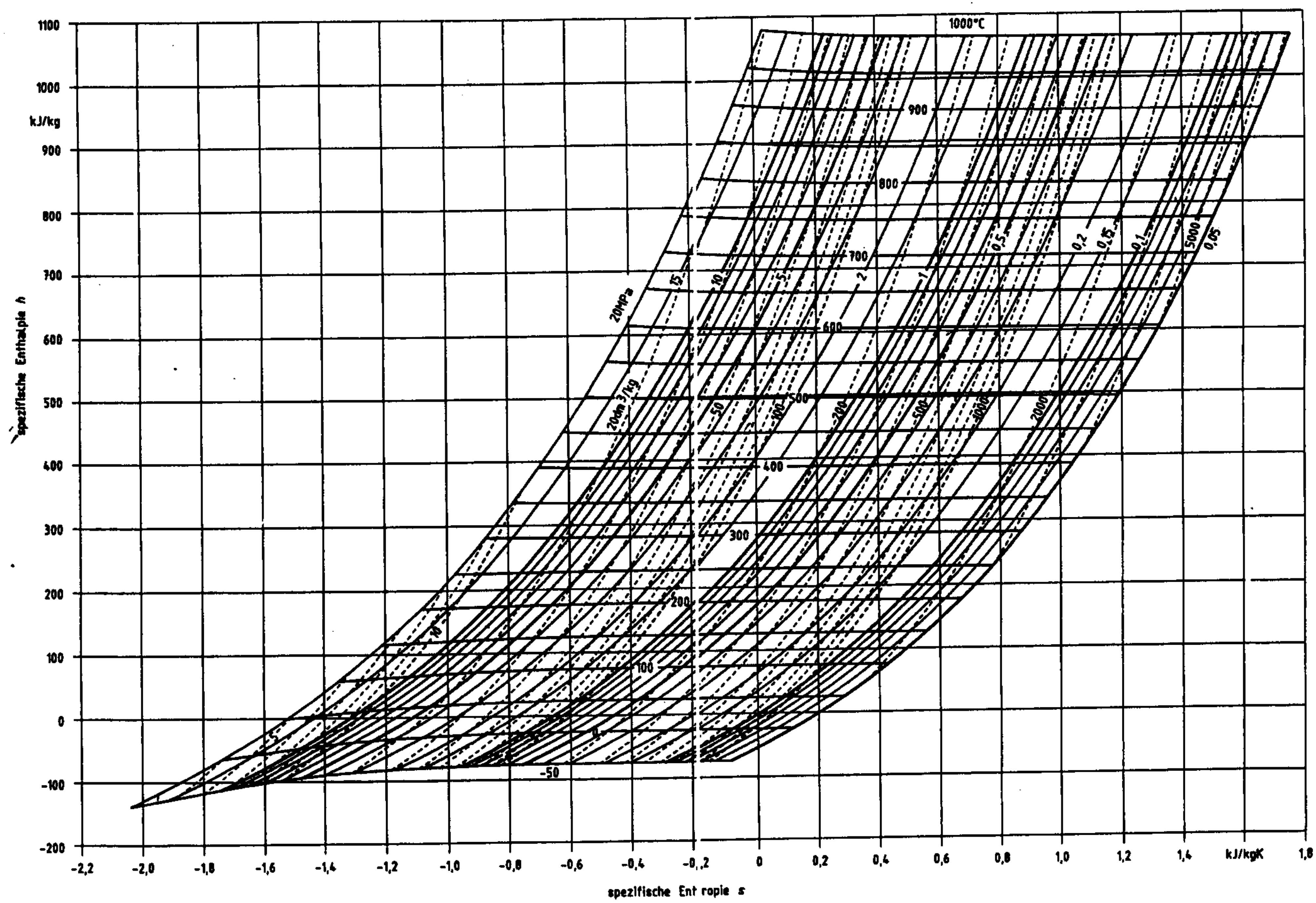


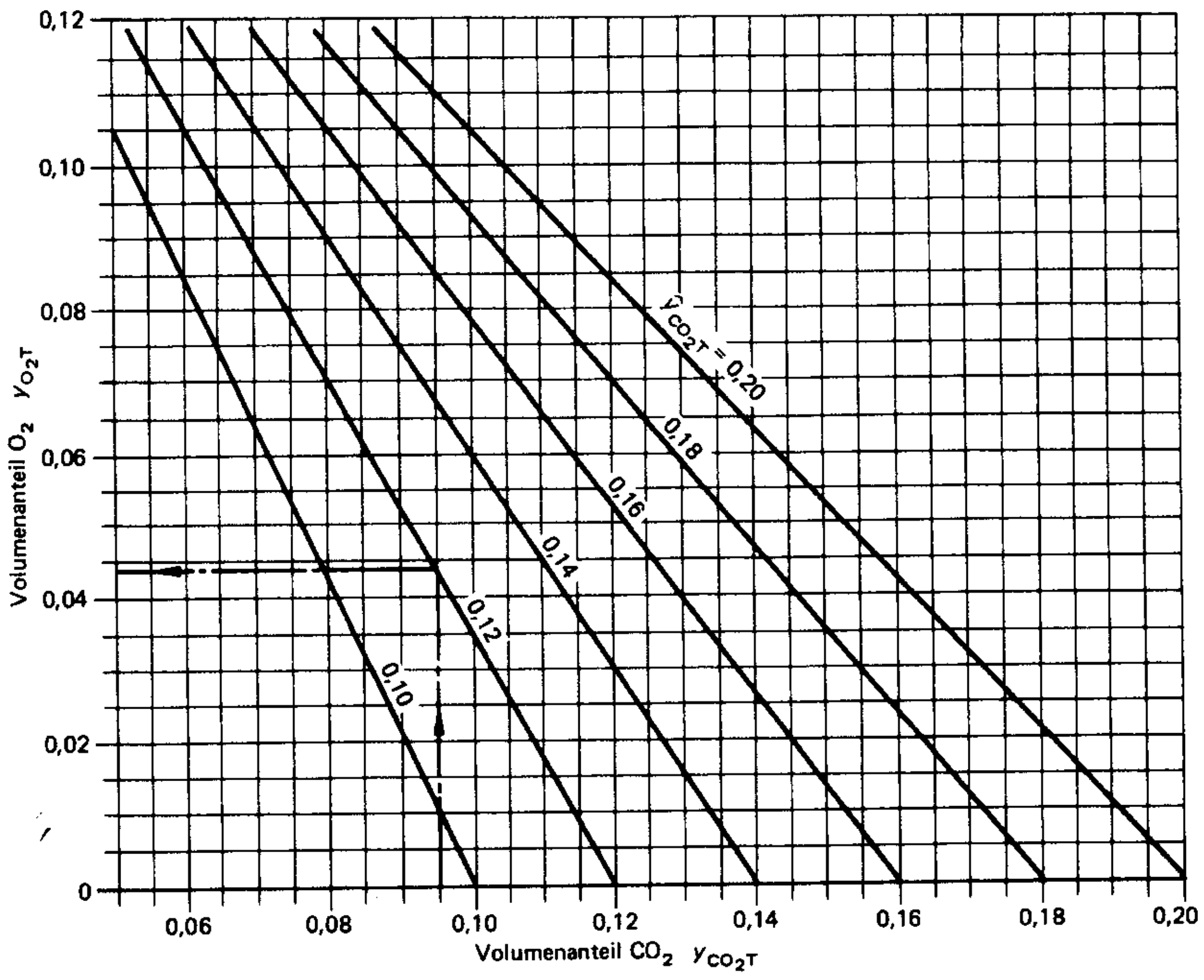
Fig. 2-10 SI ASHRAE Psychrometric Chart

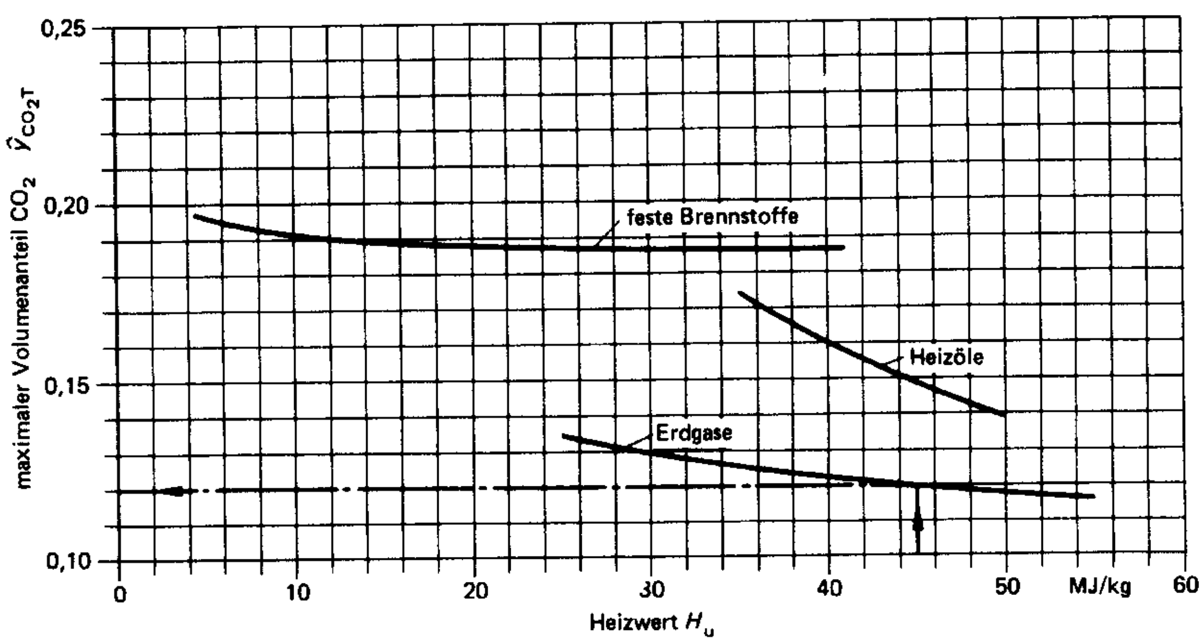

k/d = 0,05
0,033
0,025
0,0167
0,0125
0,010
0,005
0,0033
0,002
0,001
5·10⁻⁴
2·10⁻⁴
10⁻⁴
5·10⁻⁵
2·10⁻⁵
10⁻⁵
k = 0
rauhe Rohre
ungefähre Grenzkurve (Re $\sqrt{\lambda}$: (k/d) = 200)
Übergangs-
Bereich
turbulente Strömung in theoretisch glatten Rohren
instabil
0,0473
0,0276
kritischer Wert Re > 2320
laminare Strömung λ = 64/Re
Strömung ist
laminar
turbulent
Reynolds-Zahl Re
Rohrreibungszahl λ
0,10
0,09
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,018
0,016
0,014
0,012
0,010
0,009
0,008
0,007

K. Wagner

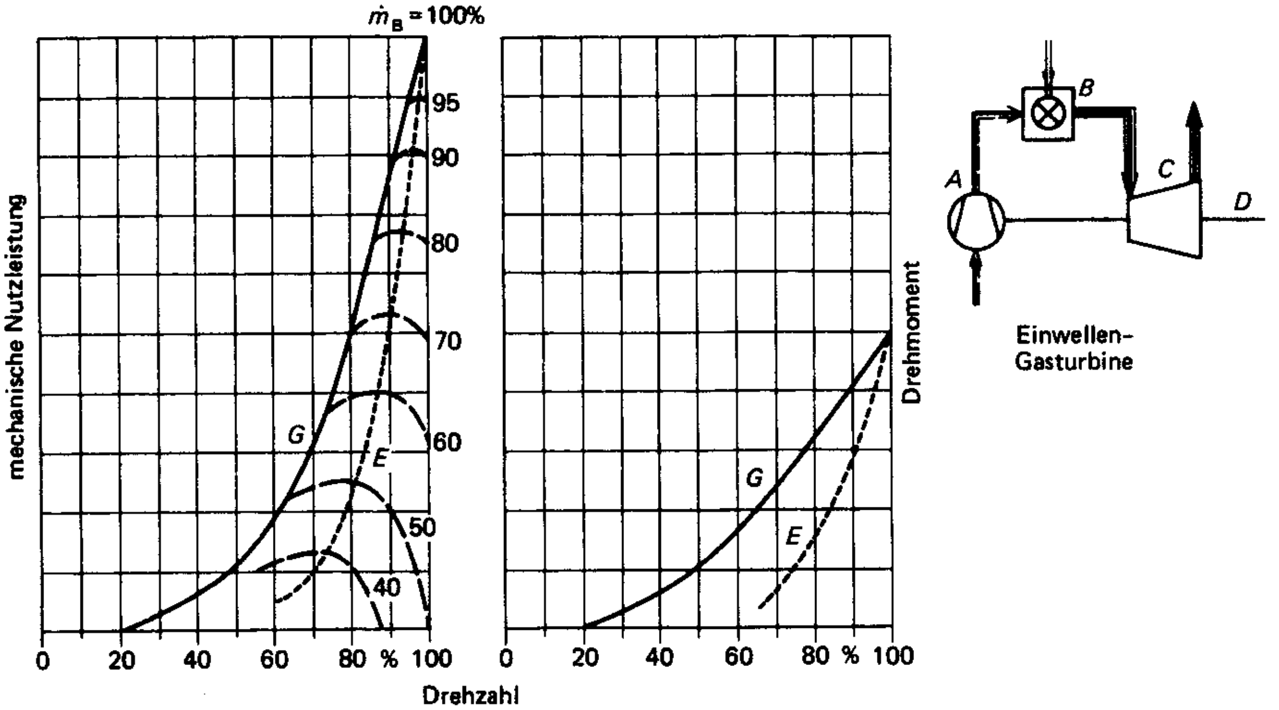

1000°C
900
800
700
600
500
400
300
200
100
-50
20MPa
15
10
5
2
1
0,5
0,2
0,15
0,1
0,05
5000
2000
1000
500
200
100
50
20dm³/kg
spezifische Enthalpie h
kJ/kg
1100
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
0
-100
-200
spezifische Entropie s
kJ/kgK
-2,2
-2,0
-1,8
-1,6
-1,4
-1,2
-1,0
-0,8
-0,6
-0,4
-0,2
0
0,2
0,4
0,6
0,8
1,0
1,2
1,4
1,8

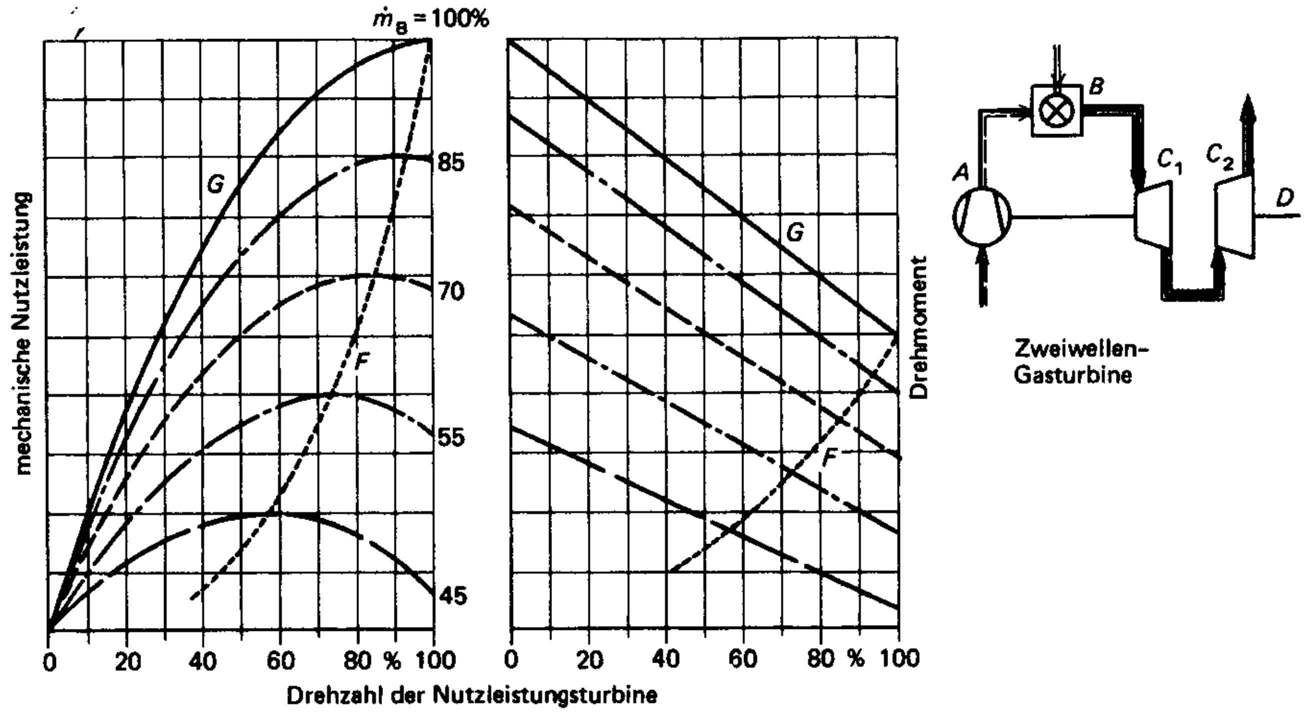
Zusammenhang zwischen Kohlendioxid- und Sauerstoffgehalt des Rauchgases





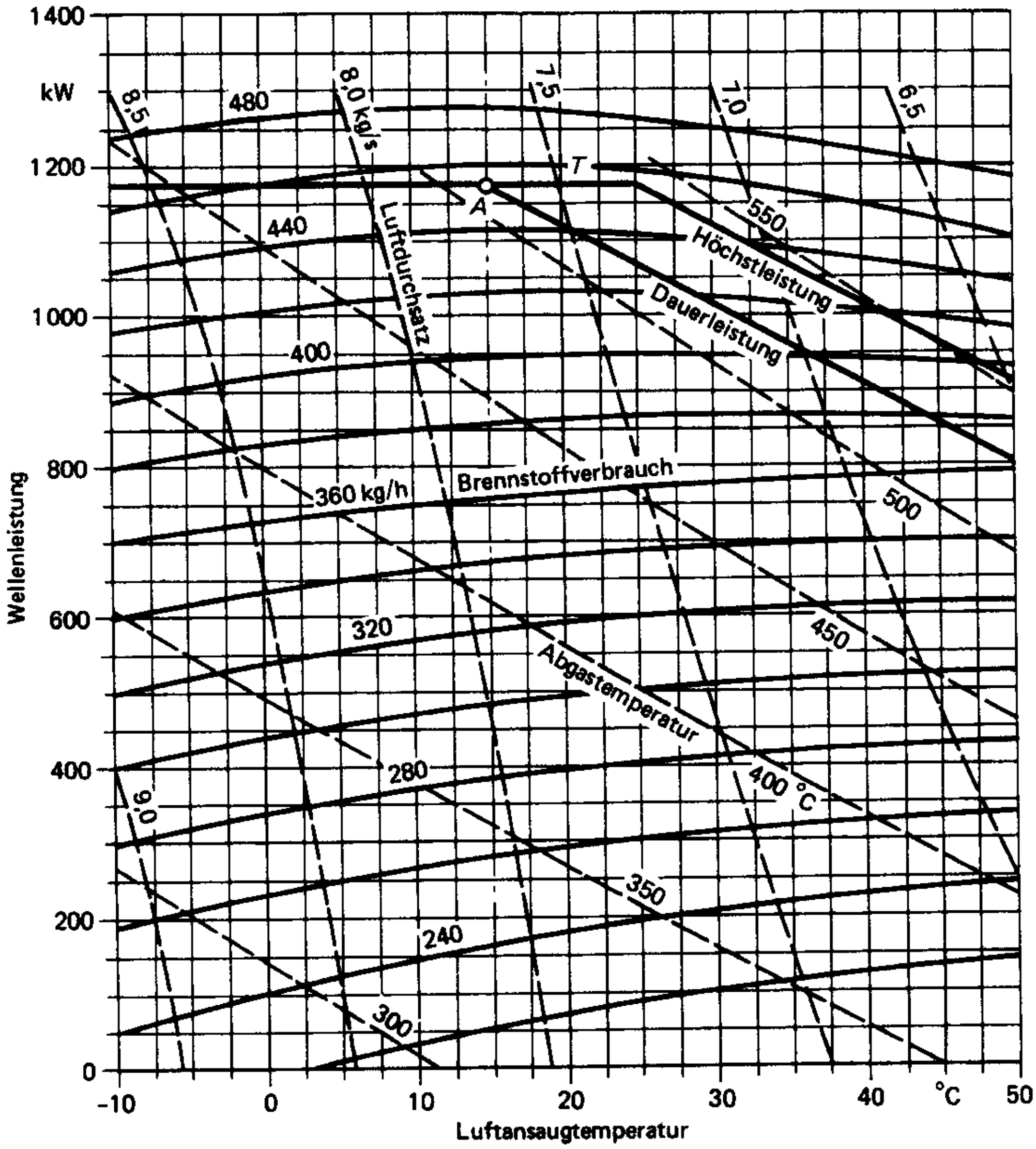
F. Brandt





A Verdichter
B Erhitzer (Brennkammer)
C Turbine
C_1 Verdichterturbine
C_2 Nutzleistungsturbine
D mechanische Nutzleistungsabnahme
E optimale Drehzahl
F optimale Drehzahl der Nutzleistungsturbine
G Grenze des Betriebsbereichs
$\dot{m}_B$ Brennstoffmassenstrom

W. Hentschel, G. Oberländer



Kennfeld einer Einwellen-Gasturbine

für den Betrieb unter Normbezugsbedingungen bei Nenndrehzahl.

Umgebungsluftzustand:	totaler Druck	101,3 kPa (0 m Höhe)
	totale Temperatur	15 °C
	relative Feuchte	60 %

bezogen auf die mechanische Nutzleistungsabnahme hinter Getriebe.

A Auslegungspunkt unter Normbezugsbedingungen

T obere Leistungsbegrenzung („topping")

Höhenkorrektur:

Leistungsabnahme 1,12 % entsprechend Luftdichte-Abnahme je 100 m Höhe.

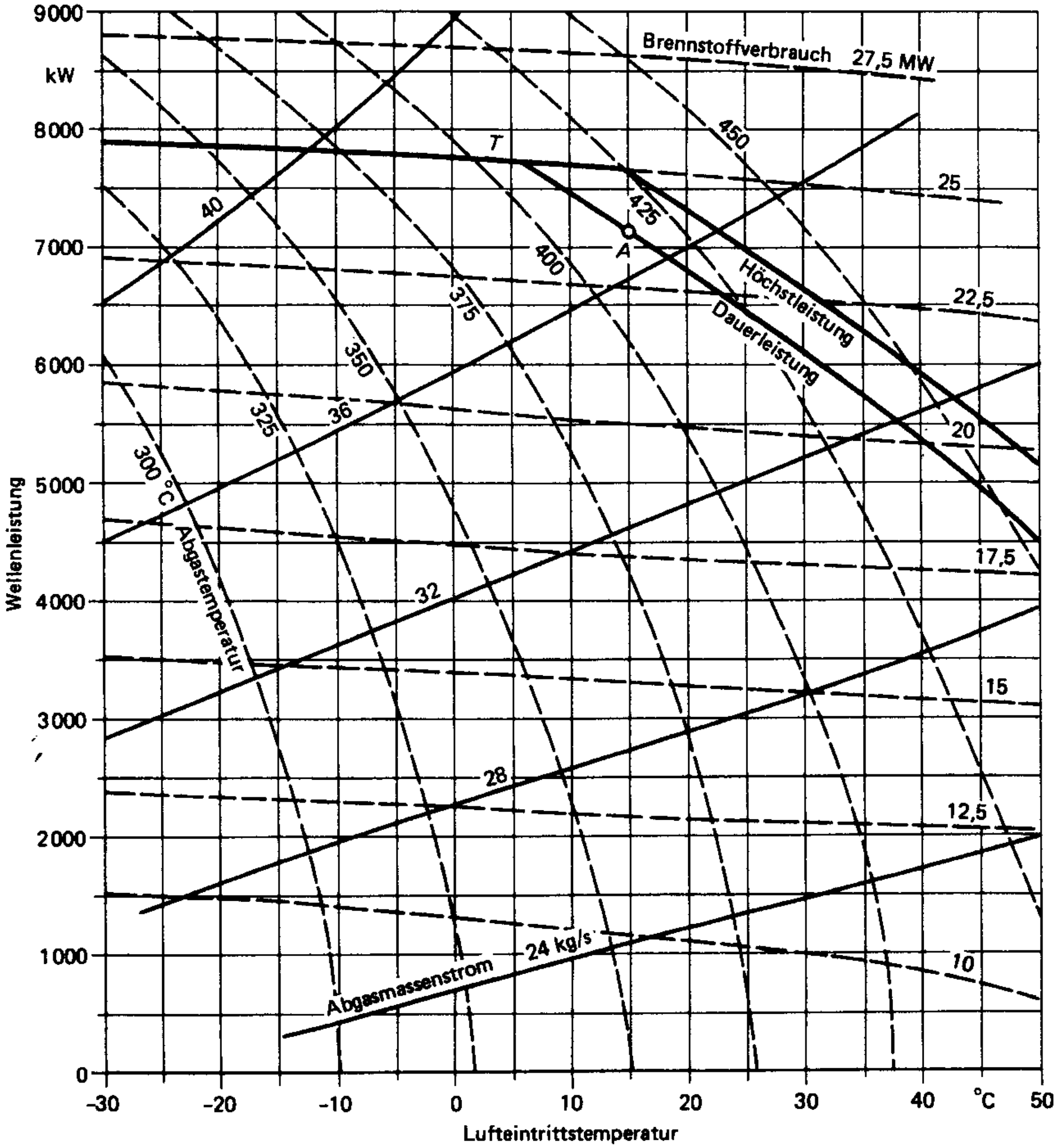
Korrekturen für Druckverluste (abhängig vom Gasturbinentyp):

Leistungsverlust je 1 kPa Druckverlust

im Luftansaugsystem	1,2 bis 2,5 %
im Abgassystem	0,5 bis 1,5 %

Kennfeld und Korrekturwerte sind den Herstellerangaben zu entnehmen.

W. Hentschel, G. Oberländer



Kennfeld einer Zweiwellen-Gasturbine
für den Betrieb unter Normbezugsbedingungen,

Umgebungsluftzustand:	totaler Druck	101,3 kPa (0 m Höhe)
	totale Temperatur	15 °C
	relative Feuchte	60 %

bezogen auf die mechanische Nutzleistungsabnahme hinter Getriebe.

A Auslegungspunkt unter Normbezugsbedingungen
T obere Leistungsbegrenzung („topping")

Höhenkorrektur:

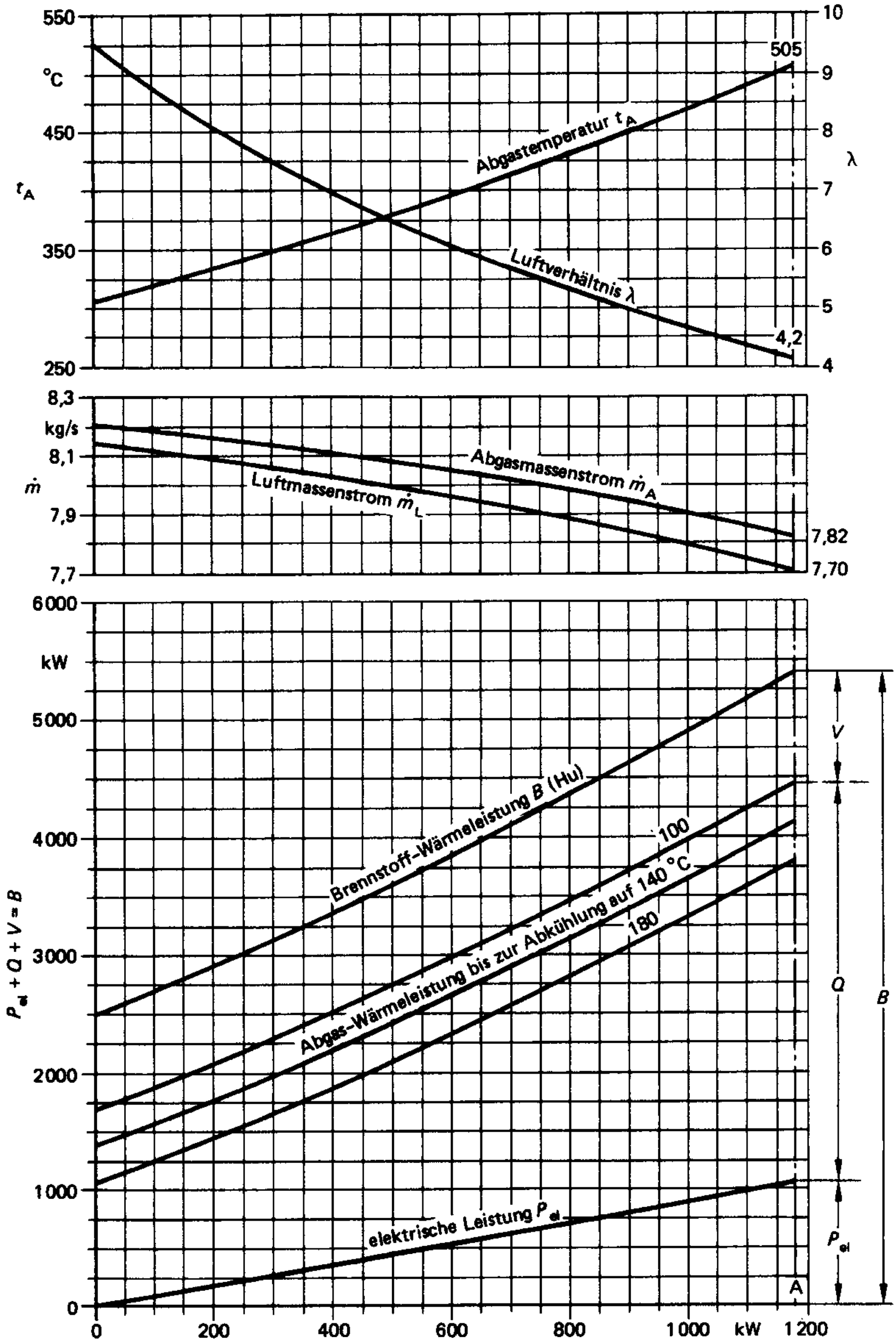
Leistungsabnahme 1,12 % entsprechend Luftdichte-Abnahme je 100 m Höhe.

Korrekturen für Druckverluste (abhängig vom Gasturbinentyp):

Leistungsverlust je 1 kPa Druckverlust
im Luftansaugsystem 1,2 bis 2,5 %
im Abgassystem 0,5 bis 1,5 %

Kennfeld und Korrekturwerte sind den Herstellerangaben zu entnehmen.

W. Hentschel,
G. Oberländer



Energieaufteilung bei einer Gasturbine entsprechend Kennfeld 12.2

W. Hentschel, G. Oberländer

ENGINE USER TECHNICAL MANUAL

(For test bench)

DW10 ATED ENGINE

SUMMARY

GENERAL CHARACTERISTICS

Engine:	DW10ATED/L4
Model:	Turbocharged Diesel with intercooler air /air and 2valves per cylinder
Number of cylinder:	4
Displacement:	1997 cm^3
Maxi Speed :	5350 rpm
Mini Speed :	820 rpm

FUEL :

Diesel-fuel with 350 ppm of sulfur
Diesel filter : PSA reference: RP 190159
Fuel supply : maxi pressure 2,5 bar

LUBRICATION :

Lubricating oil :	reference :TOTAL G11077 grade 5W30
Capacity :	4,5 litres
Oil filter:	PSA reference: 1109N2
Maxi temperature :	110°c

Oil change periodicity: 80 hours(without post-injection)
20 hours(with 100% of post-injection)

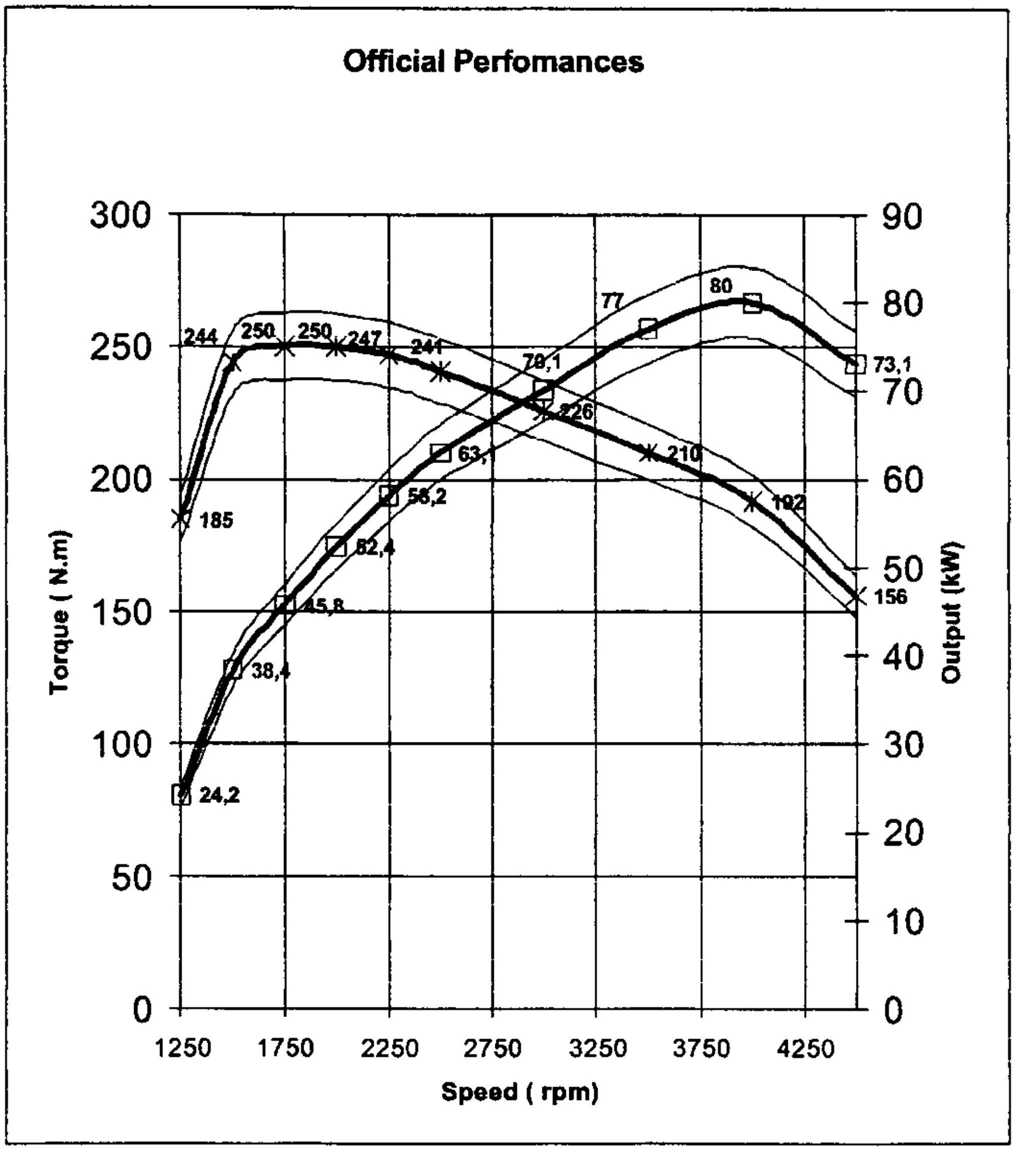
COOLING DOWN:

FLUID:	PROCOR 3000 at 50%
Max temperature :	95°C
Max pressure :	1,4 bar

Gearbox model : ML

Engine DW10ATED
Performances

Speed	Torque (N.m)			Output (kW)		
	Nominal	Min	Max	Nominal	Min	Max
1250	185	175,8	194,3	24,2	23,0	25,4
1500	244	231,8	256,2	38,4	36,5	40,3
1750	250	237,5	262,5	45,8	43,5	48,1
2000	250	237,5	262,5	52,4	49,8	55,0
2250	247	234,7	259,4	58,2	55,3	61,1
2500	241	229,0	253,1	63,1	59,9	66,3
3000	226	214,7	237,3	70,1	66,6	73,6
3500	210	199,5	220,5	77	73,2	80,9
4000	192	182,4	201,6	80	76,0	84,0
4500	156	148,2	163,8	73,1	69,4	76,8



DW10ATED/L4 test condition on test bench

Environment:

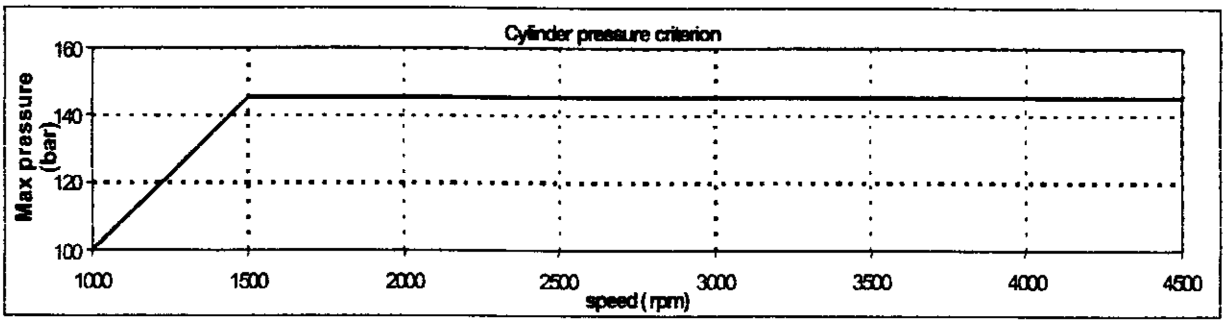
-Open lock water thermostat, precision weighing of pressure vent radiator cap=1,4 bar
-Oil capacity: 4,5 litres
-Air cooling on EGR capsule and turbocharger capsule
-Fuel back flow pressure at 0,7 bar.

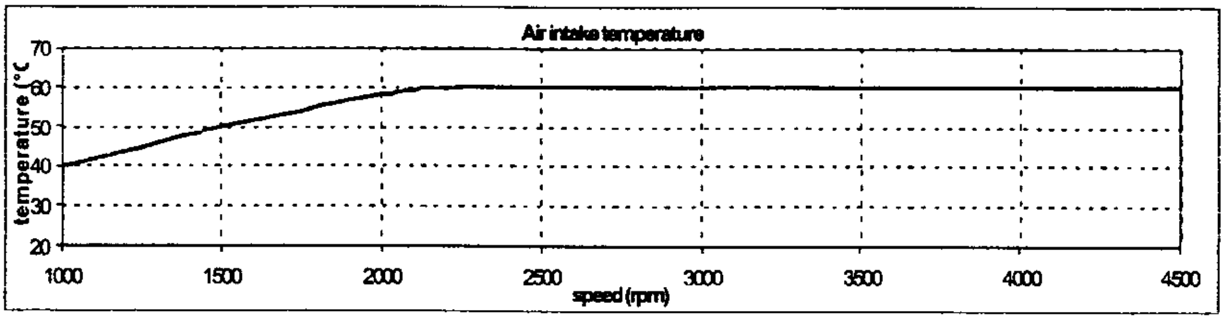
Temperatures governing:

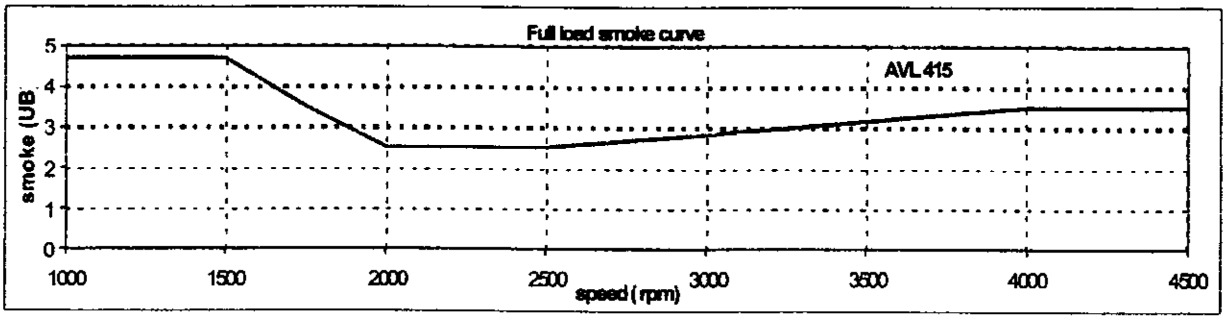
-Air intake after intercooler (see table)	
-Outlet header tank:	95°C
-Oil gallery:	110°C
-Inlet fuel pump:	32°C ±2°C

Limitation criterion:

-Air temperature after supercharger :130°C max with 25°C air in the bench
-Exhaust gas before the turbocharger : 750°C max
-Smoke (see table)
-Combustion pressure (see table)
-Exhaust gas pressure after turbocharger : 220 mbar at 4000 rpm full load







RUNNING-IN

engine model **DW10 ATED/L4**

Sequence number		Test Load	Speed	Torque value in (N.m)
1 engine Warm-up	N1		1500	10
2	N1	1/4	1500	60
3	N2		2000	60
4	N3		2250	60
5	N2	1/2	2000	125
6	N3		2250	125
7	N4		2500	120
8	N5		3000	110
9	N6		3250	110
10	N7		3500	100
11	N3	3/4	2250	185
12	N4		2500	185
13	N5		3000	170
14	N6		3250	170
15	N7		3500	160
16	N8		3750	150
17	N9		4000	140
18	N10		4200	130

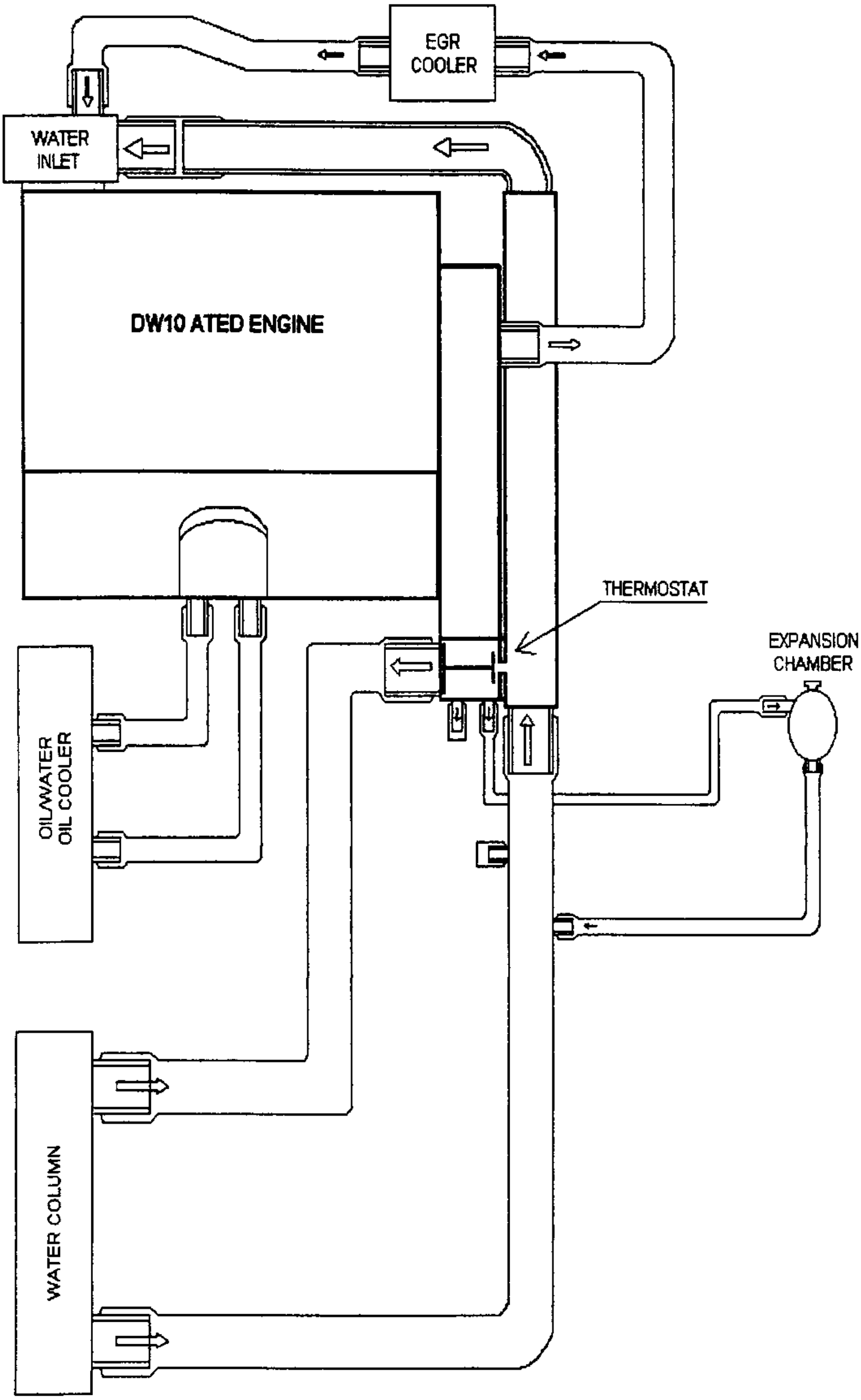
Time of each sequence: 30 minutes

SEQUENCES:

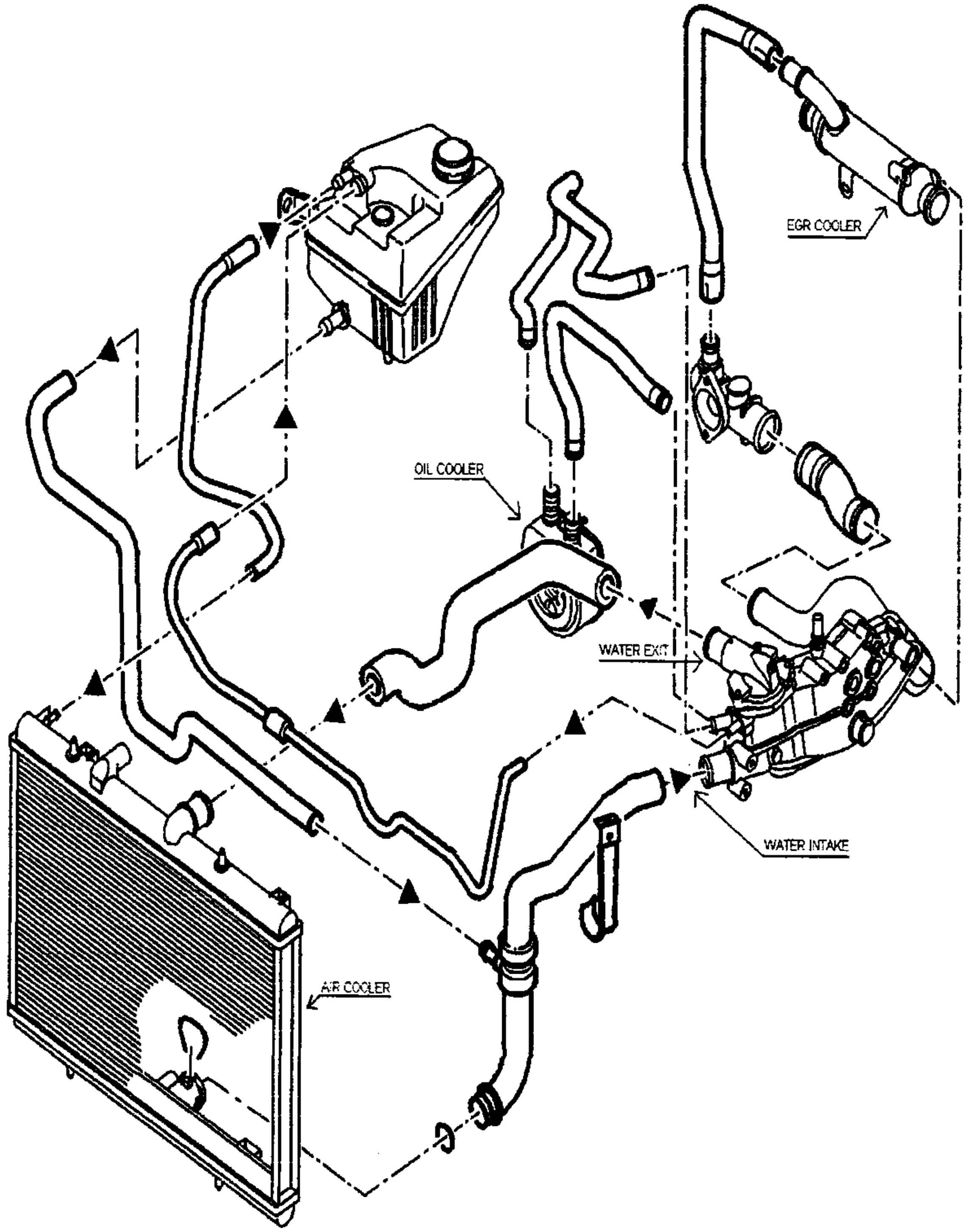
from 1 to 18: 2 times=18h
from 11 to 18: 3 times=12h

Total running-in time: 30 hours

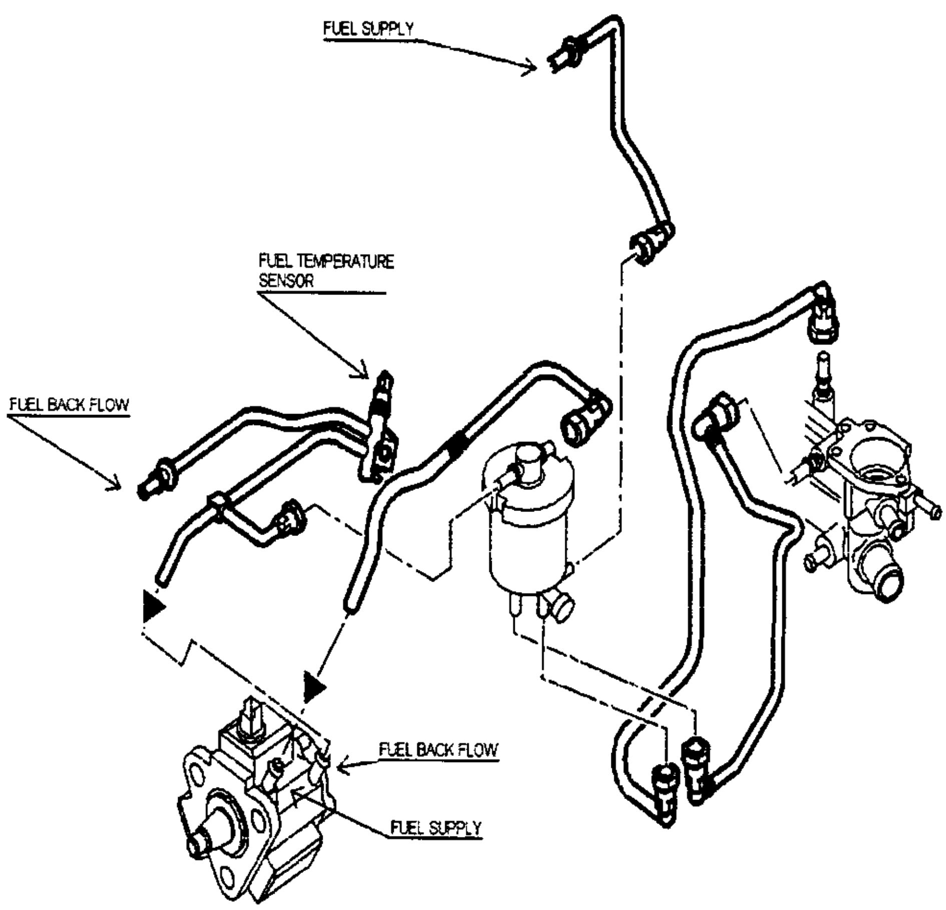
WATER DIAGRAM



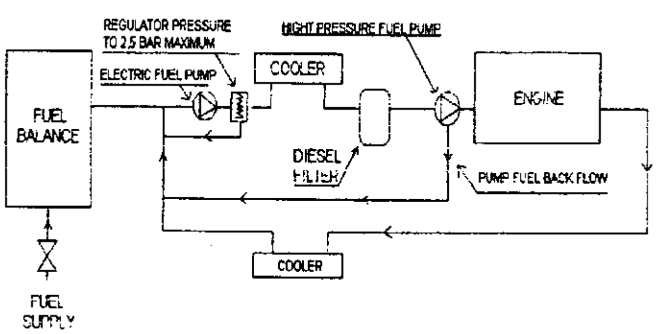
WATER CIRCUIT



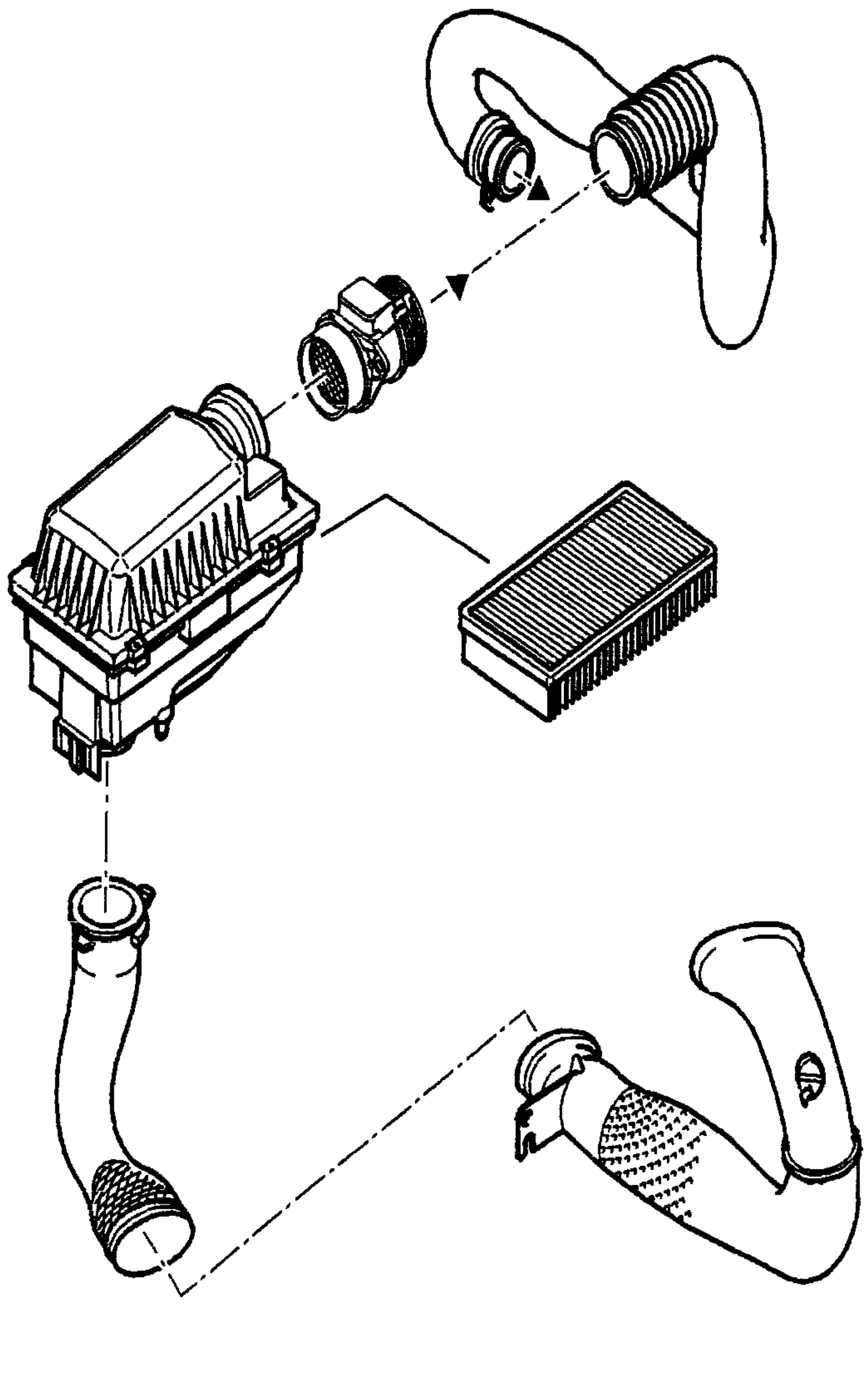
FUEL DIAGRAM



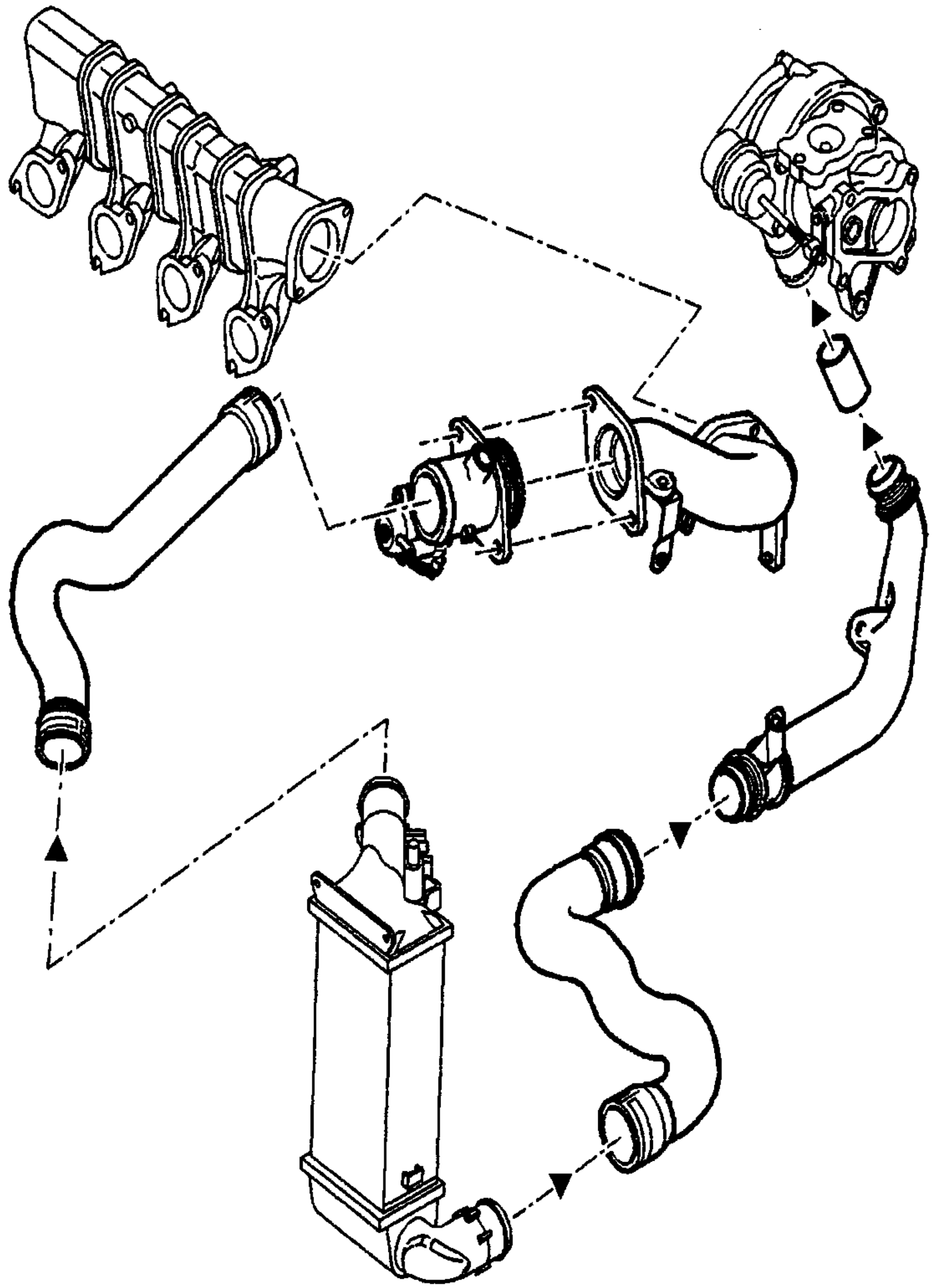
PRINCIPLE DIAGRAM



AIR CIRCUIT



AIR CIRCUIT



VACUUM CIRCUIT DIAGRAM